

PM00573

UNIVERSITÉ D'ALGER

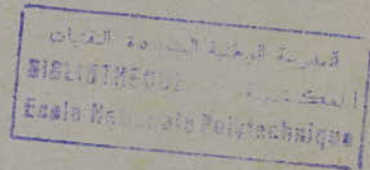
---

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---

DÉPARTEMENT MÉCANIQUE

---



Thèse de fin d'études

---

**GENERATEUR à VAPEUR**

**D = 35 t/h , P = 39 kg/cm<sup>2</sup> , T = 450 °C**

Proposé par:

Y. Yakimov

Etudié par:

A. Dahmani

Promotion : 72-73

المدرسة الوطنية المتعددة الفنون  
BIBLIOTHEQUE -- المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

UNIVERSITÉ D'ALGER

---

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---

DÉPARTEMENT MÉCANIQUE

---

المدرسة الوطنية المتعددة الفنون  
BIBLIOTHÈQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

GENERATEUR à VAPEUR

$D = 35 \text{ t/h}$  ,  $P = 39 \text{ kg/cm}^2$  ,  $T = 450 \text{ }^\circ\text{C}$

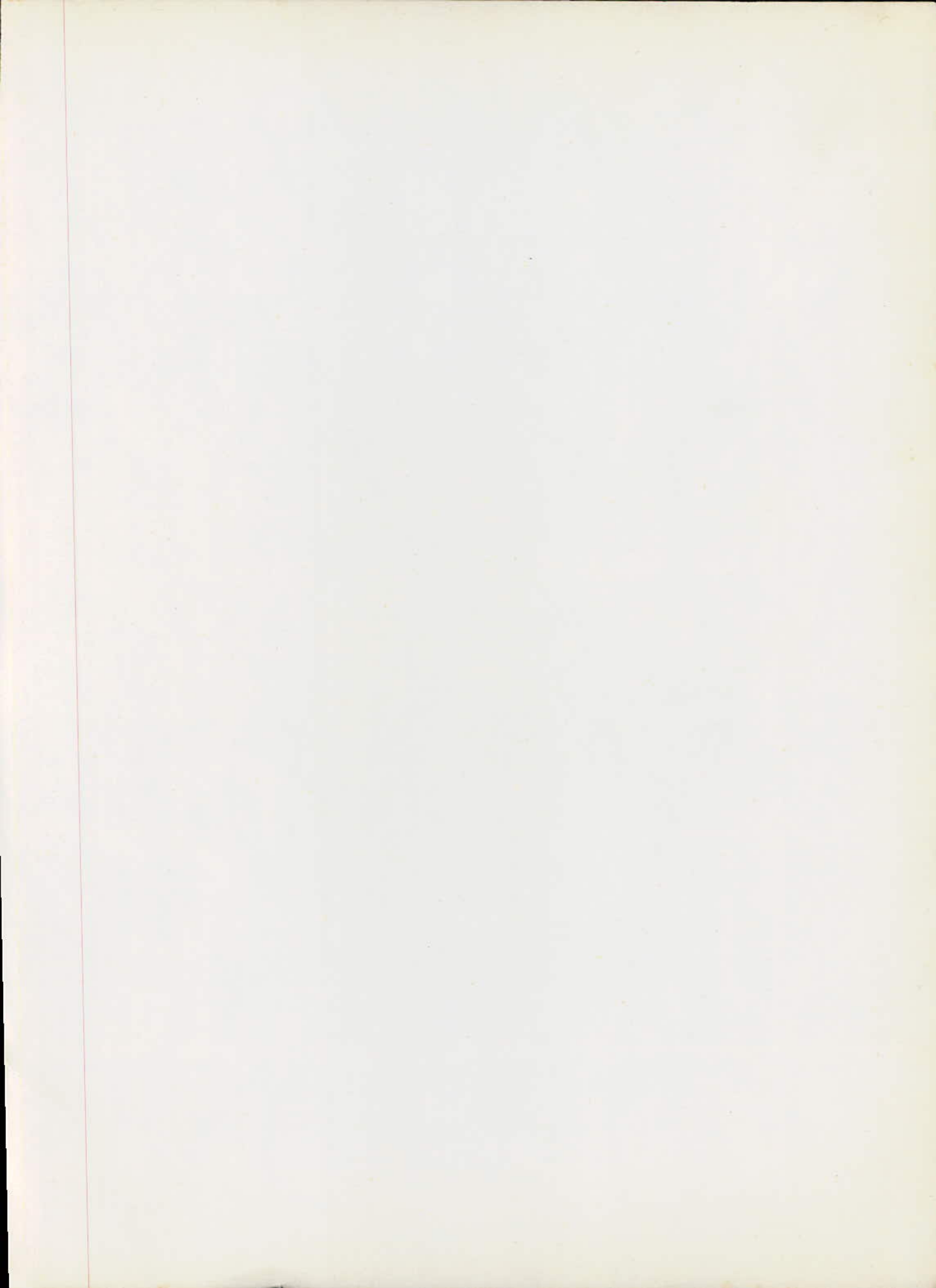
Proposé par:

Y. Yakimov

Etudié par:

A. Dahmani

Promotion : 72-73





- Avant Propos -

*Je tiens à exprimer ma vive reconnaissance à Monsieur YAKIM YAKIMOV Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique qui a bien voulu patronner cette étude et ce avec toute la patience et le dévouement nécessaires.*

*Je dédie cette modeste étude à tous ceux qui ont contribué à ma formation, ainsi qu'à mes parents , Professeurs et amis.*

*Ahmed. DA EMANI*

## TABLE DES MATIERES

§ <u>Introduction</u>	
§ <u>Généralités</u>	1
§ <u>Caractéristiques du combustibles</u>	4
§ <u>Choix et justification de la préparation du combustible</u>	6
§ <u>Calcul du brûleur</u>	8
§ <u>Choix du réchauffeur d'air</u>	12
§ <u>Choix des chambres de combustion (construction)</u>	13
§ <u>Système de nettoyage</u>	16
§ <u>Calcul de l'appareil de nettoyage dans la chambre à combustion.</u>	18
§ <u>Calcul de l'épaisseur des parois</u>	
- <u>Parois arrière</u>	23
- <u>Parois latérales</u>	24
§ <u>Calcul thermique</u>	26
§ <u>Bilan thermique</u>	29
§ <u>Calcul de la chambre de combustion</u>	32
§ <u>Disposition des surfaces d'écrans</u>	35
§ <u>Détermination du nombre de tubes d'écrans</u>	36
§ <u>Calcul des faisceaux</u>	36
§ <u>Répartition des chaleurs</u>	41
§ <u>Calcul du surchauffeur</u>	43
§ <u>Calcul de l'Economiseur</u>	48
§ <u>Calcul du rechauffeur d'air</u>	52
§ <u>Traitement des eaux</u>	62

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

---

L'évolution des centrales thermiques n'a cessé d'être modifier depuis la naissance de l'énergie électrique (fin du siècle dernier). Les premières usines de productions thermiques ne pouvaient atteindre que de faibles puissances et furent nécessairement isolées. L'esprit de compétition a montré, qu'il était possible de réduire le prix de revient de l'énergie électrique en réunissant plusieurs usines en un seul secteur de production. Telle était la première idée de la distribution électrique

C'est de ce regroupement de machines que vient le nom de "centrale" donné aux usines productrices de courant construites vers 1890.

La puissance de ces génératrices était de l'ordre de quelques milliers de kw. Ces dernières consommaient beaucoup d'acier, leur rendement était faible. L'évolution de ce mouvement de concentration des usines de production prit un aspect satisfaisant et dépassa toutes les prévisions, grâce au modernisme de la technique ainsi qu'à la consommation progressante. Ce n'est qu'en vers 1920, que les anciennes centrales cédèrent leur place aux "super-centrales", dont la puissance installée était supérieure à 100 000 kw. Les chaudières les plus robustes étaient à tubes de fumée ou à tubes d'eau. Dans les premières citées les fumées circulaient à l'intérieur des tubes et l'eau à l'extérieur. A l'heure actuelle, les deux façons combinées sont utilisées pour l'ensemble de l'économie.



La régulation de la température dans le surchauffeur est obtenue par injection de condensats de la vapeur saturée.

Cette méthode donne au fluide une inertie négligeable en même temps un condensat de haute qualité.

Les gaz quittent le surchauffeur et entrent dans un carneau vertical dans lequel se trouvent les surfaces de convection : économiseur et réchauffeur d'air.

L'excès d'humidité dans le combustible exige une température de l'air élevée. Pour cette raison, le réchauffeur de l'air est exécuté en deux parties, donnant les résultats suivants :

- économie en métal
- surfaces de chauffe plus petites
- la température de l'air à 400° C

L'économiseur est construit de la même façon en deux étages. La deuxième partie de l'économiseur est du type évaporisateur partiel (14,9% d'évaporation). C'est pour cela que le combustible contient beaucoup d'humidité.

L'air nécessaire à la combustion est aspiré dans la partie haute de l'atelier par un ventilateur broyeur.

Dans la partie arrière du générateur à vapeur sont montés deux blocs de brûleurs alimentés par deux ventilateurs broyeurs.

Les brûleurs sont à six fentes pour pulvériser le combustible et cinq fentes pour l'air. Au bas de la chaudière se trouve un système d'évacuation des mâchefers et cendres commandés hydroliquement.

L'alimentation de la chaudière est double et interrompue. Le bloc d'alimentation est complètement automatique.

.../...

Le mur d'isolation de la chaudière est constitué en trois couches différentes :

- a) des briques réfractaires, épaisseur : 125 mm
- b) des briques en diatomites, épaisseur : 250 mm
- c) perlites, épaisseur :  $70 \frac{1}{2}$  90 mm

L'isolation dans la partie surchauffeur est faite en deux couches :

- a) briques réfractaires, épaisseur : 125 mm
- b) briques diatomites, épaisseur : 250 mm

Dans le deuxième cas d'isolation, les différentes couches sont maintenues par des équerres reliées aux supports du générateur à vapeur.

On prévoit des joints de dilatation thermiques munis de joints d'étanchéité.

La partie inclinée ou horizontale de l'isolation est supportée par des tubes d'écrans, soit par des tubes surchauffeurs.

L'étanchéité extérieure du générateur à vapeur est assurée par une partie métallique de deux millimètres d'épaisseur. Tous les autres éléments : le réchauffeur d'air, les conduites d'air chauffé, le fond du réservoir, les conduites du combustible pulvérisé, les brûleurs sont isolés par des couches d'isolant en verre recouvert d'amiante.

Le nettoyage des surfaces d'échanges se fait à l'aide de la vapeur surchauffée. L'installation d'escaliers et passerelles facilitent les réparations, les manipulations et les contrôles aux différents niveaux.

.../...



CARACTERISTIQUES DU COMBUSTIBLE

Pour construire une chaudière avec production de chaleur :  
D = 35 t/h, une pression P = 39 Kg/cm<sup>2</sup> et une température  
T° = 450° C, on utilise le combustible avec les caractéristiques  
suivantes :

$C^B = 18,72 \%$	$H^B = 1,64 \%$	$A^B = 29,7 \%$
$D^B = 4,89 \%$	$N^B = 0,38 \%$	$W^B = 41,3 \%$
$S^B = 3,37 \%$	$Q^i = 1510 \text{ Kcal.Kg}$	

On peut déterminer les valeurs suivantes :

1°/ Humidité rapportée

$$W^R = \frac{W^B}{Q^i} \times 1000 = \frac{41,3}{1510} \times 1000 = 27,4 \% / 1000 \text{ Kcal/Kg}$$

$W^R = 27,4 \% > 25 \%$ .- Le combustible humide.

2°/ Soufre rapporté

$$S^R = \frac{S^B}{Q^i} \times 1000 = \frac{3,37}{1510} \times 1000 = 2,23 \%$$

$S^R = 2,23 \% > 0,2$ . Excès de soufre.

3°/ Cendre rapportée

$$A^R = \frac{A^B}{Q^i} \times 1000 = \frac{29,7}{1510} \times 1000 = 19,7 \%. - \text{Excès de cendre.}$$

La mauvaise qualité du combustible demande l'utilisation d'une  
méthode de combustion avec :

- un bon rendement
- une économie du combustible
- une stabilité de la combustion.

./.

Pour diminuer l'excès d'humidité, il faut une température élevée. L'excès de soufre exige une protection des dernières surfaces d'échanges contre la corrosion sulfurique.

L'excès de cendre peut amener un dépôt excessif sur les surfaces d'échanges. L'entraînement des cendres par les gaz, en cas de grande vitesse, peut provoquer l'usure des grilles et des tubes.

Pour combattre ces phénomènes, il faut prévoir un puissant système de nettoyage.

CHOIX ET JUSTIFICATION DE LA PREPARATION  
DU COMBUSTIBLE PULVERISE

-----

Le choix de la combustion par combustible pulvérisé est dû par

- 1°/ La puissance de la chaudière :  $D = 35 \text{ t/h}$      $20 \text{ t/h}$
- 2°/ Pouvoir calorifique du combustible  $Q_i = 1510 \text{ Kcal/Kg}$
- 3°/ Le combustible avec une autre quantité de soufre.  
Le point d'arrosage diminue du fait de l'augmentation de la quantité de cendre dans les gaz brûlés.
- 4°/ Une combustion complète.
- 5°/ L'air réchauffé à  $400^\circ\text{C}$  donne un procédé de combustion stable qui diminue les pertes chimiques et mécaniques.  
Un réglage automatique et facile du procédé de combustion assure un bon fonctionnement.
- 6°/ Pour le broyage du combustible, on a choisit un ventilateur broyeur.

N°	Zone d'utilisation du ventilateur-broyeur	caractéristique de la chaudière
1	Pour une chaudière avec une production de vapeur de $12 \frac{1}{2}$ - $75 \text{ t/h}$	$D = 35 \text{ t/h}$
2	$Q_i$ minimales pour le combustible $Q_i^{\text{in}} = 1460 \text{ Kcal/Kg}$	$Q_i = 1510 \text{ Kcal/Kg}$
3	Pour un combustible humide $w^R > 25 \%$ . On utilise les gaz brûlés de la chambre de la combustion pour ces charges.	$w^R = 27,4 \%$

.../...

Le ventilateur-broyeur a :

- 1) Une construction simple.
- 2) Il est facile à manipuler
- 3) Une charge volumétrique plus élevée que celle des autres broyeurs.
- 4) Une pression complète de 100 mm d'eau environ facilite l'aspiration des gaz brûlés de la chambre de combustion. Une pression suffisante conduit le combustible pulvérisé mélangé à l'air aux séparateurs et aux brûleurs. Spécialement les brûleurs à fentes utilisent les ventilateurs-broyeurs.
  - a) On peut atteindre de faibles pourcentages d'humidité dans les poussières sans crainte d'explosion.
  - b) Possibilité de changement de régime instantané.
  - c) La chambre de combustion travaille sans pulsation et on peut régler la production de la chaleur dans de larges limites.



## SCHEMA DE PULVERISATION

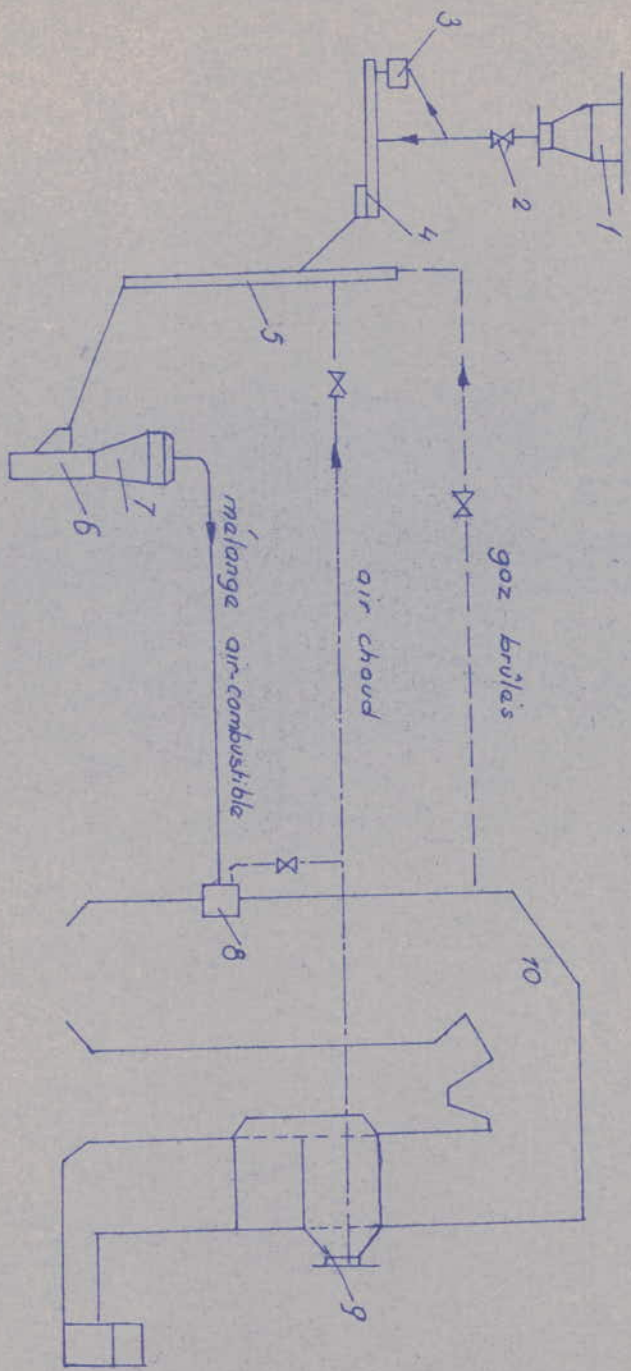
---

Le schéma est représenté en annexe 1

On a choisi deux ventilateurs-broyeurs car la production horaire de vapeur est  $35t/h < 50t/h$ . L'ensemble de ces appareils joue le rôle de ventilateur et de broyeur. Cet ensemble aspire l'agent de séchage et le conduit vers les brûleurs. Le combustible est séché grâce aux soutirages d'air chaud et des gaz brûlés. Ce schéma de pulvérisation est du type ferme. La chaudière travaille avec toute la quantité d'humidité primaire. Le système est directe sans accumulation intermédiaire de combustible pulvérisé. Les brûleurs sont disposés sur la partie frontale de la chambre de combustion. Ils sont à six fentes pour le mélange du combustible et cinq fentes pour l'air secondaire. Ce type de brûleur donne un bon mélange de l'air primaire, le combustible pulvérisé et l'air secondaire. L'alimentation des quatre brûleurs montés en deux blocs est croisée. Ce ci garantie une répartition de combustible pulvérisé en cas d'arrêt d'un ventilateur-broyeur.



Schéma de la pulvérisation du combustible



1- Volume du combustible

2- interrupteur

3- balance

4- alimentation

6- ventilateur-broyeur

7- séparateur

8- brûleurs

9- chauffeuse de l'air

## CALCUL DU BRULEUR

La chaudière est munie de deux ventilateur-broyeurs. Chacun a une production  $B_b = 9 \text{ t/h}$ . En somme on aura  $B = 18 \text{ t/h}$ . Pour tous les calculs thermiques on choisit  $B_b = 17,5 \text{ t/h}$

1°) Quantité de l'agent de séchage pour un kilogramme de combustible brut.

$$q_1 = \frac{\Delta W(595 + 0,45 t_2 - t_{comb}) + q_{comb} + 95 - q_{mec}}{C_{cat} + K_{npe} C_{(x-b)} t_{(x-b)} - (1 + K_{npe}) C_2 t_2}$$

a) quantité de vapeur pour 1 kilogramme de combustible brut.

$$\Delta W = \frac{w_B - w_R}{100 - w_R} = \frac{41,3 - 7}{100 - 7} = 0,369 \text{ kg/kg}$$

$w_R = 7 \%$  → pris sur un abaque

b) température de l'agent de séchage à la fin de l'installation.

$$t_2 = t'_M - 5^\circ \text{ C} = 80 - 5 = 75^\circ \text{ C}$$

$t'_M = 80^\circ \text{ C}$  : température à la sortie du brûleur prise abaque pour un combustible ayant  $w > 25 \%$

c) quantité de chaleur utilisée dans le tube de séchage

$$q_{comb} T_c = \left( \frac{100 - w_B}{100} \right) \left[ C_{comb} + \frac{w'' T_c}{100 - 24,6} \right] (T_{comb} T_c - T_{comb})$$

$$= \frac{100 - 41,3}{100} \left( 0,27 + \frac{24,6}{100 - 24,6} \right) 40 = 14 \text{ Kcal/g}$$

$t_{comb} = 0^\circ \text{ C}$  : température initiale du combustible

./.

L'humidité à la fin du séchage est :

$$w''T_c = \frac{w^B (100 - w^R) - 100 (w^B - w^R) \cdot a}{(100 - w^R) - w^B - w^R a}$$

$$= \frac{41,3 (100 - 7) - 100 (41,3 - 7) \cdot 0,6}{(100 - 7) - 41,3 - 7 \cdot 0,6}$$

a = 0,6 quantité d'humidité à retirer du 1er étage

C<sup>c</sup>comb = 0,27 Kcal/kg ;°C

- chaleur utilisée pour le chauffage du combustible dans le broyeur

$$q_{comb. M} = \frac{100 - 41,3}{100} (0,27 + \frac{7}{100 - 7}) t_2 - t''_{comb} T_c =$$

- quantité totale de la chaleur dans le combustible

$$q_{comb} = q_{com} T_c + q_{comb} M = 41 + 7,1 = 48,1 \text{ Kcal/kg}$$

- perte de chaleur par l'installation

$$q_5 = \frac{Q_5}{1000 \cdot B_B} = \frac{28.500}{1000 \cdot 17,5} = 1,63 \text{ Kcal/kg}$$

Q<sub>5</sub> = 28,500 Kcal/kg = quantité de chaleur prise sur abaque expérimental

- quantité de chaleur dégagée par les organes du broyeur

$$q_{mec} = 0,86 K_{mec} C_{BR} = 0,86 \cdot 0,8 \cdot 7,25 = 5 \text{ kcal/kg}$$

( C<sub>BR</sub> = 7,25 kwh/T : coefficient de consommation spécifique

( pour un broyeur donné par un abaque

( K<sub>mec</sub> = 0,8 : coefficient mécanique

( t<sub>1</sub> = 350°C : température initiale de l'agent de séchage

\* cas d'un arbre de broyeur non refroidi.



1)  $K_{nrc} = 0,2$  : coefficient de l'air faux dans le système de broyage

2)  $C_{ca} = 0,284 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$  : chaleur spécifique de l'agent de séchage avant l'installation.

3)  $C_2 = 0,271 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$  : chaleur spécifique de l'agent de séchage après l'installation.

- quantité de l'agent de séchage par kilogramme de combustible

$$q^1 = \frac{0,369(595 + 0,45 \cdot 75) + 21,1 + 1,63 - 5}{0,284 \cdot 350 + 0,2 \cdot 0,31 \cdot 30 - (1+0,2) \cdot 0,271 \cdot 75} = 3,24 \text{ kg agent de séchage / kg comb brut}$$

- quantité volumique de l'agent de séchage humidifié après l'installation.

$$V_{\text{hum}} = \left[ \left( \frac{r_g}{\gamma_{og}} + \frac{r_{ga} + K_{nrc}}{\gamma_{ob}} \right) q^1 + \frac{AW}{0,804} \right] \frac{273 + t_2}{273}$$

$$= \left[ \left( \frac{0,00312}{1,23} + \frac{0,99688 + 0,2}{1,285} \right) \cdot 3,24 + \frac{0,369}{0,804} \right] \frac{273 + 75}{273} = 6,58 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} \gamma_{ob} = 1,285 \text{ g/m}^3 \cdot n \\ \gamma_{og} = 1,23 \text{ kg/m}^3 \cdot n \end{array} \right\} \text{ poids spécifiques donnés par des tableaux}$$

$r_g$  : quantité des gaz brûlés par rapport à la quantité de l'agent de séchage.

$r_{gb}$  : quantité de l'air réchauffé

$$C_g \cdot V \cdot r_g + C_{gb} \cdot t_{gb} (1 - r_g) = C_{ca} \cdot t_1$$

$$r_{gb} = 1 - r_g$$

$$r_g \cdot 950 \cdot 0,305 + 400 \cdot 0,245 (1 - r_g) = 0,284 \cdot 350$$

$$r_g = 0,00312$$

$$r_{gb} = 0,99688$$

./.

- quantité-totale de mélange air-combustible pulvérisé

$$V'o = Vh_{om} B_B = 6,58 \cdot 17500 = 112,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

- quantité du mélange par seconde

$$V'' = \frac{V'o'}{3600} = \frac{112000}{3600} = 31,1 \text{ m}^3/\text{sec}$$

On suppose que l'installation se compose de deux blocs de 2 brûleurs alimentés par deux ventilateurs broyeurs.

$$V^{pul}_{comb} = \frac{31,1}{4} = 7,78 \text{ m}^3/\text{sec}$$

- quantité volumique d'air réchauffé

$$V_{air} = \frac{V'o'(t_1 + 273)}{273} = \frac{2,04 (350 + 273)}{273} = 4,66 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- volume total de l'air réchauffé

$$V'o = V_{air} B_B = 4,66 \cdot 17500 = 81500 \text{ m}^3/\text{h}$$

- volume total de l'air réchauffé par seconde

$$V''o = \frac{V'o}{3600} = \frac{81500}{3600} = 22,6 \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$V^{air}_{comb} = \frac{22,6}{4} = 5,65 \text{ m}^3/\text{sec}$$

- vitesse de l'air

a) primaire C1 = 15 m/sec

b) secondaire C2 = 20 m/sec

$$F_{pul. mel} = \frac{V^{pul}_{comb}}{C_1} = \frac{7,78}{15} = 0,518 \text{ m}^2$$

$$F_{air} = \frac{V^{air}_{comb}}{C_2} = \frac{5,65}{20} = 0,282 \text{ m}^2$$

F pul . mel = section de passage du mélange pulvérisé

F air = " " de l'air secondaire



## CHOIX DU RECHAUFFEUR D'AIR

La précaution principale à remarquer dans l'exploitation et la construction des rechauffeurs d'air consiste à éviter que les parois aient une température inférieure à celle du point de rosée des gaz. La combustion du soufre donne toujours un peu d'anhydride sulfurique et une oxydation d'une partie de  $\text{SO}_2$  formé. Au contact de la vapeur d'eau  $\text{SO}_3$  se transforme en  $\text{H}_2\text{SO}_4$ . Si les parois des tubes sont à une température inférieure au point de rosée du produit vapeur d'eau-acide sulfurique, il y a formation de gouttellettes qui rongent le métal des tubes. La transformation du  $\text{SO}_2$  en  $\text{SO}_3$  accélère la corrosion. Pour chaque pression d'un mélange, le point du rosée varie. Cette réaction chimique savère assez difficile à contrôler. Pour éviter ces inconvénients il faudrait avoir :

- a) Une recirculation de l'air déjà réchauffé à l'entrée du réchauffeur d'air.
- b) un chauffage de l'air dans les échangeurs par l'eau ou la vapeur prise dans une source de la centrale thermique.

La meilleure solution à adapter contre la corrosion est l'utilisation d'un réchauffeur d'air avec fluide intermédiaire. C'est un échangeur constitué de tubes verticaux monté dans un cariveau .

## CHOIX DES CHAMBRES A COMBUSTION

Le choix des chambres de combustion<sup>ou</sup> pulvérisé exige un choix du débit de la chaudière et du type de combustible à utiliser. Si ces dernières données sont bien choisies, on aura une combustion complète et une stabilité parfaite du procédé de combustion.

## CONSTRUCTION DE LA CHAMBRE A COMBUSTION

### Dimensions

- 1/ La largeur  $B = 4,6\text{ m}$  (voir tableau  $\sqrt{}$ ) est suffisante pour l'emplacement de deux blocs de brûleurs.
- 2/ La hauteur  $H = 12,9$  garantit la longueur de la flamme  $L = 11,8\text{ m}$  (d'après les normes la longueur minimale est  $L = 7\text{ m}$  (voir tableau  $\sqrt{}$ )).
- 3/ La profondeur  $a = 3,7\text{ m}$  est assez grande pour que la flamme ne touche pas les parois. Dans cette condition, la formation des dépôts d'impuretés diminue.
- 4/ Le volume  $V_{cn} = 176\text{ m}^3$  assure un bon régime de la chaudière.
- 5/ Pour un débit  $D = 35\text{ T/h}$ , la plus petite dimension pour la conduite d'évacuation des dépôts est  $B' = 1\text{ m}$ .
- 6/ L'angle d'inclinaison de l'embase de la chambre de combustion =  $55^\circ$  facilite le passage du dépôt d'impuretés.

La partie supérieure de la chaudière a une forme plus étroite pour une bonne installation des surchauffeurs. De cette façon l'encombrement du générateur à vapeur diminue. Le surchauffeur forme une barrière dépoussiéreuse qui chasse les cendres volatiles vers le dépôt de l'embase de la chaudière.

L'utilisation de l'air chaud à 400°C dans les brûleurs supprime les difficultés des débuts de combustion. Les brûleurs à mazout supplémentaires sont utilisés au démarrage de la combustion. Ils sont mis hors de service après une stabilisation de la combustion à l'aide d'un autre combustible.

### SYSTEME D'EVAPORISATION

Le système d'évaporation de la chaudière est constitué par :

1. un écran avant
2. un écran arrière
3. deux écrans latéraux

Les calculs thermiques préliminaires ont démontré que pour un coefficient de garniture d'écran  $\psi = 0,85$ . La température à la sortie de la chambre de combustion est  $t'' = 950^\circ\text{C}$ . Les écrans sont constitués de tubes de 57 mm de diamètre.

Les données des écrans sont les suivantes.

N°	Ecran	$\varnothing$ en mm	pas en mm	Nombre de tubes
1	arrière	57	83	54
2	latéral	57	90	39
3	avant	57	182	24

Pour ce système d'écrans, on a

1. une prévision contre les dépôts de cendres fondues de la chambre de combustion.
2. une absorption intensive de la chaleur de la source .
3. une augmentation de la production de la vapeur
4. une préservation des murs de la chambre de combustion contre les chocs thermiques et l'influence chimiques des cendres fondues



Dans la partie haute de l'écran arrière se trouve un faisceau dont les dimensions sont

- Diamètre des tubes  $d = 57 \text{ mm}$
- Nombre de rangées  $n_2 = 3$
- Nombre de tubes dans une rangée  $n_1 = 18$
- Température des gaz après le faisceau  $t = 913^\circ \text{ c}$
- Pas longitudinal  $s_z = 200 \text{ mm}$
- Pas transversal  $s_x = 249 \text{ mm}$

Les tubes des écrans sont soudés sur des collecteurs dont les diamètres sont  $\phi = 245 \times 16$ . Le réservoir d'alimentation se trouve à l'extérieur des carreaux, suspendus par deux supports. Ses dimensions sont :

- Diamètre intérieur  $D = 1300 \text{ mm}$
- Epaisseur des parois de la partie cylindrique  $e = 48 \text{ mm}$
- Epaisseur du fond avec ouverture de révision  $e = 48 \text{ mm}$
- Epaisseur du fond sans ouverture  $e = 40 \text{ mm}$

Le réservoir d'alimentation comprend :

- un système de séparation eau-vapeur
- un tube pour phosphater
- des tubes de prélèvement pour l'analyse de l'eau
- des raccords pour les niveaux-mètres.

La construction du réservoir est parfaitement étanche par soudure. Approximité des brûleurs de la chambre de combustion, les tubes des écrans sont écartés de façon à assurer le montage des appareils de nettoyage et de contrôle.

## SYSTEME DE NETTOYAGE

Les procédés de combustion d'un combustible en état poussiéreux demandent un nettoyage régulier de la chaudière. Le dépôt formé est fonction de la qualité du combustible utilisé, de la composition des cendres et de la méthode de combustion. Un dépôt minimale diminue fortement le coefficient de transmission de la chaleur et augmente les pertes dynamiques.

Pour y remédier à ces inconvénients, on utilise :

- 1) un système de nettoyage régulier.
- 2) une disposition en quinconce des surfaces chauffantes.

Le nettoyage de la chaudière est dû à un soufflage puissant des surfaces de chauffe.

Le principe est le suivant : l'agent de soufflage entre dans l'appareil de nettoyage. Il pénètre ensuite dans les tuyères qui transforme sa pression en énergie cinétique. La vitesse du jet dont la puissance dépend :

- des paramètres initiaux de l'agent de soufflage et des diamètres des tuyères nettoie les surfaces utilisées.

Dans notre chaudière, nous utilisons de la vapeur surchauffée dont les paramètres initiaux sont :

- a)- pression  $p = 39 \text{ kg/cm}^2$
- b)- température  $t = 450^\circ \text{ C}$

L'utilisation de la vapeur surchauffée diminue le coût de l'installation. Le nettoyage est fait deux à trois fois par quart.

Pour le nettoyage du générateur à vapeur on utilise :



- 1) des appareils amovibles avec des tubes courts pour la chambre de combustion.
- 2) des appareils amovibles avec de longs tubes pour la première partie du surchauffeur.
- 3) des appareils non-amovibles avec de longs tubes pour la deuxième partie du surchauffeur
- 4) des boîtiers à billes pour les surfaces du carneau de convection (économiseur, rechauffeur d'air)

Tout le système de nettoyage peut être commandé automatiquement, ou manuellement.

L'appareil de nettoyage de la chambre de combustion comprend :

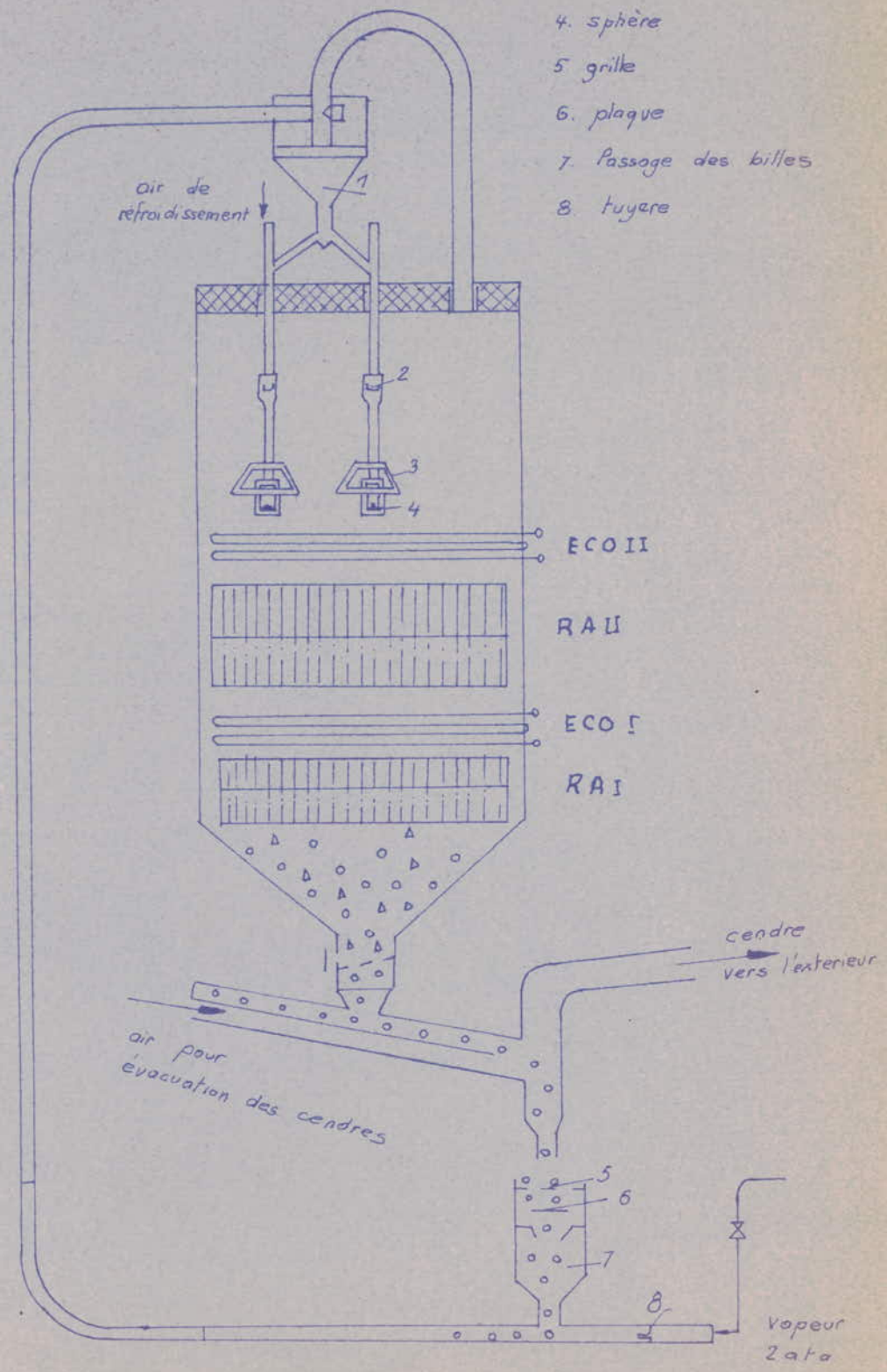
- a) un corps avec réducteur
- b) un tube d'alimentation de vapeur avec soupape automatique.
- c) une tête munie de tuyères
- d) un arbre fileté

Cet appareil est animé par des mouvements de rotations et de translation (course 350 mm)

On a constaté dans la pratique que le nettoyage par courant sonique de vapeur ; des surfaces de convection n'est pas efficace. Pour cela, on utilise le système de nettoyage par billes.

Pour un travail correct, il faut une répartition régulière des billes dans la section du carneau. La construction de ce système est simple et les manipulations deviennent faciles. (diamètre des billes les  $\phi = 3$  mm)

1. Cyclone pour billes
2. retardateur
3. réflecteur
4. sphère
5. grille
6. plaque
7. Passage des billes
8. tuyère



Tuyau de transfert pneumatique

Schéma d'un cycle de nettoyage par billes

CALCUL DE L'APPAREIL DE NETTOYAGE DANS  
LA CHAMBRE A COMBUSTION

---

Paramètre de l'agent de nettoyage :

1/ la pression  $p_0 = 39 \text{ kg/cm}^2$

2/ la température  $t_0 = 450^\circ\text{C}$

- vitesse dans la section minimale de la tuyère

$$C_{cr} = 333 \sqrt{p_1 V_1} = 333 \sqrt{39 \cdot 0,08161} = 593 \text{ m/sec}$$

$$V_1 = 0,08161 \text{ m}^3/\text{kg} = \text{volume spécifique de la vapeur surchauffée}$$

pour  $t_0$  et  $p_0$

- volume écoulé par la section de la tuyère  $f = 1 \text{ cm}^2$

$$V_{sec} = FC_{cr} = 0,0593 \text{ m}^3/\text{sec}$$

- Pression critique (d'après HS diagramme)

$$p_{cr} = 0,577 \cdot p_1 = 0,577 \cdot 39 = 22,5 \text{ Kg/cm}^2$$

- température critique

$$t_{cr} = 362^\circ\text{C}$$

- volume critique pour  $p_{cr}$ .  $V_{cr} = 0,13 \text{ m}^3/\text{kg}$

- masse de l'agent écoulé

$$G_I = \frac{V_{sec} \cdot 0,0593}{V_{cr} \cdot 0,13} = 0,456 \text{ Kg/sec}$$

- Poids de l'agent écoulé par une tuyère

$$G_{I1} = \frac{G_I}{2} = \frac{0,456}{2} = 0,228 \text{ Kg/sec}$$



Enthalpie de la vapeur à l'entrée de la tuyère

$$h_1 = 796 \text{ Kcal/kg}$$

Enthalpie de la vapeur à la sortie de la tuyère

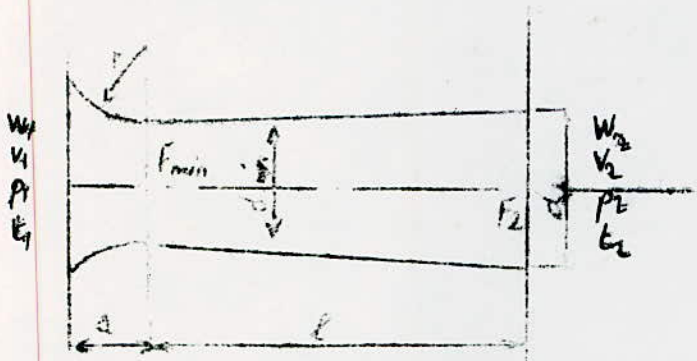
( pour  $p_2 = 1 \text{ kg/cm}^2$  )

$$h_2 = 603 \text{ Kcal/kg}$$

Vitesse de la vapeur à la sortie de la tuyère

$$C_2 = 91,53 \sqrt{h_1 - h_2} = 91,53 \sqrt{796 - 603} = 1272 \text{ m/sec}$$

CONSTRUCTION DE LA TUYERE



Dimensions de la tuyère

a)- Section et diamètre à la sortie

$$F_2 = \frac{G I V_2}{C_2} = \frac{0,228 \cdot 1,6}{1272} = 0,000286 \text{ m}^2 = 2,86 \text{ cm}^2$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 F_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,86}{3,14}} = 1,91 \text{ cm} = 19 \text{ mm}$$

b)- Sections et diamètres critiques :

$$F_{min} = \frac{G I \cdot V_{cr}}{C_{cr}} = \frac{0,228 \cdot 0,13}{593} = 0,00005 \text{ m}^2 = 5 \text{ cm}^2$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 F_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50}{3,14}} = 8 \text{ mm}$$

c/

$$l = \frac{d_2 - D_{\min}}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{19 - 8}{2 \operatorname{tg} 8^\circ} = 39 \text{ mm}$$

$$a = \frac{l}{5} = 7,8 \text{ mm}$$

$$a = r = 8 \text{ mm}$$

$$l + a = 39 + 8 = 47 \text{ mm}$$

CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DES PAROIS

Température de la flamme

$$T_1 = \sqrt{T_{o1} T_{o2}} = \sqrt{1627 \cdot 1223} = 1410^\circ \text{K}$$

A. ÉPAISSEUR DES PAROIS FRONTALES

1/ Température moyenne de la surface :

$$T_a = \sqrt[4]{\frac{(1 - \varphi_{1,2}) \varepsilon_1 T_1^4 + \varphi_{1,2} \varepsilon_2 T_2^4}{(1 - \varphi_{1,2}) \varepsilon_1 + \varphi_{1,2} \varepsilon_2}}$$

$$= \sqrt[4]{\frac{(1 - 0,45) \cdot 0,7 \cdot 1410^4 + 0,45 \cdot 0,8 \cdot 574^4}{(1 - 0,45) \cdot 0,7 + 0,45 \cdot 0,8}}$$

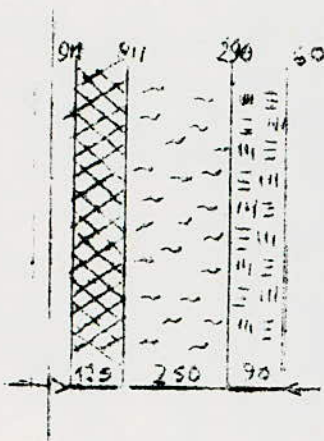
$\varphi_{1,2}$  : rapport angulaire moyen entre les tubes et la flamme

$T_2$  : température des tubes

$\varepsilon_1$  : degré de corps noir de la flamme

$\varepsilon_2$  : degré de corps noir des tubes

2/ Températures moyennes des parois



$$t_{m1} = \frac{917 + 817}{2} = 867^{\circ}\text{C}$$

$$t_{m2} = \frac{817 + 290}{2} = 553^{\circ}\text{C}$$

$$t_{m3} = \frac{290 + 60}{2} = 175^{\circ}\text{C}$$

3/ coefficient de résistance thermique pour les différentes couches :

a) refractaire

$$\lambda_1 = 0,6 + 0,00055 t_{m1} = 0,6 + 0,00055 \cdot 867 = 1,076 \text{ kcal/m}^2\text{h deg.}$$

$$R_1 = \frac{S_1}{\lambda_1} = \frac{0,125}{1,076} = 0,116 \text{ kcal/m. h. deg}$$

b) Diatomite

$$\lambda_2 = 0,1 + 0,0002 t_{m2} = 0,1 + 0,0002 \cdot 553 = 0,21 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. deg}$$

$$R_2 = \frac{0,25}{0,21} = 1,19 \text{ Kcal/m. h. deg}$$

c) Perlite

$$\lambda_3 = 0,075 + 0,00014 t_{m3} = 0,075 + 0,00014 \cdot 175 = 0,0995 \text{ Kcal/m}^2 \text{ deg.}$$

$$R_3 = \frac{0,09}{0,0995} = 0,905 \text{ Kcal/m h. deg}$$

4/ Coefficient de transmission de la chaleur entre la paroi et l'air.

$$\alpha_b = 2,2 \sqrt{t_m - t_b} + \left[ \frac{c}{t_m - t_b} \left( \left( \frac{t_h}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_b}{100} \right)^4 \right) \right]^4$$



$$\alpha_b = 2,2 \sqrt{60 - 30} + \frac{4}{60 - 30} \left[ \left( \frac{333}{100} \right)^4 - \left( \frac{303}{100} \right)^4 \right] = 10,31 \text{ Kcal/m}^2 \text{ deg.}$$

$t_h$  : température de la paroi extérieure du mur :

$t_b$  : température de l'air

$C$  : constante de rayonnement

5/ Résistance thermique paroi-air

$$R_4 = \frac{1}{\alpha_b} = \frac{1}{10,31} = 0,097 \text{ Kcal/m. h. deg}$$

6/ Résistance thermique totale

$$\sum R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 0,116 + 1,19 + 0,905 + 0,097 = 2,308 \text{ Kcal/m. h. deg}$$

7/ Flux thermique :

$$q = \frac{t_3 - t_b}{\sum R} = \frac{917 - 30}{2,308} = 384,5 \text{ Kcal/m. h}$$

8/ température à la limite des parois :

$$t_1 = t_3 - qR_1 = 917 - 384,5 \cdot 0,116 = 872,4^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_1 - qR_2 = 872,4 - 384,5 \cdot 1,19 = 414,4^\circ\text{C}$$

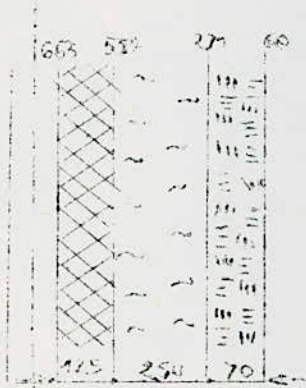
$$t_h = t_3 = t_2 - qR_3 = 414,4 - 384,5 \cdot 0,905 = 65,9^\circ\text{C}$$

Pour  $t_h = 60$  choisi, la différence  $t_h = 5,9^\circ\text{C}$  affirme que le calcul est valable.

B PAROI ARRIERE

Température de la surface de cette paroi

$$T_a = \sqrt[4]{\frac{(1 - 0,8) \cdot 0,7 \cdot 1410^4 + 0,8 \cdot 574^4}{(1 - 0,8) \cdot 0,7 + 0,8 \cdot 0,8}} = 936^{\circ}\text{K} = 663^{\circ}\text{C}$$



$$tm_1 = \frac{663 + 559}{2} = 611^{\circ}\text{C}$$

$$tm_2 = \frac{559 + 271}{2} = 415^{\circ}\text{C}$$

$$tm_3 = \frac{271 + 70}{2} = 165^{\circ}\text{C}$$

Pour la valeur  $\varphi$  1,2 = 0,8 voir tableau  
calcul des résistances thermiques des différentes couches

a) Refractaire

$$\Delta 1 = 0,6 + 0,00055 \cdot 611 = 0,936 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg.}$$

$$R1 = \frac{0,125}{0,936} = 0,134 \text{ Kcal/ m. h. deg.}$$

b) Diatomite

$$\Delta 2 = 0,1 + 0,00020 \cdot 415 = 0,183 \text{ Kcal/ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}$$

$$R2 = \frac{0,250}{0,183} = 1,36 \text{ Kcal/ m. h. deg}$$

c) Perlite

$$\Delta 3 = 0,075 + 0,00014 \cdot 165 = 0,098 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$R3 = \frac{0,07}{0,098} = 0,715 \text{ Kcal/ m. h. deg.}$$

d) Résistance thermique totale

$$\begin{aligned} \xi R &= R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 0,134 + 1,36 + 0,715 + 0,097 \\ &= 2,306 \text{ Kcal/ m. h. deg.} \end{aligned}$$

e) Quantité de chaleur reçue

$$q = \frac{663 - 30}{2,306} = 275 \text{ Kcal/m.h} < 390 \text{ Kcal/ m. h.}$$

f) température des différentes parois

$$\begin{aligned} t_1 &= t_3 - qR_1 = 663 - 275 \cdot 0,134 = 626,1^\circ\text{C} \\ t_2 &= t_1 - qR_2 = 626,1 - 275 \cdot 1,36 = 252,1^\circ\text{C} \\ t_3 &= t_H = t_2 - qR_3 = 252,1 - 275 \cdot 0,715 = 55,6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Pour  $t_H = 60^\circ$  on a trouvé  $t_H = 55,6^\circ\text{C}$  avec une erreur  $\Delta t_H = 4,4^\circ\text{C}$

C - PAROIS LATERALES

Température des parois.

$$t_a = \sqrt[4]{\frac{(1 - 0,78) \cdot 0,7 \cdot 1410^4 + 0,78 \cdot 0,8 \cdot 574^4}{(1 - 0,78) \cdot 0,7 + 0,78 \cdot 0,8}} = 966^\circ\text{K} = 693^\circ\text{C}$$



$$tm_1 = \frac{693 + 559}{2} = 626^\circ\text{C}$$

$$tm_2 = \frac{559 + 271}{2} = 415^\circ\text{C}$$

$$tm_3 = \frac{271 + 60}{2} = 165^\circ\text{C}$$

Calcul des résistances thermiques



a) Refractaire

$$\lambda_1 = 0,6 + 0,00055 \cdot 626 = 0,94 \text{ Kcal/ m}^2 \cdot \text{h deg.}$$

$$R_1 = \frac{0,125}{0,94} = 0,133 \text{ Kcal/ m. h. deg.}$$

b) diatomite

$$\lambda_2 = 0,1 + 0,00020 \cdot 415 = 0,183 \text{ Kcal/ m}^2 \cdot \text{h. deg}$$

$$R_2 = \frac{0,250}{0,183} = 1,36 \text{ Kcal/ m. h. deg.}$$

c) perlite

$$\lambda_3 = 0,075 + 0,00014 \cdot 165 = 0,098 \text{ Kcal/ m}^2 \cdot \text{h. deg.}$$

$$R_3 = \frac{0,070}{0,098} = 0,715 \text{ Kcal/ m. h. deg}$$

Résistance thermique totale

$$\Sigma R_2 = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 0,133 + 1,36 + 0,715 + 0,017 = 2,305 \text{ Kcal/m. h. } ^\circ\text{C}$$

Quantité de chaleur reçue

$$q = \frac{693 - 30}{2,305} = 288 \text{ Kcal/ m. h} < 390 \text{ Kcal/ m. h}$$

température des différentes parois

$$t_1 = 654,7^\circ\text{C} ; t_2 = 262,7^\circ\text{C} ; t_3 = t_H = 56,7^\circ\text{C}$$

Pour  $t_H = 60^\circ\text{C}$ , le calcul nous donne  $t_H = 56,7$  avec une erreur de  $\Delta H_H = 3,3^\circ\text{C}$

L'isolation est donc conforme

## CALCUL THERMIQUE

Calcul des volumes des gaz brûlés

$$K^B = C^B + 0,375 S^B = 18,72 + 0,375 \cdot 3,37 = 19,983$$

Quantité thermique de l'air sec nécessaire à la combustion.

$$\begin{aligned} L^O &= 0,115 K^B + 0,342 H^B - 0,043 O^B \\ &= 0,115 \cdot 19,983 + 0,342 \cdot 1,64 - 0,043 \cdot 4,89 = 2,64 \text{ Kg/kg} \end{aligned}$$

volume nécessaire

$$V_o = \frac{L^O}{1,293} = \frac{2,647}{1,293} = 2,04 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$$

Volume minimal des produits de combustion pour un coefficient d'excès d'air  $\alpha = 1$

1/ Volume des gaz triatomiques

$$V_{R_{O_2}} = 1,866 \frac{K^B}{100} = 1,866 \cdot \frac{19,983}{100} = 0,372 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$$

2/ Volume théorique de l'azote :

$$V^O_{N_2} = 0,79 V^O + 0,8 \frac{N^B}{100} = 0,79 \cdot 2,04 + 0,8 \frac{0,38}{100} = 1,624 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$$

3/ Volume théorique des vapeurs d'eau

$$\begin{aligned} V^O_{H_2O} &= 0,111 H^B + 0,0124 W^B + 0,0161 V^O \\ &= 0,111 \cdot 1,64 + 0,0124 \cdot 41,3 + 0,0161 \cdot 2,04 \\ &= 0,729 \text{ m}^3 \text{ N/kg} \end{aligned}$$

4/ Volume théorique des gaz brûlés

$$V^O_g = V_{R_{O_2}} + V^O_{N_2} + V_{H_2O} = 0,372 + 1,624 + 0,729$$

$$V^O_g = 2,725 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$$

Le coefficient de l'excès d'air de la chambre à combustion qui utilise un ventilateur-broyeur est  $\alpha_n = 1,25$ .

L'augmentation du coefficient d'excès d'air qui entre par les points non-étanches est déterminée par les normes ( $pH_4 = 0,6$ ) suivantes.

- faisceau  $\Delta\alpha_f = 0$
- surchauffeur  $\Delta\alpha_s = 0,05$
- économiseur II<sup>e</sup> partie  $\Delta\alpha_{ecII} = 0,03$
- resurchauffeur II<sup>e</sup> partie  $\Delta\alpha_{RII} = 0,05$
- économiseur I<sup>e</sup> partie  $\Delta\alpha_{ecI} = 0,02$
- resurchauffeur I<sup>e</sup> partie  $\Delta\alpha_{RI} = 0,05$

Tableau du coefficient de l'excès d'air

	carreaux ou surface d'échange	Coefficient d'excès d'air	
		entrée	sortie
1	chambre de combustion	-	125
2	faisceau	1,25	1,25
3	surchauffeur	1,25	1,30
4	économiseur II <sup>e</sup> partie	1,30	1,33
5	resurchauffeur II <sup>e</sup> partie	1,33	1,38
6	économiseur I <sup>e</sup> partie	1,38	1,40
7	resurchauffeur I <sup>e</sup> partie	1,40	1,45

Définitions des lettres du tableau IX ci-dessous :

r : pression partielle

$\mu$  : pourcentage de la concentration des cendres dans les gaz brûlés.

a emp : partie des cendres du combustible emporté par les gaz

a emp = 0,85 (selon les normes  $pH_4 = 0,1$ ).



Pour le calcul des valeurs du tableau V on a utilisé les formules suivantes :

$$I^{\circ}_g = V_{R02} (c \cdot t)_{c02} + V^{\circ}_{N2} (c t)_{N2} + V^{\circ}_{H20} (ct)_{H20} = \text{Kcal/kg}$$

$I^{\circ}_g$  : chaleur sensible pour un coefficient de l'excès d'air  $\alpha = 1$  et une température des gaz  $t^{\circ}\text{C}$ .

$I^{\circ}_B$  : chaleur sensible de l'air théorique nécessaire pour la combustion pour une température  $t^{\circ}\text{C}$

$$I^{\circ}_B = V^{\circ} (c \cdot t)_B \text{ Kcal / kg}$$

Calcul de la chaleur rapportée des cendres volatiles

$$Y = 1000 \cdot \frac{a \text{ emp. } A^B}{c_i^B} = 1000 \frac{0,85 \cdot 29,7}{1510}$$

$$= 16,71 > 6$$

On doit ajouter à la chaleur sensible des gaz, la chaleur sensible des cendres emportées.

Caractéristiques moyennes des produits de combustion dans les surfaces d'échange

TABIEAU IX

N°	Valeur	Dimension	ch de combet faisceau chauf.	econo II	Réchau ffeur II	econo I	Réchau ffeur I
			$V^0 = 2,04 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$ $V^0 \text{N}_2 = 1,624 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$ $V^0 \text{g} = 2725 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$ $V \text{Ro}_2 = 0,372 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$ $V \text{H}_2\text{O} = 0,729 \text{ m}^3 \text{ N/kg}$				
1	Coefficient de l' excès de l'air après la surface	-	1,25	1,33	1,38	1,4	1,45
2	Coefficient moyen $\alpha_m$ de l'excès de l'air	-	1,25	1,315	1,355	1,390	1,425
3	$V_{\text{H}_2\text{O}} = V^0 \text{H}_2\text{O} + 0,0161 (\alpha - 1) V^0$	$\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$	0,757	0,753	0,740	0,744	0,742
4	$V_{\text{g}} = V \text{Ro}_2 + V^0 \text{N}_2 + (\alpha - 1) V^0$	$\text{m}^3 \text{N}/\text{kg}$	3,243	3,295	3,460	3,532	3,604
5	$r_{\text{Ro}_2} = \frac{V \text{Ro}_2}{V_{\text{g}}}$	<i>Air</i>	0,114	0,113	0,107	0,1052	0,105
6	$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V \text{H}_2\text{O}}{V_{\text{g}}}$	<i>Air</i>	0,226	0,224	0,214	0,210	0,206
7	$r_n = r \text{Ro}_2 + r \text{H}_2\text{O}$	<i>Air</i>	0,340	0,337	0,325	0,3152	0,309
8	$\mu = 10 \frac{AB \text{ a emp.}}{V_{\text{g}}}$	$\text{g}/\text{m}^3 \text{N}$	717	707	75	745	702

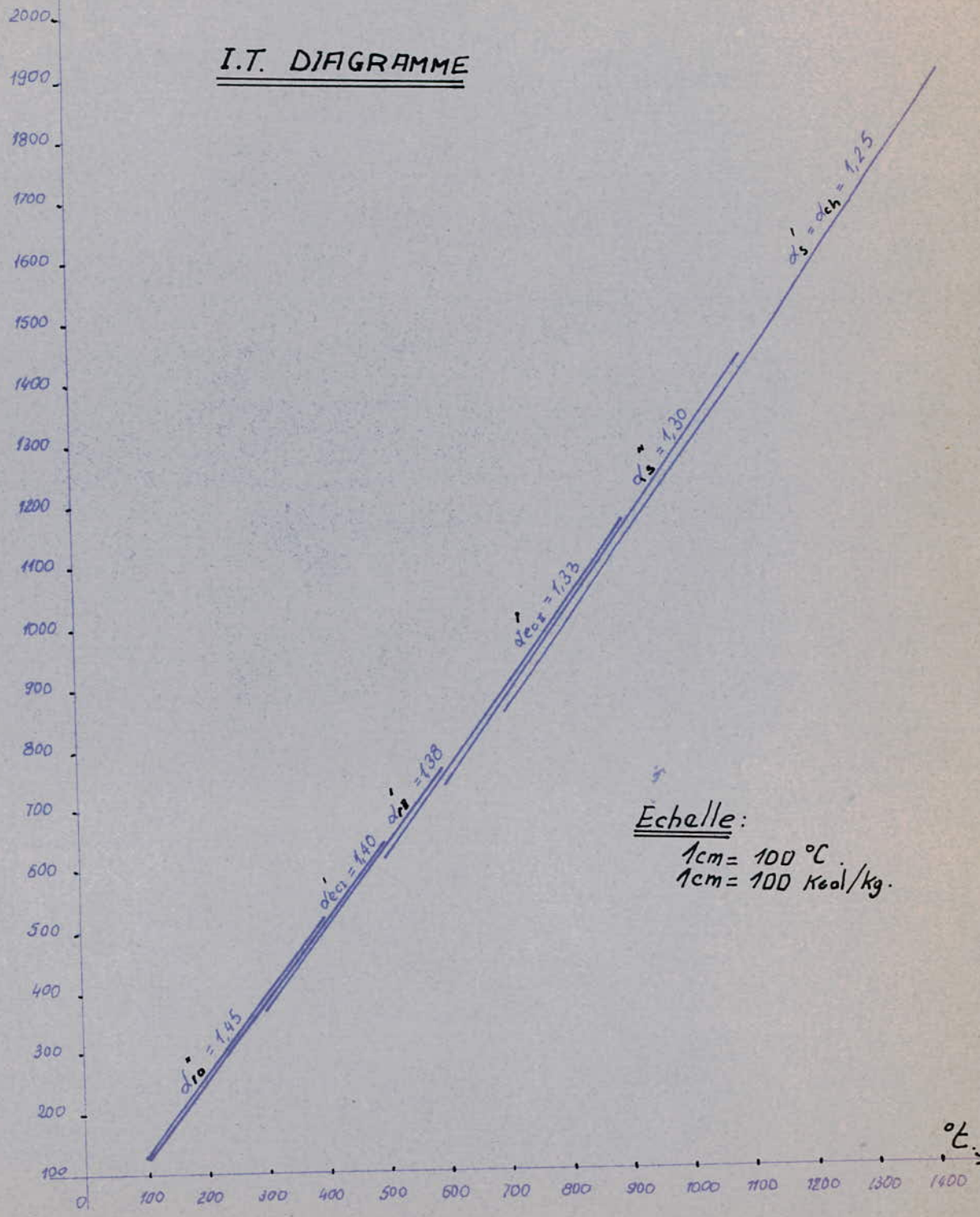






$y$   
Kcal/Kg  $\uparrow$

I.T. DIAGRAMME



Echelle:  
1cm = 100 °C  
1cm = 100 Kcal/kg.

BILAN THERMIQUE DU GENERATEUR A VAPEUR

1/ pouvoir calorifique inférieur en matière brute

$$P_{ci}^b = 1510 \text{ kcal/kg}$$

2/ température des gaz à la sortie  $t_s = 180^\circ\text{c}$

3/ chaleur sensible des gaz à la sortie  $J_g = 230 \text{ Kcal/kg}$

4/ Température et chaleur sensible de l'air théorique nécessaire pour la combustion :

$$J_a^0 = V^0 \cdot C_a \cdot t_a = 2,04 \cdot 031 \cdot 30 = 18,97 \text{ Kcal/kg}$$

$$J_a^0 = 18,97 \text{ Kcal/kg correspond à une température } t^0 = 30^\circ\text{C}$$

5/ Pertes de chaleur par les imbrûlés mécaniques.

$$q_4 = 2 \% \text{ (norme pH 5 - 0,2)}$$

6/ Pertes de chaleur avec les gaz évacués.

$$q_2 = \frac{(I_{ra}'' - \alpha'' \frac{ra}{P_{ci}^b} \cdot J_a^0) (100 - q_4)}{15,10 \cdot 10^2} = 13,1 \%$$

7/ Perte de chaleur due aux impuretés chimiques

$$q_3 = 0,5 \% \text{ (norme pH 5 - 02)}$$

8/ Perte de chaleur dans l'ambiance :

$$q_5 = 1,05 \% \text{ (pH 5 - 01)}$$

9/ coefficient de récupération de chaleur

$$\varphi = 1 - \frac{95}{100} = 1 - \frac{1,05}{100} = 0,989$$

10/ Pertes de chaleur physique avec les mâchefers

$$a_m = 1 - a_{emp} = 1 - 0,85 = 0,15$$

$$q_6^m = \frac{a_m (c.t) m A^B}{P_{ci}^b} = \frac{0,15 \cdot 133,8 \cdot 29,7}{1510} = 0,39 \%$$

11/ somme des pertes thermiques

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 17,04 \%$$

12/ Rendement

$$\eta_B = 100 - \sum q_i = 100 - 17,04 = 82,96 \%$$

13/ Enthalpie de la vapeur surchauffée

$$h_{vs} = 796,2 \text{ Kcal/kg}$$

14/ Enthalpie de l'eau d'alimentation

$$t_{ea} = 150^\circ \text{C}, h_{ea} = I_{ea} = 151,5 \text{ Kcal/kg}$$

15/ Chaleur utilisée dans le générateur à vapeur.

$$\begin{aligned} Q_{ch} &= D (h_{vs} - h_{ea}) = 35000 (796,2 - 151,5) \\ &= 22,265 \cdot 10^6 \text{ Kcal/kg} \\ &\approx 22,57 \cdot 10^6 \text{ Kcal/kg} \end{aligned}$$

16/ quantité de combustible nécessaire

$$B = \frac{Q_{ch} \cdot 100}{P_{ci}^b \cdot \eta_B} = \frac{22,57 \cdot 10^6 \cdot 100}{1510 \cdot 82,96} = 17.895 \text{ Kg/h}$$



17/ quantité de combustible calculé.

$$B_c = B \frac{100 - q_4}{100} = 17.895 \frac{98}{100} = 17500 \text{ Kcal/h}$$

18/ charge thermique de la chambre à combustion

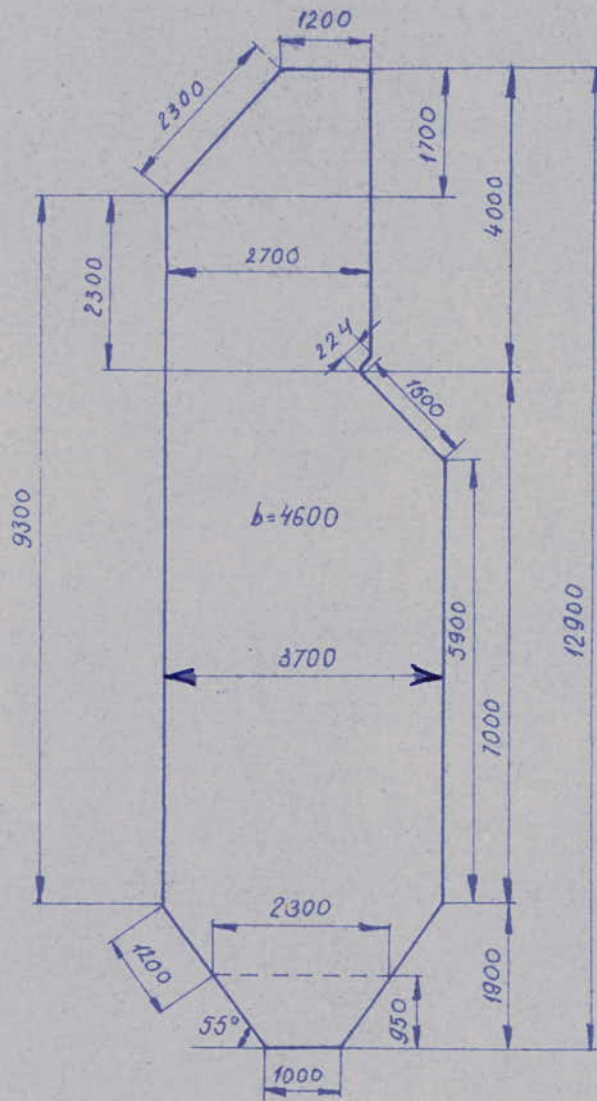
$$R = \frac{B P_{ci}^b}{V_{ch}} = 153.10^3 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$$

D' après les normes  $R = 150 - 300 \cdot 10^3$

19/ Volume de la chambre de combustion

$$V_{ch} = \frac{B P_{ci}^b}{R} = \frac{17.895 - 1510}{153.10^3}$$

$$V_{ch} = 176 \text{ m}^3$$



Dimensions d'une chaudière

$$D = 35 \frac{\text{Ton}}{\text{heu}}$$

GALCUL DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

Surfaces des murs de la cambre de combustion.

1/ Murs latéraux

$$F1 = \frac{2,3 + 3,7}{2} \cdot 0,95 = 2,85 \text{ m}^2$$

$$F2 = 3,7 \cdot 5,9 = 21,6 \text{ m}^2$$

$$F3 = \frac{3,7 + 2,6}{2} \cdot 1,1 = 3,46 \text{ m}^2$$

$$F4 = \frac{2,6 + 2,7}{2} \cdot 0,2 = 0,53 \text{ m}^2$$

$$F5 = 2,7 \cdot 2,1 = 5,67 \text{ m}^2$$

$$F_{m2} = F1 + F2 + F3 + F4 + F5 = 2,85 + 21,6 + 3,46 + 0,53 + 5,67 \\ = 37,63 \text{ m}^2$$

$$b = \frac{V_{ch}}{F_{m1}} = \frac{176}{37,63} = 4,66 \text{ m}$$

On choisit  $b = 4,6$  (largeur de la chambre de combustion)

volume de la chambre de combustion :

$$V_{ch1} = 4,6 \cdot 37,63 = 173 \text{ m}^3$$

Variation du volume :

$$\Delta V_{ch} = \frac{176 - 173}{176} \times 100 = 1,7\% < 2\%$$

car nous avons  $b = 4,6 > b_{min} = \underline{\underline{4,5}}$

2/ Mur frontal :

$$F_{mf} = 4,6 (1,15 + 1,2 + 9,3 + 2,3) = 64,1 \text{ M}^2$$

3/ Mur arrière

$$F_{ma} = 4,6 (1,15 + 1,2 + 5,9 + 0,224) = 45,8 \text{ m}$$

4/ Aire du faisceau

$$F_f = 3,8 \cdot 4,6 = 17,49 \text{ m}^2$$



Surface totale des murs de la chambre de combustion

$$F_t = 2f_m^2 + F_{mf} + F_{ma} + F_f = 2.37,63 + 64,1 + 45,8 + 17,49 = 202,65 \text{ m}^2$$

Surface non-couverte d'écrans dans la zone des brûleurs.

$$F_b = 2 \text{ m}^2$$

Surface de la chambre de combustion couverte d'écrans

$$F_{me} = F_t - F_f - F_b = 202,65 - 2 - \underline{17,49} = 183,16 \text{ m}^2$$

Coefficient de garniture d'écrans choisi :

$$\psi = 0,85$$

Surface totale receptrice de rayonnement

$$HR = \psi F_{me} = 0,85. 183,16 = 156 \text{ m}^2$$

Coefficient de correction (d'après norme pH 6-O2)

$$\beta = 0,65$$

Degré de corps noir effectif

$$Q_f = a. \beta = 1.0,65 = 0,65$$

$$S = 3,6 \frac{V_{ch}}{F_t} = 3,6 \frac{176}{202,65} = 3,12 > 2,5$$

Coefficient relatif au dépôt (norme pH6 - 02)

$$\rho = 0,7$$

Température et enthalpie de l'air chaud :

$$T_{ra} = 400^{\circ}\text{C}$$

$$I_{ra} = 264 \text{ Kcal/kg}$$

Aspiration de l'air dans la chambre de combustion

$$\Delta \alpha_n = 0,1 \quad (\text{PH 4-06})$$

Aspiration de l'air dans le système de broyage.

$$\Delta \alpha_{sb} = 0,05 \quad (\text{norme PH 4-07})$$

Degré de corps noir de la chambre de combustion

$$\psi p = 0,85 \cdot 0,7 = 0,595 \quad a_n = 0,62$$

Rapport de la quantité de l'air à la sortie du rechauffeur sur la quantité théorique.

$$\beta''_{ra} = \alpha_n - \Delta \alpha_n - \Delta \alpha_{sb} = 1,25 - 0,1 - 0,05 = 1,1$$

Chaleur sensible de l'air froid théoriquement nécessaire

$$I_{rf} = 18,97 \text{ Kcal/kg}$$

Quantité de chaleur qui entre dans la chambre de combustion avec l'air.

$$Q_a = \beta''_{ra} I_{ra} + (\Delta \alpha_n + \Delta \alpha_{sb}) I_{rf} = 1,1 \cdot 264 + (0,1 + 0,05) 18,97 = 293,84 \text{ Kcal/kg}$$

quantité de chaleur dégagée pour 1 kilogramme de combustible

$$Q_{ch} = E_{ci}^b \frac{(100 - q_3)}{100} + Q_a = 1510 \frac{(100 - 0,5)}{100} + 293,84$$

$$\text{Quantité de chaleur} = 1795,84 \text{ Kcal/kg}$$

Quantité de chaleur agissant sur 1 m<sup>2</sup> de surface et en 1 h

$$\frac{BC \cdot Q_{ch}}{\rho_{IHR}} = \frac{17500 \cdot 1795,85}{0,7 \cdot 156} = 286 \cdot 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

$$Q_{ch} = 1795,85 \text{ Kcal/kg} \quad t_{ch} = 1354^{\circ}\text{C (IT)}$$

Température et chaleur sensible à la sortie de la chambre de combustion :

$$t'' = 950^{\circ} \text{ C} \qquad \text{In}'' = 1\,200 \text{ Kcal/Kg}$$

Chaleur transmise pour le rayonnement

$$Q_r = \phi (Q_n - \text{In}'') = 0,989 (1\,795,84 - 1\,200) = 589 \text{ Kcal/Kg}$$

DISPOSITION DE SURFACES D'ECRANS

$$\text{Hr écran} = \text{Hr} - \text{Hrf} = 156 - 17,49 = 138,51 \text{ m}^2$$

$$\text{Hrf} = 1 \cdot 17,49 = 17,49 \text{ m}^2$$

$$\text{Hr écran} = \text{Hrf} + \text{Hr.ar} + 2\text{Hr lat} = 138,51 \text{ m}^2$$

$$\text{Diamètre des tubes d'écrans } d = 57 \text{ mm}$$

1°/ - Ecran arrière S = 83 mm

$$\frac{S}{d} = \frac{83}{57} = 1,46 - X = 0,96 \qquad - \text{ norme pH 6 - 02.}$$

$$H_{ra} = X \cdot F_{ra} = 0,96 \cdot 45,8 = 44 \text{ m}^2$$

2°/ - Ecran latéral

$$\frac{S}{d} = \frac{90}{57} = 1,58 - X = 0,94 \text{ norme pH6 - 02}$$

$$\text{Hr écran lat} = 0,94 \cdot 37,63 = 35,4 \text{ m}^2$$

3°/ - Ecran frontal

$$\begin{aligned} \text{Hr écran fr} &= \text{Hr écran} - \left[ \text{Hr ec. ar} + 2 \text{Hr ec. lat} \right] \\ &= 138,51 - (44 + 2 \cdot 35,4) = 23,71 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$X = \frac{23,71}{64,1} = 0,371, \quad \frac{S}{d} = 32 \text{ (norme pH 6 - 02)}$$

$$S = 3,2 \cdot 57 = 182,2 = 182 \text{ mm}$$

.../...



DETERMINATION DU NOMBRE DES TUBES D'ECRANS

1/ Ecran arrière                      S = 83 mm

$$n \text{ ec. ar.} = \frac{B - 2B''}{S} = \frac{4600 - 2.59}{83} = 54 \text{ Tubes}$$

2/ Ecran latéral

$$n \text{ ec. lat.} = \frac{g - 2a''}{S} = \frac{3700 - 190}{90} = 39 \text{ tubes}$$

3°/ Ecran frontal

$$n \text{ ec. f.} = \frac{B - 2B''}{S} = \frac{4600 - 2.59}{182} = 24 \text{ tubes}$$

Charges thermiques données par les surfaces :

$$\frac{B_B Q_r}{Hr} = \frac{17\,500\,589}{156} = 66. \cdot 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

Charges thermiques volumétriques de la chambre de combustion.

$$\frac{B_B P_{ci}^b}{V_n} = \frac{17\,500 \cdot 1510}{176} = 150. \cdot 10^3 \text{ Kcal/m}^3\text{h}$$

CALCUL DES FAISCEAUX

La disposition des tubes est en quinconce :

$$\phi = 57 \approx 3,5$$

Nombre de tubes n = 54

Nombre de rangées Z = 3

$$n_1 = \frac{54}{3} = 18 \text{ tubes dans une rangée}$$

Paramètres	1 <sup>è</sup> . rangée	2 <sup>è</sup> . rangée	3 <sup>è</sup> . rangée
$l_1$	3,8	3,5	3,2
$n_1$	18	18	18

PAS DU FAISCEAU

1. Pas transversal

$$S_1 = \frac{4 \cdot 482}{18} = 249 \text{ mm} \quad \frac{S_1}{d} = \frac{249}{57} = 4,38$$

2. Pas longitudinal

$$\frac{S_2}{d} = 3,5 \quad S_2 = 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 57 = 199,5 = 200 \text{ mm}$$

Surface d'échange totale du faisceau.

$$H = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,057 \cdot 18 (3,8 + 3,5 + 3,2) = 33,8 \text{ m}^2$$

Surface de rayonnement

$$H_{rf} = \pi \cdot F_f = 1 \cdot 17,49 = 17,49 \text{ m}^2$$

Coefficient angulaire

$$X_r = 0,31$$

Coefficient angulaire total du faisceau

$$X_f = 1 - (1 - X_r)^3 = 0,671$$

Surface totale de rayonnement du faisceau

$$H_{rt} = X_f \cdot H_{rf} = 0,671 \cdot 17,49 = 11,7 \text{ m}^2$$

Surface d'échange totale

$$H_r = H - H_{rt} = 33,8 - 11,7 = 22,1 \text{ m}^2$$

Section de passage des gaz

$$F' = 3,8 \cdot 4,6 - 3,8 \cdot 18 \cdot 0,057 = 13,6 \text{ m}^2$$

$$F'' = 3,2 \cdot 4,6 - 3,2 \cdot 18 \cdot 0,057 = 11,44 \text{ m}^2$$

$$F = \frac{F' + F''}{2} = \frac{13,6 + 11,44}{2} = 12,52 \text{ m}^2$$

Pour déterminer la quantité de chaleur reçue par le faisceau et la température après le faisceau, on calcule la température des gaz brûlés et la chaleur sensible devant le faisceau.

$$t' = 950^\circ \text{C} \quad I' = 1200 \text{ Kcal/Kg}$$

Température des gaz après le faisceau

$$t_1'' = 900^\circ \text{C} \quad T_2'' = 870^\circ \text{C} \quad T_3'' = 800^\circ \text{C}$$

.../...

Chaleurs sensibles des gaz après le faisceau

$$I''_1 = 1.180 \text{ Kcal/kg} \quad I''_2 = 1.090 \text{ Kcal/kg} \quad I''_3 = 990 \text{ Kcal/kg}$$

Quantité de chaleur reçue par le faisceau.

$$Q_{\delta_1} = \varphi (I' - I''_1) = 0,989 (1200 - 1180) = 69,2 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_{\delta_2} = \varphi (I' - I''_2) = 0,989 (1200 - 1090) = 108,9 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_{\delta_3} = \varphi (I' - I''_3) = 0,989 (1200 - 990) = 208 \text{ Kcal/kg}$$

Température moyenne des gaz.

$$t_{m1} = \frac{950 + 900}{2} = 925^\circ\text{C}$$

$$t_{m2} = \frac{950 + 870}{2} = 910^\circ\text{C}$$

$$t_{m3} = \frac{950 + 800}{2} = 875^\circ\text{C}$$

Température de saturation  $t_s = 251^\circ\text{C}$

Variation de température

$$\Delta t_1 = t_{m1} - t_s = 925 - 251 = 674^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 910 - 251 = 659^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_3 = 875 - 251 = 624^\circ\text{C}$$

Vitesses moyennes des gaz

$$W = \frac{V_g}{F} \cdot \frac{B_3}{3600} \cdot \frac{(t + 273)}{273} =$$

$$= \frac{17.500}{3.600} \cdot \frac{3.243}{273} \cdot \frac{t + 273}{273} = \frac{(t + 273)}{273} \cdot 0,0046$$

$$W_1 = 0,0046 (925 + 273) = 5,5 \text{ m/s}$$

$$W_2 = 0,0046 (910 + 273) = 5,44 \text{ m/s}$$

$$W_3 = 0,0046 (875 + 273) = 5,26 \text{ m/s}$$

.../...



$Q \text{ kcal/kg } \uparrow$

210  
200  
190  
180  
170  
160  
150  
140  
130  
120  
110  
100  
90  
80  
70  
60  
50  
40  
30  
20  
10  
0

Courbes  $Q = f(t)$ .

Echelle :  $1 \text{ cm} = 50^\circ\text{C}$   
 $1 \text{ cm} = 10 \text{ kcal/kg}$

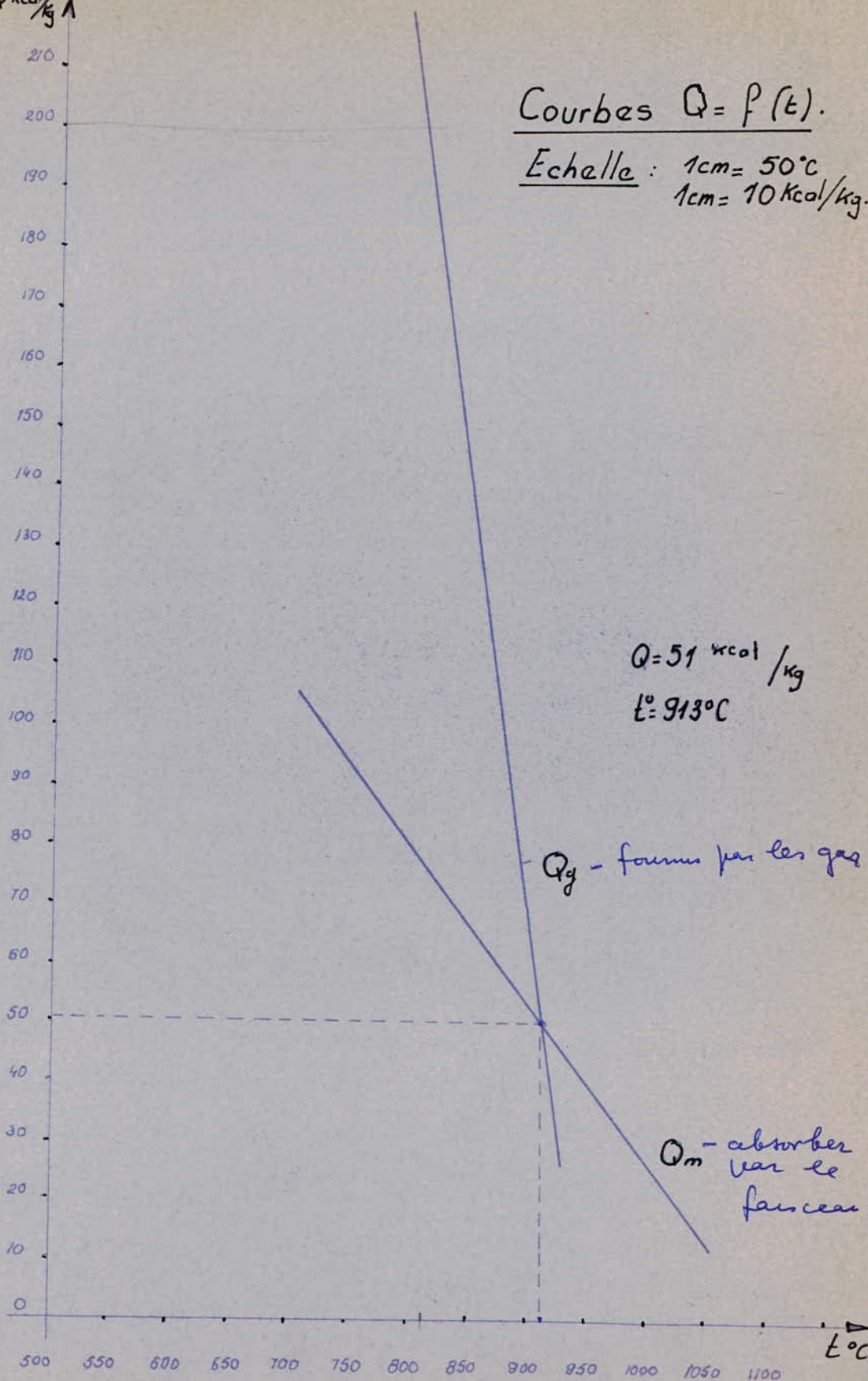
$Q = 51 \text{ kcal/kg}$   
 $t = 913^\circ\text{C}$

$Q_g$  - fournis par les gaz

$Q_m$  - absorbés par le faisceau.

500 550 600 650 700 750 800 850 900 950 1000 1050 1100

$t^\circ\text{C}$





Coefficients de transmission de chaleur par convection

$$\alpha_{k1} = C_z \ C_s \ C_f \ \alpha_H = 38,4 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

$$\alpha_{k2} = 38,4 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \quad \alpha_{k3} = 37,6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Coefficients de dépôt.

$$\varepsilon_1 = 1,6 \cdot 1 \cdot 0,0065 + 0,002 = 0,0124 \text{ m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C/Kcal}$$

$$\varepsilon_2 = 0,0124 \text{ m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C/Kcal}$$

$$\varepsilon_3 = 1,6 \cdot 1 \cdot 0,0063 + 0,002 = 0,0121 \text{ m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C/Kcal}$$

Epaisseur moyenne effective rayonnante

$$S = (2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6) \cdot d = (2,82 \frac{249 + 200}{57} - 10,6) \cdot 57 = 662 \text{ mm}$$

Pouvoir d'absorption des gaz à trois atomes

$$p_n S = r_n S = 0,340 \cdot 0,662 = 0,224 \text{ m. at.}$$

Coefficient d'affaiblissement du rayonnement des gaz à trois atomes.

$$K_{r1} = 1,3 \quad K_{r2} = 1,3 \quad K_{r3} = 1,33$$

Coefficients d'affaiblissement du rayonnement des cendres

$$K_{n1} = 0,006 \quad K_{n2} = 0,006 \quad K_{n3} = 0,0062$$

Absorption

$$K_p S_1 = \frac{1}{K_r r_n + K_n} \mu / S_p = (1,3 \cdot 0,34 + 0,006 \cdot 77,7) \cdot 0,662$$

$$K_p S_2 = 0,600$$

$$K_p S_3 = (1,33 \cdot 0,34 + 0,0062 \cdot 77,7) \cdot 0,662 = 0,618$$

Températures des parois avec dépôts

$$t_{31} = t_K + \frac{Q \ B_b}{Hr} = 251 + \frac{69,2 \cdot 17500}{22,1} \cdot 0,0124 = 929 \text{ °C}$$

$$t_{32} = 251 + \frac{108,9 \cdot 17500}{22,1} \cdot 0,124 = 1313 \text{ °C}$$

$$t_{33} = 251 + \frac{208 \cdot 17500}{22,1} \cdot 0,0121 = 2241 \text{ °C}$$

Coefficient de transmission de chaleur par rayonnement

$$\alpha_{r1} = \frac{4,9 \cdot 10^{-8}}{2} \frac{(am + 1)}{2} a \cdot T^3 \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T}\right) \frac{\left(1 - \frac{T_m}{T}\right)}{1 - \frac{T_m}{T}}$$

$$= 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{0,82 + 1}{2} 0,45 \cdot 1198^3 \frac{(1 - 1,003^4)}{(1 - 1,003)} = 138 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

$$\alpha_{r2} = 4,9 \cdot 10^{-8} 0,91 \cdot 0,45 \cdot 16,7 \cdot 6,53 = 220 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

$$\alpha_{r3} = 4,46 \cdot 0,455 \cdot 15,1 \cdot 18,4 = 565 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

Coefficient de transmission de chaleur

$$K1 = \frac{\alpha K + \alpha r}{1 + \varepsilon (\alpha K + \alpha r)} = \frac{138 + 38,4}{1 + 0,0124 (138 + 38,4)} = 55,5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

$$K2 = \frac{38,4 + 220}{1 + 0,0124 (38,4 + 220)} = 61,4 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

$$K3 = \frac{37,6 + 565}{1 + 0,0121 (37,6 + 565)} = 72,8 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

Quantités de chaleur reçue par le faisceau

$$Q_{m1} = \frac{K \text{ Hr} \Delta t}{bb} = \frac{55,5 \cdot 22,1 \cdot 674}{17,500} = 47,3 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_{m3} = \frac{72,8 \cdot 22,1 \cdot 624}{17,500} = 57,4 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_{g1} = (I' - I'') \varphi = 0,989 (1200 - 1.130) = 69,2 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{g2} = 0,989 (1200 - 1090) = 108,8 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_{g3} = 0,989 (1200 - 990) = 208 \text{ Kcal/kg}$$

Vérification :

$$Q = 0,989 (1200 - 1145) = 54,4 \text{ Kcal/kg}$$

$$\frac{Q_m}{Q} \cdot 100 = \frac{52,8}{54,4} \cdot 100 = 97,3$$

Erreur de calcul 2,7% < 5%



REPARTITION PRELIMINAIRE DES CHALEURS

1°/ 1er. étage du réchauffeur d'air  $t_a = 30^\circ\text{C}$ ,  $t''_{ra} = 80^\circ\text{C}$

$$Q_{ra}^I = \left[ \alpha_n - \Delta\alpha_n - \Delta\alpha_{ra} + \Delta\alpha'_{ra} \right] v^0 \left[ t''_{ra} - t_a \right] \lambda_a =$$

$$= (1,25 - 0,1 - 0,05 + \frac{0,05}{2}) 2,04 (80 - 30) 0,31 = 35,6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$I_{ra}^I = (I_{gs} + Q_{ra}^I - \Delta\alpha_{ra} v^0 C_a t''_{ra}) \varphi =$$

$$= (230 + 35,6 - 0,05 \cdot 2,04 \cdot 0,31 \cdot 55) 0,989 = 261 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t''_{ra} = \frac{80 + 30}{2} = 55^\circ\text{C}$$

$$I_{ra}^I = 261 \text{ Kcal/Kg} \quad t_{rag} = 210^\circ\text{C} \quad (\text{I.t diagramme})$$

2°/ 1er. étage de l'économiseur  $t_{ea} = 150^\circ\text{C}$   $t_{e''} = 200^\circ\text{C}$

$$Q_{ec}^I = \frac{D}{Bc} (h' - h_{ea}) = \frac{35000}{17500} \left[ 203,8 - 151,5 \right] = 104,6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{ec}^I = \left[ I''_{ec} - I'_{ec} + \Delta\alpha_{ec} v^0 (ct)_a \right]$$

$$104,6 = \left[ I''_{ec} - 261 + 0,02 \cdot 2,04 \cdot 30 \cdot 0,31 \right] 0,989$$

$$I''_{ec} = 366,62 \text{ Kcal/Kg} \quad t''_{ecg} = 290^\circ\text{C} \quad (\text{I.T diagramme})$$

3°/ 2ème étage du réchauffeur de l'air :  $t'_{ra} = 80^\circ\text{C}$

$$t''_{ra} = 400^\circ\text{C}$$

$$Q_{ra}^{II} = \left[ \alpha_n - \Delta\alpha_n - \Delta\alpha_{nj} + \Delta\alpha^{II}_{ra} \right] v^0 \left[ (ct)''_{ra} - (ct)'_{ra} \right] \varphi$$

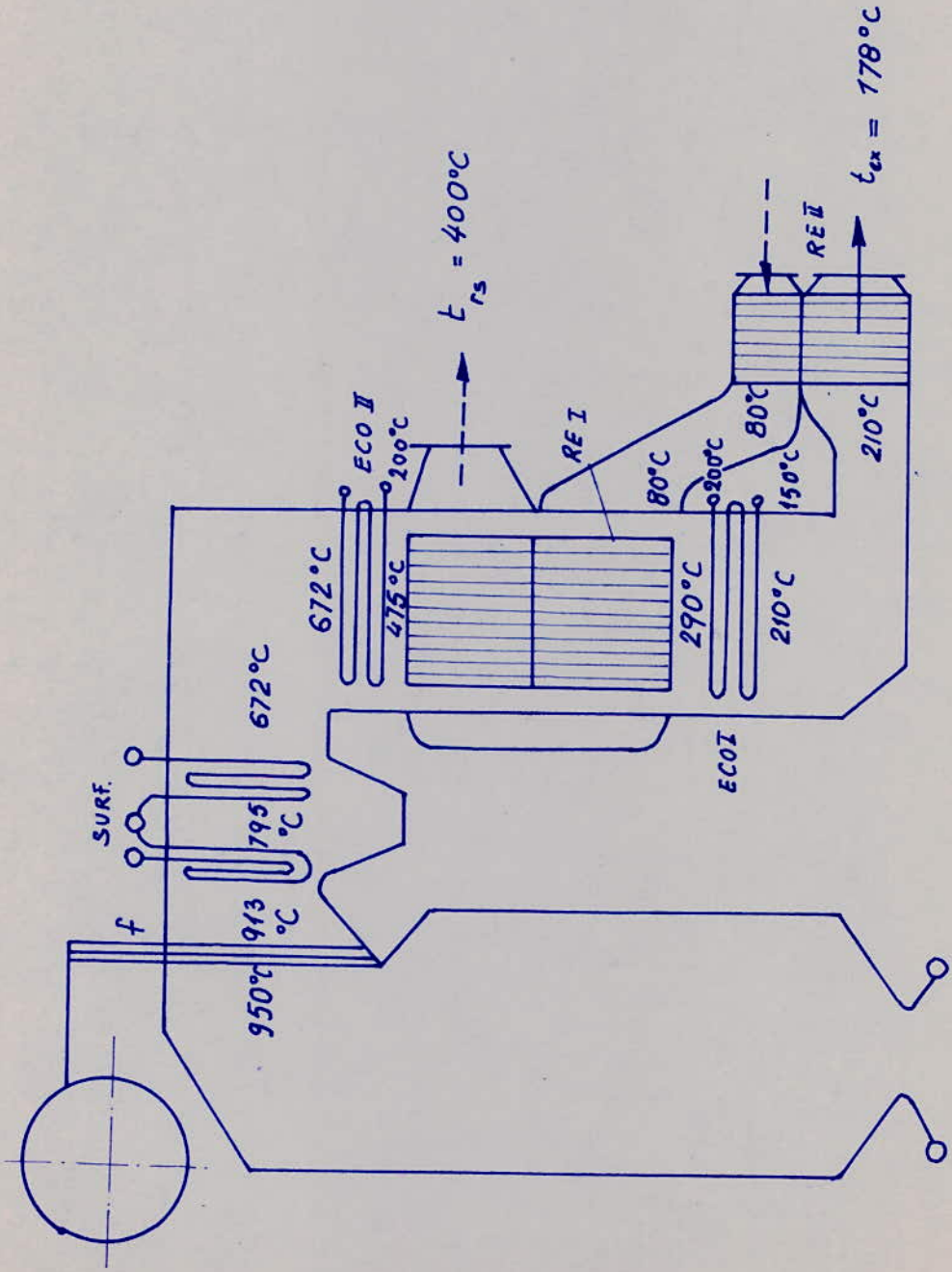
$$= (1,25 - 0,1 - 0,05 + 0,05) 2,04 \left[ 400 - 80 \right] 0,31 = 33 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{ra}^I = \left[ I^{II}_{ra} - I^I_{ra} + \Delta\alpha_{ra} v^0 (ct)''_{ra} \right] \varphi$$

$$233 = \left[ I^{II}_{ra} - 366,62 + 0,05 \cdot 2,04 \cdot 240 \cdot 0,31 \right] 0,989$$

$$I^{II}_{ra} = 595,04 \text{ Kcal/Kg} \quad t''_{ra} = 475^\circ\text{C} \quad (\text{I-t diagramme})$$

.../...



Repartition des Temperatures

4°/ 2ème étage de l'économiseur :  $t'e' = 200^\circ\text{C}$

$$Q^{II}_{ec} = \left[ I''_{ec} - I'_{ec} + \Delta\alpha_{ec} v^0 (Ct) a \right] \varphi$$

$$= \left[ 832 - 595,04 + 0,03 \cdot 2,04 \cdot 30 \cdot 0,31 \right] 0,989 = 234,2 \text{ Kcal/Kg}$$

5°/ Surchauffeur :  $t'g = 913^\circ\text{C}$

$$Q_s = \frac{D}{Bc} \left[ h_{vs} - h'' + q_{reg} \right] = \frac{3500}{17500} \left[ 796,2 - 669,1 + 25 \right]$$

$$= 304,2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$I''_s = \left[ I'_s - Q_s + \Delta\alpha_s I^0_a \right] \varphi$$

$$= \left[ 1145 - 304,2 + 0,05 \cdot 18,97 \right] 0,989 = 832 \text{ Kcal/Kg}$$

$$I''_s = 832 \text{ Kcal/Kg} \quad t''_{sg} = 672^\circ\text{C} \quad (\text{I.t diagramme})$$

Vérification de % d'évaporation dans l'économiseur.

$$Q^{II}_{ec} = \frac{D}{Bc} (h''_e - h'_e) \quad t'e = 200^\circ\text{C} \quad h'_e = 203,8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$234,2 = \frac{35000}{17500} \left[ h''_e - 203,8 \right] \rightarrow h''_e = 320,9 \text{ Kcal/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} \Delta K = \left( \frac{h''_e - h'_e}{r} \right) 100 \quad t_{sat} = 251^\circ\text{C} \\ h'_e = 260,1 \text{ Kcal/Kg} \quad r = 408,8 \text{ Kcal/Kg} \end{array} \right\} p_e = 41 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta K = \left( \frac{320,9 - 260,1}{408,8} \right) 100 = 14,9 \% < 20 \% = \Delta K \text{ dans les normes}$$

Vérification de quantité de chaleur.

$$P_a^b \eta_c = \left[ Q_r + Q_f + Q_s + Q_{ec} \right] = \left( \frac{100 - 94}{100} \right)$$

$$1510 \cdot 0,829 = \left[ 589 + 51 + 304,2 + 338,8 \right] 0,98$$

$$1252 = 1257$$

.../...



Perte dans le bilan :

$$\Delta = 0,5 \% Pci^b = 0,5 \frac{Pci^b}{100} = 0,5 \frac{1510}{100} = 7,55 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\Delta_1 = 5 < \Delta = 7,55 \rightarrow \text{justifié}$$

Sur la figure 6 on a démontré les  $\neq$  températures

### CALCUL DU SURCHAUFFEUR

Les tubes sont disposés en ligne

Le diamètre des tubes est 32 x 3

$$\text{Le diamètre moyen des tubes } d_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{32 + 26}{2} = 29 \text{ mm}$$

Température des gaz à la rentrée du surchauffeur.

$$t'g = 913^\circ\text{C}$$

Chaleur sensible correspondante

$$I' = 1145 \text{ Kcal/Kg}$$

Température et chaleur sensible à la sortie du surchauffeur

$$t'' = 672^\circ\text{C} \quad I'' = 832 \text{ Kcal/Kg}$$

Température et chaleur sensible de la vapeur surchauffée

$$t_s = 450^\circ\text{C} \quad h_s = 796,2 \text{ Kcal/Kg}$$

Température et chaleur sensibles de la vapeur saturée

$$t_{sat} = 251^\circ\text{C} \quad h_{sat} = 668,9 \text{ Kcal/Kg}$$

Température moyenne des gaz

$$t = \frac{t' + t''}{2} = \frac{913 + 672}{2} = 792,5^\circ\text{C}$$

Quantité de chaleur reçue par le surchauffeur

$$q_s = 304,2 \text{ Kcal/Kg}$$

Température moyenne de la vapeur

$$t = \frac{t_s + t_{sat}}{2} = \frac{450 + 251}{2} = 350,5^\circ\text{C}$$

.../...

Enthalpie de la vapeur devant de régulateur (échangeur)

A = 0,4 coefficient pour chaudière à pression moyenne

$$h''_{regI} = \left[ h_{sat} + Q_s \frac{B_c}{D} (1 - A) \right]$$

$$= 668,9 + 304,2 \frac{17500}{35000} \left[ 1 - 0,4 \right] = 760,16 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t''_{regI} = 385^\circ\text{C}$$

Enthalpie de la vapeur après le régulateur et devant la 2ème partie du surchauffeur.

$$h'_{regII} = \left[ h''_{regI} - q_{reg} \right] = \left[ 760,16 - 25 \right] = 735,16 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t'_{regII} = 345^\circ\text{C}$$

Débit de condensats dans le régulateur

$$h'_{regII} = 735,6 = \frac{\left[ D - D_{inj} \right] h''_{regI} + D_{inj} h_{reg}}{D}$$

$$735,16 = \frac{\left[ 35000 - D_{inj} \right] 760,16 + D_{inj} \cdot 151,5}{35000}$$

$$D_{inj} = 1440 \text{ Kg/h}$$

Enthalpie des gaz dans la partie intermédiaire

$$I_s^{int} = I''_s + \frac{(h''_{regI} - h_s) (D - D_{inj})}{B_c}$$

$$= 832 + \frac{(760,16 - 668,9) (35000 - 1440)}{17500}$$

$$I_s^{int} = 1007 \text{ Kcal/Kg} \quad t^{int} = 795^\circ\text{C} \left[ \text{It diagramme} \right]$$

Pas choisis : 1. S1 = 75 mm  $\frac{S1}{d} = 2,34$

2. S2 = 120 mm  $\frac{S2}{d} = 3,75$

$$\left( n1 - 1 \right) \frac{b - 2b''}{S1} = \frac{4600 - 160}{75} = 59 \text{ tubes}$$

$$n1 = 60 \text{ tubes}$$

Vitesse des gaz choisis : Wg = 9m/s

.../...

Nombre de tubes dans la section transversale :

$$n1 = 60, \quad \bar{\phi} = 32 \times 3$$

Nombre de tubes au plafond

$$Z1 = 30 \text{ tubes} \quad \bar{\phi} = 57 \times 3,5$$

Coefficient de transmission de chaleur par convection

$$\alpha_k = C_z C_f \alpha_4 = 1,1, 0,2 \cdot 60 = 61,2 \text{ K cul/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de dépôt  $\epsilon$

$$\epsilon = C_d C_f \epsilon_0 + \Delta \epsilon = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,0065 + 0,002 = 0,007 \text{ m}^2 \text{ hdeg/Kcul}$$

section moyenne de passage de la vapeur  $m^2$

$$f_n = n1 \frac{\pi}{4} d_{int}^2 = 60 \frac{3,14}{4} 0,026^2 = 0,0319 \text{ m}^2$$

Volume de la vapeur pour une température moyenne

$$V_n = 0,06975 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Vitesse moyenne de la vapeur

$$W_n = \frac{D}{3600} \frac{V_n}{f_n} = \frac{35000 \cdot 0,06975}{3600 \cdot 0,0319} = 21,19 \text{ m/s}$$

Coefficient de transmission de chaleur de la paroi vers la vapeur

$$\alpha_i = C_x \alpha_h = 0,98 \cdot 1000 = 980 \text{ Kcul/m}^2 \text{ la deg}$$

température des parois des tubes

$$t_s = t + \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\alpha_2} \left[ \frac{Q_5 B_c}{H} \right] \quad (H = 200 \text{ m}^2 - \text{choisi})$$

$$= 350,5 + \frac{1}{0,007} - \frac{1}{180} \left[ \frac{304,2 \cdot 17 \cdot 500}{200} \right] = 563,3^\circ \text{C} \quad 563^\circ\text{C}$$

pouvoir d'absorption des gaz avec trois atomes

$$p_n S = n S' = 0,269 \cdot 0,33 = 0,0906 \text{ m ato.}$$

$$S' = 1,08 \cdot d \cdot \frac{S_1}{d} \frac{S_2}{d} - 0,785 / = 1,08 \cdot 0,032 / (2,34 \cdot 3,75 - 0,785)$$

$$= 0,269 \text{ m}$$

coefficient d'absorption des rayons des gaz à trois atomes

$$K_g = 2,3$$



Coefficient d'affaiblissement des rayons par les cendres

$$k_n = 0,009$$

Coefficient d'absorption dans l'atmosphère poussiéreuse

$$K_S = (K_g V_n + K_n \mu) \quad S' = (2,3 \cdot 0,337 + 0,009 \cdot 76,7) \cdot 0,269 = 0,394$$

coefficient de transmission de chaleur par rayonnement

$$\alpha_r = \alpha \cdot H = 0,32 \cdot 150 = 48 : \text{Kcal/m}^2 \text{ h deg}$$

coefficient de transmission de chaleur

$$K = \frac{\alpha_k + \alpha_r}{1 + \left(\frac{\epsilon + 1}{\alpha^2}\right)(\alpha_k + \alpha_r)} = \frac{61,2 + 48}{1 + \left(0,007 + \frac{1}{980}\right)(61,2 + 48)} = 58,3 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h deg}$$

2ème étage du surchauffeur dans le sens de la vapeur (à direction) pour l'eau et les gaz)

1. Flux thermique à la rentrée des gaz

$$t'_{gs} = t'_g - t_s = 913 - 450 = 463^\circ \text{ C}$$

2. Flux thermique à la sortie des gaz

$$t'_{gs} = t''_g - T_{sat} = 795 - 251 = 544^\circ \text{ C}$$

$$t_g = \frac{t_{ge} + t_{gs}}{2} = \frac{463 + 544}{2} = 503,5^\circ \text{ C}$$

paramètre p

$$p = \frac{t_s - t'_g}{t'_g - t'_g} = \frac{450 - 345}{913 - 345} = 0,185$$

paramètre R

$$R = \frac{t'_g - t''_g}{t_s - T'} = \frac{913 - 795}{450 - 345} = 1,12$$

coefficient  $\psi = 0,99$

$$\Delta t = \psi \cdot t_g = 0,99 \cdot 503,5 = 499^\circ \text{ C}$$

quantité de chaleur reçue par le 2ème étage du surchauffeur

$$Q_{II} = \varphi (I' - I'' + \frac{\Delta t_g}{2} I^{\circ a})$$

$$= 0,989(1145 - 1007 + \frac{0,05}{2} \cdot 18,97) = 137 \text{ Kcal/kg}$$

surface d'échange

$$H_{II} = \frac{17.500 \cdot 137}{58,3 \cdot 499} = 82,5 \text{ m}^2$$

Longueur de la serpentine

$$\ell = \frac{H_{II}}{m_1 \pi d} = \frac{82,5}{60,3 \cdot 14,0 \cdot 0,032} = 13,7 \text{ m}$$

1er étage dans le sens de la vapeur :

1. Variation de température à la rentrée des gaz :

$$\Delta t' = t'_g - t' = 795 - 385 = 410^\circ \text{C}$$

2. Variation de température à la sortie des gaz :

$$\Delta t'' = t''_g - t_{\text{sat}} = 672 - 251 = 421^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = \frac{410 + 421}{2} = 415,5 \approx 416^\circ \text{C}$$

quantité de chaleur reçue par le 1er étage

$$Q_s^I = Q_s - Q_s^{II} = 304,2 - 137 = 167,2 \text{ K cal/kg}$$

surface d'échange :

$$H_I = \frac{17.500 \cdot 167,2}{58,3 \cdot 416} = 121 \text{ m}^2$$

surface d'échange totale

$$H = H_I + H_{II} = 121 + 82,5 = 203,5 \text{ m}^2$$

longueur du serpentin

$$\ell_{\text{serpI}} = \frac{121}{60,3 \cdot 14,0 \cdot 0,032} = 20,2 \text{ m}$$

Vérification :

$$A = \frac{H^{II}}{H} = \frac{82,5}{H} = \underline{0,406} \quad - \text{on a choisi} \quad A = 0,4$$

2ème étage de l'économiseur :

1. Disposition des tubes en quinconce
2. Diamètre des tubes  $d = 38/4$
3. Chaleur reçue pour l'économiseur  $Q = 234,2 \text{ Kcal/Kg}$
4. Température et enthalpie des gaz à la rentrée :  
 $t'g = 672^\circ\text{C}$   $I' = 832 \text{ Kcal/Kg}$
5. Température et enthalpie des gaz à la sortie  
 $t''g = 475^\circ\text{C}$   $I'' = 595,04 \text{ Kcal/Kg}$
6. Température et enthalpie de l'eau avant l'économiseur  
 $h'ea = 203,8 \text{ Kcal/Kg}$   $t'ea = 200^\circ\text{C}$
7. Enthalpie de l'eau à la sortie  
 $h''ea = 320,9 \text{ Kcal/Kg}$

L'économiseur évaporise une certaine quantité d'eau. Il faudrait faire le calcul en deux parties :

1. Quantité de chaleur reçue par la partie vaporisante de l'économiseur.  
 $Q_{ec}^{vap} = \frac{D}{Bc} / h''ea - h' / = \frac{35000}{17500} [320,9 - 280,1] = 121,6 \text{ Kcal/Kg}$
2. Quantité de chaleur reçue par la partie chauffante  
 $Q_{ec}^{ch} = \frac{D}{Bc} / h' - h'ea / = \frac{35000}{17500} [260,1 - 203,8] = 112,6 \text{ Kcal/Kg}$   
 $Q_{ec} = Q_{ec}^{vap} + Q_{ec}^{ch} = 121,6 + 112,6 = 234,2 \text{ Kcal/Kg}$

La vitesse moyenne de l'eau choisie est  $W_{ea} = 1,025 \text{ m/m} > 1 \text{ m/s}$

Le volume de l'eau est :  $V_{ea}^{m} = 0,001121 \text{ m}^3/\text{Kg}$

.../...



La section moyenne de la vapeur est :

$$f_m = \frac{G \cdot V_{ea}^{al}}{3600 \cdot w_{ea}} = \frac{35000 \cdot 0,001121}{36000 \cdot 1,025} = 0,0106 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes est :

$$n1 = \frac{4 \cdot f_m}{\pi d_{int}^2} = \frac{4 \cdot 0,0106}{3,14 \cdot 0,030^2} = 15 \text{ tubes}$$

$$S1 = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ mm}$$

$$a = (n1 - 1) S1 + 2a'' = (15 - 1) 95 + 2 \cdot 85 = 1500 \text{ mm}$$

$$Fg = ab - n1 d_{ect} \cdot l = 1,5 \cdot 4,6 - 15 \cdot 0,038 \cdot 4,5 = 4,33 \text{ m}^2$$

$$l = b - 2b'' = 4,6 - 2 \cdot 0,09 = 4,52 \text{ m}$$

Température moyenne des gaz :

$$t_g = \frac{t_g' + t_g''}{2} = \frac{672 + 475}{2} = 574,5 = 575^\circ\text{C}$$

Vitesse des gaz :

$$W_g = \frac{17500 \cdot 3,379}{3600 \cdot 273 \cdot F_g} (t_g + 273) = 17500 \cdot 3,379 (575 + 273)$$

$$W_g = \frac{17500 \cdot 3,379 (575 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 4,33} = 11,72 \text{ m/s}$$

$$10 < 11,72 < 15 \text{ m/s}$$

.../...

Détermination de la variation de température

1. température des gaz au commencement de la formation de vapeur

$$\begin{aligned}
 \overset{\text{int}}{I_{ea}} &= \left[ I_{ea} - Q_{ea}^{\text{vap}} + \frac{\Delta Q_a}{2} V_a C_a t_a \right] \phi_1 \\
 &= \left[ 892 - 121,6 + \frac{0,03}{2} 18,97 \right] 0,989 = 704 \text{ K cal/kg} \\
 \overset{\text{int}}{T_{ec}} &= 564^\circ \text{ C}
 \end{aligned}$$

2. Pour la partie chauffante -

$$\begin{aligned}
 \overset{\text{ch}}{\Delta t} &= \frac{\overset{\text{int}}{T_{ec}} - t_s}{2,3 \log \left( \frac{t_{ec} - t_s}{t_{ec}'' - t_s} \right)} \\
 &= \frac{(564 - 251) - (475 - 251)}{2,3 \log \left( \frac{564 - 251}{475 - 251} \right)} = 265^\circ \text{ C}
 \end{aligned}$$

3. Pour la partie évaporisante

$$\begin{aligned}
 \overset{\text{vap}}{\Delta t} &= \frac{\overset{\text{int}}{t_{ec}} - t_s}{2,3 \log \left( \frac{t_{ec} - t_s}{t_{ec}^{\text{int}} - t_s} \right)} \\
 &= \frac{(672 - 251) - (564 - 251)}{2,3 \log \frac{672 - 251}{564 - 251}} = 368^\circ \text{ C}
 \end{aligned}$$

Coefficient de transmission de chaleur

1. Coefficient de transmission par convection

$$\begin{aligned}
 \alpha_u &= C_E C_S C_f \alpha_u = 1.1.23.1,04 70,5 = 90 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h deg} \\
 \frac{S_1}{d} &= \frac{95}{38} = 2,5 ; \quad \frac{S_2}{d} = \frac{56}{38} = 1,44
 \end{aligned}$$

température des parois  $t_p = 330^\circ \text{ C}$

Epaisseur effective de rayonnement :

$$S = (1,87 \cdot (2,5 + 1,44) - 4,1) \cdot 0,038 = 0,124 \text{ m}$$

$$S' = 1,5 \cdot S = 1,5 \cdot 0,124 = 0,186 \text{ m}$$

Pouvoir d'absorption total des gaz avec 3 atomes

$$p_n S = \mu_n S' = 0,186 \cdot 0,329 = 0,0612 \text{ m. ata.}$$

Coefficient d'affaiblissement des rayons dans l'atmosphère des gaz avec 3 atomes :

$$K_g = 3,25$$

Coefficient d'affaiblissement des rayons dans l'atmosphère poussiéreuse

$$K_n = 0,0105$$

Absorption totale dans l'atmosphère poussiéreuse

$$K_S = (K_g \mu_n + K_n \mu) S' = (3,25 \cdot 0,329 + 0,0105 \cdot 74,9) \cdot 0,186 =$$

$$K_S = 0,345$$

2. Coefficient de transmission par rayonnement

$$\alpha_r = \alpha_4 \cdot a = 0,285 \cdot 70 = 19,95 \text{ K cal/m}^2 \cdot \text{h. Deg}$$

Coefficient tenant compte des impuretés  $\epsilon$

$$\epsilon = C_d \cdot C_f \cdot \epsilon_0 + A \epsilon = 1 \cdot 1 \cdot 0,002 + 0,002 = 0,004 \text{ m}^2 \text{ hdeg/Kcal}$$

Coefficient de transmission de chaleur

$$K = \frac{\alpha_k + \alpha_r}{1 + \epsilon(\alpha_k + \alpha_r)} = \frac{90 + 19,95}{1 + 0,004(90 + 19,95)} = 76,5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h deg}$$

Surfaces d'échanges :

$$H_{ec}^{vap} = \frac{Q_{ec}^{vap} \cdot B_c}{\Delta t_{ec}^{vap} \cdot K} = \frac{121,6 \cdot 17\,500}{368 \cdot 76,5} = 75,4 \text{ m}^2$$

$$H_{ec}^{ch} = \frac{Q_{ec}^{ch} \cdot B_c}{\Delta t_{ec}^{ch} \cdot K} = \frac{112,6 \cdot 17\,500}{265 \cdot 76,5} = 97,5 \text{ m}^2$$



$$H_a = H_{ec}^{vap} + H_{ec}^{ch} = 75,4 + 97,5 = 172,9 \text{ m}^2$$

Longueur du serpentín

$$l_{serp} = \frac{H_{ec}}{n_1 \bar{\Pi} d_{ext}} = \frac{172,9}{15,3 \cdot 14,0 \cdot 0,038} = 96,25 \text{ m}$$

Nombre de rangées dans la direction des gaz :

$$n_2 = \frac{l_{serp}}{l} = \frac{96,25}{4,52} = 21,3 \text{ rangées}$$

on choisit  $n_2 = 20$

hauteur du paquet de tubes

$$h = (20-1)56 = 1,064 \text{ m}$$

### RECHAUFFEUR DE L'AIR IIème ETAGE

disposition des tubes en quinconce :

diamètre des tubes 41 X 1,5

température et enthalpie des gaz à la rentrée

$$t_g' = 475^\circ\text{C} \quad I' = 595,04 \text{ Kcal/kg}$$

température et enthalpie des gaz à la sortie

$$t_g'' = 290^\circ\text{C} \quad I'' = 366,62 \text{ K cal/kg}$$

température moyenne des gaz :

$$t_g = \frac{t_g' + t_g''}{2} = \frac{475 + 290}{2} = 383^\circ\text{C}$$

température de l'air à la rentrée  $t_e' = 80^\circ\text{C}$

enthalpie de l'air théoriquement nécessaire

$$I_a' = V_a' C_a t' = 2,04 \cdot 0,316 \cdot 80 = 51,5 \text{ K cal/kg}$$

température et enthalpie à la sortie

$$t'' = 400^{\circ}\text{C}$$

$$I_a'' = 264 \text{ Kcal/kg}$$

température moyenne de l'air

$$t = \frac{t' + t''}{2} = \frac{400 + 80}{2} = 240^{\circ}\text{C}$$

Enthalpie de l'air pour la température t:  $I_a = 156,38 \text{ Kcal/kg}$

quantité de chaleur reçue par l'étage

$$Q_{ra} = 233 \text{ Kcal/kg}$$

vitesses des gaz et de l'air

$$w_g = 13,5 \text{ m/s} \quad w_a = 6,65 \text{ m/s}$$

section libre pour le passage des gaz

$$f_g = \frac{B_c V_g (t+273)}{3600 \cdot 273 \cdot w_g} = \frac{17500 \cdot 3,46 (383 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 13,5} = 2,99 \text{ m}^2$$

nombre total des tubes :

$$n = \frac{4 F_g}{\pi d^2 \text{ int } 3,14 \cdot 0,038^2} = \frac{4 \cdot 2,99}{3,14 \cdot 0,038^2} = 2640 \text{ tubes}$$

pas transversal

$$S_1 = 51,8 \text{ (choisi)}$$

nombre de tubes transversaux dans la direction de l'air

$$(n_1 - 1) = \frac{b - 2b''}{S_1} = \frac{4600 - 100}{51,8} = 87 \text{ tubes}$$

$$n_1 = 88 \text{ tubes}$$

Nombre de tubes longitudinaux dans la direction de l'air

$$n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{2640}{88} = 30 \text{ tubes}$$

Détermination des chutes thermiques :

1. A la rentrée  $t' = (t_g' - t'') = 475 - 400 = 75^{\circ}\text{C}$

2. A la sortie  $t'' = (t_g'' - t') = 290 - 80 = 210^{\circ}\text{C}$

Variation de température dans le contre-courant

$$\Delta t_{inv} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2} = \frac{75 + 210}{2} = 142,5^{\circ}\text{C}$$

Chute de température maximale  $\tau_g = (t'' - t') = 400 - 80 = 320^{\circ}\text{C}$

chute de température minimale  $\tau_m = (t_g' - t_g'') = 475 - 290 = 185^{\circ}\text{C}$

Paramètre P  $P = \frac{\tau_m}{t_g' - t'} = \frac{185}{475 - 80} = 0,468$



Paramètre R

$$R = \frac{\sum \delta}{\sum \alpha} = \frac{320}{185} = 1,73$$

Coefficient  $\psi = 0,92$

Chute thermique  $\Delta t = \psi \Delta t_{inv} = 0,92 \cdot 142,5 = 131^\circ\text{C}$

Coefficient de transmission gaz - parois

$$\alpha_1 = C_f C_e \alpha_h = 1 \cdot 1 \cdot 37 = 37 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h deg.}$$

Diamètre équivalent

$$d_e = \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi H} = d = \frac{4 \cdot 4,6 \cdot 1,5}{2640 \cdot 3,14 \cdot 0,041} = 0,041 = 0,040 \text{ m}$$

Coefficient de transmission partie air

$$\alpha_2 = C_z C_s C_f \alpha_H = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 52 = 59,2 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. deg}$$

$$\frac{S_1}{d} = \frac{52}{41} = 1,27$$

Détermination de S2

$$S_2 = \frac{a - 2a''}{n_2 - 1} = \frac{1500 - 100}{30 - 1} = 48 \text{ mm}, \quad \frac{S_2}{d} = 1,17$$

obligatoirement,  $S_{min} \geq 10 \text{ mm}$

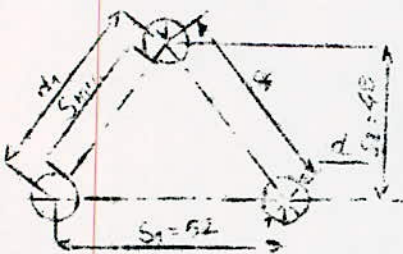
Vérification

$$d_1 = \sqrt{48^2 + 26^2} = 54 \text{ mm}$$

$$d_1 = S_{min} + \frac{d}{2} + \frac{d}{2}$$

$$S_{min} = d_1 - d = 54 - 41 = 13 \text{ mm}$$

$$S_{min} = 13 \text{ mm}$$



$$S_{min} = 13 \text{ mm} > 10 \text{ mm}$$

Coefficient d'utilisation de la surface d'échange :  $\psi = 0,75$

Coefficient de transmission

$$K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,75 \cdot \frac{37 \cdot 59,2}{37 + 59,2} = 17,1 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. deg}$$

surface d'échange

$$F_{ra} = \frac{E_c Q_{ra}}{K \Delta t} = \frac{17800 \cdot 233}{17,1 \cdot 131} = 1 \ 819 \text{ m}^2$$

Longueur des tubes.

$$l_{ra} = \frac{H_{ra}}{\frac{n_{II} d_{ext} + d_{int}}{2}} = \frac{1819}{2640 \cdot 3,14 \cdot 0,039} = 5,6 \text{ m}$$

Section de passage de l'air :

$$F_a = \frac{Bc \cdot V_o (t_m^a + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot W_a} = \frac{17500 \cdot 2,04 (240 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 6,65} = 2,8 \text{ m}^2$$

Hauteur d'un passage :

$$h = \frac{F_a}{b - n_1 d} = \frac{2,8}{4,6 - 88 \cdot 0,041} = 2,8 \text{ m}$$

Nombre de passage :

$$Z = \frac{l_{ra}}{h} = \frac{5,6}{2,8} = 2$$

### ECONOMISEUR 1er ETAGE

Disposition des tubes en quinconce

Diamètres des tubes = 38 X 4

Température et enthalpie des gaz à la rentrée

$$t'_g = 290^\circ\text{C} \quad I' = 366,62 \text{ Kcal/kg}$$

Température et enthalpie des gaz à la sortie

$$t''_g = 210^\circ\text{C} \quad I'' = 261 \text{ Kcal/kg}$$

Température moyenne des gaz

$$t_g = \frac{t'_g + t''_g}{2} = \frac{290 + 210}{2} = 250^\circ\text{C}$$

Température et enthalpie de l'eau à la rentrée

$$t'_{ea} = 150^\circ\text{C} \quad h'_{ea} = 151,5 \text{ kcal/kg}$$

Température et enthalpie de l'eau à la sortie

$$t''_{ea} = 200^\circ\text{C} \quad h''_{ea} = 203,8 \text{ Kcal/kg}$$

Température moyenne de l'eau :

$$t_{ea} = \frac{t'_{ea} + t''_{ea}}{2} = \frac{150 + 200}{2} = 175^\circ\text{C}$$

Quantité de chaleur reçue par l'économiseur

$$Q_{ec}^I = 104,6 \text{ Kcal/kg}$$

chute de température des gaz à la rentrée

$$\Delta t' = t'_g - t'' = 290 - 200 = 90^\circ\text{C}$$

Chute de température à la sortie

$$\Delta t'' = t''_g - t' = 210 - 150 = 60^\circ\text{C}$$

Chute moyenne de température

$$\Delta t = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2} = \frac{90 + 60}{2} = 75^\circ\text{C}$$

Température des parois :

$$t_p = t + 25 = 175 + 25 = 200^\circ\text{C}$$

La vitesse de l'eau doit être plus grande que  $w_{ea} \geq 0,3 \text{ m/s}$

on choisit  $w_{ea} = 0,6 \text{ m/s}$

Volume de l'eau  $V_{ea} = 0,001088 \text{ m}^3/\text{kg}$

Section de passage de l'eau :

$$F_{n,ea} = \frac{G V_{ea}}{3600 \cdot w_{ea}} = \frac{35000 \cdot 0,001088}{3600 \cdot 0,6} = 0,0176 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes dans une rangée

$$n_1 = \frac{4 F_{n,ea}}{3,14 \cdot D_{int}^2} = \frac{4 \cdot 0,0176}{3,14 \cdot 0,030^2} = 25 \text{ tubes}$$

section de passage des gaz :

$$F_g = ab - n_1 d_1 = 4,6 \cdot 1,5 - 0,038 \cdot 4,52 = 2,62 \text{ m}^2$$

$$S_1 = \frac{a - 2 a''}{n_1 - 1} = \frac{1500 - 60}{(25 - 1)} = 60 \text{ mm}$$



$$\frac{S_1}{d} = \frac{60}{38} = 1,58 ;$$

$$\frac{S_2}{d} = \frac{54}{38} = 1,42$$

Vitesse moyenne des gaz

$$W_g = \frac{E_c V_g (t_g + 273)}{3600 \cdot 273 F_g} = \frac{17500 \cdot 3,53 (250 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 2,62} = 12,52 \text{ m/s}$$

$$10 < 12,52 < 15 \text{ m/s}$$

Coefficient de transmission de chaleur par convection :

$$\alpha_k = C_z C_s C_f \alpha_h = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,04 \cdot 75 = 84,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}$$

Epaisseur effective du volume rayonnant :

$$S = [1,87 (1,61 + 1,42) - 4,1] \cdot 0,038 = 0,0592 \text{ m}$$

$$S' = 1,5 \cdot S = 1,5 \cdot 0,0592 = 0,0886 \text{ m}$$

Absorption totale des gaz avec 3 atomes :

$$p_{ns} = \nu_n S' = 0,315 \cdot 0,0886 = 0,02799 \text{ m.atm.}$$

coefficient d'affaiblissement des rayons dans l'atmosphère des gaz

$$\text{à 3 atomes} \quad K_g = 5,35$$

Coefficient d'affaiblissement dans le volume poussiéreux

$$K_n = 0,0145$$

Force d'absorption dans le volume poussiéreux

$$K_S = S' K_g \nu_n + K_n \mu = 0,0886 (5,35 \cdot 0,315 + 0,0145 \cdot 71,5) \\ = 0,242$$

Coefficient de transmission par rayonnement

$$\alpha_r = 0,21 - 23 = 4,83 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}$$

Coefficient tenant compte des impuretés

$$\xi = 1 \cdot 1 \cdot 0,0015 = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg/kcal}$$

coefficient de transmission de chaleur

$$K = \frac{\alpha_k + \alpha_r}{1 + \xi (\alpha_k + \alpha_r)} = \frac{84,2 + 4,83}{1 + 0,0015 (84,2 + 4,82)} \\ = 78,6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}$$

Surface d'échange

$$F_{ec} = \frac{Q_{ec} \cdot E_c}{\Delta t \cdot K} = \frac{104,6 \cdot 17 \cdot 500}{75 \cdot 78,6} = 311 \text{ m}^2$$

Longueur de la serpentine

$$l_{\text{serp}} = \frac{F_{ec}}{n_1 \cdot n_d} = \frac{311}{25 \cdot 3,14 \cdot 0,038} = 104,5 \text{ m}$$

Nbre de rangées longitudinales dans la direction des gaz

$$n_2 = \frac{104,5}{4,52} = 23,2 = 24 \text{ rangées}$$

$$h = S_2 (n_2 - 1) = 54 (24 - 1) = 1242 \text{ mm}$$

### RECHAUFFEUR DE L'AIR I ETAGE

Disposition des tubes en quinconce

diamètre des tubes - pour la partie gaz 22 X 2

- pour la partie air 32 X 2

Température et enthalpie des gaz à la rentrée

$$t_g' = 210^\circ\text{C}$$

$$I' = 261 \text{ Kcal/kg}$$

Température et enthalpie de l'air à la rentrée

t'\_g = 30°C I'\_a = 18,97 Kcal/kg

Température et enthalpie de l'air à la sortie

t''\_a = 80°C I''\_a = 51,5 Kcal/kg

température moyenne de l'air . ta = 55°C

Enthalpie de l'air pour ta : I\_a^0 = 34,8 Kcal/kg

quantité de chaleur reçue par l'étage Q\_a^I = 35,6 Kcal/kg

Enthalpie des gaz à la sortie

I'' = I' - (Q\_a^I / phi) + Delta alpha\_g^I J\_a^0 =

= 261 - (35,6 / 0,989) + 0,05 . 34,6 = 226,74 Kcal/kg -> t\_g'' = 178°C

choisir t\_gs'' = t\_g'' = 180°C

température moyenne des gaz t\_m^g = 194°C

Pas

1. Pour la partie gaz

S1 = 2,5 . 22 = 55 mm ; S2 = 1,5 . 22 = 33 mm

2. Pour la partie air

S1 = 1,72 . 32 = 55 mm ; S2 = 1,03 . 32 = 33 mm

variation de température :

Delta t\_g' = t\_gs - t' - Delta t\_g' - Delta t\_n' = 178 - 30 - 2 - 7 = 139°C ; Delta t\_n = T ÷ 10°C  
Delta t\_m = t\_g' - t'' - Delta t\_g'' - Delta t\_n'' = 210 - 80 - 9 - 4 = 117°C , Delta t\_g = 2 ÷ 5°C

Delta t = (Delta t\_g - Delta t\_m) / (2,3 log (Delta t\_g / Delta t\_m)) = (139 - 117) / (2,3 log (139 / 117)) = 125°C



section de passage des gaz : on choisit

$$W_g = 7 \text{ m/s} \quad W_a = 6 \text{ m/s}$$

$$F_g = \frac{B_c V_g (t_g + 273)}{3600 \cdot 273 W_g} = \frac{17500 \cdot 3,6 (273 + 194)}{3600 \cdot 273 \cdot 7} = 4,26 \text{ m}^2$$

$$F_g = l_g b - l_g \left( \frac{b - 0,08}{S_1} \right) d_g, \text{ on choisit } b = 3,6 \text{ m}$$

$$l_g = \frac{4,26 \cdot 55}{33 \cdot 3,6 + 22 \cdot 0,08} = 1,95 \text{ m} \approx 2 \text{ m}$$

Nombre de tubes transversales par rapport à la direction des gaz

$$n_1 = \left( \frac{b - 2b''}{S_1} \right) = \frac{3600 - 2 \cdot 70}{55} = 63 + 1 = 64 \text{ tubes}$$

Section de passage de l'air

$$F_a = \frac{B_c V^a (t_a + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot W_a} = \frac{17500 \cdot 2,04 (55 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 6} = 1,985 \text{ m}^2$$

hauteur du rechauffeur :

$$h_{ra} = \frac{F_a}{b - n_1 d_a} = \frac{1,985}{3,6 - 64 \cdot 0,032} = 1,27 \text{ m}$$

surfaces d'échanges nécessaires : on choisit  $n_2 = 33$  rangées dans la direction des gaz

$$H_g = n_{dg} n_1 l_g n_2 = 3,14 \cdot 0,022 \cdot 64 \cdot 2 \cdot 33 = 292 \text{ M}^2$$

$$H_a = n_{da} n_1 l_a n_2 = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 64 \cdot 1,27 \cdot 33 = 270 \text{ M}^2$$

$$H = H_g + H_a = 292 + 270 = 562 \text{ M}^2$$

Coefficient de transmission de chaleur

1. Gaz - parois :

$$\alpha_r = C_7 C_s C_f H = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,04 \cdot 68 = 86,4 \text{ K cal/m}^2 \text{ h deg}$$

2. Parois - air

$$\alpha_a = C_7 C_s C_f H = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,02 \cdot 53 = 66 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h deg}$$

Coefficient tenant compte des impuretés

$$\xi = 0,007 + 0,0012 (t_p - t_{hor}) =$$

$$= 0,007 + 0,0012 (130-100) = 0,031 \text{ M2 h. Deg/k cal}$$

$$K = \frac{1}{\frac{(1 + \xi) H}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{H}{H_b}} = \frac{1}{\frac{(1 + 0,031) \frac{562}{292}}{86,4} + \frac{1}{56} \frac{562}{270}} = 9 \text{ Kcal/M2 h. Deg}$$

Vérification

$$Q_m. Bc = 35,6. 17500 = 62\ 300$$

$$K. \Delta t. H = 9. 125. 562 = 63\ 000$$

Erreur :

$$\Delta = \frac{63000 - 62\ 300}{63\ 000} \times 100 = 1,1\% < 2\%$$

## TRAITEMENT DES EAUX

L'utilisation des eaux d'alimentation et de chaudière présente des phénomènes pouvant provoquer des destructions du matériel du générateur à vapeur. Ce sont les corrossions, les incrustation et le primage. Pour éviter ces dangers on fait subir aux eaux d'alimentation des procédés de traitement. Il existe plusieurs méthodes de traitement des eaux qui éliminent les composés donnant des dépôts de tartre ou la dureté de l'eau.

Les incrustations résultent des dépôts solides qui adhèrent aux parois intérieures des réservoirs et des tubes. Ils résultent des concentrations des carbonates de calcium et de magnésium. Dans certains cas, le dépôt d'impuretés n'est dû ni à la concentration des sels solubles, ni à la réaction des bicarbonates, mais à une formation granuleuse liée à un coefficient de solubilité décroissant avec la température. En effet, une solution saturée d'un sel au contact d'une paroi chaude peut être sujet à une formation cristalline. Dès lors, il y aura un début de dépôt d'impuretés. Comme il est très difficile d'éliminer l'existence de sels dans la chaudière, on s'efforce d'obtenir un dépôt dont le coefficient de solubilité sera croissant avec la température. Il y aura alors une formation de boues évacuables.

Pour le traitement de l'eau on utilise :

- 1- la clarification de l'eau naturelle est faite par filtration ou ~~décantation~~
- 2- l'adoucissement de l'eau consiste à échanger les cations nuisibles par d'autres cations ne formant pas de tartre.
- 3- la coagulation élimine des substances en suspension résultant de la filtration. Le principe est de rajouter à l'eau des réactifs formant une mousse avec ces substances.
- 4- Le dégazage évite la corrosion par l'oxygène et le gaz carbonique du métal de la centrale thermique.



## C O N C L U S I O N

---

L'étude de ce projet ne s'est limitée qu'à des modestes calculs qui ont démontré et expliqué la complexité d'une centrale thermique.

Le temps étant fonction de la réalisation de ce projet. Il est à noter que nous ne pouvons approfondir certains problèmes techniques qui deviennent les travaux d'un ingénieur spécialisé.

Il est à remarquer également qu'à l'heure actuelle il est difficile de construire une centrale qui soit bien adaptée dans toute son existence à son utilisation. Il est probable que les centrales thermiques auront une évolution qui se poursuivra et que le matériel actuellement le plus économique aura dans l'avenir un rôle plus modeste. On retiendra de toutes ces remarques que de nos jours, une centrale thermique ne doit pas être construite avec le souci exclusif d'obtenir le meilleur prix de revient de l'énergie à charge économique.



