

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

1/71

1er

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

# THESE DE FIN D'ETUDES

DE

# GENERATEUR A VAPEUR

1 PLANCHE

EXCLU DU PRÊT

Rédigée par :  
YAKIMOV

Étudiée par :  
DEKALI M.

Promotion 1967 - 1971



PROPOSITION DE PROJET DE FIN D'ETUDES

Etude d'un generateur à vapeur avec une production de vapeur de 160t/h, une pression de 100 kgf/cm et une temperature de la vapeur surchauffée de 540°C. La temperature de l'eau d'alimentation est 215°C

Le generateur de vapeur utilise pour combustible le fuel-oil avec les les caracteristiques suivantes:

1. Pouvoir calorifique inferieur

$$P_{ci}^b = 9170 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

2. Carbone

$$C^b = 83,4\%$$

3. Hydrogene

$$H^b = 10\%$$

4. Soufre

$$S = 2,9\%$$

5. Oxygene

$$O^b = 0,2\%$$

6. Azote

$$N^b = 0,2\%$$

7. Cendre

$$A^b = 0,3\%$$

8. Humidité

$$W^b = 3,0\%$$

Etudier:

I- Les calculs thermiques du generateur à vapeur.

II- Les calculs aerodynamiques du generateur à vapeur.

III- Le dessin d'ensemble (coupe longitudinale) du generateur à vapeur.



-°-SOMMAIRE-°-

Intoduction	1-6
Description du générateur à vapeur -Circulation	7-10
Chambre de combustion	11-36
(1-2)Surchauffeur	39-54
Faisceau évaporisateur	55-59
Rechauffeur d'air	60-69
Economiseur	70-81
Calculs aérodinamiques	82-104
Conclusion générale	105-106



# GENERATEURS A VAPEUR

---

## INTRODUCTION

---

### 1) GENERALITES

---

Les générateurs à vapeur sont des appareils thermiques destinés à produire de la vapeur à une pression et à une température bien déterminées.

### 2) CARACTERISTIQUES D'UNE CHAUDIERE

---

Autrefois on caractérisait les chaudières ou les générateurs à vapeur par leur surface de chauffe et surtout par leur pression maximale improprement dénommée timbre.

---

La pression considérée est la pression effective c'est à dire la pression qui est indiquée par un manomètre.

Aujourd'hui les chaudières connaissent avec les progrès réalisés dans la conception et la construction, des dimensions tout à fait nouvelles. Elles se caractérisent par leur production horaire de vapeur en t / h et leur capacité calorifique ( Millions de kcal / h )

En plus du surchauffeur qui est fait parfois en deux parties avec un régulateur intermédiaire, il s'y trouve un ou deux résurchauffeurs. Il est à noter que ces éléments consomment beaucoup plus de chaleur qui ne le demande la vaporisation dans le faisceau évaporisateur.

### 3) EVOLUTION DES CHAUDIERES

---

Avant la première guerre mondiale, la production horaire de vapeur ne dépassait guère l'ordre de quelques centaines de kg de vapeur.

Et la pression se situait alors aux environs de 10 à 12  $\text{kgf/cm}^2$

Mais au moment de cette première guerre, beaucoup d'installations de chaudières, et notamment en Europe, furent détruites dans beaucoup de pays.

Leur remplacement s'est fait conformément aux progrès techniques de l'époque, à savoir:

Généralisation des foyers mécaniques à chaînes ou à poussoirs, à la place des grilles à mains, emploi de la surchauffe à des températures et des pressions plus élevées, amélioration de la récupération de la chaleur des gaz de fumées par les économiseurs.

Début d'emploi du réchauffeur d'air, et développement du tirage forcé.

Les chambres de combustion à chauffe au charbon pulvérisé se développèrent et leurs dimensions deviennent beaucoup plus importantes.

Les tubes d'écran d'eau firent leur apparition, mais ils étaient seulement dans une maçonnerie destinée à les refroidir.

La période entre les deux guerres a permis aux progrès techniques, dans ce domaine, de se poursuivre, pour accroître la pression, la température, et la production horaire de vapeur, et c'est à ce moment que les tubes d'écrans d'eau apparents prirent place dans de grandes chambres de combustion où l'usage du charbon pulvérisé commençant à connaître un développement assez important.

La technologie des aciers a permis d'obtenir des aciers spéciaux, capable de supporter des pressions et des températures de surchauffe plus élevées.

La conduite automatique se développe d'une manière appréciable, surtout avec l'amélioration des appareils de contrôle *et de régulation*

Mais la "révolution" dans la construction des chaudières, a été surtout l'emploi plus poussé et plus amélioré de la soudure à l'arc élec-

trique.

Celle-ci a permis contrairement à la construction rivée ou soudée au gaz à l'eau, d'avoir des réservoirs et des collecteurs plus épais et avec des dimensions beaucoup plus importantes. Tous ces progrès techniques

ont amené l'industrie des chaudières à avoir des unités avec les caractéristiques approximatives suivantes:

.../...



- pression 73,5 kg/cm<sup>2</sup>
- vaporisation unitaire 100 à 110 t / h
- température de surchauffe 470 °c

Mais c'est surtout, après la seconde guerre mondiale, que les chaudières deviennent des unités de production d'énergie, efficaces et économiques.

C'est devant la nécessité de produire beaucoup plus d'énergie, que les progrès techniques ont connu un saut considérable.

Les techniques de construction, qui étaient assez développées et répandues au U. S. A., commencèrent à se propager en Europe.

Et juste quelques années après cette seconde guerre, des groupes turbo-alternateurs atteignirent des puissances de 100 M Watts.

Certaines turbines étaient alimentées par eux chaudières d'autres par une seule, d'une production de vapeur de 350 à 400 t/h avec un timbre de 525 °c à 530 °c

Il fût atteint ensuite le stade des chaudières en tranches unitaires de 360 à 400 t / h à 145 - 148 bars, surchauffe et résurchauffeur à 545 °c, alimentant directement un turbo alternateur de puissance normalisée à 115 - 125 M Watts; ce niveau sera encore dépassé, et l'on assiste actuellement à la construction de tranches unitaires d'une puissance de 250 M Watts avec chaudière à 700 à 770 t/h timbre variant de 147 à 166 bars, surchauffe et résurchauffe à 565 °c, et l'on envisage même, pour l'avenir, des groupes beaucoup plus puissantes. Si cet accroissement reste <sup>pour</sup> beaucoup le but fixé, dans ce domaine, il ne se fait pas sans raisons. Des études américaines ont démontré qu'il se traduisait par diverses économies, diminution de la quantité de combustible consommé, mais aussi et surtout réduction du personnel de conduite.

Cette réduction est tout à fait intéressante, du fait que le personnel

qualifié recherché est toujours insuffisant, dans ce domaine.

Au U. S. A. des exemples montrent qu'on peut obtenir des réductions beaucoup plus importantes de combustible; en augmentant considérablement le timbre, la température de surchauffe et la production horaire de vapeur, en utilisant une double résurchauffe.

Aujourd'hui la chaudière est constituée surtout par des tubes d'écrans

d'eau, où les échanges de chaleur se font surtout par rayonnement. L'isolation thermique de la chaudière est constituée par un calorifuge extérieur à la paroi, fait par les tubes jointifs des écrans et une toile d'étanchéité. Presque tous les éléments sont soudés: Réservoirs, collecteurs, tubes etc...

Si la pression n'est pas tellement élevée la circulation de l'eau est naturelle, mais si les pressions sont plus importantes il est nécessaire d'avoir un tirage forcé grâce à une ou plusieurs pompes.

Les échanges important par rayonnement dans les grosses chaudières nécessitent une eau d'alimentation rigoureusement soignée autrement dit purifiée. La négligence dans certains cas, de ce facteur important, entraîne généralement des avaries très coûteuses qui se manifestent par des éclatements de tubes.

Dans la majorité des pays européens, le combustible utilisé est <sup>du</sup> charbon pulvérisé. La combustion donne généralement des cendres, et des poussières et provoque l'encrassement des tubes, ce qui réduit le rendement de la chaudière.

Avec un combustible liquide le dépôt de cendre est négligeable et presque nul, mais la viscosité du fluide reste un facteur dont il faut tenir compte, car un combustible liquide très visqueux, ne permet pas d'obtenir à la fois une finesse de pulvérisation suffisante et un fonctionnement ininterrompu de l'appareillage de combustion.

Le combustible le plus commode reste le gaz qu'on dénomme parfois "combustible noble". Le combustible gazeux possède des avantages nombreux et très importants sur les combustibles liquides. Le gaz est facile à transporter au moyen de canalisations, et à répartir entre des usagers très dispersés. On peut le brûler avec un rendement très élevé, même dans des appareils consommateurs très petits. La combustion du gaz ne donne aucun résidu solide

(cendres, scories, suies, etc ..) Il ne contamine pas l'environnement par des impuretés ou des imbrûlés.

Il est facile de régler le débit de gaz en fonction de la charge, et réglage peut être rendu facilement automatique.

Il brûle plus facilement car il est à l'état atomisé et ne nécessite pas une pulvérisation.

La suppression de la période dite d'allumage, c'est à dire d'une période de mise en marche, est également un avantage précieux du Gaz. Enfin les



gaz naturels sont les combustibles qui coûtent le moins cher.

Pour une même quantité de chaleur leur extraction coûte 6,6 fois moins que celle de la houille et 2,6 fois moins que celle du pétrole.

L'Algérie qui recèle d'énormes gisements de gaz naturel, l'utilise en tant que combustible pour la plupart de ses centrales, le fuel lourd n°2 est seulement utilisé pour des essais périodiques ou comme "fluide de secours".

Aussi le gaz naturel algérien a une très faible teneur en soufre ce qui évite la corrosion du réchauffeur de l'air.

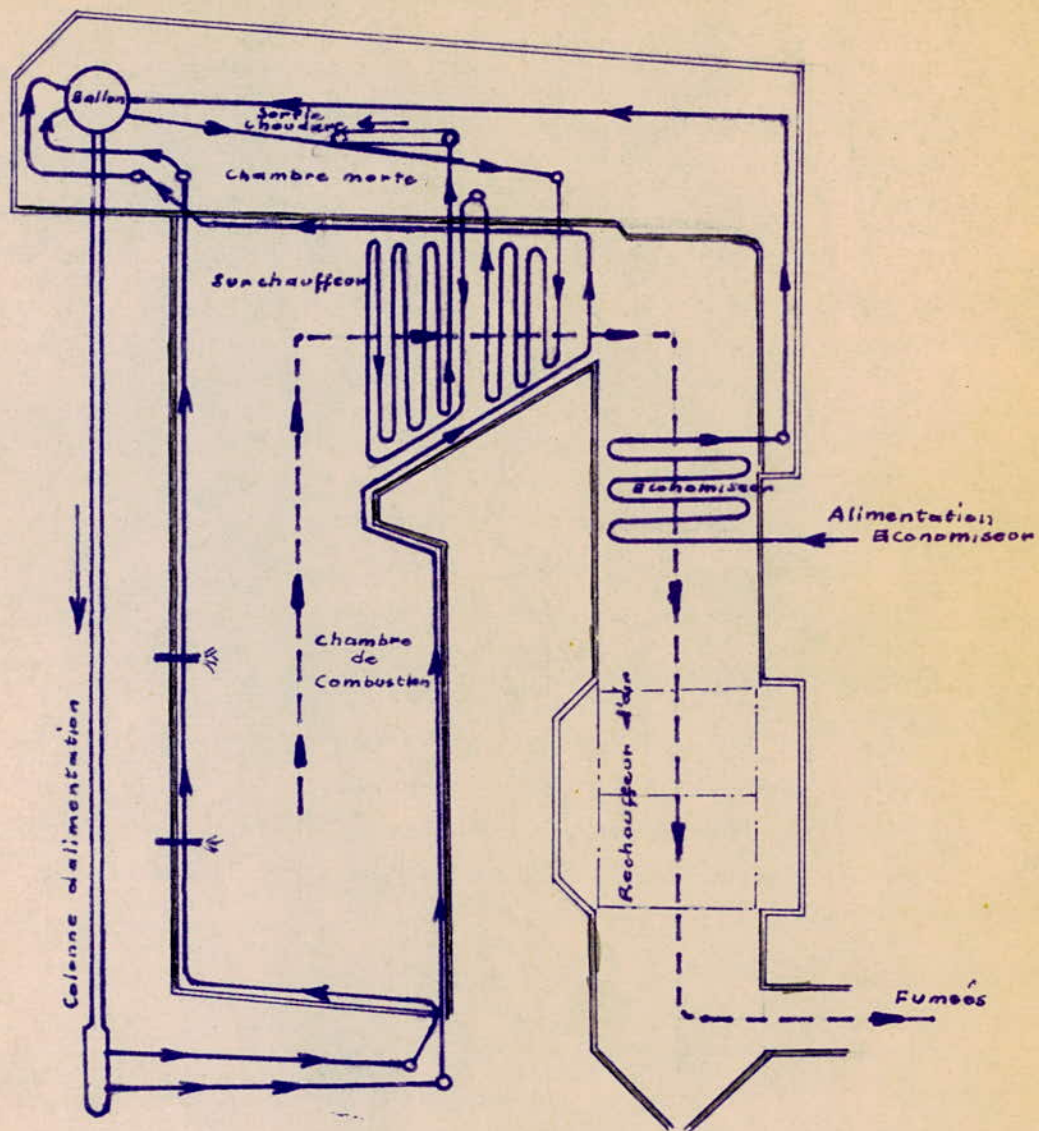


fig 1

CHAUDIERE

SCHEMA DE LA CIRCULATION

— eau (vapeur)

- - - fumées

## CHAPITRE I

### DESCRIPTION DU GENERATEUR ET CIRCULATION

#### DESCRIPTION /

Le générateur à vapeur est constitué de trois parties principales :

- Le ballon avec colonnes d'alimentation,
- La chambre de combustion,
- Le carneau où se trouvent le surchauffeur, le faisceau évaporisateur, l'économiseur et le réchauffeur d'air.

et de ses accessoires qui sont en général un ventilateur de soufflage de l'air et un ou deux ventilateurs de tirage des fumées.

Toutes les parties du générateur qui sont soumises à une température supérieure à la température d'évacuation des gaz, sont isolés thermiquement.

Les tubes du générateur à vapeur sont recouverts à l'extérieur d'un béton réfractaire grattés jusqu'aux génératrices des tubes. Un casing métallique est appliqué directement sur ce béton. Le casing intérieur est étanche.

L'isolation est réalisée par des panneaux de laine minérale. Celle-ci étant protégée des intempéries par un casing extérieur étanche à l'eau de pluie et effectué en tôle galvanisée.

.../...



Le ballon se trouve dans l'ambiance extérieure. Il permet la séparation de la vapeur saturée et de l'eau. La chambre de combustion est munie de six brûleurs à mazout. Elle est constituée par des écrans de tubes.

Le carneau lui, contient le surchauffeur, le faisceau évaporisateur, l'économiseur et le réchauffeur d'air.

Juste après la sortie de la chambre de combustion se trouve le surchauffeur qui est constitué de deux parties. Comme son nom l'indique, il permet d'obtenir de la vapeur surchauffée à une température de 540 ° C. Entre les deux parties se trouve un régulateur de température.

Après le surchauffeur, se trouve le faisceau évaporisateur qui fournit de la vapeur saturée au ballon.

L'économiseur lui autant que le réchauffeur d'air est un récupérateur d'énergie calorifique. L'alimentation en eau de la chaudière se fait à partir de l'économiseur.

.../...



Le réchauffeur d'air, élève la température de l'air amené par les ventilateurs de soufflage, cet air servira à la combustion du combustible.

#### CIRCULATION/

##### Circuit d'eau et de vapeur :

Le circuit d'eau et de vapeur est le suivant :

La chaudière étant alimentée par l'économiseur. L'eau après avoir traversée l'économiseur se dirige dans le ballon. Par des colonnes d'alimentation elle est distribuée dans les écrans de la chambre de combustion. Elle commence à se vaporiser pour se diriger ensuite dans le ballon, seule l'eau, ou la vapeur humide contenue dans l'écran arrière passe dans le faisceau évaporisateur pour se transformer en vapeur saturée sèche ensuite pour aller dans le ballon. Là se fera la séparation de la vapeur et de l'eau. La vapeur saturée séchée ira finalement dans le surchauffeur pour être surchauffée. A la sortie du surchauffeur elle est orientée vers son lieu d'utilisation.

. . . / . . .

CIRCULATION NATURELLE/

La chaudière est à circulation naturelle. En effet, le ballon et les colonnes d'alimentation se trouvant à l'extérieur de la chambre de combustion, l'eau d'alimentation conserve sa température et subit donc la loi de la pesanteur.

L'eau des tubes d'écran recevant la chaleur de la combustion à sa densité, qui diminue, elle s'élève vers le ballon et est alors remplacée par l'eau des colonnes d'alimentation.

Les calculs thermiques dans le générateur à vapeur se font à partir des données contraignantes qui nous sont imposées surtout par les résistances mécaniques et thermiques des tubes.

Les tubes des éléments ne peuvent supporter des températures supérieures à la limite imposée par le fluage des métaux utilisés.

Dans le réchauffeur d'air par exemple la température d'évacuation du gaz de combustion est liée à la température de rosée de l'eau, sinon il se crée une corrosion qui détériore les tubes.

Pour pouvoir calculer convenablement les caractéristiques des éléments notamment la température des gaz brûlés on use de la méthode suivante :

- On commence à calculer, la chaleur de combustion, le surchauffeur et le faisceau évaporisateur.

- Ensuite on calcule le réchauffeur d'air et l'économiseur. Le point de liaison sera la température des gaz à l'entrée de l'économiseur.

La température des gaz brûlés à l'entrée de l'économiseur doit être égale à la température de sortie du faisceau évaporisateur. Si une différence existe entre les deux on joue sur la température de sortie de l'eau de l'économiseur, qu'on modifie de façon à ce qu'elle nous donne la température du gaz désirée.



CHAPITRE III

CHAMBRE DE COMBUSTION

GENERALITES

En général les chambres de combustion qui ne sont pas refroidies par de l'eau ont des murs constitués en allant de l'intérieur vers l'extérieur par/

- épaisseur de briques ou de ciment réfractaire.
  - une épaisseur de matière isolante ( briques de diatomite, feuille d'amiante etc) destinée à réduire les pertes de chaleur dans l'ambiance extérieure.
  - enfin suivant le cas un revêtement de tôle ou "casing", ou, une épaisseur de briques réfractaires destinée à assurer une bonne étanchéité des murs et de ne pas permettre, d'introduire de l'air ou des poussières
- Le casing est adopté actuellement dans presque toutes les chaudières car il assure une meilleure étanchéité.

Les réfractaire qui conviennent le mieux dans une chambre de combustion sont ceux qui contiennent 35 à 40 % d'alumine, le reste étant constitué par de <sup>la</sup> silice. Leur point de fusion est compris entre 1600 et 1700 °C ; et il est d'autant plus élevée que la teneur en alumine est importante. La chambre est presque entièrement tapissée d'écrans qui sont généralement suspendus à la charpente métallique. Leur dilatation vers le bas est assurée.

L'accroissement de la vaporisation a entraîné l'augmentation des dimensions des chambres et surtout en hauteur.

La température des chambres dépend de l'absorption de la chaleur dégagée par le combustible <sup>plus celle-ci</sup> est importante plus la surface qui absorbe cette chaleur doit être élevée, et ceci entraîne des chambres avec de grandes dimensions. La détermination des cotes de la chambre est liée directement à la notion de surface refroidissante efficace

C'est cette surface qui absorbera le rayonnement émis par la flamme. Les écrans à tubes non jointifs ont une efficacité qui dépend des pas des tubes, de leur diamètre et de leur distance à la paroi.



Un autre facteur important qui est apparu avec le développement des charges au charbon pulvérisé et aux huiles lourdes est leur longueur de la flamme. Son importance réside dans le fait que si la longueur de la flamme est grande elle lèche les tubes des écrans ce qui a pour conséquence d'entraîner des avaries et surtout des éclatement de tubes.

On se préoccupe pas tellement de cette question quand la chambre de combustion est très vaste.

Pour les petites chaudières on palie à cet inconvénient en faisant une combustion à chauffe tangentielle, c'est à dire en disposant les brûleurs dans les 4 angles, et le temps de séjour du combustible est long. Pour les chambres avec flamme en L ( brûleurs en façades ) le temps de séjour du combustible est très court, cette disposition est surtout utilisée pour la chauffe au fuel et au gaz.

La température de combustion est aussi une question qui a une grande importance. Avec les chauffes au gaz où la flamme rayonne beaucoup on craint beaucoup les surfaces de chauffe exposées aux flammes et placées trop près des brûleurs, cela entraîne généralement les incidents cités avant.

Les installations destinées à brûler efficacement et économiquement les combustibles sont appelés les foyers. Les installations de chaudière utilisent des foyers de divers types qui correspondent respectivement au combustible utilisé.

Le combustible est brûlé dans les chambres à l'état de suspension dans l'air.

Conformément au combustible utilisé on distingue les foyers brûlant les combustibles solides, les foyers brûlant du mazout et les foyers brûlant les gaz.

La chauffe la plus simple est celle produite par la combustion des gaz. Dans ce système on réchauffe préalablement l'air et le combustible indépendamment, ou bien le mélange. Le mélange est réchauffé jusqu'à la température d'inflammation. Comme le combustible et la matière oxydante se trouvent dans le même état physique, c'est à dire à l'état gazeux, on peut préparer et réchauffer le mélange combustible avec des systèmes de brûleurs relativement simples, installés directement dans les parois du foyer.

La combustion du fuel est différente, on procède de la façon suivante, pour accélérer la combustion il faut d'abord pulvérisé l'huile lourde,

on la réchauffe ensuite on la mélange à l'oxydant. C'est pour cette raison que les brûleurs sont plus complexes et plus encombrants.

La difficulté d'une bonne combustion se pose pour les combustibles solides. Surtout ceux qui contiennent une grande teneur de cendre et d'humidité.

Le volume du combustible solide est très petit par rapport au volume de l'air nécessaire à sa combustion. Cela nous oblige à brûler le combustible avec un excédent relativement important, comparativement au gaz par exemple.

CHAMBRE DE COMBUSTION

1ere METHODE DE CALCUL

-Quantité théorique d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible.

$$L'_{ao} = 0,0339 C^b + 0,266 \left( H^b - \frac{O^b}{8} \right) + 0,033 S^b_{cv}$$

$$= 0,0339 \cdot 83,4 + 0,266 \left( 10 - \frac{0,2}{8} \right) + 0,033 \cdot 2,9$$

$$= 10,1457 \frac{mh}{kg}$$

$$L'_{ao} = 10,1457 \frac{m^3 n}{Kg}$$

- Quantité théorique en tenant compte des imbrulés mécaniques.

$$L_{ao} = (1 - q_4) V_{ao}$$

Comme  $q_4 = 0$  pour un combustible liquide.

$$L_{ao} = L'_{ao} = 10,1457 \frac{mh}{kg}$$

Le volume des gaz avec trois atomes RO<sub>2</sub> est:

$$V_{RO_2} = 0,0135 (C^b + 0,37 S^b_{cv})$$

$$= 0,0135 (83,4 + 0,37 \cdot 2,9) = 0,0135 \cdot 84,47 = 1,14 \frac{m^3 n}{Kg}$$

$$V'_{RO_2} = 1,14 \frac{m^3 n}{Kg}$$

Comme  $q_4 = 0$  pas d'inbrulémécanique.

$$V_{RO_2} = V'_{RO_2} = 1,14 \frac{mh}{kg}$$

- Volume des vapeurs d'eau V' H<sub>2</sub>O

$$V'_{H_2O} = 0,0124 (9H^b + W^b + W_a)$$

$$= 0,0124 (9 \cdot 10 + 3 + W_a)$$

- Volume des gaz avec deux atomes V' R<sub>2</sub> (théorique)

$$V'_{R_2} = 0,79 L'_{ao} + 0,008 N^b$$

$$= 0,79 \cdot 10,145 + 0,008 \cdot 0,2$$

$$V'_{R_2} = 3,0116 \frac{mh}{kg}$$



L'humidité qui entre dans la chambre de combustion avec l'air est:

$$W_{ao} = L'_{ao} \cdot \alpha_n \cdot \frac{d_b}{1000} \quad \text{si } L'_{ao} \text{ est en kg/kg}$$

$$W_{ao} = 0,7\alpha \cdot L'_{ao} \cdot d_b \quad \text{en } \frac{\text{mh}}{\text{kg}}$$

$$W_{ao} = 0,1\alpha \cdot 10,1457 \cdot 10 = 10,1457$$

$$W_{ao} = 10,157\alpha$$

$$\text{d'où } V'_{H_2O} = 0,0124 (9 \cdot 10 + 3 + 10,1457\alpha)$$

Volume théorique total des produits de combustion si  $\alpha = 1,0$

$$\begin{aligned} \sum V'_g &= V'_{RO_2} + V'_{H_2O} + V'_{R_2} \\ &= 1,56 + (0,0124 (9 \cdot 10 + 3 + 10,1457\alpha)) + 8,0116 \\ &\neq 1,56 + (0,0124 (9 \cdot 10 + 3 + 10,1457)) + 8,0116 \\ &= 1,56 + 1,273 + 8,0116 = 10,839 \frac{\text{mh}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Le volume des gaz avec deux atomes si  $\alpha_n = 1,15$

$$\begin{aligned} V''_{R_2} &= V_{R_2} + (\alpha_n - 1) L'_{ao} \\ &= 8,0116 + (1,15) 10,1457 \\ &= 9,533 \frac{\text{mh}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad V''_{R_2} = 9,533 \frac{\text{mh}}{\text{kg}}$$

Le volume des gaz avec deux atomes compte tenu des pertes mécaniques (ou par imbrulés solides) reste le même, car ces pertes sont nulles



Tableau de calculs des différentes quantités.

FORMULE	DIMENSION	$\alpha = 1,15$	$\alpha = 1,20$	$\alpha = 1,25$	$\alpha = 1,30$	$\alpha = 1,35$
$V' = (\alpha - 1) L'_{ao}$	$\frac{m^3}{kg}$	1,522	2,03	2,526	3,034	3,050
Volume des gaz avec trois atomes $V_{RO_2} = V'_{RO_2}$	"	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56
Volume des gaz avec deux atomes $V_{R_2} = (V'_{R_2} + \Delta V)$	"	9,533	10,0416	10,5396	11,050	11,066
Volume de la vapeur d'eau $V_{H_2O} = 0,0124(9H^b + W^b + W^a)$	"	1,296	1,306	1,31	1,318	1,322
Pression partielle de $RO_2$ $P_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g}$	$\frac{kg}{cm^2}$	0,126	0,12	0,115	0,104	0,101
$W_b = 0,1 \alpha L'_{ao} \cdot d_a = 10,1457 \alpha$	$\frac{m^3}{kg}$	11,667	12,180	12,68	13,180	13,70
Volume total des gaz $V_g$	"	12,389	12,976	13,5096	13,928	13,948
Pression partielle $P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g}$	$\frac{kg}{cm^2}$	0,1048	0,1011	0,0964	0,0883	0,0863



## LA CONSTRUCTION DU DIAGRAMME (I-t)

$x$	$t^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{RO}_2}$	$C_{\text{CO}_2}$	$V_{\text{RO}_2} \cdot C_{\text{CO}_2}$	$V_{\text{R}_2}$	$C_{\text{N}_2}$	$V_{\text{R}_2} \cdot C_{\text{N}_2}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$C_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_g \cdot C_g$	$V_g \cdot C_g \cdot t_g$
1,15	2200	1,56	0,5867	0,9170	9,533	0,3574	3,420	1,296	0,4780	0,617	4,954	10900
	2000		0,5820	0,9070		0,3545	3,380		0,4600	0,596	4,833	9766
	1800		0,5744	0,8950		0,3511	3,34		0,3554	0,458	4,693	8450
	1600		0,5655	0,8820		0,3473	3,331		0,3518	0,456	4,669	7460
	1400		0,5553	0,8650		0,3420	3,260		0,3482	0,451	4,576	6400
	1200		0,5433	0,8450		0,3380	3,210		0,3446	0,446	4,501	5400
	1100		0,5363	0,8360		0,3354	3,190		0,3428	0,444	4,470	4920
	1000		0,5288	0,8250		0,3325	3,180		0,3410	0,442	4,447	4447
	900		0,5204	0,8100		0,3297	3,130		0,3392	0,438	4,378	4030
800	0,5110	0,7960	0,3260	3,105	0,3376	0,437	4,338	3510				
1,20	1000	1,56	0,5288	0,825	10,0416	0,3325	3,326	1,306	0,3410	0,445	4,590	4596
	900		0,5204	0,810		0,3297	3,298		0,3392	0,442	4,550	4095
	800		0,5110	0,796		0,3266	3,267		0,3376	0,440	4,503	3620
	700		0,5008	0,780		0,3235	3,236		0,3356	0,438	4,454	3620
	600		0,4895	0,764		0,3203	3,204		0,3338	0,435	4,403	2640
	500		0,4769	0,742		0,3178	3,179		0,3320	0,433	4,354	2177
1,25	600	1,56	0,4895	0,764	10,5396	0,3203	3,191	1,31	0,3338	0,443	4,398	2640
	500		0,4769	0,742		0,3178	3,100		0,3320	0,435	4,277	2140
	400		0,4628	0,720		0,3148	3,180		0,3292	0,430	4,255	1780
	300		0,4469	0,696		0,3122	3,170		0,3284	0,428	4,294	1280
1,30	400	1,56	0,4628	0,720	11,050	0,3148	3,478	1,318	0,3292	0,434	4,632	1850
	300		0,4469	0,696		0,3122	3,450		0,3282	0,438	4,579	1372
	200		0,4290	0,670		0,3106	3,422		0,3266	0,430	4,522	904
	100		0,4092	0,625		0,3093	3,410		0,3248	0,426	4,463	446,3
1,35	300	1,56	0,4469	0,696	11,066	0,3122	3,450	1,322	0,3282	0,434	4,580	1374
	200		0,4290	0,670		0,3100	3,430		0,3266	0,432	4,532	906
	100		0,4092	0,625		0,3093	3,42		0,3246	0,423	4,468	446,8

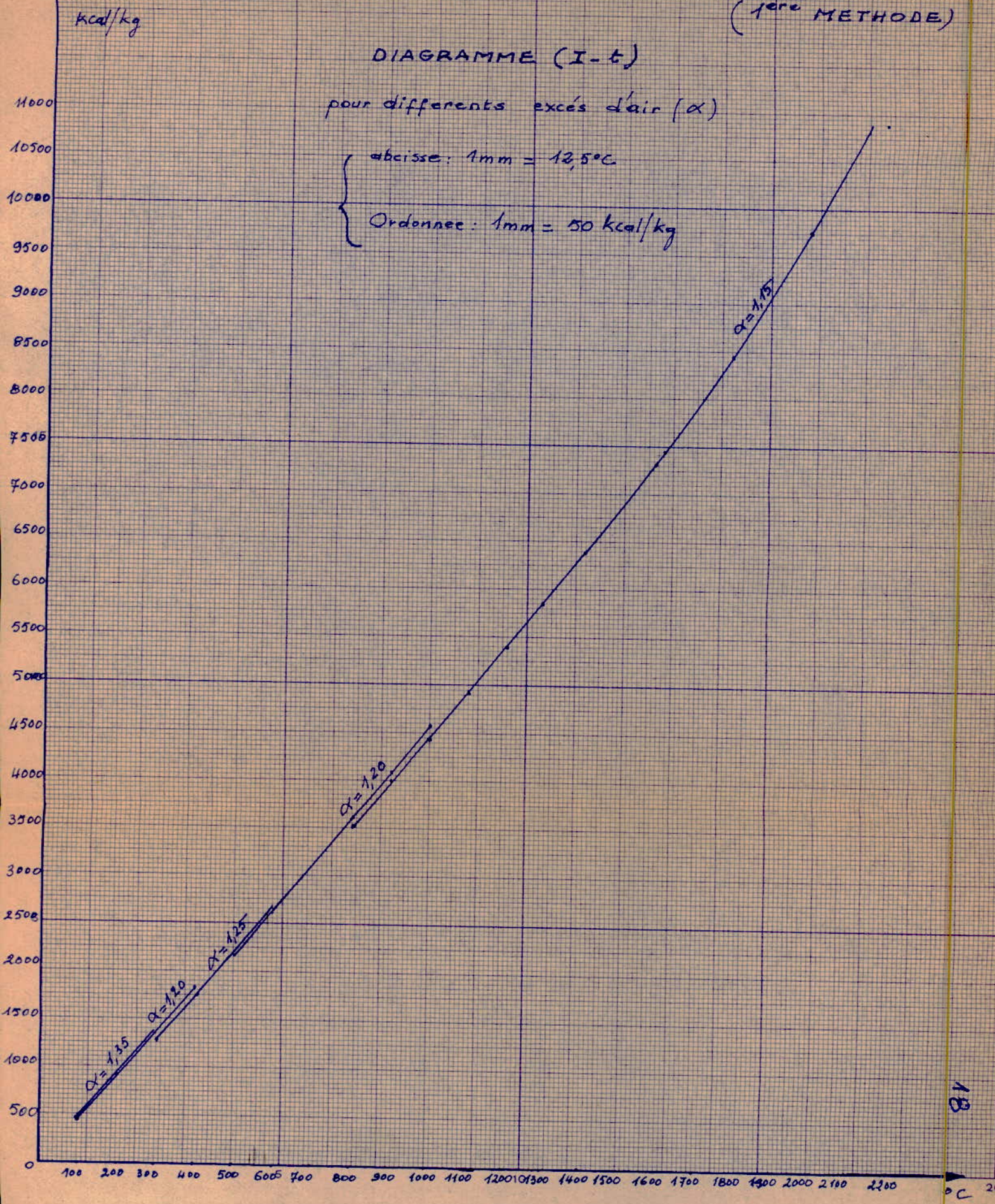


(1ere METHODE)

### DIAGRAMME (I-t)

pour différents excès d'air ( $\alpha$ )

abscisse: 1mm = 12,5°C  
Ordonnée: 1mm = 50 kcal/kg





Quantité de chaleur qui se trouve dans l'air extérieur

L'air étant à la température  $t = 25^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{aex}} = \alpha_{\text{ex}} \cdot L_{\text{ao}} \cdot C_{\text{a}} \cdot t_{\text{aex}} = 1,35 \cdot 10,145 \cdot 0,31 \cdot 25 = 106 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{\text{aex}} = 106 \text{ kcal/kg}$$

Perte de chaleur par les gaz évacués

$$q_2 = \frac{\sum (V \cdot c)_{\text{eva}} t_{\text{eva}} - Q_{\text{aex}}}{P_{\text{ci}}^b} \cdot 100$$

Les gaz évacués sont à la température de  $160^{\circ}\text{C}$

Diagramme (I-t) nous donne: pour  $t=160^{\circ}\text{C}$   $I=760 \text{ kcal/kg}$

$$q_2 = \frac{760 - 106}{9170} \cdot 100 = 7,14\%$$

$$q_2 = \underline{7,14\%}$$

La somme des pertes de chaleur du générateur à vapeur est

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5$$

$$q_5 = 0,6\%$$

$$q_3 = 2\%$$

$$q_4 = 0\%$$

$$q_2 = 7,14\%$$

$$q = 7,14 + 2 + 0,6 = 9,2\%$$

$$\underline{q = 9,2\%}$$

Rendement brut du générateur à vapeur:

$$\eta_b = 100 - (q_2 + q_3 + q_5) = 100 - 9,20 = 90,8\%$$

$$\underline{\eta_b = 90,8\%}$$

Consommation de combustible.

$$B = \frac{D(H'_{\text{vs}} - H_{\text{ea}}) + P/100 (H_p - H_{\text{ea}})}{r_{\text{ci}}^b \eta_b}$$

$P = 1,5\% < 2\%$  on considère alors

$$P/100 (H_p - H_{\text{ea}}) = 0$$

Les tables donnent

$$H'_{\text{vs}} = 831,2 \text{ kcal/KG pour } t = 540^{\circ}\text{C}$$

$$H_{\text{ea}} = 219,8 \text{ kcal/kg pour } t = 215^{\circ}\text{C}$$

$$B = 160000 \frac{(831,2 - 219,8)}{9170,0,908} = \frac{611,3 \cdot 160000}{9170,0,908} = \frac{611,3 \cdot 160000}{8320}$$

$$B = 11720 \text{ KG/H ou bien } B = 11,720 \text{ t/h}$$

Volume de la chambre de combustion

$$\frac{Q_{chc}}{V_{chc}} = \frac{P_{c.i.B}^b}{\gamma_{chc}}$$

Je prends une tension calorifique de 200000  $\frac{kcal}{m^3}$

$$\frac{P_{c.i.B}^b}{\gamma_{chc}} = 200000 \quad V_{chc} = \frac{9170.11720}{200000} = 530m^3$$

Si l'on se reporte au dessin de la chambre

La surface de l'écran latéral droit est:

$$S_{ed} = 79,7m^2$$

La largeur de la chambre sera

$$l = \frac{530}{79,7} = 6,64m$$

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

$$Q_a = \alpha_{ach} \cdot L_{ao} [(c.t)_{ach} - (c.t)_{aex}] \text{ kcal/kg}$$

$$\text{avec } \alpha_{ach} = \alpha_n - \Delta \alpha_n' = 1,15 - 0,1 = 1,05$$

$\alpha_n$  = excès d'air dans la chambre de combustion

$\Delta \alpha_n'$  c'est l'excès l'air de la quantité d'air extérieur qui entre dans la chambre de combustion par les endroits non étanches.

$\alpha_{ach}$  = excès de l'air qui rentre dans la chambre de combustion

$$Q_a = 1,05 \cdot 10,1457 ((0,314 \cdot 300) - (0,3109 \cdot 25))$$

La température de l'air qui entre dans la chambre de combustion étant.

$$\text{étant } t_{ach} = 300^\circ \text{ C}$$

$$Q_a = 924 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

La quantité de chaleur utile dégagée dans la chambre de combustion est:

$$Q_{chc} = P_{ci}^b \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5}{100} + Q_a + Q_{comb}$$

$t = 110^\circ \text{C}$

La quantité de chaleur qui a échauffé l'air jusqu'à la température est :

$$Q_{comb} = C_m \cdot t_m = \text{avec } C_m \text{ chaleur spécifique}$$

$$C_m = (0,415 + 0,0006 t) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ \text{C}}$$

$$= (0,415 + 0,0006 \cdot 110) = 0,481 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_{comb} = 0,481 \cdot 110 = 52,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_{comb} = 52,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Quantité de chaleur dégagée par le combustible diminuée des pertes:

$$P_{ci}^b = \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5}{100} = 9170 \frac{(100 - 2 - 0 - 0,6)}{100} = 8930 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{d'ou } Q_{chc} = 8930 + 924 + 52,8 = 9906,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Remarque: La température de l'air réchauffé qui entre dans la chambre de combustion est.

$$t_{aR} = 305 - 5 = 300^\circ \text{ C}$$

5° C constitue la perte de température dans les conduites.



Quantité de chaleur transmise par rayonnement aux parois froides (tubes) de la chambre de combustion :

$$\tau = 1 - \frac{I''_{chc}}{Q_{chc}} = 1 - \frac{4960}{9906,8} = 0,5$$

Quantité de chaleur rayonnée par les écrans dans la chambre de combustion :

$$Q_{ecr} = \alpha_0 \cdot C_{ecr} (t_p + 273)^4, \quad \alpha_0 = 0,75$$

$T_p + C$  = température de la paroi des tubes, elle est égale à la température de saturation.

$C_{ecr}$  = coefficient de rayonnement des écrans

$$C_{ecr} = 4 \cdot 10^{-8} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}(\text{°C})}$$

$$Q_{ecr} = 0,75 \cdot 4 \cdot 10^{-8} (309,5 + 273)^4 = 3610 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

Surface de la paroi froide absolue :

$$H'_R = H_R (1 - \tau) = \frac{\tau \cdot \alpha_B \cdot Q_{chc}}{4,94 \cdot 10^{-8} \cdot \epsilon (t_{chc} + 273)^3 (t''_{chc} + 273) \sqrt[3]{\left(\frac{t_{chc} + 273}{t''_{chc} + 273} - 1\right)^2}}$$

$$H'_R = \frac{0,50 \cdot 11720 \cdot 9906,8}{4,94 \cdot 10^{-8} \cdot 0,169 (2025 + 273)^4 (1030 + 273) \sqrt[3]{\left(\frac{2025 + 273}{1030 + 273} - 1\right)^2}}$$

$H'_R = 334 \text{ m}^2$

Degré de noirceur de la chambre de combustion :

$$\epsilon = \frac{0,24 \cdot 0,9}{1 + \frac{1 - 0,90}{90} \cdot 4} = \frac{0,24 \cdot 0,9}{1 + \frac{1 - 0,75}{0,75} \cdot 0,822} = 0,169$$

$\psi = \frac{H_R}{F_m} = 0,822$  coefficient de garniture d'écran  
 $\alpha_0 = 0,75$  degré de noirceur de la flamme de mazout  
 $\alpha_B = 0,9$  coefficient d'encrassement de la chambre

$I_g = (V_g C_g) t''_{chc}$  est la chaleur sensible des gaz qui sortent de la chambre de combustion à la température de  $t_0 = 1030 \text{ °C}$

Nous trouvons sur le diagramme (I - t) pour  $t''_{chc} = 1030 \text{ °C}$   $I''_{chc} = 4960 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

La chaleur spécifique moyenne des gaz qui sortent de la chambre de combustion est :

$$\sum V_g C_g = \frac{Q_{chc} - (V_g C_g) t''_{chc}}{T_{chc} - T_0} =$$

Nous trouvons sur le diagramme (I-t) pour  $t_{chc} = 1080^{\circ}C$   $E_{chc} = 4900 \frac{kcal}{kg}$  23  
 La chaleur spécifique moyenne des gaz qui sortent de la chambre de combustion est:  $\sum V_g C_g \frac{Q_{chc} - (V_g C_g) t_{chc}}{T_{chc} - T_0}$

Nous trouvons sur le diagramme (I-t)

pour  $Q_{chc} = 9906,8 \frac{kcal}{kg}$   $t_{comb} = 2025^{\circ}C$

$t_{comb}$  étant la température théorique de combustion soit donc

$$t_{comb} = t_{comb} + 273 = 2025 + 273 = 2298^{\circ}K$$

$$\text{et } \sum \frac{V_g C_g}{g} = \frac{9906,8 - 4960}{2298 - 1373} = 5,4 \frac{m^3 kcal}{kg^{\circ}C}$$

La chaleur spécifique moyenne correspondant à la température théorique de combustion est:

$$(\sum V_g C_g)_{chc} \cdot t_{comb} = Q_{chc} \Rightarrow (\sum V_g C_g)_{chc} = \frac{Q_{chc}}{t_{comb}} = \frac{9906,8}{2025} = 4,9 \frac{kcal}{kg}$$

Température des gaz à la sortie de la chambre de combustion

$$t''_{chc} = \frac{t_m + 273}{\left( \frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot 0,169 \cdot 402 (1 - 0,173) (t_{comb} + 2025)^3}{B (\sum V_g C_g)_{chc}} \right)^{0,6} + 1} - 273 =$$

$$= \frac{2025 + 273}{\left( \frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot 0,169 \cdot 402 (1 - 0,173) (273 + 2025)^3}{11720 \cdot 5,4} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1067^{\circ}C$$

$$\Delta t\% = \frac{1067 - 1000}{1000} = 6,45\%$$

La vérification peut se faire par le monogramme on calcule avant

$$\frac{B Q_{chc}}{H_R} = \frac{11720 \cdot 9906,8}{334} = 348 \cdot 10^3 \frac{kcal}{m^2 h}$$

on prend  $\psi = 0,622$ ,  $t_{comb} = 2025^{\circ}C$  et  $\frac{B Q_{chc}}{H_R} = 348 \cdot 10^3 \frac{kcal}{m^2 h}$

et on détermine la température à la sortie (abaque 1)

$$t''_{chc} = 1060^{\circ}C$$

2ème  
Méthode:

- On détermine le poids de l'air théoriquement nécessaire pour la combustion en kg/ kg et après le volume en m³ n/ kg

$$L_{ao} = 0,115 K^b + 0,342 H^b - 0,043 O^b$$

$$\text{avec } K^b = C^b + 0,375 S_{\text{C}}^b$$

$$\text{soit } K^b = 83,4 + 0,375 \cdot 2,9 = 84,485 = 84,5 \%$$

$$L_{ao} = \frac{9,72}{0,115 \cdot 3351} + \frac{3,42}{0,342 \cdot 10} - \frac{0,0086}{0,043 \cdot 0,2} = 13,1314 \text{ kg/kg} = 13,13 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$L_{ao} = 0,115 \cdot 84,485 + 0,342 \cdot 10 - 0,043 \cdot 0,2 = 13,13 \text{ kg/kg}$$

Le volume

$$V_{ao} = \frac{L_{ao}}{1,293} = 10,26 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

- Volume théorique de l'azote:

$$V_{N_2}^{\text{min}} = 0,79 V_{ao} = 0,79 \cdot 10,26 = 8,11 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

$$V_{N_2} = 8,11 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

- Volume des gaz avec trois atomes RO<sub>2</sub>

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{K^b}{100} = 1,866 \frac{84,485}{100} = 1,570 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

$$V_{N_2} = 8,11 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

- Volume théorique des gaz secs.

$$V_{gs}^{\text{min}} = V_{RO_2} + 0,79 V_{ao} = 1,573 + 8,11 = 9,698 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

- Volume théorique des vapeurs d'eau.

$$V_{H_2O}^{\text{min}} = \frac{9 H^b + W^b + W_g}{30,4} + 0,016 V_{ao} \quad \text{ici } W_g = 0$$

$$V_{H_2O}^{\text{min}} = \frac{9 \cdot 10 + 3}{30,4} + 0,016 \cdot 10,26 = 1,321 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

$$V_{H_2O}^{\text{min}} = 1,321 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$



- Volume des gaz secs avec  $\alpha_n = 1,15$

$$V_{gs} = V_{gs}^{min} + (\alpha - 1) V_{ao} = 9,698 + (1,15 - 1) 10,26 = 11,236 \frac{m^3 n}{kg}$$

- Volume des vapeurs d'eau à  $\alpha_n = 1,15$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{min} + 0,016 (\alpha - 1) V_{ao} = 1,321 + 0,0246 = 1,3456 \frac{m^3 n}{kg}$$

- Volume total des gaz brûlés pour  $\alpha = 1,15$

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} = 11,236 + 1,3456 = 12,5816 \frac{m^3 n}{kg}$$

- Tableau de volume des gaz aux différents

FORMULE	DIMENSION	$\alpha=1,15$	$\alpha=1,20$	$\alpha=1,25$	$\alpha=1,30$	$\alpha=1,35$
Volume des gas à trois atomes $V_{RO_2} = 1,866 \frac{K^h}{100}$	$\frac{m^3 n}{kg}$	1,553	1,553	1,553	1,553	1,553
Volume des gaz secs $V_{gs} = V_{gs}^{min} + (\alpha - 1) V_{ao}$	"	11,236	11,748	12,253	12,773	13,200
Volume des vapeurs d'eau $V_{H_2O} = V_{H_2O}^{min} + 0,016(\alpha - 1) V_{ao}$	"	1,3456	1,3553	1,361	1,370	1,378
Volume total des gaz $V_g = V_{gs} + V_{H_2O}$	"	12,5816	13,1033	13,619	14,148	14,653
Pression partielle de $RO_2$ $P_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g}$	$\frac{kgf}{cm^2}$	0,1238	0,1190	0,1144	0,1100	0,1062
Pression partielle de $P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g}$	"	0,1070	0,1037	0,10	0,0967	0,0943



2.6	$\alpha$	$t^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{RO}_2}$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$C_{\text{CO}_2}$ (kcal/ $\text{m}^3\text{h}^{\circ}\text{C}$ )	$V_{\text{RO}_2} \cdot C_{\text{CO}_2}$ kcal/kg $^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{N}_2}^{\text{min}}$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$C_{\text{N}_2}$ (kcal/ $\text{m}^3\text{h}^{\circ}\text{C}$ )	$V_{\text{N}_2}^{\text{min}} \cdot C_{\text{N}_2}$ (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ )	$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}}$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$C_{\text{H}_2\text{O}}$ (kcal/ $\text{m}^3\text{h}^{\circ}\text{C}$ )	$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}$ (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ )	$\Delta\alpha = (\alpha - 1)$	$C_a^h$ (kcal/ $\text{m}^3\text{h}^{\circ}\text{C}$ )	$V_{\text{ao}}$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$V_{\text{ao}} \cdot C_a^h \cdot \Delta\alpha$ (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ )	$V_g \cdot C_g$ (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ )	$I_g = V_g \cdot C_g \cdot t_g$
1.15	1.558	2200	0.5887	0.917	0.3574	2.898	0.4780	0.633	0.3693	0.567	5.015	1103					
		2000	0.5824	0.906	0.3545	2.868	0.4689	0.620	0.3661	0.563	4.957	3914					
		1800	0.5744	0.894	0.3511	2.848	0.4590	0.607	0.3625	0.557	4.926	3866					
		1600	0.5655	0.880	0.3473	2.808	0.4482	0.593	0.3587	0.552	4.833	7730					
		1400	0.5553	0.866	0.3430	2.782	0.4367	0.577	0.3542	0.545	4.770	6680					
		1200	0.5433	0.845	0.3380	2.742	0.4224	0.558	0.3490	0.537	4.682	5610					
		1100	0.5363	0.835	0.3354	2.720	0.4180	0.553	0.3463	0.534	4.643	5100					
		1000	0.5288	0.824	0.3325	2.688	0.4115	0.543	0.3433	0.528	4.583	4583					
		900	0.5204	0.815	0.3297	2.668	0.4050	0.529	0.3403	0.524	4.536	4080					
		800	0.5110	0.796	0.3266	2.650	0.3985	0.526	0.3371	0.518	4.490	3590					
1.20	1.558	1000	0.5288	0.824	0.3325	2.688	0.4115	0.542	0.3433	0.740	4.795	4795					
		900	0.5204	0.815	0.3297	2.668	0.4050	0.529	0.3403	0.698	4.710	4240					
		800	0.5110	0.796	0.3266	2.650	0.3985	0.526	0.3371	0.692	4.664	3735					
		700	0.5008	0.779	0.3235	2.622	0.3920	0.518	0.3338	0.684	4.603	3220					
		600	0.4895	0.763	0.3208	2.600	0.3856	0.508	0.3303	0.683	4.554	2730					
		500	0.4769	0.742	0.3173	2.570	0.3796	0.502	0.3268	0.671	4.485	2242					
1.25	1.558	600	0.4895	0.763	0.3203	2.600	0.3856	0.508	0.3303	0.847	4.718	2830					
		500	0.4769	0.742	0.3173	2.570	0.3796	0.502	0.3268	0.837	4.651	2325					
		400	0.4628	0.720	0.3146	2.550	0.3739	0.494	0.3235	0.830	4.594	1810					
		300	0.4469	0.696	0.3122	2.527	0.3684	0.487	0.3206	0.821	4.537	1360					
1.30	1.558	400	0.4628	0.720	0.3146	2.550	0.3739	0.494	0.3235	0.996	4.760	1910					
		300	0.4469	0.696	0.3122	2.527	0.3684	0.487	0.3206	0.985	4.695	1418					
		200	0.4290	0.668	0.3106	2.520	0.3635	0.480	0.3181	0.978	4.646	929					
		100	0.4092	0.625	0.3093	2.440	0.3596	0.476	0.3163	0.972	4.513	451					
1.35	1.558	300	0.4469	0.696	0.3122	2.527	0.3684	0.487	0.3206	0.985	4.745	1425					
		200	0.4290	0.668	0.3106	2.520	0.3635	0.480	0.3181	0.978	4.606	931					
		100	0.4092	0.625	0.3093	2.440	0.3596	0.476	0.3163	0.972	4.518	451					

TABLEAU DE VALEURS POUR LA  
CONSTRUCTION DU DIAGRAMME (I-t)

(2<sup>ème</sup> METHODE)

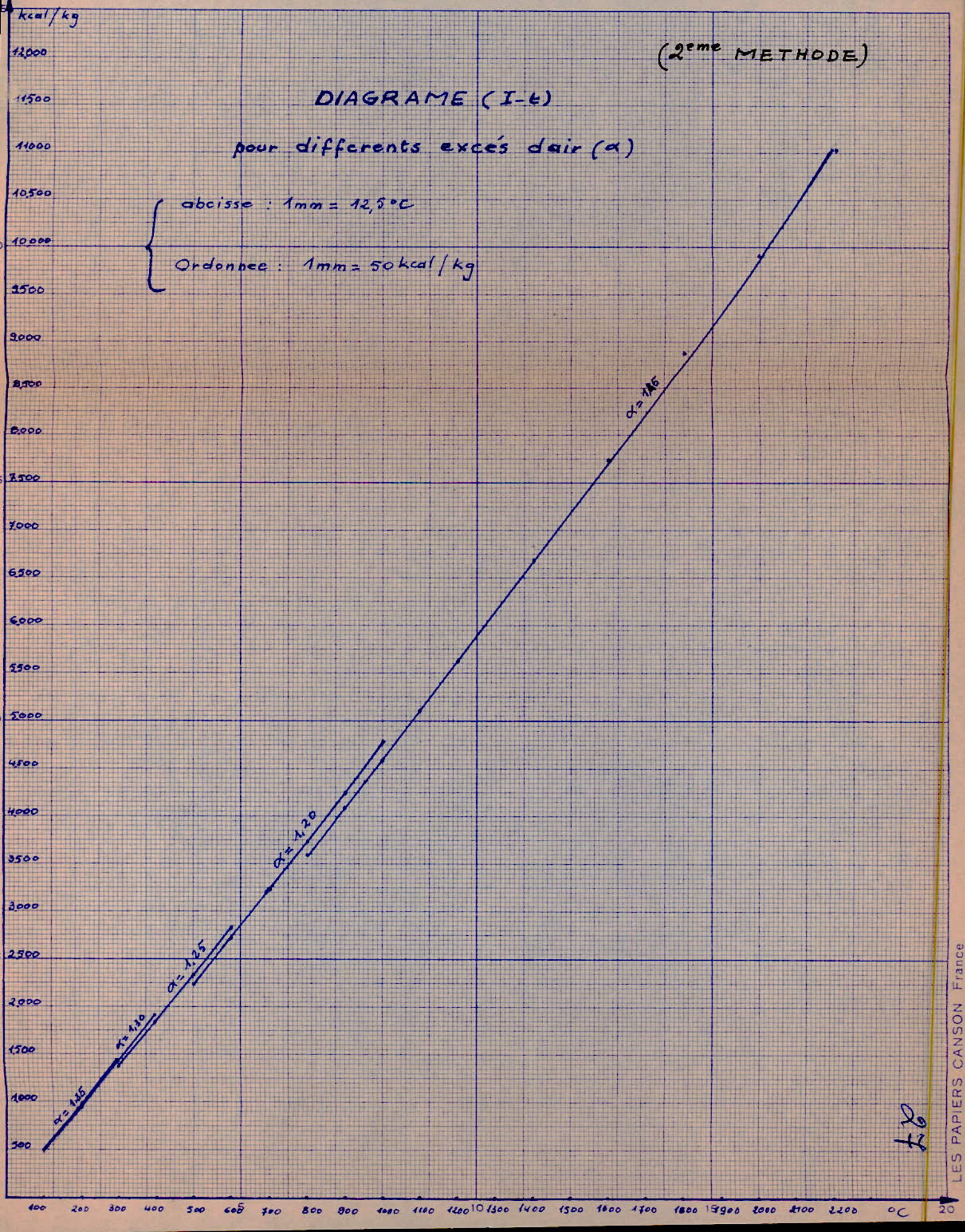


(2<sup>eme</sup> METHODE)

### DIAGRAMME (I-t)

pour differents excès d'air ( $\alpha$ )

abscisse : 1mm = 12,5°C  
Ordonnee : 1mm = 50 kcal/kg



FB



- L'enthalpie du combustible qui rentre dans la chambre de combustion à la température  $t_c = 110^\circ\text{C}$

$$h_c = \left\{ C_{\text{comb}}^s \frac{100 - W}{100} + \frac{W}{100} \right\} t_c =$$

avec  $C_{\text{comb}}^s = 0,24 + \frac{1,6 V}{1000} + 0,4 \frac{t}{1000} \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$

Calcul suivant première Méthode  $Q_{\text{comb}} = C_m \cdot t_m$

avec  $C_m = (0,415 + 0,0006 t)$   
 $= (0,415 + 0,0006 \cdot 110) = 0,481 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$

$$Q_{\text{comb}} = 0,481 \cdot 110 = 52,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- La perte de chaleur par les gaz évacués  $t_{\text{ev}} = 160^\circ\text{C}$

$$q_2 = \frac{V_g C_g T_{\text{ev}} - 9,5 V_{\text{ao}} \cdot \alpha_{\text{ev}}}{P_{\text{ci}}} 100 - \frac{h_{\text{comb}} \cdot 100}{P_{\text{ci}}^b} =$$

pour  $t = 160^\circ\text{C}$  le diagramme (I - t) donne  $I = 800 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$q_2 = \left( \frac{800 - 9,5 \cdot 10,26 \cdot 1,35}{9170} \right) 100 - \frac{52,8 \cdot 100}{9170} = 7,290 - 0,576 = 6,714$$

- Le rendement brut de la chaudière

$$\eta_b = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)$$

$= 100 - (6,714 + 2 + 0 + 0,6)$   
 $= 90,686$

$q_2 = 6,714 \%$   
 $q_3 = 2 \%$   
 $q_4 = 0 \%$   
 $q_5 = 0,6 \%$

- Consommation de combustible

$$B = \frac{D (h'_{\text{vs}} - h_{\text{ca}}) + d_p (h_p - h_{\text{ea}})}{P_{\text{ci}}}$$

ici  $p = 1,5\% < 2\%$   
 $d_p (h_p - h_{\text{ea}}) = 0$

d'où  $B = \frac{D (h'_{\text{vs}} - h_{\text{ea}})}{P_{\text{ci}}}$

Les tables donnent pour

$t = 540^\circ\text{C}$   $H'_{\text{vs}} = 831,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$   
 $t = 215^\circ\text{C}$   $h_{\text{ca}} = 219,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$B = 160000 \frac{(831,1 - 219,8)}{9170 \cdot 0,90686} = 11730 \text{ kg/h} \quad B = 11,730 \text{ t/h}$$

- Quantité calculée de combustible

$$B_c = \ell B \frac{100 - q_4}{100} \quad \text{avec } q_4 = 0 \quad \text{et} \quad \frac{100 - 0}{100} = 1$$

$$\text{ici } \ell = 1 - \frac{0,6}{100} = 1 - \frac{0,6}{100} = 0,994$$

- Epaisseur effective de la flamme

$$S = 3,6 \frac{V_{chc}}{F_m} = 3,6 \frac{532}{430} = 4,45 \text{ m} < 6 \text{ m}$$

$$\text{soit } S = 445 \text{ cm} < 6 \text{ m}$$

- Température moyenne de l'air qui rentre dans la chambre de combustion

$$t_a^{chc} = \frac{\alpha_{ar} \cdot t_{ar} + t_{aex} \cdot \alpha_{ex}}{\alpha_n}$$

$$\alpha_{ex} = 0,1$$

$$\text{avec } \alpha_{ar} = 1,05$$

$$\alpha_n = 1,15 = \alpha_{ex} + \alpha_{ar}$$

Remarque : La température de l'air réchauffé qui rentre dans la chambre de combustion est  $t_{av} = 305 - 5 = 300^\circ\text{C}$  on prend  $5^\circ\text{C}$  de perte dans les conduites.

$$t_a^{chc} = \frac{1,05 \cdot 300 + 25 \cdot 0,1}{1,15} = 276^\circ\text{C}$$

$$t_a^{chc} = 276^\circ\text{C}$$

- Quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion

$$Q_{chc} = P_{ci}^b \frac{100 - q_3}{100} + \alpha_n V_{ao} C_a^s t_a^{chc} + h_{com}$$

$$q_3 = 3 \%$$

$$\alpha_n = 1,15$$

$$V_{ao} = 10,26 \frac{\text{m}^3}{\text{n}}$$

$$C_a^s = 0,314 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{ pour } t = 276^\circ\text{C}$$

$$t_a^{chc} = 276^\circ\text{C}$$

$$P_{ci}^b = 9170 \text{ kcal/kg}$$

$$\begin{aligned} Q_{chc} &= P_{ci} \cdot \eta_b + Q = 9170 \frac{100 - 3}{100} + 1,15 \cdot 10,26 \cdot 0,314 \cdot 276 + 52,8 + 0 \\ &= 3390 + 1022 + 52,3 = 9964,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\ &= 9964,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

La température théorique de combustion peut être déterminée par le diagramme (I-t) avec  $\alpha = 1,15$  ou par la formule

$$t_{comb} = \frac{P_{ci} \cdot \eta_b}{V_g C_g}$$

Le diagramme (I-t) nous donne pour  $I = 9964,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$  une température de  $2012^\circ\text{C}$

$$t_{comb} = 2012^\circ\text{C}$$

$$\text{et d'où } V_g C_g = \frac{P_{ci} \cdot \eta_b}{t_{comb}} = \frac{9964,8}{2012} = 4,95$$

$$V_g C_g = 4,95 \frac{\text{m}^3 \text{ n kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Quantité de chaleur donnée par les gaz brûlés par radiation aux écrans dans la chambre de combustion

$$Q_{\text{chc}}^{\text{chc}} = (I_m - I''_{\text{chc}} - Q_5^{\text{chc}}) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

avec  $I_m = Q_{\text{chc}}$

pour  $t''_{\text{ch}} = 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$        $I''_{\text{chc}} = 5020 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$Q_{\text{R}}^{\text{chc}} = (9964,8 - 5020 - 27,2) = 4917,6 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- Degré de noirceur de la chambre de combustion

$$\alpha_{\text{m}} = \frac{0,82 \alpha_f}{\alpha_f (1 - \alpha_f)}$$

$\alpha = 0,9$  pour mazout (coefficient d'encrassement)

$\psi = 0,9$  coefficient de garniture des écrans

$\alpha_f = B.a$

Le coefficient  $\beta$  tient compte du degré de remplissage de la chambre de combustion par la flamme

$= 0,75$  pour flamme éclairante du mazout

$\alpha_f = 1$

$\alpha_f = 0,75 \cdot 1 = 0,75$

$$\alpha_m = \frac{0,82 \cdot 0,75}{0,75 + (1 - 0,75) \cdot 0,90 \cdot 0,9} = 0,645$$

- La surface qui reçoit le rayonnement est déterminée de manière à refroidir les gaz brûlés afin qu'ils soient à leur température de sortie de la chambre

La surface est:

$$(\text{m}^2) H_{\text{R}} = 0,79 \cdot 10^8 \frac{B_{\text{cal}} Q_{\text{R}}^{\text{chc}}}{\alpha_m \cdot (t''_{\text{chc}} + 273) (t_{\text{comb}} + 273)^3} \times \sqrt[3]{\left(\frac{t_{\text{comb}} + 273}{t''_{\text{chc}} + 273} - 1\right)^2}$$

$$= 0,79 \cdot 10^8 \frac{11730 \cdot 4917,6}{0,645 \cdot 0,9 (2012 + 273)^3 (1000 + 273)} \sqrt[3]{\left(\frac{2012 + 273}{1000 + 273} - 1\right)^2}$$

$$H_{\text{R}} = 376 \text{ m}^2$$



-Vérification du  $\psi$  (coefficient de garniture d'écran)

$$\psi = \frac{H_R}{H_m} = \frac{376}{435,9} = 0,863$$

$H_m = 435,9$  est pris à partir de la construction de la chambre

$\psi$  a été pris avec une erreur de

$$\frac{0,9 - 0,863}{0,9} \cdot 100 = 4,1 \% < 5 \%$$

On trouve la température à la sortie de la chambre

$$(\sum V_g C_g)_m = \frac{Q_{chc} - I''_{chc}}{t_{comb} - t''_{chc}} = \frac{9964,3 - 5020}{2012 - 1080} = 5,3 \frac{\text{m}^3 \text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$t''_{chc} + 273 = \frac{t_{chc} + 273}{\left( \frac{1,27 \cdot 10^{-8} \cdot 0,645 \cdot 0,9 \cdot 376 \cdot 2205^3}{11730 \cdot 5,3} \right)^{0,6} + 1} = 1082^\circ\text{C}$$

$$t''_{chc} = 1082^\circ\text{C}$$

- Vérification par abaque (abaque 1)

on calcule

$$\frac{B_{cal} \cdot Q_{chc}}{H_R} = \frac{11720 \cdot 9964,3}{0,9 \cdot 376} = 345000 \left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}} \right)$$

on détermine

$$\text{Pour } \alpha_m = 0,645 \text{ et } T_{comb} = 2012^\circ\text{C} \text{ et}$$

$$\frac{B_{cal} \cdot Q_{chc}}{H_R} = 345000 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}} \text{ la température du gaz à la sortie de la chambre.}$$

$$t''_{chc} = 1082^\circ\text{C}$$



Calcul des surfaces de la chambre de combustion

$$V = 530 \text{ m}^3$$

$$F_1 = 79,7 \text{ m}^2$$

$$L_{\text{chc}} = \frac{530}{79,7} = \underline{6,64 \text{ m}}$$

On calcule:

Ecran frontal

$$15 \cdot 6,64 = 100 \text{ m}^2$$

Plancher

$$6 \cdot 6,64 = 39,8 \text{ m}^2$$

Ecran arrière

$$8,5 \cdot 6,64 + 2 \cdot 6,64 = 109,5 \text{ m}^2$$

Plafond

$$4,1 \cdot 6,64 = 27,2 \text{ m}^2$$

$$100 + 39,8 + 109,5 + 27,2 = 276,5 \text{ m}^2$$

Surface totale

$$2 \cdot 79,7 + 276,5 = 435,9 \text{ m}^2$$

$$F_m = H_m = 435,9 \text{ m}^2$$

$$F_m^{\text{ecr}} = H_m - F_f - F_{\text{br}} = 435,9 - 5,8 \cdot 6,64 - 2,8 = 435,9 - 39,1 - 2,8 = 394 \text{ m}^2$$



## Répartition des écrans

### Ecran frontal

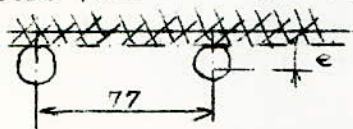
Disposition des tubes

diamètre 70mm

$S = 77\text{mm}$

$$\frac{S}{d} = 1,1$$

$$\frac{e}{d} = 0,5 \quad e = 35\text{mm}$$



On trouve dans l'abaque  $\varphi_{\text{scr}} = 0,94$

coefficient d'angle des écrans

$$H_r^{\text{écr. fr}} = (100 - 2,8) \cdot 0,94 = 97,2 \cdot 0,94 = 91,4\text{m}^2$$

Ecrans latéraux (deux)

$$H_r^{\text{écr. lat}} = 2 (79,7 \cdot 0,94) = 150\text{m}^2$$

Ecran arrière (total)

$$H_r^{\text{arr}} = 109,5 \cdot 0,94 = 102,7\text{m}^2 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{écran arrière} - 66,6\text{m}^2 \\ \text{faisceau} - 6 \cdot 6,64 \cdot 0,94 = 36,1\text{m}^2 \end{array} \right.$$

Plancher

$$H_r^{\text{pl}} = 39,8 \cdot 0,1 = 3,98\text{m}^2$$

$\varphi = 0,1$  recouvert de béton réfractaire (abaque 2)

$\varphi = 0,1$  Plafond

$$H_r^{\text{pl}} = 27,28 \cdot 0,94 = 25,55$$

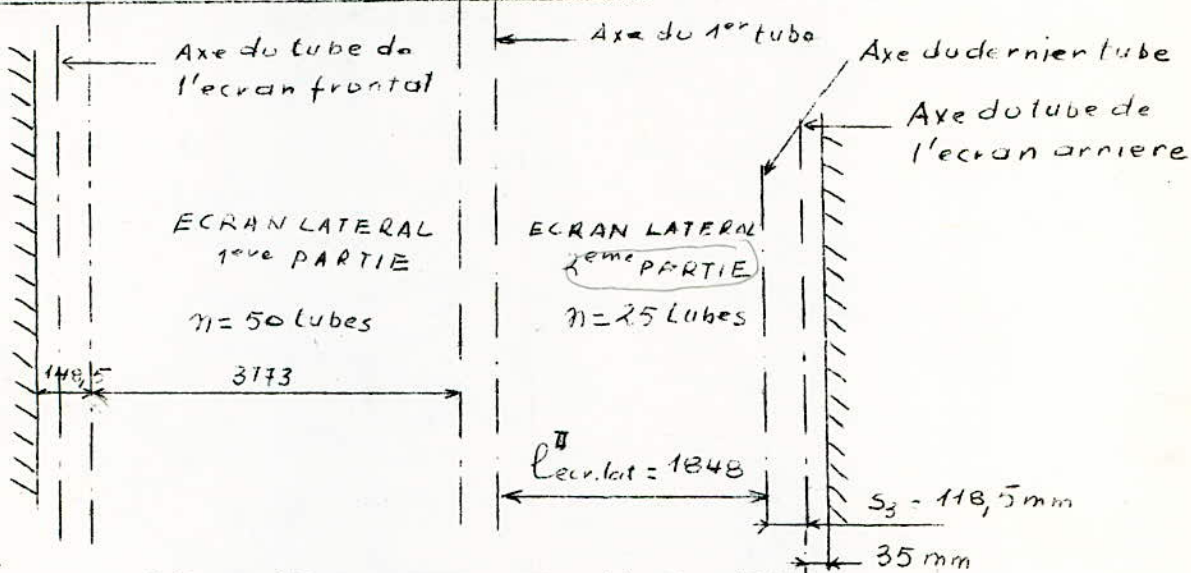
$$H_r = H_r^{\text{écr. fr}} + H_r^{\text{écr. lat}} + H_r^{\text{arr}} + H_r^{\text{pl}} + H_r^{\text{pl}} = 373,63\text{m}^2$$

La différence entre  $376 - 373,63 = 2,27\text{m}^2$  est réservée pour les ouvertures d'échappement et pour le contrôle.





Ecran latéral en face de l'écran arrière



$$l_{\text{écr.lat}}^{\text{II}} = 6000 \text{ m} - 148,5 - 3773 - 77 - 118,5 = 1848 \text{ mm}$$

$$N_{\text{écr.lat}}^{\text{II}} = \frac{l_{\text{écr.lat}}}{S} + 1 = \frac{1848}{77} + 1 = 24 + 1 = 25 \text{ tubes}$$

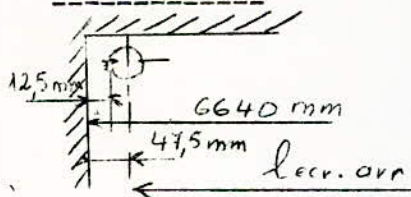
partie

La première de l'écran latéral a:  $N_{\text{I}} = 50$  tubes

" deuxième " a:  $N_{\text{II}} = 25$  tubes

La somme est de 75 tubes

Ecran arrière



On dispose de 6640 mm entre les murs.

La longueur entre axes des derniers tubes est

$$l_{\text{ecc. arr}} = 6640 - 2 \cdot 47,5 = 6640 - 95 = 6545 \text{ mm}$$

$$N_{\text{ecc. arr}} = \frac{l_{\text{ecc. arr}}}{S} + 1 = \frac{6545}{77} + 1 = 35 + 1 = 86 \text{ tubes}$$

Faisceau

Le faisceau dans ces deux premières rangées est constitué par les tubes de l'écran arrière, disposés en 4 files.

Nombre total de tubes  $N = 86$  tubes

" de tubes dans la première rangée  $N_1 = 43$  tubes

" " deuxième "  $N_2 = 43$  tubes

Plafond

----- N = 86 tubes qui viennent du faisceau.

Ce sont des tubes 76/6 et avec un pas  $S = 77\text{mm}$



## CONCLUSION.

La chambre de combustion a été calculée par deux méthodes différentes. La première fondée sur la théorie de la similitude, la seconde beaucoup plus constructive. Cependant les résultats obtenus sont identiques à une légère différence près.

METHODES	I	II
Volume de la chambre de combustion	530m <sup>3</sup>	530m <sup>3</sup>
Surface de la paroi froide absolue	334m <sup>2</sup>	376m <sup>2</sup>
Quantité de chaleur dans la chambre	9906,8 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	9964,5 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
Température théorique de combustion	2025°C	2012°C
Température des gaz à la sortie de la chambre	1030°C	1082°C
Consommation de combustible	44720 $\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	11730 $\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$
Rendement brut de la chaudière	30,8%	90,636%

La différence réside essentiellement dans les opérations de calculs qui sont faits par la règle à calcul et du choix de certains paramètres.

## CHAPITRE IV.

### SURCHAUFFEURS DE VAPEUR

#### 1) Avantage et intérêt de la surchauffe:

La vapeur saturée présente l'inconvénient de se condenser au moindre abaissement de température, provenant d'un contact avec une paroi froide, par suite d'un travail produit etc...

La condensation de la vapeur saturée entraîne donc une perte de chaleur et l'accumulation de l'eau dans les collecteurs provoque la destruction de ceux-ci, si on ne fait pas fonctionner les purges.

Au contraire la vapeur surchauffée, peut subir un abaissement de température sans qu'il y ait condensation ; d'autre part la siccité diminue les échanges de chaleur entre le fluide et les parois.

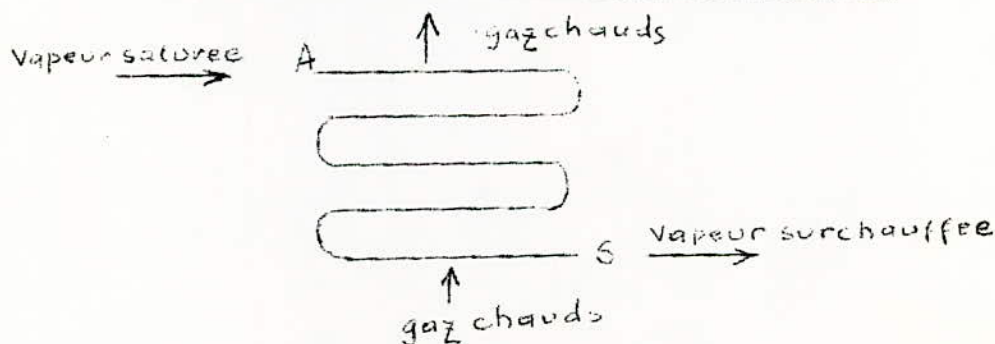
#### 2) Conditions que doit remplir un surchauffeur :

Un surchauffeur se compose d'un paquet de tubes, généralement recourbés et disposés de manière à recevoir une quantité de chaleur apportée par un fluide. Le surchauffeur doit offrir un passage unique à la vapeur, et quelque soit le type, la vapeur doit pouvoir traverser rapidement l'appareil, en se répartissant également entre les éléments, avec une perte de charge aussi faible que possible.

Il faut que la température atteigne au moins  $300^{\circ}$  C.

D'autre part la qualité des matériaux choisis, les précautions prises en vue de la dilatation, le choix de l'emplacement de l'appareil dans le courant des gaz chauds, la disposition générale en vue du nettoyage et du montage, tout doit concourir à assurer la durée et la régularité du fonctionnement. Le fort volume de la vapeur circulant dans les surchauffeurs nécessite une grande section de même qu'une grande surface d'échange de chaleur.

#### 3) Disposition et emplacement des surchauffeurs :





Le surchauffeur peut être placé de différentes façons dans le courant des gaz chauds.

Si on suppose que les gaz chauds se déplacent de bas en haut on peut admettre que :

- Le Collecteur de la vapeur saturée se trouve à la partie supérieure et le collecteur de la vapeur surchauffée se trouvant à la partie inférieure.

La vapeur entrant en A et sortant en S . La température va en augmentant depuis l'entrée jusqu'à la sortie, donc de haut en bas, pendant que les gaz chauds vont se refroidissant de bas en haut.

Il en résulte que les gaz les plus chauds lèchent la partie des tubes contenant la vapeur à la plus haute température. La différence de température entre les gaz et la vapeur restant assez grande en tous les points. Dans ce cas les échanges de chaleur se font bien et la surchauffe est rationnelle on dit alors que le surchauffeur est à courant opposés ou à circulation méthodique.

Mais si au contraire le sens de parcours des gaz et de la vapeur est le même on dit que le surchauffeur est à courant parallèle.

DE ce qui précède on peut dire que la surchauffe est plus énergique dans un surchauffeur à courants opposés, mais les tubes s'usent beaucoup plus rapidement.

Dans beaucoup d'installation, le surchauffeur est fait en deux parties, l'une à courant opposés et l'autre à circulation parallèle. L'on adopte un tel système pour ne pas dépasser la température de surchauffe.

Le surchauffeur doit être placé dans la région du carneau où la température moyenne soit comprise entre 600 à 700° C. On a reconnu que pour avoir un bon fonctionnement cette température devait surpasser celle de la vapeur de 300° C environ afin que les échanges de chaleur se fasse d'une façon active.

Pour les surchauffeurs avec une température modérée, qui ne nécessitent pas de métaux spéciaux coûteux, on adoptera des surchauffeurs travaillant surtout à la convection. Leur surface est grande mais leur durée est meilleure.

Pour les surchauffeurs à température élevée, une combinaison du rayonnement et de la convection permet d'obtenir une surchauffe plus constante aux diverses charges.

Les surchauffeurs avec tubes verticaux sont mieux supportés et ne se déforment pas autant que les tubes horizontaux qui ~~xx~~ supportent en plus le poids de la vapeur.

#### 4) Assemblage des tubes sur les colluteurs :

Lorsque la pression est modérée, l'assemblage des tubes sur les colluteurs se font par mandrinage. Mais lorsque les pressions sont assez importantes on passe à la construction soudée à l'arc électrique.

#### 5) Limitation de la température :

C'est en général la température du métal qui limite la corrosion des tubes tant sous l'action des gaz chauds que sous l'action de la vapeur. C'est aussi la température du métal qui conditionne sa résistance au fluage.

L'évaluation de la température dans les différentes parties du surchauffeur est d'une importance capitale pour le choix du métal à utiliser et l'épaisseur à donner aux tubes pour leur assurer une durée de vie suffisante.

#### 6) Régulateur de température :

La température de la vapeur surchauffée, peut varier en cours de service, pour de nombreuses raisons. La variation du débit de la vapeur a une grande influence sur la température de surchauffe. Quand le débit augmente, la température de la vapeur augmente dans les surchauffeurs convectifs et diminue dans les surchauffeurs à rayonnement.

Il est nécessaire d'avoir dans toute installation de surchauffeur, un moyen pour régler la température de surchauffe afin quelle reste dans la limite désirée. Une surchauffe exagérée peut entraîner des avaries et amener rapidement la mise hors d'usage des appareils.

Si le surchauffeur se trouve disposé dans une région très chaude, peu éloignée du foyer, dès qu'on pousse le feu, en prévision d'un fonctionnement en pleine charge les tubes rougissent, se crevassent deviennent poreux et perdent leur résistance. Lorsqu'en prévision de ces inconnues on dispose le surchauffeur dans une région où la température est moins élevée, c'est le contraire qui se passe, la surchauffe cesse d'être sensible dès qu'on marche à faible charge, c'est-à-dire au moment précis où son emploi sera particulièrement économique.



Différents moyens ont été utilisé pour régler la température de surchauffe :

- En injectant dans la vapeur surchauffée de la vapeur saturée, mais le mélange se fait très mal, et ce procédé a toujours donné de mauvais résultats.

- En obligeant la vapeur surchauffée à traverser un faisceau de tubes qui baigne dans l'eau de la chaudière, la vapeur surchauffée se refroidit en cédant de la chaleur, ce procédé est le plus admis aujourd'hui.

SURCHAUFFEUR

---

Première partie

A- Calculs

- On prend la température à l'entrée

- Pour  $t'_{vs} = 334,6$  et  $p = 100 \text{ kgf/cm}^2$   $h'_s = 731,1 \text{ --- } \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

6 Chaleur utilisée dans la première partie du surchauffeur

$$Q'_{Is} = \frac{D}{B} (h''_s - h'_s)$$

pour  $t = 540^\circ\text{C}$  et  $p = 100 \text{ kg/cm}^2$  on a  $h''_s = 831,1 \text{ --- } \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$Q'_{Is} = \frac{160000}{11720} (831,1 - 731,1) = 1362 \text{ --- } \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- La quantité de chaleur qui entre avec l'air extérieur dans le garnéau par les joints non étanchés pour 1 kg de combustible est :

$$Q^s_{aex} = (\alpha''_s - \alpha'_s) l_{ao} c^h_{aex} t_{ax} \text{ avec}$$

$$l_{ao} = 10,1457 \text{ --- } \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$c^h_{aex} = 0,3153 \text{ kcal/ m}^3\text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{aex} = 25^\circ\text{C}$$

$$= (1,25 - 1,20) 10,1457 \cdot 0,3153 \cdot 25$$

$$= 4 \text{ --- } \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- La perte de chaleur dans l'ambiance est:

$Q^s_s = 0,7\%$  , déterminée par abaque elle est la même pour les deux surchauffeurs

La chaleur sensible des gaz après la première partie du surchauffeur est:

$$(V_g C_g)''_s t''_{gs} = (V_g C_g)'_s t'_s - Q'_{Is} + \frac{Q^s_{aex}}{2} - \frac{9,5 \text{ Pbi}}{100 \times 2}$$



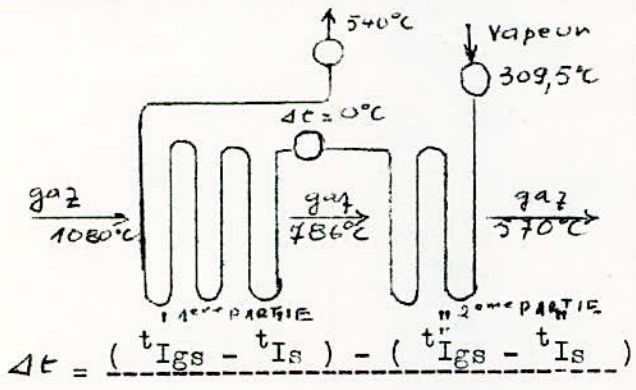
$$(V_g C_g) t_{gs} = 4960 - 1362 + 2 - 32,1 = 3563,9 \text{ ---} \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{---}$$

- Le diagramme ( I - t ) nous donne la température qui correspond à

$$(V_g C_g) t_{gs} = 3563,9$$

$$t_{gs}'' = 786^\circ \text{ sur } \alpha = 1,15$$

- Température moyenne logarithmique



$$2,3 \log \frac{t'_{gs} - t'_{Is}}{t''_{Igs} - t''_{Is}}$$

$$\Delta t = \frac{(1080 - 540) - (786 - 384,5)}{2,3 \log \frac{1080 - 540}{786 - 384,5}} = 467^\circ \text{C}$$

Température moyenne de la vapeur dans la première partie

$$T_{moy} = \frac{334,5 + 540}{2} = 462,25^\circ \text{C}$$

- Température du flux des gaz

$$t_{fl} = T_m + t = 462,25 + 467 = 929,25^\circ \text{C}$$

Température de la paroi des tubes

$$t_p = T_{moy} + 25 = 462,25 + 25 = 487,25^\circ \text{C}$$

- Volume moyen des gaz dans les deux parties du surchauffeur

$$V_{g,moy} = \frac{V_g^s (\alpha=1,20) + V_g^s (\alpha=1,25)}{2}$$

$$= \frac{12,339 + 12,9076}{2} = 12,6433 \frac{m^3}{kg}$$

- Volume moyen du gaz, seulement pour la première partie.

$$V'_{g,moy} = \frac{12,339 + 12,6483}{2}$$

$$= 12,519 \frac{m^3}{kg}$$

- Débit du gaz dans la première partie

$$(V_g)_{sec} = V'_{g,moy} \cdot \frac{B (\quad + 273)}{3600 \cdot 273} =$$

$$= 12,519 \frac{11720 (929,25 + 273)}{3600 \cdot 273} = 133,5 \frac{m^3}{s}$$

- Nombre de tubes dans la section transversale du passage des gaz

$$\Omega = h_m (b - n_1 dex)$$

On tire :

$$n_1 = \frac{h_m b \Omega}{dex h_m}$$

$\Omega$  = Section libre de passage des gaz

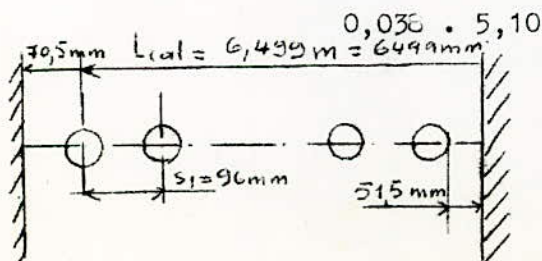
$$h_m = 5,10 \text{ m et } b = 6,64 \text{ m}$$

sont donné par le dessin de la chaudière  
dex = 38 / 3

Nous avons aussi :

$$\Omega = \frac{(V_g)_{sec}}{W_g} = \frac{103,5}{8,85} = 20,51 \text{ m}^2$$

$$d'où N_1 = \frac{5,10 \cdot 6,64 - 20,51}{0,038} = 67,5 \text{ tubes}$$



Je prends  $n = 67$  tubes

$$L_{cal} = 6,64 - 0,038 - 20,00515$$

$$= 6,499 \text{ m}$$

$$S_1 = \frac{L_{cal}}{n} - 1 = \frac{6,499}{67} =$$

$$S_1 = 96 \text{ mm}$$



- Section  $\Omega$  corrigée

$$\Omega = hm (b - n_1 d e x)$$

$$= 5,1 ( 6,64 - 67 \cdot 0,033 ) = 20,33 \text{ cm}^2$$

- La vitesse des gaz corrigée

$$W_g = \frac{133,5}{20,33} = 3,75 \text{ m/s}$$

- Détermination du coefficient de transmission de la chaleur par convection (gaz - paroi)

L'abaque n° 147 nous donne pour: (abaque 3)

$$t_p = 437,25^\circ\text{C}$$

$$W_g = 3,75 \text{ m/s}$$

$$\alpha_s = 41 \frac{\text{kcal}}{\text{mh } ^\circ\text{C}}$$

$n = 10 - 15$  rangées

Epaisseur effective de flamme rayonnante.

$$S = 1,37 ( S_1 + S_2 )$$

$$S_2 = 96 \text{ mm}$$

et je prends  $S_2 = 100 \text{ mm}$

$$S = 1,37 ( 0,096 + 0,100 ) = 0,2124 \text{ m}$$

- Détermination des pressions partielles moyennes.  
pour  $R_{O_2}$  et pour les deux parties du surchauffeur

$$P_{R_{O_2}}^m = \frac{\alpha_{P_{RO_2}} = 1,15 + \alpha_{P_{RO_2}} = 1,20}{2} = \frac{0,126 + 0,12}{2} = 0,123$$

Pour la première partie du surchauffeur

$$P_{RO_2}^I = \frac{0,126 + 0,123}{2} = 0,1245$$

pour  $H_2O$  et pour les deux parties du surchauffeur

$$P_{H_2O}^m = \frac{\frac{\alpha=1,15}{P_{H_2O}} + \frac{\alpha=1,20}{P}}{2} = \frac{0,1048 + 0,1011}{2} = 0,10295 \quad \checkmark$$

pour la première partie du surchauffeur

$$P_{H_2O}^I = \frac{0,1048 + 0,10295}{2} = 0,10387 \quad \checkmark$$

L'abaque nous donne le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement pour  $CO_2$  et  $RO_2$  (abaque 4)

pour  $t_{fl} = 929,25^\circ C$  et  $t_p = 487,25^\circ C$

$$\alpha_{RO_2} = 26,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ C}$$

$$\alpha_{CO_2} = 6,2 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ C}$$

Le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement pour les deux gaz

$$\alpha_r = 26,5 + 6,2 = 32,7 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ C} \quad \checkmark$$

Correction de  $\alpha_r$  compte tenu de la partie de la surface de la chambre de combustion ( $F_r = 36,1 \text{ m}^2$ ) qui reçoit le rayonnement

$$\frac{H_{svI} - F_r}{H_{svI}} = 32,7 \cdot \frac{1000 - 36,1}{1000} = 31,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ C}$$

Coefficient global de transmission (gaz\_paro)

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_r = 41,5 + 31,5 = 73 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ C}$$

- Volume spécifique moyen de la vapeur

$$\text{pour } t_s'' = 540^\circ C \quad e'' = 0,03576 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{pour } t_s' = 335^\circ C \quad e' = 0,02740 \text{ kg/m}^3$$

$$= \frac{0,03576 + 0,02740}{2} = 0,03153 \text{ kg/m}^3$$



Vitesse de la vapeur

$$W_{vs}^m = \frac{D \cdot \rho_m}{3600} = \frac{160000 \cdot 0,03153}{3600 \cdot 0,054} = 26,14 \text{ m/s}$$

$$\frac{Q}{s} = N_{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\pi d_m^2}{4} = \frac{67 \cdot 3,14 \cdot (0,032)^2}{4} = 0,054 \text{ m}^2$$

- Le coefficient de transmission de chaleur ( paroi-vapeur ) est obtenu en fonction de (abaque 5)

$P = 100 \text{ kg / cm}^2$        $T_{moy} = 462,25^\circ\text{C}$ ,  $d_m = 32 \text{ mm}$ ,  $W_{vs}^m = 26,14 \text{ m / s}$

$\alpha_2 = 3120 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$

Le coefficient théorique de transmission de chaleur

$$K_m = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{73 \cdot 3120}{73 + 3120} = 71,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

Le coefficient d'utilisation du carneau.  $\xi = 0,8$

ce coefficient représente les inconnues tels que: épaisseur de dépôt ect...

Le coefficient de transmission corrigé est:

$$K_{cal} = K_m \cdot \xi = 71,4 \cdot 0,8 = 57,12 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

Surface d'échange de chaleur

$$H_{st} = \frac{11720 \cdot 1362}{57,12 \cdot 467} = 600 \text{ m}^2$$

Correction:

$$\alpha'_n = \alpha_n \frac{H_{st} - F_n}{H_{st}} = 32,7 \cdot \frac{600 - 36,1}{600} = 30,7$$

$$\alpha'_1 = 30,7 + 41,5 = 72,2$$

$$k_m = \frac{72,2 + 3120}{72,2 + 3120} = 70,6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

$$H_{st} = \frac{11720 \cdot 1362}{0,370,6 \cdot 467} = 606 \text{ m}^2$$

- Le nombre de rangées dans le sens du flux est:

$$n_2 = \frac{H_{ts}}{\eta_{dex} h_1^{moy} \cdot n_1} = \frac{806}{3,14 \cdot 0,033 \cdot 67 \cdot 5,76} = 13$$

$N_2 = 13$  rangées



### Calculs de la deuxième partie

---

L'action du régulateur est nulle  $\Delta t = 0$  pour notre cas, elle n'intervient que lorsque les températures varient

- La température de la vapeur à la sortie de la deuxième partie du surchauffeur est prise.

$t''_{II_s} = 384,5^\circ\text{C}$ , elle est identique à l'entrée de la première partie.

$$t''_{II_s} = 384,5^\circ\text{C}$$

$$h''_{II_s} = 731,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

L'entrée est à  $t'_{II_s} = 309,5^\circ$  ce qui lui correspond l'enthalpie

$$h'_{II_s} = 651,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- Chaleur utilisée dans la deuxième partie

$$Q_{II_s} = Q_2 = \frac{D (h''_{II_s} - h'_{II_s})}{B} = \frac{160000 (731,1 - 651,1)}{11720}$$

$$Q_{II_s} = 1033 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- L'enthalpie des gaz après la deuxième partie du surchauffeur est:

$$\begin{aligned} I''_{gII} &= I'_{gI} - Q_{II_s} + \frac{Q_{aex}^s}{2} - \frac{Q_5^s}{2} \\ &= 3567,9 - 1033 + 2 - 32,1 = 2449,6 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

- Du diagramme (I - t) on trouve sur  $\alpha = 1,20^\circ$

$$t''_g = 570^\circ\text{C}$$

La température moyenne logarithmique pour la deuxième partie

$$\Delta t_{II_s}^{\text{mon}} = \frac{(736 - 334,5) - (570 - 309,5)}{2,3108} = 326^\circ\text{C} \quad \checkmark$$

$$2,3108 \frac{736 - 304,5}{570 - 309,5}$$

- Température moyenne de la vapeur.

$$t_{\text{moy}} = \frac{t_{II_s}' + t_{II_s}''}{2} = \frac{334,5 + 309,5}{2} = 347^\circ\text{C}$$

- Température du flux des fumées.

$$t_{fl} = t_{\text{moy}} + t_{II_s}^{\text{mon}} = 347 + 326 = 673^\circ\text{C}$$

- Température de la paroi des tubes.

$$t_p = \bar{t}_{\text{moy}} + 25 = 326 + 25 = 351^\circ\text{C}$$

- Volume moyen des gaz dans la deuxième partie.

$$v_g' = \frac{12,6483 + 12,9076}{2} = 12,778 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

- Débit du gaz

$$v_{g\text{sex}}^{II} = \frac{v_{g\text{moy}} B (t_{fl} + 273)}{3600 \cdot 273}$$

$$= 12,773 \frac{11720 (673 + 273)}{3600 \cdot 273} = 144,5 \text{ m}^3/\text{s} \quad \checkmark$$

- Section libre pour le passage des gaz

On prend  $h_{II}^{\text{moy}} = 4,8 \text{ m}$

$$\Omega = (b - n_1 \text{ dex}) \cdot h_{II}^{\text{moy}}$$

$$= (6,64 - 67 \cdot 0,038) \cdot 4,8 = 19,7 \text{ m}^2$$

- Vitesse moyenne des gaz

$$W_m = \frac{144,5}{19,7} = 7,35 \text{ m / s}$$

- Détermination du coefficient de transmission de chaleur par convection (gaz-paroi) (abaque 3)

pour  $t_p = 351^\circ\text{C}$ ,  $W_g = 7,35 \text{ m / s}$

$$d_{ex} = 30 \text{ m}$$

$$N = 20 \text{ : rangées}$$

$$\alpha_s = 41 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

Valeur moyenne de la pression partielle.

$$P_{\text{RO}_2} = \frac{0,123 + 0,12}{2} = 0,1215 \text{ atm}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,10387 + 0,10295}{2} = 0,10341 \text{ atm}$$

avec  $S = 0,2124$  calculé dans la première partie

$$(P \cdot S)_{\text{RO}_2} = 0,1215 \cdot 0,2124 = 0,0258 \text{ atm m}$$

$$(P \cdot S)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,10341 \cdot 0,2124 = 0,02196 \text{ atm m}$$

$$\alpha_{\text{RO}_2} = 7,5 \quad (\text{abaque 4}) \quad \text{pour } \begin{matrix} t_{fl} = 673^\circ\text{C} \\ t_p = 351^\circ\text{C} \end{matrix}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 4,5$$

- Le coefficient global de transmission pour rayonnement des gaz est:

$$\alpha_r = 7,5 + 4,5 = 12 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

- Le coefficient global de transmission par rayonnement et par convection :

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_r = 41 + 12 = 53 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$



Volume spécifique moyen de la vapeur :

$$\text{Pour } p = 100 \text{ kgf/cm}^2 \quad \begin{aligned} v'_{gs} &= 0,01845 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ pour } t'_{gs} = 309,5^\circ \text{ C} \\ v''_{gs} &= 0,02737 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ pour } t''_{gs} = 334,5^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

$$v_m = \frac{0,01845 + 0,02737}{2} = 0,02291 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Section libre pour passage de la vapeur :

$$S_v = 0,054 \text{ m}^2$$

Vitesse moyenne de la vapeur :

$$W_m = \frac{D(\text{kg/s}) \cdot v_m}{S_v \cdot 3600} = \frac{160000 \cdot 0,02291}{0,054 \cdot 3600} = 18,9 \text{ m/s}$$

Le coefficient de transmission de chaleur (paroi - vapeur) est obtenu par abaque en fonction de : (abaque 5)

$$p = 100 \text{ kg/cm}^2, \quad T_{\text{moy}} = 347^\circ \text{ C}, \quad d_{\text{int}} = 32 \text{ mm}, \quad W_m = 18,9 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 3700 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Coefficient théorique de transmission de chaleur :

$$K_m = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{53 \cdot 3700}{53 + 3700} = 52,4 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Le coefficient corrigé en tenant compte du coefficient d'utilisation du carneau :

$$K_{\text{cal}} = \eta_f \cdot K_m = 0,8 \cdot 52,4 = 41,92 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

La surface d'échange de la chaleur :

$$= \frac{11720 \cdot 1088}{41,92 \cdot 326} = 936 \text{ m}^2$$

Nombre de rangée dans la deuxième partie :

$$N_2 = \frac{H_{2u}}{K_{\text{cal}} \cdot \Delta t_{\text{moy}}} = \frac{936}{3,14 \cdot 0,036 \cdot 67 \cdot 4,86} = 24$$

$N_2 = 24$  rangées

La température des gaz le surchauffeur est :  $570^\circ$

$$\text{et } I = 2449,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- C O N C L U S I O N -

-----

Le surchauffeur est fait en deux parties. La première étant a courant antiméthodique, et la seconde à contre courant. Un régulateur de température placé entre les deux à l'extérieur du carneau est chargé de réguler la température dans le cas ou celle-ci varie. Les premiers tubes de la première partie sont soumis au rayonnement de la chambre. Tous les tubes sont disposés en ligne.

C A R A C T E R I S T I Q U E S D U S U R C H A U F F E U R

S U R C H A U F F E U R	1° partie		2° partie	
	Quantité de chaleur absorbée	1362 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$		1083 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
Nombre de tube dans section transversale au passage des gaz	67		67	
Vitesse des gaz	8,75 m/s		7,35 m/s	
Pas transversal	96 mm		96 mm	
Pas longitudinal	100 mm		100 mm	
Vitesse de la vapeur	26,14 m/s		18,9 m/s	
Surface d'échange de la chaleur	606 m <sup>2</sup>		936 m <sup>2</sup>	
Nombre de rangées	13		24	
Température de la vapeur	entrée	sortie	entrée	sortie
	334,5°C	540°C	309,5°C	334,5°C
Température des gaz	1080°C	736°C	736°C	570°C

CHAPITRE (M)FAISCEAU EVAPORISATEUR  
-----GENERALITES /

Le faisceau évaporisateur est un échangeur de chaleur destiné à produire de la vapeur saturée qui sera dirigée dans le ballon.

Il est constitué par les tubes de l'écran arrière. La disposition des tubes est en quinconce. Ceux-là sont placés perpendiculairement au sens des gaz. Il peut être placé dans le carneau entre la sortie de la chambre de combustion et l'économiseur. En général il est placé avant le surchauffeur ou après celui-là. A la sortie de la chambre de combustion la température du flux des gaz de combustion est élevée, et la quantité de chaleur échangée est assez importante.

Dans ce cas l'échange de chaleur se fait par rayonnement pour les premiers tubes et par convection pour les autres. Quand il est situé après le surchauffeur la température est faible, l'échange de chaleur se fait par convection surtout, et la quantité de chaleur absorbée est peu importante.

Le faisceau est constitué par quelques rangées de tubes, ce qui fait que la surface d'échange de chaleur est faible. Puisque il est le prolongement de l'écran arrière, les tubes sont constitués par le même matériau que les tubes des écrans de la chambre.



CALCUL DU FAISCEAU EVAPORISATEUR

Le fluide étant de l'eau se trouve à une température constante pour  $p = 100 \text{ kg/cm}^2$   $t_{\text{sat}} = 309,5^\circ \text{C}$

La température des gaz à la sortie du faisceau évaporisateur est prise  $t_g^s = 540^\circ \text{C}$  (pour  $\alpha = 1,25$ )

La différence moyenne logarithmique pour le faisceau est :

$$\Delta t_{\text{moy}} = \frac{570 - 309,5 - (540 - 309,5)}{2,3 \log \frac{570 - 309,5}{540 - 309,5}}$$

$$\Delta t_{\text{moy}} = 251^\circ \text{C}$$

Le volume moyen des gaz dans le faisceau :

pour  $\alpha = 1,20$   $V_g^{\text{moy}} = 12,9076 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{kg}}$   
 pour  $\alpha = 1,25$   $V_g^{\text{moy}} = 13,5096 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{kg}}$

$$V_g^{\text{m}} = \frac{12,9076 + 13,5096}{2} = 13,2036 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{Kg}}$$

La température moyenne des gaz dans le faisceau :

$$t_{\text{fl}} = t_{\text{moy}} + t = 309,5 + 251 = 560,5^\circ \text{C}$$

La construction du faisceau est la suivante ;

- dex = 0,076 m diamètre extérieur des tubes
- $l_K = 4,40 \text{ m}$  longueur éclairée des tubes
- N = 86 tubes
- $b_K = 6,64 \text{ m}$  longueur du carneau
- n = 2 2 rangées de tubes disposées en file
- $h_K = 4,3 \text{ m}$  hauteur moyenne du carneau
- $S_1 = 154 \text{ mm}$  pas transversal (perpendiculaire au sens des gaz)
- $S_2 = 120 \text{ mm}$  pas longitudinal (dans le sens des gaz)

On a :

$$\frac{S_2}{\text{dex}} = \frac{120}{76} = 1,58 \quad \text{et} \quad \frac{S_1}{\text{dex}} = \frac{154}{76} = 2,026$$

La température de la paroi des tubes d'évaporation est égale à la température de saturation de l'eau.

$$t_p = t_{\text{sat}} = 309,5^\circ \text{C}$$

La surface de la section transversale pour le passage des gaz brûlés :

$$\Omega = h_k (b_k - n_1 \text{ dex}) = 4,30 (6,64 - 43 \cdot 0,076)$$

$$\Omega = 14,5 \text{ m}^2$$

Débit moyen réel des gaz dans le faisceau :

$$(V_g^s)^m = \frac{B \cdot V_g^m (273 + t_{fl})}{3600 \cdot 273} = \frac{11720 \cdot 13,2036 (273 + 560,5)}{3600 \cdot 273}$$

$$(V_g^s)^m = 130 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vitesse des gaz :

$$W_g = \frac{(V_g^s)^m}{\Omega} = \frac{130}{14,5} = 8,98 \text{ m/s}$$

La surface d'échange de chaleur du faisceau est :

$$H = \eta \text{ d.l. } N = 3,14 \cdot 0,076 \cdot 4,3 \cdot 36 = 83,4 \text{ m}^2$$

Le coefficient de transmission de chaleur par convection dépendant de :

$$W = 8,57 \text{ m/s}, \quad d = 76 \text{ mm}, \quad \frac{S_2}{d} = 1,58, \quad \frac{S_1}{d} = 2,03, \quad n = 2 \text{ rangées}$$

$$t_p = 309,5^\circ \text{ C}$$

est donne par abaque : (abaque 3)

$$\alpha_c = 30,7 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Épaisseur effective de flamme rayonnante

$$\frac{S_1 + S_2}{d} = \frac{120 + 154}{76} = 3,61$$

$$\text{est } S = 1,87 (S_1 + S_2) - 4,1 d = 1,87 (120 + 154) - 4,1 \cdot 76$$

$$S = 201 \text{ mm} \quad \text{ou bien } S = 0,201 \text{ m}$$

Pression partielle moyenne :

pour  $\text{RO}_2$   $(\alpha = 1,20)$   $(\alpha = 1,25)$

$$P_{\text{RO}_2}^m = \frac{P_{\text{RO}_2} + P_{\text{RO}_2}}{2} = \frac{0,12 + 0,115}{2} = \frac{0,235}{2} = 0,1175 \text{ atm}$$

pour  $\text{H}_2\text{O}$

$$= \frac{0,1011 + 0,0964}{2} = \frac{0,1975}{2} = 0,0987 \text{ atm}$$

— Calcul du P.s

$$(p.s)_{\text{RO}_2} = 0,1175 \cdot 0,201 = 0,0236 \text{ atm.m}$$

$$(p.s)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0987 \cdot 0,201 = 0,01984 \text{ atm.m}$$

Le coefficient de transmission de chaleur pour les gaz stœchiométriques ( $\text{RO}_2$ ) est d'après l'abaque : (abaque 4)

$$\text{pour } t_{fl}^{\text{mon}} = 1014,5 \text{ } 560,5^\circ \text{ C}$$

$$\text{pour } t_p = 309,5^\circ \text{ C}$$

$$\alpha_{\text{RO}_2} = 5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Le même coefficient pour la vapeur d'eau est :

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 3,2 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement pour les gaz est :

$$\alpha_R = \alpha_{\text{RO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 5 + 3,2 = 8,2 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

Coefficient théorique global de transmission de chaleur dans le faisceau est :

$$K_m = \alpha_c + \alpha_R = 31,2 + 3,2 = 37,4 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$$

Le coefficient d'utilisation du carneau est :

$$= 0,80$$

Dans ce cas le coefficient de transmission de chaleur réel est :

$$\xi = 0,80 \cdot 37,4 = 31,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$$

La quantité de chaleur qui est donné par les fumées au faisceau évaporisateur est :

$$Q = \frac{H \cdot \Delta t_{\text{moy}} \text{Kcal}}{B} = \frac{88,4 \cdot 251 \cdot 31,4}{11720}$$

$$Q = 59,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{hg}}$$

La chaleur sensible à la sortie du faisceau est :

$$I''g = I'g - Q = 2449,8 - 59,7 = 2390,1 \frac{\text{kcal}}{\text{hg}}$$

On trouve sur le diagramme ( I - t )

pour  $\alpha = 1,25$

$$t''g = 540^\circ \text{C}$$

REMARQUE /  $I'g = 2449,8$  est la chaleur sensible à la sortie du sur-  
chauffeur ou bien à l'entrée du faisceau évaporisateur.

faisceau év.

surchauffeur

*D'entrée*

*la ch.c.*



C O N C L U S I O N /

Le faisceau évaporisateur est constitué de deux rangées de tubes en quinconce.

La quantité de chaleur qu'il absorbe est faible  
59,7  $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$  par rapport au surchauffeur qui en absorbe lui  
2450  $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$  .

L'échange de chaleur par rayonnement est très faible et presque tout l'échange de chaleur se fait par convection. L'abaissement de température est de 30 ° seulement.

CHAPITRE VIRÉCHAUFFEURS D'AIRI) GENERALITES :

Les réchauffeurs d'air de la plupart des générateurs à vapeur, sont des échangeurs de chaleur tubulaires à surface. Ce sont des récupérateurs de chaleur comme les économiseurs, seulement ici le fluide qui transporte la chaleur est de l'air. Le réchauffage de l'air facilite et accélère le lèchage et l'inflammation des combustibles humides et des combustibles de qualité inférieure. Il permet aussi d'accueillir la transmission de chaleur dans le foyer par l'augmentation de la température de la flamme du brûleur, comme la température des gaz à la sortie diminue, le rendement est meilleur.

Le réchauffeur d'air est généralement situé après l'économiseur dans le parcours des fumées, quand il a pour but de parfaire la récupération de chaleur. Il peut être constitué en plusieurs parties. Il est à un seul étage quand on réchauffe l'air en dessous de 300° C et a deux étages quand on réchauffe l'air à une température plus élevée. Parfois dans les réchauffeurs à deux étages on installe un économiseur entre les deux étages.

Les réchauffeurs d'air sont des appareils peu coûteux relativement à l'économiseur (qui doit résister à une certaine pression), cependant ses frais d'exploitation, d'amortissement et d'entretien peuvent dépasser les économiseurs réalisables, dans les installations à manche saisonnière ou de faible durée annuelle d'utilisation.

Dans les réchauffeurs d'air les pertes de charge ne sont pas négligeables dans les circuits des fumées et de l'air. L'inétanchéité de certains appareils permettent un passage relatif de l'air de soufflage dans les fumées. Quand la quantité d'air soufflé est importante, l'énergie consommée augmente aussi.

CONSTRUCTION DES RECHAUFFEURS D'AIR :

On construit des rechauffeurs d'air par des plaques, espacées de 20 mm environ ; ces réchauffeurs sont parcourus à la fois par l'air et les fumées.

Mais aussi on construit des réchauffeurs d'air Tubulaires. Les premiers sont choisis pour leur surface d'échange de chaleur qui est importante, (35 m<sup>2</sup> de surface d'échange au mètre cube, au lieu de 15 m<sup>2</sup> pour les seconds), mais la difficulté de maintenir une bonne étanchéité, nous incite à opter pour les tubes.



Les réchauffeurs sont constitués par des tubes soudés ou dudgeonnés à deux plaques tubulaires à travers lesquelles passent les gaz. Les réchauffeurs d'air tubulaires sont constitués par des tubes en acier de 40 à 51 mm de diamètre et de 1,5 mm d'épaisseur. Les tubes sont constitués par des faisceaux qui sont eux-même groupés pour constituer des groupes verticaux. Les fumées circulent de haut en bas à l'intérieur des tubes à une vitesse de 12 à 16 m/s et l'air envoyé transversalement et à l'extérieur des tubes par un ou deux ventilateurs, avec une vitesse de 0,5 à 0,6 fois la vitesse des gaz de combustion. L'air circule autour des tubes par des jeux de chicanes, ou même normalement aux tubes grâce à des toles de séparation perpendiculaires. Généralement, les tubes employés sont nus, mais parfois on utilise des tubes ailetés (la surface d'échange est augmentée) à la seule condition que l'encrassement des tubes n'est pas tellement important. On a aussi utilisé des tubes en fonte pour les parties à basse température.

Un autre type de réchauffeur d'air dont l'emploi a pris de l'ampleur est le réchauffeur rotatif

### 3) CORROSION DES RECHAUFFEURS D'AIR :

Une précaution est nécessaire à prendre dans les installations où se trouvent des réchauffeurs d'air, c'est d'éviter que les parois des tubes ne soient refroidies à une température égale ou inférieure à la température de rosée des gaz avec lesquels elles sont en contact. En général avec l'emploi de combustibles très sulfureux, les gaz ou fumées contiennent toujours un peu d'anhydride sulfurique provenant de la combustion du soufre du combustible et de l'oxydation d'une partie de SO<sub>2</sub> formé, SO<sub>3</sub> se transforme en acide sulfurique au contact de la vapeur d'eau.



Si le métal des tubes se trouve à une température inférieure à celle du point de rosée du mélange de la vapeur et de l'acide sulfurique, une condensation se produit et le métal est attaqué. Les sulfates qui se forment favorise la réaction de SO<sub>2</sub> en SO<sub>3</sub> par action catalytique, ce qui amène la corrosion. Le combustible français, le fuel n° 2 contient jusqu'à 4 % de soufre. Le point de rosée acide des fumées de ce combustible se situe, suivant les installations et l'excès d'air de combustion, entre 125 et 145° C et le point de rosée humide de 40 à 45° C. Malgré toutes les précautions que l'on prend, la corrosion reste inévitable. Mais si on évacue les gaz à une température élevée, le rendement du générateur baisse. Cependant un compromis est nécessaire, on prendra la température suffisamment supérieure au point de rosée, afin de ne pas avoir de corrosion, mais surtout pour récupérer le maximum de calories.



Lorsqu'on utilise un combustible quelque peu sulfureux est que la corrosion est à craindre, il est recommandé d'utiliser des réchauffeurs d'air de telle sorte que les fumées descendent, dans le réchauffeur. On évite ainsi que les condensations acides, en s'écoulant créent des corrosions en des zones non sujettes aux condensations, ce qui serait le cas si la partie froide était située en haut du réchauffeur.

Il est aussi intéressant de partager le réchauffeur en plusieurs parties, afin de remplacer seulement la partie **avérée**, en cas de corrosion. La solution avantageuse reste la disposition horizontale des éléments et leur superposition. Le remplacement ne portera que sur les éléments corrodés.

Des métaux utilisés dans la réalisation des réchauffeurs d'air, on distingue la fonte et l'acier qui ont sensiblement la même résistance à la corrosion. L'épaisseur joue un rôle important, et son choix doit être judicieux. Mais certains de ces métaux faiblement alliés au chrome résistent beaucoup mieux à la corrosion.

Risques d'incendie :

Ce risque existe quand on utilise des combustibles solides avec une grande teneur en matière volatile. Cependant le fuel n° 2 ou le fuel léger présentent aussi ce danger.

Ces derniers brûlent en donnant des hydrocarbures gazeux, qui sous l'action des particules solides de carbone incandescente risque de brûler. Les tubes sont alors détruits par fusion.

Il est recommandé dans le cas d'allumage de soutien ou de chauffe aux combustibles liquides d'éviter les types d'appareils dans lesquels se trouvent :

- Des tubes horizontaux minces disposés avec fumées circulant à l'extérieur. Un dépôt important peut s'accumuler sur les tubes.
- Des éléments minces en toles susceptible de recevoir des dépôts sur les deux faces.

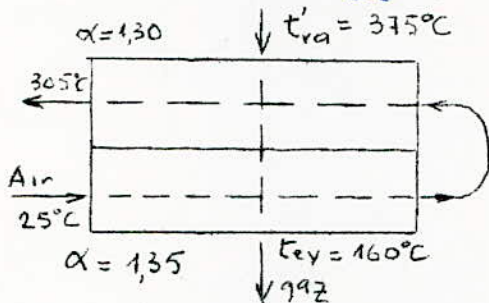
On aura veiller surtout à une bonne pulvérisation du combustible, et à sa combustion complète, même dans une chambre froide.

.../...

CALCUL D'ORIENTATION

RECHAUFFEUR D'AIR (Récupérateur)

Les tubes sont de  $d_e = 51$  mm et d'épaisseur 1,5 mm



Nota : le réchauffeur a une hauteur de 7 m séparé en 2 partie (pour passage de l'air).

On choisit la température à la sortie du réchauffeur  $t''_{ga} = 375^\circ C$

Volume des gaz avant le réchauffeur d'air ( $\alpha = 1,30$ )

$$V'_g = 13,928$$

Volume des gaz après le réchauffeur d'air ( $\alpha = 1,35$ )

$$V''_g = 13,948$$

Volume moyen des gaz dans le réchauffeur de l'air

$$V_g \text{ moyen} = \frac{13,928 + 13,948}{2} = 13,938 \frac{m^3}{kg}$$

On choisit une vitesse des gaz dans le réchauffeur

$$W_g = 15 \text{ m/s}$$

Température moyenne des gaz dans le réchauffeur

$$t_{pe} = \frac{t'_{ga} + t''_{ga}}{2} = \frac{375 + 160}{2} = 267,5^\circ C$$

La température moyenne de l'air dans le réchauffeur

si on sait que :  $t''_{g,ra} = 305^\circ C$

$$\text{Nous aurons } t_m = \frac{25 + 305}{2} = 165^\circ C$$

La température de la paroi des tubes

$$t_p = \frac{t_{pe} + t_m}{2} = \frac{267,5 + 165}{2} = 216,25^\circ C$$

Débit des gaz dans le réchauffeur de l'air

$$(Vs)_m = \frac{V_m B (t_{pe} + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,938 \cdot 11720 (267,5 + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,938 \cdot 11720 \cdot 540,5}{3600 \cdot 273} = 90$$

$$(Vs)_m = 90 \frac{m^3}{s}$$

Section libre de passage des gaz

$$\Omega = \frac{(Vs)_m}{W_g} = \frac{90}{15} = 6 \text{ m}^2$$



Section libre de passage d'un tube

$$\Omega_1 = \frac{\pi d_{int}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,048)^2}{4} = 0,00182 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes dans le rechauffeur d'air

$$N = \frac{\Omega}{\Omega_1} = \frac{6}{0,00182} = 3296,6 \text{ tubes}$$

### CORRECTION

Je prends  $N = 3296 \text{ tubes}$

Donc  $\Omega$  section libre de passage des gaz sera égale à :

$$\Omega = 3296 \cdot 0,00182 = 5,99872 \text{ m}^2$$

Nous devons prendre donc une vitesse égale à :

$$W = \frac{(Vs) \text{ m}}{\Omega} = \frac{90}{5,99872} = 15,02 \text{ m/s}$$

$$\text{Débit d'air } V_s^a = \frac{L_{ao} \left( \alpha_{chc} - \Delta'_x + \frac{\Delta \alpha_{ra}}{2} \right) B (t_m^a + 273)}{3600 \cdot 273}$$

$$V_s^a = \frac{10,1457 (1,15 - 0,1 + \frac{0,1}{2}) 11720 (165 + 273)}{3600 \cdot 273} =$$

$$\frac{10,1457 \cdot 1,1 \cdot 11720 (438)}{3600 \cdot 273} = 58,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Je prends une vitesse

$$W_a = 0,5 W_g = 0,5 \cdot 15,02 = 7,51 \text{ m/s}$$

La section de passage de l'air est :

$$\Omega = \frac{V_s^a}{W_a} = \frac{58,5}{7,51} = 7,78 \text{ m}^2$$

Elle s'exprime aussi de la façon suivante :

$$\Omega = h(b - n d_{ex})$$

$h$  = hauteur des tubes

$$n = \frac{1}{d_{ex}} \left( b - \frac{\Omega}{h} \right)$$

Je la prends :  $h = 3,5 \text{ m}$

$$n = \frac{1}{0,051} \left( 6,64 - \frac{7,78}{3,5} \right) = \frac{1}{0,051} (6,64 - 2,22) = \frac{1}{0,051} (6,64 - 2,22)$$

$$n = \frac{4,42}{0,051} = 86,6 \text{ tubes}$$

(chaque section)

### CORRECTION

Je prends  $n = 86 \text{ tubes}$

$$\text{d'ou } \Omega = 3,5 (6,64 - 86 \cdot 0,051) = 3,5 (6,64 - 4,38) = 3,5 (2,26) = 7,91 \text{ m}^2$$

$$\Omega = 7,91 \text{ m}^2$$

.../...

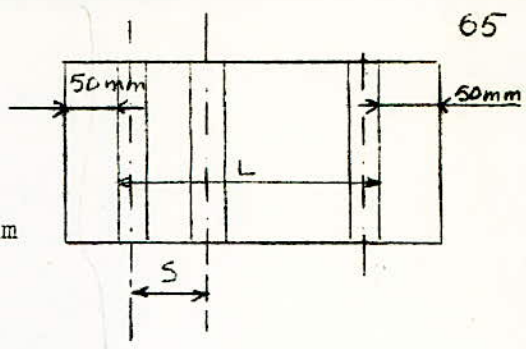
123  
118  
105



Détermination du pas

$$S = \frac{L - d}{n - I}$$

$$S = \frac{6640 - 100 - 5I}{86 - I} = \frac{6489}{85} = 76,3 \text{ mm}$$



CORRECTION

Je prends :  $S = 76 \text{ mm}$

$$L = S (n - I) + d = 76 (86 - I) + 5I = 65II \text{ mm}$$

$$e = \frac{6640 - 65II}{2} = 64,5 \text{ mm}$$

Nombre de rangées de tubes (en file)

$$\frac{N}{n} = \frac{3296}{86} = 38,3 \text{ rangées} //$$

CORRECTION

Je prends  $n = 38 \text{ rangées}$

$$d'ou N = 38 \cdot 86 = 3268 \text{ tubes}$$

$$N = 3268 \text{ tubes}$$

Détermination de la longueur du carneau

$$L = (n - I) S + d$$

$$= (38 - I) 100 + 5I$$

$$= 375I \text{ mm} \quad \text{Je prends } S = 100 \text{ mm}$$

La longueur du carneau est :

$$375I + 100 = 385I \text{ mm}$$



.../...

C A L C U L D U R É C H A U F F E U R

---

D ' A I R

---

Le réchauffeur de l'air est en acier

Il a 38 rangées de 86 tubes

La longueur des tubes est prise  $l = 7 \text{ m}$

La surface d'échange de chaleur est pour une rangée

$$H'_{ra} = \pi \frac{d_{ex} + d_{in}}{2} \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot \frac{0,051 + 0,048}{2} \cdot 7 \cdot 86 = 91 \text{ m}^2$$

Surface des 38 rangées

$$H_{ra} = 91 \cdot 38 = 2394 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes pour tout le réchauffeur est  $N = 3268$  tubes

Section libre de passage des gaz

$$\Omega_{g^{ra}} = \frac{\pi d_{int}^2 \cdot N}{4} = \frac{3,14 (0,048)^2 \cdot 3268}{4} = 5,91 \text{ m}^2$$

Section libre de passage de l'air

$$\begin{aligned} \Omega_{a^{ra}} &= h(b - n d_{ex}) \\ &= 3,5 (6,64 - 86 \cdot 0,051) = 3,5 (6,64 - 4,48) = 3,5 \cdot 2,16 \\ \Omega_{a^{ra}} &= 7,56 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

La chaleur sensible des gaz devant le réchauffeur de l'air

$$(\alpha = 1,30)$$

$$t''_{g^{ec}} = t'_{g^{ra}} = 375^\circ \text{ C}$$

$$I_{g^{ra}} = 1724$$

La quantité de chaleur perdue dans l'ambiance

$$Q_s^{ra} = \frac{0,4 P_c}{100} = \frac{0,4 \cdot 9170}{100} = 36,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \text{Je prends } q_s^{ra} = 0,4 \%$$

La quantité de chaleur qui entre avec l'air soufflé dans le carneau du réchauffeur d'air est :

$$\begin{aligned} Q_{a^{ex}}^{ra} &= (\alpha''_{ra} - \alpha'_{ra}) L_{a0} \cdot C_{aex} \cdot t_{aex} \\ &= (1,35 - 1,30) 10,1457 \cdot 0,31125 = 3,95 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

Pour chauffer le combustible on a déterminé une température de l'air qui est de  $300^\circ \text{ C}$ . Compte tenu des pertes de chaleur dans le carneau qui est de  $\Delta t = 5^\circ \text{ C}$ , la température juste après le réchauffeur sera de :

$$t''_a = 305^\circ \text{ C}$$

Le bilan de la chaleur dans le réchauffeur d'air est

$$\begin{aligned} Q_{ra}^a &= L_{a0} \left( \alpha_{chc} - \Delta \alpha + \frac{\Delta t_{ra}}{2} \right) (t_{ra} \cdot C_{ra} - t_{aex} \cdot C_{aex}) \\ &= 10,1457 \left( 1,15 - 0,1 + \frac{0,1}{2} \right) (305 \cdot 0,3149 - 25 \cdot 0,3109) \end{aligned}$$

$$= 10,1457 \cdot 1,1 (95,77 - 7,75)$$

$$= 1,1 \cdot 10,1457 \cdot 88 = 984$$

$$Q_{ra} = 984 \text{ kcal/kg}$$

Quantité de chaleur donnée par les gaz brûlés pour une quantité de 1 kg de combustible au paroi du réchauffeur d'air

$$\Delta I_{ra} = Q_{ra} = I'_g - I''_g - Q_5^{ra} + Q_{arex}^{ra}$$

$$\text{avec } I'_g = 1724 \text{ kcal/kg} \quad t = 375^\circ \text{C}$$

$$I''_g = 740 \text{ kcal/kg} \quad t = 160^\circ \text{C}$$

$$= 1724 - 740 - 36,7 + 3,95 = 951,25$$

La température moyenne des gaz dans le réchauffeur d'air

$$t_m^a = \frac{305 + 25}{2} = 165^\circ \text{C}$$

$$\text{Température moyenne des gaz } t_{pl} = \frac{160 + 375}{2} = 267,5^\circ \text{C}$$

Température de la paroi des tubes

$$t_p = \frac{267,5 + 165}{2} = 216,25^\circ \text{C}$$

Volume moyen des gaz brûlés dans le réchauffeur d'air

$$V_m = \frac{13,928 + 13,948}{2} = 13,938 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Volume des gaz avant le réchauffeur

d'air pour  $\alpha = 1,30$

$$V'_g = 13,928 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Volume des gaz après le réchauffeur

$$\alpha = 1,35$$

$$V''_g = 13,948 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Débit des gaz dans le réchauffeur d'air

$$(V_s)_m = \frac{V_m \cdot B (t_{pl} + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,938 \cdot 11720 (267,5 + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,938 \cdot 11720 \cdot 540,5}{3600 \cdot 273}$$

$$(V_s)_m = 90 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse moyenne des gaz dans le réchauffeur

$$W_g = \frac{(V_s)_m}{\Omega_{ra}} = \frac{90}{5,91} = 15,22 \text{ m/s}$$

Débit réel d'air qui passe par le réchauffeur

$$V_s^a = \frac{L_{ao} (\alpha_{che} - \Delta\alpha + \frac{\Delta\alpha_{ra}}{2}) B (t_m^a + 273)}{3600 \cdot 273}$$

$$V_s^a = \frac{10,1457 (1,15 - 0,1 + \frac{0,1}{2}) 11720 (165 + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{10,1457 \cdot 1,1 \cdot 11720 \cdot 438}{3600 \cdot 273}$$

$$58,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

.../...



Vitesse moyenne de l'air

$$W_m^a = \frac{V_s}{\Omega_{ra}} = \frac{58,5}{7,56} = 7,74 \text{ m/s}$$

Le coefficient de transmission de chaleur (gaz-paroi) est :

$$t_{f1} = 267,5^\circ \text{C} \quad (\text{abaque 3})$$

pour  $W_g = 15,22$

$$d_{eq} = 48 \text{ mm}$$

$$t_p = 216,25^\circ \text{C}$$

$$\alpha_g = 38 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Le coefficient de transmission de chaleur paroi - air

$$W_a = 7,74$$

pour  $d_{ex} = 51 \text{ mm}$

$$n = 38 \text{ rangées} \quad (\text{abaque 6})$$

$$t_p = 216,25^\circ \text{C}$$

$$\alpha_a = 39,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Le coefficient d'utilisation des carneaux

$$\xi_f = 0,875$$

Coefficient théorique de transmission de chaleur

$$K_m = \frac{\alpha_g \cdot \alpha_a}{\alpha_g + \alpha_a} = \frac{38 \cdot 39,8}{38 + 39,8} = \frac{1512}{7,78} = 19,48$$

Coefficient de transmission de chaleur réel

$$K_{cal} = \xi_f K_m = 19,48 \cdot 0,875 = 17,03$$

Valeur moyenne de la température logarithmique pour un échangeur de chaleur de 30 rangées (cas de courant à sens opposés)

$$\Delta t = \frac{(165 - 25) + (375 - 305)}{2,3 \log \frac{165 - 25}{375 - 305}} = \frac{140 + 70}{2,3 \log \frac{140}{70}} = \frac{210}{2,3}$$

$$= \frac{210}{2,3 \cdot 0,301} = \frac{210}{0,692} = 303,8^\circ \text{C}$$

La surface d'échange de chaleur nécessaire du réchauffeur d'air

$$H_{ra} = \frac{11720 \cdot 11,1457 (1,15 - 0,17 \frac{0,1}{2}) (305 \cdot 0,3149 - 25 \cdot 0,3109)}{17,03 \cdot 303,8}$$

$$H_{ra} = \frac{984 \cdot 11720}{17,03 \cdot 303,8} = \frac{984 \cdot 11720}{5210} = 2218 \text{ m}^2$$

Chaleur sensible des gaz avant le surchauffeur

$$I'_g = I''_g + \Delta I + \varphi_5 - \varphi_{\text{aex}}$$

$$= 740 + 984 + 36,7 - 3,95 = 1757,35 \text{ kcal/kg}$$

Il lui correspond la température

$$t'_g = 375^\circ \text{ C}$$

### CONCLUSION

Le réchauffeur d'air est situé après l'économiseur dans le terminal du carneau.

Il est constitué de 38 rangées de 86 tubes verticaux reliées entre elles par deux plaques métalliques tubulaires.

Les fumées traversent les tubes de haut en bas, alors que l'air est en contact avec l'extérieur des tubes.

Le réchauffeur est constitué de deux parties et il est à courant méthodique.

Les tubes sont d'un diamètre extérieur de 51 mm avec une épaisseur de 1,5 mm et une longueur de 7 m.

Ils sont fait en acier doux MARTIN. Ils sont mandrinés aux deux extrémités dans les plaques tubulaires.

## CHAPITRE VII

### LES ECONOMISEURS (réchauffeurs d'eau d'alimentation) :

On utilise ces appareils pour réchauffer l'eau qui sert à alimenter la chaudière et pour abaisser la température des gaz dans le carneau. Autrement dit, on récupère de la chaleur qui doit être évacuée à l'extérieur. Le rechauffage de 1° C de l'eau d'alimentation permet d'abaisser de 2 ou 3° C la température des produits de combustion.

Donc les économiseurs sont des échangeurs de chaleur à surface, constitués par des tubes en acier ou en fonte. Les économiseurs avec tubes en fonte sont employés pour des pressions allant jusqu'à 22 bars, ils peuvent réchauffer l'eau jusqu'à une température de 40° C.

Les économiseurs avec tubes d'acier sont employés non seulement pour réchauffer l'eau, mais ils peuvent même la vaporiser. Ce genre d'économiseurs est appelé "Economiseur à ébullition".

Pendant il est formellement interdit de placer entre la chaudière et l'économiseur à ébullition un organe de sectionnement.

Mais si les économiseurs peuvent être isolé par une vanne de la chaudière qu'ils alimentent, ils doivent nécessairement comporter leurs propres organes de sécurité : Clapet sur l'alimentation, manomètre, thermomètre et soupape de sureté. Une seule soupape (art. 8 du décret du 2 Avril 1926).

Il est recommandé de placer les économiseurs dans les passages verticaux des gaz de combustion, de façon que les gaz descendent et l'eau monte. En général la vitesse de l'eau est réglementé à 0,5 - 0,6 m/s dans les économiseurs à ébullition et d'au moins 3 m/s dans les économiseurs en fonte.

Les produits de combustion contiennent de l'eau. Lorsque la température des gaz de combustion est inférieure au point de rosée de la vapeur d'eau autour des parois froides des tubes, la vapeur d'eau se condense et se dépose avec les suies ou résidus solides (cas d'un combustible solide) sur la chauffe. L'encrassement des tubes réduit le coefficient de transmission de chaleur. D'autre part les tubes des économiseurs à ébullition se corrodent très activement.

La condensation et la corosion des tubes sont plus énergiques en présence du gaz sulfureux.

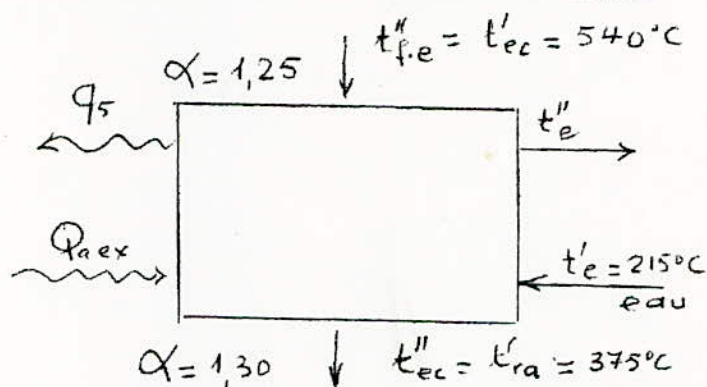


Pour s'opposer à cette condensation de la vapeur d'eau on rechauffe l'eau envoyée dans les économiseurs. Ce rechauffage doit atteindre une température supérieure au moins de  $10^\circ$  la température de rosée de la vapeur d'eau dans les produits de combustion. On détermine cette température d'après la tension partielle de la vapeur d'eau dans les produits de combustion, et on corrige le résultat pour tenir compte du soufre contenu dans le combustible.

La pratique du rechauffage de l'eau par soutirage de la vapeur aux turbines jusqu'à des températures élevées, tend à réduire l'importance des économiseurs qui sont réduits à assurer un rôle complémentaire de chauffage jusqu'à la température de vaporisation. La disposition des tubes de l'économiseur peut être en file ou en quinconce. On tend aujourd'hui à éviter les tubes en quinconce, car ils sont très sensibles à l'encrassement.

E C O N O M I S E U R  
-----)090(-----

C A L C U L D ' O R I E N T A T I O N



Les tubes sont 38/32 mm

A) Quantité de chaleur absorbée par l'économiseur

$$\Delta I = Q_{ec} = I'' - I' + Q_{aex} - Q_s^{ec}$$

1) Perte de chaleur dans l'ambiance

$$Q_s^{ec} = \frac{q_s R_i^b}{100} = \frac{0,4 \cdot 9170}{100} = 36,68 \text{ kcal/kg}$$

2) Quantité de chaleur qui entre avec l'excès d'air

$$\begin{aligned} Q_{aex} &= (\alpha''_{ec} - \alpha'_{ec}) \cdot L_{a0} \cdot C_a^h \cdot t_a \\ &= (1,30 - 1,25) \cdot 10,1457 \cdot 0,3109 \cdot 25 = 3,945 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

.../...

3) Enthalpie de sortie de l'économiseur

$$\begin{aligned} \text{pour } t'_{ec} = 375^\circ\text{C} &\Rightarrow I'' = 1724 \text{ kcal/kg} \\ \text{pour } t'_{ec} = 540^\circ\text{C} &\Rightarrow I' = 2400 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

4)  $\Delta I = Q_{ec} = I' - I'' + Q_{aex} - Q_s^{oc}$

$$Q_{ec} = 2400 - 1724 + 3,945 - 36,68 = 643,265 \text{ kcal/kg}$$

5) Température de sortie de l'eau

La quantité de chaleur donnée par les gaz est égale à la quantité de chaleur reçue par l'eau

$$Q_{ec} = \left(1 + \frac{P}{100}\right) \frac{D}{B} (h''_{ec} - h'_{ec}) \quad \text{avec } P = 5\%$$

Ce qui nous donne :

$$h''_{ec} = \frac{Q_{ec}}{\left(1 + \frac{P}{100}\right) \frac{D}{B}} + h'_{ec} \quad \begin{aligned} &\text{avec } h'_{ec} = 219,8 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\ &\text{pour } t'_{ec} = 215^\circ\text{C} \\ &h''_{ec} = 260,8 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

La température qui correspond à cette enthalpie est

$$t''_{ec} = 256^\circ\text{C}$$

6) Température moyenne de l'eau dans l'économiseur

$$T_{moy} = \frac{215 + 256}{2} = 235,5^\circ\text{C}$$

7) La température moyenne logarithmique dans l'économiseur

$$\Delta t_{ec}^{moy} = \frac{(t'_{ge} - t''_{ec}) - (t'_{ge} - t'_{ec})}{2,3 \log \frac{t'_{ge} - t''_{ec}}{t'_{ge} - t'_{ec}}} = \frac{(540 - 256) - (375 - 215)}{2,3 \log \frac{540 - 256}{375 - 215}}$$

$$\Delta t_{ec}^{moy} = 232,3^\circ\text{C}$$

8) La température du flux des gaz dans le carneau de l'économiseur est :

Température moyenne de la paroi

$$t_{p1} = T_{moy} + \Delta t = 235,5 + 232,3 = 467,8^\circ\text{C}$$

9) Le volume moyen des gaz dans l'économiseur :

$$V_m = \frac{V''_{g_{ec}} + V'_{g_{ec}}}{2} = \frac{13,928 + 13,5096}{2} = 13,7188 \frac{\text{m}^3\text{n}}{\text{kg}}$$

$$\alpha = 1,30 \rightarrow V''_{g_{ec}} = 13,928 \text{ m}^3\text{n/kg}$$

$$\alpha = 1,25 \rightarrow V'_{g_{ec}} = 13,5096 \text{ m}^3\text{n/kg}$$

10) Débit moyen des gaz dans l'économiseur

$$(V_m)_s = \frac{V_m \cdot B (t_{p1} + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,7188 \cdot 11720 (467,8 + 273)}{3600 \cdot 273}$$

$$(V_m)_s = 121,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

Je me donne la vitesse du gaz

$$W_g = 15 \text{ m/s}$$

.../...



II) Section de passage libre des gaz :

$$\Omega = \frac{(V_s)_m}{w_g} = \frac{121,2}{12} = 10,1 \text{ m}^2$$

I2) Nombre de tubes dans une rangée :

Je me fixe  $l_{ec} = 3,8 \text{ m}$

I3) Section offerte par les tubes au passage du gaz :

$$\Omega_t = n_m (l_{ec} \cdot d_{ex})$$

I4) Section de l'économiseur :

$$\dots = \Omega_{ec} = 6,24 \cdot 3,851 = 24,1 \text{ m}^2$$

La section de passage de gaz est :

$$\Omega = \Omega_{ec} - \Omega_t$$

$$10,1 = 24,1 - n_m (l_{ec} \cdot d_{ex})$$

$$\text{d'où } n_m = \frac{24,1 - 10,1}{l_{ec} \cdot d_{ex}} = \frac{24,1 - 10,1}{3,8 \cdot 0,038} = 96,8$$

Je prends  $n_m = 96,5$  soit  $\begin{cases} n'_r = 96 \\ n''_r = 97 \end{cases}$

$$\text{d'où } \Omega = 24,1 - 11,05 = 13,01 \text{ m}^2$$

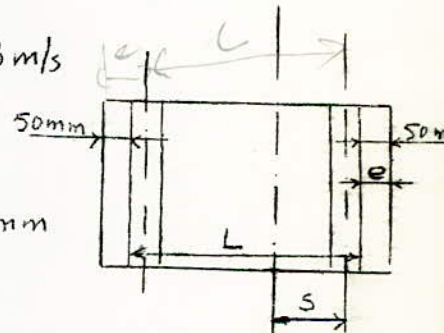
$$\Omega = 13,01 \text{ m}^2$$

On prendra toujours

$$w_g = \frac{(V_s)_m}{\Omega} = \frac{121,2}{13,05} = 9,3 \text{ m/s}$$

I5) Détermination du pas :

$$s = \frac{L - d}{n - 1} = \frac{6640 - 138}{97 - 1} = 67,9 \text{ mm}$$



CORRECTION :

Je prends  $s = 66 \text{ mm}$  (c'est le pas dans la direction transverse) (sale des gaz).

$$\text{d'où } L = s(n - 1) + d = 66(97 - 1) + 138 = 6566 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } e = \frac{6640 - 6566}{2} = 37 \text{ mm}$$

I6) Aire libre pour passage de l'eau :

$$\Omega_{int} = N \frac{\pi d_{int}^2}{4} = 193 \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} = 0,1565 \text{ m}^2$$

I7) Volume spécifique moyen de l'eau :

$$\rho_m = \frac{\rho' + \rho''}{2}$$

$$\begin{cases} t' = 215^\circ\text{C} \rightarrow \rho' = 0,001181 \\ t'' = 256^\circ\text{C} \rightarrow \rho'' = 0,001265 \end{cases}$$

$$\rho_m = \frac{0,001181 + 0,001265}{2} = 0,001223 \text{ m}^3/\text{kg}$$

.../...



Vitesse de l'eau dans les tubes de l'économiseur :

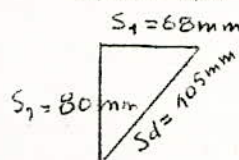
$$W_{eau} = \frac{D'V'}{3600 \cdot \Omega_{int}} = \frac{160000 \cdot 0,001223}{3600 \cdot 0,1565} \approx 0,344 \text{ m/s}$$

Je prends

$$\frac{s_2}{d} = \frac{80}{38} = 2,1$$

et nous avons

$$\frac{s_1}{d} = \frac{68}{38} = 1,78$$



$$\frac{sd}{d} = \frac{105}{38} = 2,77$$

Détermination du coefficient de transmission de chaleur gaz - paroi :

$$W_{eau} = 93 \text{ m/s} \quad (\text{abaque 7})$$

$$d_{ex} = 38 \text{ mm}$$

pour

$$n = 25 \text{ rangées (n'est pris)}$$

$$\frac{s_1}{d} = 1,78$$

$$s_2/d = 2,1$$

$$t_p = 235,5^\circ \text{ C}$$

$$\alpha_s = 55 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}}$$

$$\varphi = 0,97$$

Épaisseur effective de volume rayonnant :

$$S = 1,87(s_1 + s_2) - 4,1 d = 1,87(68 + 80) - 4,1 \cdot 38 =$$

$$1,87 \cdot 148 - 157,2 = 276,6 - 157,2$$

$$S = 119,6 \text{ mm ou } 0,1196 \text{ m}$$

Pression partielle moyenne de  $\text{RO}_2$  et  $\text{H}_2\text{O}$

$$(P_{\text{RO}_2})_m = \frac{0,115 + 0,104}{2} = 0,1085 \text{ atan}$$

$$(P_{\text{H}_2\text{O}})_m = \frac{0,0964 + 0,0883}{2} = 0,09235 \text{ atan}$$

Épaisseur effective des volumes gazeux rayonnants :

$$(P \cdot S)_{\text{RO}_2} = 0,1085 \cdot 0,1196 = 0,01298 \text{ ata m}$$

$$(P \cdot S)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09235 \cdot 0,1196 = 0,01104 \text{ ata m}$$

Le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement et d'

après les abaques : (abaque 4)

$$\alpha_{\text{RO}_2}^r = 2,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}^r = 2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C pour}$$

$$\left. \begin{array}{l} t_{pe} = 467,8^\circ \text{ C} \\ t_p = 235,5^\circ \text{ C} \end{array} \right\}$$

$$\left. \begin{array}{l} (P \cdot S)_{\text{RO}_2} = 0,01218 \\ (P \cdot S)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0104 \end{array} \right\}$$

$$\alpha_R = \alpha_{\text{RO}_2}^r + \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^r = 2,6 + 2 = 4,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}$$

Le coefficient théorique de transmission de chaleur :

$$K_m = \alpha_s + \alpha_R = 55 + 4,6 = 59,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}$$

Le coefficient corrigé :

$$\varphi = 0,8 \text{ coefficient d'utilisation du carneau}$$

$$k_{cal} = \varphi \cdot K_m = 0,8 \cdot 59,6 = 47,7$$

La surface d'échange thermique de l'économiseur :

$$H_{ec} = \frac{(h''_{ec} - h'_{ec})}{\Delta t_{ec}^{moy} \cdot Kcal} \left(1 + \frac{P}{100}\right) D$$

$$= \frac{(266,8 - 219,8)}{232,3 \cdot 4,77} \left(1 + \frac{5}{100}\right) 160\ 000 = \frac{47 \cdot 1,05 \cdot 160000}{11080} = 712\ m^2$$

Longueur d'un tube

$$l = \frac{H_{ec}}{\eta_{dex} \cdot n} = \frac{712}{0,038 \cdot 193} = 30,7\ m$$

N = 97 + 96 tubes

le calcul préliminaire nous a permis de calculer :

n = 25 rangées (a été fixé)

S 1 = 68 mm

S 2 = 80 mm ( a été fixé)

Hec = 712 m<sup>2</sup>

l = 30,7 m

Section libre pour passage du gaz :

$$\Omega_g = (b_{ec} - \frac{n_r + n''_r}{2} dex) l_{ec}$$

$$= (6,64 - \frac{97 + 96}{2} \cdot 0,038) 3,851 = (6,64 - 3,67) 3,851 = 2,973\ 851$$

$$= 11,437\ m^2$$

Le pas des tubes dans la direction du gaz :

S 2 = 80 mm

Aire libre pour passage de l'eau  $\Omega_{int} = \frac{193 \cdot 3,14 \cdot (0,032)^2}{4} = 0,1565\ m^2$

Volume spécifique moyen de l'eau  $t'_{eau} = 215^\circ\ C$   
 $t''_{eau} = 256^\circ\ C$

$$\rho' = 0,001181$$

$$\rho'' = 0,001265$$

$$\rho_m = \frac{0,001181 + 0,001265}{2} = 0,001223$$

Vitesse de l'eau dans les tubes de l'économiseur :

$$v_{eau} = \frac{DV'}{3600 \cdot \Omega_{int}} = \frac{160000 \cdot 0,001223}{3600 \cdot 0,1565} = 0,344\ m/s$$

Surface d'échange thermique de l'économiseur :

$$H_{ec} = \eta_{dex} l \cdot N = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 30,7 \cdot 193 = 708\ m^2$$

Perte de chaleur de l'économiseur dans l'ambiance :

$$Q_{s}^{ec} = q_s \frac{P_{ec}}{100} = 0,4 \frac{9170}{100} = 36,68\ kcal/kg$$

Quantité de chaleur qui entre avec l'excès d'air (air extérieur) :

$$Q_{exc}^{ac} = (\alpha''_{ec} - \alpha'_{ec}) L_{ac} \cdot C_{ac} \cdot t_{ac}$$

$$= (1,30 - 1,25) 10,1457 \cdot 0,3109 \cdot 25 = 3,945\ kcal/kg$$

.../...



Température de l'eau                      l'économiseur :

$$\begin{array}{l} \text{elle est prise} \\ t''_{ec} = 256^\circ \text{ C} \\ t'_{ec} = 215^\circ \text{ C} \end{array} \quad \begin{array}{l} t''_{ec} = 256,5^\circ \text{ C} \\ \rightarrow h''_{ec} = 266,8 \text{ kcal/kg} \\ \rightarrow h'_{ec} = 219,8 \text{ kcal/kg} \end{array}$$

Quantité de chaleur reçue par l'eau dans l'économiseur :

$$\begin{aligned} Q_{ec} &= \left(1 + \frac{P}{100}\right) \frac{D}{B} (h''_{ec} - h'_{ec}) \\ &= \left(1 + \frac{5}{100}\right) \frac{160000}{11720} (266,8 - 219,8) \\ &= 1,05 \quad 13,65 \quad 47 = 666 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

La chaleur sensible des gaz après l'économiseur :

$$\begin{aligned} I''_{g_{ec}} &= (V_g c_g)_{ec} t''_{g_{ec}} = (V_g c_g)'_{ec} - Q_{ec} - Q_s^e + Q_{a_{ex}}^e \\ &= 2390,1 - 666 - 36,8 + 3,945 = 1691,245 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

Du diagramme (I-t) on trouve la température de gaz après l'économiseur :

$$\text{pour } I''_{ec} = 1691,245 \text{ kcal/kg} \rightarrow t''_{ec} = 375^\circ \text{ C}$$

La température moyenne de l'eau dans l'économiseur :

$$T_{moy} = \frac{t'_{ec} + t''_{ec}}{2} = \frac{215 + 256}{2} = 235,5^\circ \text{ C}$$

La température moyenne logarithmique dans l'économiseur :

$$\begin{aligned} 4t_{ec}^{moy} &= \frac{(t'_{g_{ec}} - t'_{ec}) - (t''_{g_{ec}} - t''_{ec})}{2,3 \log \frac{t'_{g_{ec}} - t'_{ec}}{t''_{g_{ec}} - t''_{ec}}} \\ &= \frac{(540 - 256) - (375 - 215)}{2,3 \log \frac{540 - 256}{375 - 215}} = \frac{124}{2,3 \log 1,775} = 232,3^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

La température du flux des gaz dans le carneau de l'économiseur :

$$t_{fe} = T_{moy} + t = 235,5 + 232,3 = 467,8^\circ \text{ C}$$

Température moyenne de la paroi des tubes :

$$\begin{aligned} t_p &= \frac{t'_{ec} + t''_{ec}}{2} + \frac{Q}{h_{ec}} \\ t_p &= \frac{215 + 256}{2} + 0,8 \frac{666}{708} = 236,25^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Volume moyen des gaz dans l'économiseur :

$$V_m = \frac{V'_{g_{ec}} + V''_{g_{ec}}}{2} = \frac{13,428 + 13,5096}{2} = 13,4688 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1,30 \Rightarrow V'_{g_{ec}} = 13,428 \text{ m}^3 \text{ n/kg} \\ \alpha = 1,25 \Rightarrow V''_{g_{ec}} = 13,5096 \text{ m}^3 \text{ n/kg} \end{array} \right.$$

.../...



Débit moyen des gaz dans l'économiseur :

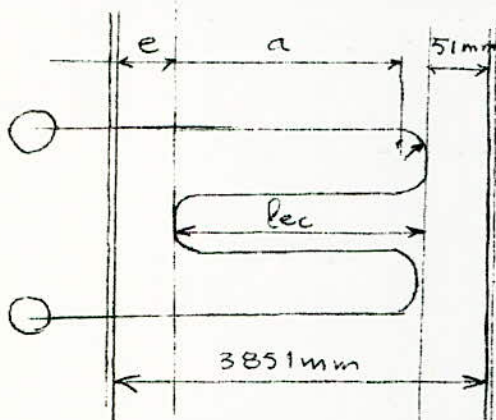
$$(V_m)_s = \frac{V_m \cdot B \cdot (t_{pe} + 273)}{3600 \cdot 273} = \frac{13,7188 \cdot 11720 \cdot (467,8 + 273)}{3600 \cdot 273}$$

$$(V_m)_s = 121,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vitesse moyenne des gaz dans l'économiseur :

$$V_g = \frac{(V_m)_s}{\Omega_g} = \frac{121,2}{11,437} = 10,6 \text{ m/s}$$

Détermination du nombre des rangées :



Longueur d'un tube = 30,7 m

$$S_2 = 80 \text{ mm}$$

Le rayon moyen

$$r = 40 \text{ mm}$$

Longueur d'un coude

$$\frac{\pi d}{2} = \frac{\pi \cdot 80}{2} = 125,6 \text{ mm}$$

Détermination préliminaire du nombre de rangée :

longueur moyenne d'une rangée

$$3851 - 102 - 80 = 3669 \text{ mm}$$

nombre moyen de rangée

$$\frac{30700}{3669} = 8,35$$

Je prends 8 rangées, le reste constituera une longueur

$$0,35 \cdot 3669 = 1290 \text{ mm}$$

Il faudra déduire la longueur de 7 *coude*.

$$\text{soit } 7 \times 125,6 = 839,2 \text{ mm}$$

Il restera donc

$$1290 - 839,6 = 450,4 \text{ mm}$$

Auquelle il correspondra une surface pour tout les tubes

$$\text{de } \pi d \cdot l = 193,3,14 \times 0,038 \times 0,450 = 10,35 \text{ m}^2$$

La surface totale des tubes étant 708 m<sup>2</sup>

cela constituera un pourcentage de

$$\frac{10,35}{708} = 0,014 \quad \text{soit } \underline{\underline{1,4 \%}}$$

.../...

Coefficient de transmission de chaleur par convection (gaz - paroi)pour tubes en quiconce :

$$w_g = 10,6 \text{ m/s} \quad (\text{Abaque 7})$$

$$d_{ex} = 38 \text{ mm}$$

pour

$$n = 8 \text{ rangées}$$

$$\psi = 0,97$$

$$s_1/d = 1,78$$

$$s_2/d = 2,1$$

$$t_p = 236,25$$

$$\alpha_s = 53 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

Epaisseur effective de volume rayonnant :

$$S = 1,8 (S_1 + S_2) - 4,1 d = 1,87 (68 + 80) - 4,1 \cdot 38$$

$$= 1,87 \cdot 148 - 157,2 = 276,6 - 157,2$$

$$= 119,6 \text{ mm ou } 0,1196 \text{ m}$$

Pression partielle moyenne de  $\text{RO}_2$  et  $\text{H}_2\text{O}$  :

$$(P_{\text{RO}_2})_m = \frac{0,115 + 0,104}{2} = 0,1085 \text{ ata}$$

$$(P_{\text{H}_2\text{O}})_m = \frac{0,0964 + 0,0883}{2} = 0,09235 \text{ ata}$$

Epaisseur effective des volumes gazeux rayonnants :

$$(P.S) = 0,1085 \cdot 0,1196 = 0,01298 \text{ ata m}$$

$$(P.S) = 0,09235 \cdot 0,1196 = 0,0104 \text{ ata m}$$

Le coefficient de transmission de chaleur par rayonnant et d'après les abaques : (Abaque 4)

$$t_{fl} = 467,8^\circ \text{C}$$

$$t_p = 236,25^\circ \text{C}$$

pour

$$(P.S)_{\text{RO}_2} = 0,01298$$

$$(P.S)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0104$$

$$\alpha_R = \alpha_{\text{RO}_2}^R + \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^R = 53 + 4,6 = 57 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

Le coefficient théorique de transmission de chaleur :

$$k_m = \alpha_s + \alpha_R = 53 + 4,6 = 57,6$$

Le coefficient corrigé :

$$\psi_g = 0,8 \text{ coefficient d'utilisation du carneau}$$

$$k_{cal} = \psi_g \cdot k_m$$

$$= 0,8 \cdot 57,6 = 46,1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

.../...

L'enthalpie de l'eau chauffée après l'économiseur :

$$h''_{ec} = \frac{H_{ec} \cdot \Delta t_{ec} \cdot Kcal}{\left(1 + \frac{P}{100}\right) D} + h'_{ec}$$

$$= \frac{708 \cdot 232,3 \cdot 46,1}{\left(1 + \frac{5}{100}\right) 160000} + 219,8 = 45 + 219,8 = 264,8 \text{ kcal/kg}$$

Il lui correspond la température :

$$t''_{ec} = 254,9^{\circ} C$$

$$\frac{256 - 254,9}{256} = \frac{1,1}{256} = 0,43 \% \text{ d'erreur ce qui est négligeable.}$$



DISTRIBUTION DANS LE GENERATEUR A VAPEUR:  
 - de la temperature des gaz de combustion (Fumées)  
 - du coefficient d'exces d'air ( $\alpha$ )

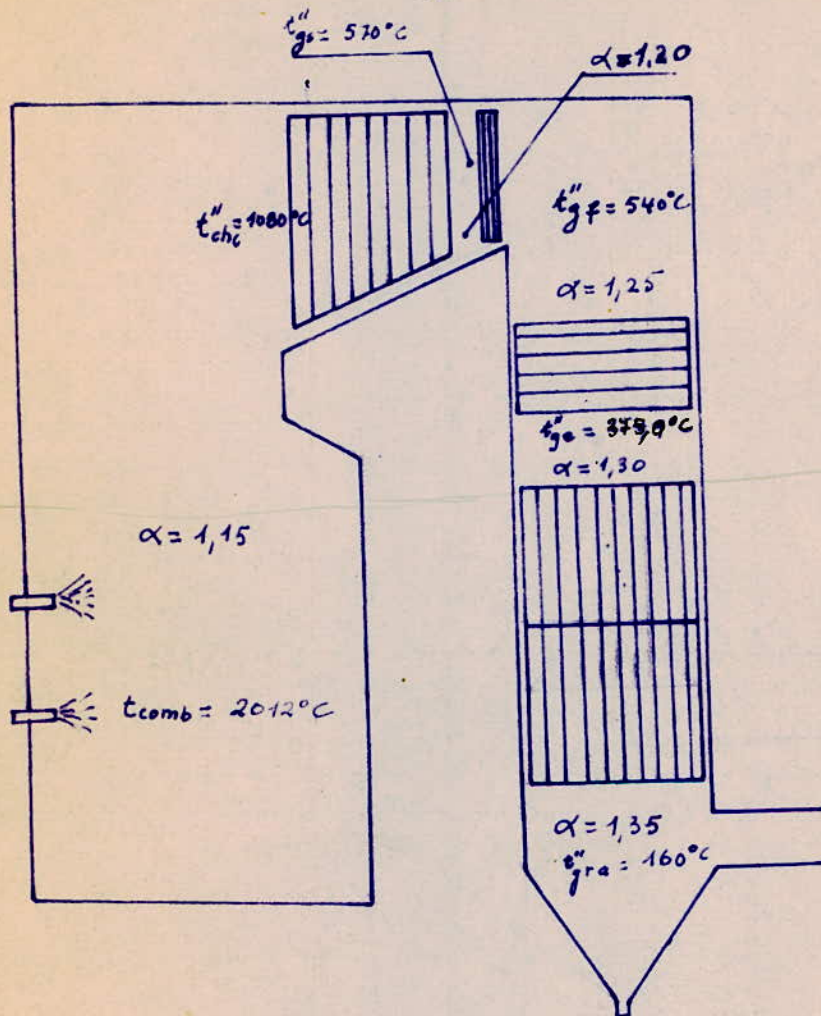


fig 3

## CHAPITRE VII

---

### CALCULS AERODYNAMIQUES

---

Les calculs aérodynamiques consistent à déterminer les pertes de charge et le tirage :

- Dans le générateur à vapeur
- Dans les carneaux avant et après le ventilateur de tirage.
- Et dans la cheminée.

Si le calcul nous donne un tirage supérieur aux pertes de charge le tirage sera naturel. Mais si les pertes sont supérieures au tirage, il est nécessaire d'installer deux ventilateurs de tirage.

#### REMARQUES /

Un tirage négatif est considéré comme une perte de charge.

Dans le calcul des pertes de charges, les pertes par frottement sur la partie extérieure des tubes sont négligeables et ne nécessitent pas un calcul à part. Cependant on considère qu'ils sont inclus dans les pertes locales et notamment dans les élargissements et retrecissements brusques.

Perte de charge dans la 1ère partie du surchauffeur :

Caractéristiques du surchauffeur calculée déjà dans le chapitre "surchauffeur".

$$t_m^g = \frac{t'_g + t''_g}{2} = \frac{1000 + 786}{2} = 933 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{S_2}{d_{ex}} = \frac{100}{33} = 2,63$$

$$\frac{S_1}{d_{ex}} = \frac{96}{38} = 2,53$$

$$\frac{S_2 / d}{S_1 / d - 1} = \frac{2,63}{2,53 - 1} = 1,72$$

$n = 13$  rangées en file

$$v_{sec}^m = 183,5 \text{ m/s}$$

$$\Omega_{s1} = 20,38 \text{ m}^2$$

$$W_g = 8,75 \text{ m/s}$$

$$t_p = 487,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{f1} = 929,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La perte de charge théorique se calcule suivant :

$$\Delta h_c = \Delta h_{gr} \cdot \varphi_s \cdot n$$

$\Delta h_{gr}$  = perte de charge donnée par l'abaque S

$\varphi_s = 1,00$  coefficient de correction qui dépend de  $S_1$ ,  $S_2$  et  $d$  soit donc le rapport  $\frac{S_2}{S_1 - d}$

$$h_{gr} = 0,21 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta h_c = 0,21 \cdot 1,00 \cdot 13 = 2,73 \text{ mm H}_2\text{O}$$

La perte de charge réelle sera :

$$\Delta h = \Delta h_c \cdot k$$



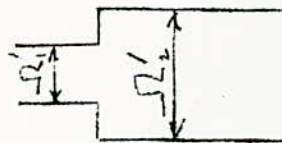
$K = 1,3$  coefficient de correction qui tient compte des saletés

$\Delta h = 2,73 \cdot 1,3 = 3,549 \text{ mm H}_2\text{O}$

Perte de charge dans le carneau entre surchauffeur (1<sup>ère</sup> partie) et surchauffeur (2<sup>ème</sup> partie)

Perte à la sortie de la première partie du surchauffeur :

elle s'exprime par :  $\Delta h_s = \frac{\eta_s W^2 \gamma_g}{2 \cdot g}$



$\eta_s$  = coefficient de perte de charge  
Nous avons un élargissement brusque.

Section libre de passage des gaz dans la première partie du surchauffeur :

$\Omega'_1 = 20,83 \text{ m}^2$

Section libre du carneau :

$\Omega'_2 = 5,4 \cdot 6,64 = 35,856 \text{ m}^2$

$= \frac{20,83}{35,86} = 0,504$

L'abaque nous donne le coefficient (Abaque 9.1)

$\eta_s = 0,17$

Nous avons :  $W_g = 8,75 \text{ m/s}$

Calculons  $\gamma_g$  pour  $t_{fl} = 786 \text{ }^\circ\text{C}$

$\gamma_g = \frac{B \cdot G}{3600 \cdot W}$

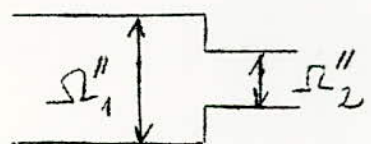
avec  $G_g = 1 + \alpha_m L_o = 1 + 1,175 \cdot 10,1457 = 12,9 \text{ kg/kg}$

Masse spécifique des gaz de combustion :

$\gamma_g = \frac{B \cdot G_g}{3600 \cdot \Omega'_1 \cdot W} = \frac{11720 \cdot 12,9}{3600 \cdot 20,88 \cdot 8,75} = 0,231 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

nous aurons :  $h_s = \eta_s \frac{W^2 \gamma_g}{2 \cdot g} = 0,17 \cdot \frac{8,75^2 \cdot 0,231}{2 \cdot 9,81} = 0,159 \text{ mm H}_2\text{O}$

Perte de charge à la entrée de la deuxième partie du surchauffeur :



Nous avons un retrecissement brusque.

$$\Omega''_1 = 6,64 \cdot 5,1 = 33,8 \text{ m}^2 \text{ Section libre du carneau}$$

$\Omega''_2 = 19,7 \text{ m}^2$  Section libre de passage des gaz dans la deuxième partie du surchauffeur.

$$\frac{\Omega''_2}{\Omega''_1} = \frac{19,7}{33,8} = 0,582$$

L'abaque nous donne

$$\eta_e = 0,25$$

Nous avons  $W_g = 7,35 \text{ m/s}$

Calculons  $\delta_g$  pour  $t_{fl} = 673 \text{ }^\circ\text{C}$

$$G_g = 1 + \alpha_m L_o = 1 + 1,175 \cdot 10,1457 = 12,9 \text{ kg/kg}$$

$$\delta_g = \frac{11720 \cdot 12,9}{3600 \cdot 19,7 \cdot 7,35} = 0,292 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta H_e = \eta \frac{W_g^2 \cdot \delta_g}{2 \cdot g} = 0,25 \frac{7,35^2 \cdot 0,292}{2 \cdot 9,81} = 0,201 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge totale dans le carneau

$$\Sigma h = \Delta h_s + \Delta h_e = 0,159 + 0,201 = 0,360 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge dans la deuxième partie du surchauffeur :

Caractéristiques du surchauffeur calculée déjà dans le chapitre "surchauffeur".

$$t_g^m = \frac{t'_g + t_g}{2} = \frac{786 + 570}{2} = 678^\circ\text{C}$$

$$\frac{S_2}{d_{ex}} = \frac{100}{38} = 2,36$$

$$\frac{S_1}{d_{ex}} = \frac{96}{38} = 2,53$$

$$\frac{S_2 / d}{S_1 / d - 1} = \frac{2,63}{2,53 - 1} = 1,72$$

$$n = 24 \text{ rangées en files}$$

$$v_{sec}^m = 144,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Omega_{s \text{ II}} = 19,7 \text{ m}^2$$

$$W_g = 7,35 \text{ m/s}$$

$$t_p = 351^\circ\text{C}$$

$$t_{fl} = 673^\circ\text{C}$$

La perte de charge est :

$$\Delta h_c^{II} = \Delta h_{gr} \cdot \varphi_s \cdot n = 0,18 \cdot 1,0 \cdot 24 = 4,32 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\text{ici : } \Delta h_{gr} = 0,18 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\varphi_s = 1,00$$

$$\Delta h^{II} = K \cdot \Delta h_c = 1,3 \cdot 4,32 = 5,616 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$K = 1,3$$



Perte de charge dans le faisceau évaporisateur :

Les caractéristiques du faisceau ont été calculées précédemment (chapitre faisceau évaporisateur).

$$S_1 = 154 \text{ mm}$$

$$S_2 = 120 \text{ mm}$$

$$\frac{S_1}{d_{\text{ex}}} = 2,025$$

$$\frac{S_2}{d_{\text{ex}}} = 1,58$$

$$t_g^m = \frac{t_g' + t_g''}{2} = \frac{570 + 540}{2} = 555 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_m^g = 130 \text{ m/s}$$

$$\Omega_g = 14,5 \text{ m}^2$$

$$W_g = 8,98 \text{ m/s}$$

$$t_p = 309,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{fl} = 560,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$n = 2 \text{ rangées}$$

La perte de charge dans le faisceau se calcule suivant :

$$\Delta h_c = (n+1) \Delta h_{gr} \cdot \varphi_s \cdot \varphi_t \quad (\varphi_t = \text{coefficient qui tient compte de la température})$$

On détermine par abaque (10)  $\Delta h_{gr} = 1,3$

$$d_{\text{ex}} = 76 \text{ mm}$$

pour

$$W = 14,5 \text{ m/s}$$

$$S_1/d = 2,025 \text{ et } S_2/d = 1,58$$

$$\varphi_s = 0,95$$

$$\varphi_t = 0,88 \text{ pour } t_{fl} = 560,5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } t_p = 309,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

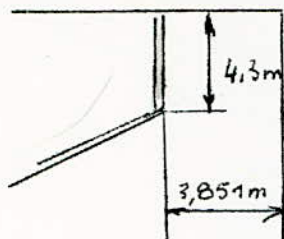
$$h_c = 3 \cdot 1,3 \cdot 0,95 \cdot 0,88 = 3,26 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Et la perte de charge réelle dans le faisceau est :

$$h = K \cdot \Delta h_c = 0,9 \cdot 3,26 = 2,94 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$K = 0,9 \text{ pour faisceau et pour le mazout.}$$

Perte de charge dans le carneau entre le faisceau évaporisateur  
et l'économiseur :



Il y a trois pertes dans cette partie du générateur à vapeur :

- Perte à la sortie du faisceau évaporisateur
- Perte par changement de direction (coude de 90°)
- Perte à l'entrée de l'économiseur.

Perte à la sortie du faisceau :

Elle s'exprime par :

$$\Delta h_s = \eta_s \frac{W_g^2 \gamma_g}{2 \cdot g}$$

Le coefficient de perte de charge est  $\eta_s = \eta_o \cdot C \cdot B$

$$B = 7f(\alpha) \quad B = 1,0$$

C = 1,0 pour forme rectangulaire

$\eta_o$  dépend du degré de retrecissement :

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{14,5}{27,55} = 0,526 \quad \text{on trouve d'après l'abaque } \eta_o = 0,19 \quad (\text{Abaque 9})$$

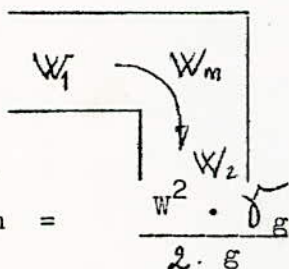
$$W_g = 8,93 \text{ m/s}$$

$$G_g = 1 + L_o = 1 + 1,25 \cdot 10,1457 = 13,5 \text{ kg/kg}$$

$$\gamma_g = \frac{B \cdot G_g}{3600 \cdot W_g} = \frac{11720 \cdot 13,5}{3600 \cdot 14,5 \cdot 8,98} = 0,337 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta h_s = \eta \frac{W_g^2 \cdot \gamma_g}{2 \cdot g} = 0,19 \cdot \frac{8,98^2 \cdot 0,337}{2 \cdot 9,81} = 0,263 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte par changement de direction (coude 90°) :



$$\Delta h = \frac{W^2 \cdot \gamma_g}{2 \cdot g}$$

$$\gamma_g = 0,337 \text{ kg/m}^3$$

$$W_1 = \frac{v_m}{\Omega} = \frac{11720 \cdot 13,5096 (540 + 273)}{6,64 \cdot 4,3 \cdot 273 \cdot 3600} = 4,6 \text{ m/s}$$

$$\text{ici } t_{fl} = \frac{t_g' + t_g''}{2} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(t_g' = t_g'' = t_{ec} = t_f = 540^\circ)$$

$$W_2 = \frac{11720 \cdot 13,5096 (540 + 273)}{6,64 \cdot 3,851 \cdot 3600 \cdot 273} = 5,14 \text{ m/s}$$

Vitesse moyenne :

$$W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{4,6 + 5,14}{2} = 4,87 \text{ m/s}$$

$$t_{fl} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{dim} = \frac{W^2 \cdot \delta_g}{2 \cdot g} = \frac{4,87^2 \cdot 0,337}{2 \cdot 9,81} = 0,406 \text{ mm H}_2\text{O}$$

La perte de charge due au coude est :

$$\Delta h = \eta \cdot B \cdot \frac{W^2 \cdot \delta_g}{2 \cdot g} = \eta \cdot B \cdot h_{dim}$$

$$\eta = 1,2 \text{ pour } \frac{r}{b} = 0 \quad \frac{r}{b} = \text{rayon de courbure relatif}$$

$$B = 1,0 \text{ pour } \varphi = 90^\circ$$

B = coefficient de perte de charge pour une section rectangulaire.

$$\Delta h = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,406 = 0,4672 \text{ mm H}_2\text{O}$$

économiseur Perte de charge locale à l'entrée de l'économiseur :

L'entrée de l'économiseur est assimilée à un élargissement brusque.

$$\Omega_1 = 6,64 \times 3,851 = 25,6 \text{ m}^2$$

$$\Omega_2 = 11,437 \text{ m}^2$$

Degré de retrecissement

$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{11,437}{25,6} = 0,446$$

Le coefficient de perte de charge correspondant est donné par

l'abaque (9.1)

$$\eta = 0,33$$

$$\delta_g = 0,337 \text{ kg/m}^3$$

$$W_1 = W_2 = 5,14 \text{ m/s}$$



$$\Delta h_e = 0,33 \cdot \frac{5,14^2 \cdot 0,337}{2 \cdot 9 \cdot 81} = 0,15 \text{ mm H}_2\text{O}$$

La perte de charge totale dans le carneau est :

$$\Delta h = 0,263 + 0,4672 + 0,150 = 0,8802 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Pertes de charge dans l'économiseur :

Les tubes sont en quinconce

Pertes de charge dans l'économiseur :

$$W = 10,6 \text{ m/s}$$

$$t_p = 236,25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{fl} = 467,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$n = 8 \text{ rangées}$$

$$\text{tube de } = 36 \text{ mm}$$

$$S_1 = 68 \text{ mm} \quad \frac{S_1}{d} = 1,78$$

$$S_2 = 80 \text{ mm} \quad \frac{S_2}{d} = \frac{80}{36} = 2,1$$

$$S_d = 105 \quad ; \quad \frac{S_d}{d} = \frac{105}{36} = 2,77$$

Les abaques donnent : (10)

$$\varphi_s = 1,03 \text{ pour } \frac{S_1}{d} = 1,78 \text{ et } \frac{S_2}{d} = 2,1$$

$$\varphi_t = 1,0 \text{ pour } t_{fl} \text{ et } t_p$$

$$\Delta h_{gr} = 0,91 \text{ pour } d_{ex} = 36 \text{ mm et } W_g = 10,6 \text{ m/s}$$

La perte de charge est :

$$\begin{aligned} \Delta h_c &= \Delta h_{gr} \cdot \varphi_s \cdot \varphi_t (n + 1) \\ &= 0,91 \cdot 1,03 \cdot 1,0 (8 + 1) = 8,85 \text{ mm H}_2\text{O} \end{aligned}$$

$$\Delta h_{ec} = K \Delta h_c = 1 \cdot 3 \cdot 8,85 = 11,5 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge locale à la sortie de l'économiseur :

$$\Omega_{ec} = 11,437 \text{ m}^2 \quad \text{Section libre de passage des gaz dans l'économiseur.}$$

$$\Omega_c = 6,66 \times 3,851 = 25,6 \text{ m}^2 : \text{Section du carneau}$$

Degré d'élargissement :

$$\frac{D_{ec}}{D_e} = \frac{11.437}{25,6} = 0,446$$

Le coefficient de perte de charge pour un tel degré de retrecissement est :

$$\eta = 0,33$$

$$W_g = 10,6 \text{ m/s}$$

Calcul de  $\gamma_g$

$$G_g = 1 + \alpha_m L_o = 1 + 1,3 \cdot 10,1457 = 14,2 \text{ kg/kg}$$

$$\gamma_g = \frac{11720 \cdot 14,2}{3600 \cdot 11,437 \cdot 10,6} = 0,331 \text{ kg/m}^3$$

La perte de charge à la sortie de l'économiseur est :

$$\Delta h_s = \eta \cdot \frac{W_g^2 \cdot \gamma_g}{2 \cdot g} = 0,33 \cdot \frac{10,6^2 \cdot 0,331}{2 \cdot 9,81} = 0,72 \text{ mm H}_2\text{O}$$

La perte de charge totale est :

$$H_E = h_{ec} + h_s = 11,5 + 0,72 = 12,22 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge dans le réchauffeur de l'air :

Vitesse du gaz à l'entrée

$$W = \frac{B \cdot V_g (273 + t)}{3600 \cdot \Omega_{ra} \cdot 273}$$

$$\Omega_{ra} = 5,91 \text{ m}^2 \text{ Section libre de passage des gaz}$$

$$V_g = 13,928 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$
 avant le réchauffeur

$$T_g = 375 \text{ }^\circ\text{C}$$
 température des gaz à l'entrée

$$W = \frac{11720 \cdot 13,928 (273 + 375)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 273} = 17,7 \text{ m/s}$$

Perte de charge locale à l'entrée ¶

$$\Delta h_e = \eta \cdot \frac{W^2 \cdot g}{2 \cdot g}$$

Degré de retrecissement

$$\frac{\Omega_{ra}}{\Omega_c} = \frac{5,91}{25,6} = 0,222$$

Pour un tel degré l'abaque donne :  $\eta = 0,41$  (Abaque 9.1)

Calcul de la masse spécifique des gaz

$$\gamma_g = \frac{B (1 + m L_o)}{3600 \cdot W} = \frac{11720 (1 + 1,3 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 13,8}$$

$$\therefore \gamma_g = 0,562 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\Delta h_e = 0,41 \cdot \frac{17,7^2 \cdot 0,562}{2 \cdot 9,81} = 3,69 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge par frottement dans les tubes :

$$\Delta h_{fr} = \frac{0,316}{4} \frac{1}{R_e} \frac{W^2 \gamma_g}{2 \cdot g} \left\{ \frac{T_{f1}}{T_p} \right\} 0,563$$

$$W_g^m = 15,22 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{W_g^m \cdot d_{int}}{\gamma}$$

$$t_g^m = 267,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\gamma_g = \gamma_g^0 \cdot M_\gamma$$

pour  $t = 267,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\gamma_g^0 = 41,875 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$M_\gamma = 0,995 \text{ pour}$$

- 1,25
- 1,2
- 1,3

$$\alpha = 1,35$$
  
$$P_{H_2O} = 0,0885 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\alpha = 1,3$$
  
$$P_{H_2O} = 0,0883 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{H_2O}^m = 0,0873 \text{ kgf/cm}^2$$



$$\frac{R_{fr}}{d} = 0,003$$

$$\lambda = 0,07$$

$$\text{donc } \bar{v}_g = 41,575 \cdot 0,995 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$R_e = \frac{15,22 \cdot 0,048 \cdot 10^{-6}}{41,45} = 17650$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{17650}} = 0,01535$$

$\lambda = 0,01535$  coefficient de perte de charge par frottement.

$$R = \left( \frac{t_{fl}}{t_p} \right)^{0,583} = \left( \frac{267,5}{216,25} \right)^{0,583} = 1,235^{0,583}$$

$$R = 1,13$$

$$h_{\text{dim}} = \frac{W^2 \cdot \bar{v}_g}{2g}$$

Calcul de la masse spécifique :

$$\bar{v}_g = \frac{11720 (1 + 1,325 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 15,22} = 0,525$$

$$h_{\text{dim}} = \frac{15,22^2 \cdot 0,525}{2 \cdot 9,81} = 6,2 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta h_{\text{fr}} = \lambda \frac{1}{d} h_{\text{dim}} R = 0,01535 \cdot \frac{7}{0,048} \cdot 6,2 \cdot 1,13$$

$$\Delta h_{\text{fr}} = 15,65 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte de charge locale à la sortie du réchauffeur :

$$\Delta h_s = \eta \frac{W^2 \cdot \bar{v}_g}{2g}$$

$$\Omega_{ra} = 5,91 \text{ m}^2$$

$$\Omega_s = 25,6 \text{ m}^2$$

Degré d'élargissement :

$$\frac{\Omega_{ra}}{\Omega_s} = \frac{5,91}{25,6} = 0,222$$

Il lui correspond un coefficient de perte de charge :

$$\bar{v}_g = \frac{11720 (1 + 1,35 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 15,22} = 0,509 \text{ kg/m}^3$$

Vitesse des gaz à la sortie :

$$W_g = \frac{B \cdot \rho_g (273 + t''_{\text{gra}})}{3600 \cdot \rho_{\text{ra}} \cdot 273}$$

$$V_g = 13,948 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}} \quad (\text{volume des gaz après le réchauffeur})$$

$$W_g = \frac{11720 \cdot 13,948 (273 + 160)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 273} = 14,45 \text{ m/s}$$

Perte de charge locale à la sortie :

$$\Delta h_s = 0,63 \frac{14,45^2 \cdot 0,539}{2 \cdot 9,81} = 3,96 \text{ mm H}_2\text{O}$$

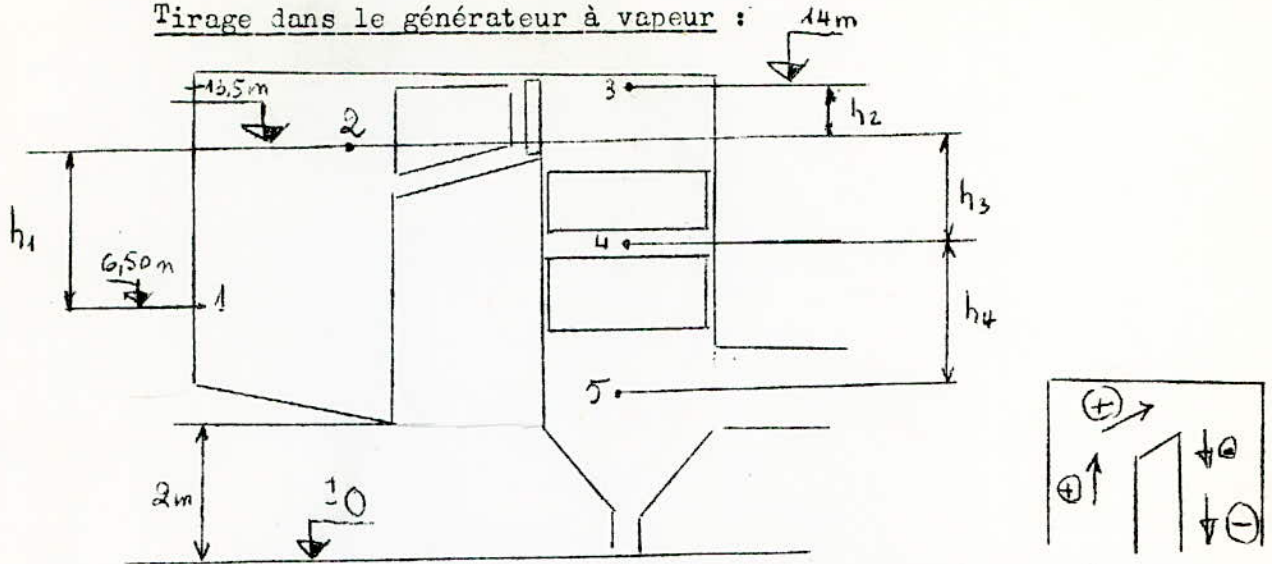
La perte de charge totale théorique dans le réchauffeur est :

$$\begin{aligned} \Delta h'_{\text{ra}} &= \Delta h_e + \Delta h_{\text{fr}} + \Delta h_s \\ &= 3,69 + 15,65 + 3,96 = \underline{23,3 \text{ mm H}_2\text{O}} \end{aligned}$$

La perte de charge totale réelle dans le réchauffeur est :

$$\Delta h_{\text{ra}} = K \cdot \Delta h'_{\text{ra}} = 1,25 \cdot 23,3 = 29,125 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tirage dans le générateur à vapeur :



Pour assurer la circulation des gaz dans le générateur à vapeur, il faut une certaine pression motrice. Celle-ci s'obtient grâce à la différence entre les poids par unité de surface de la colonne des gaz chauds se trouvant dans le générateur lui-même ou dans la cheminée, et de la colonne d'air extérieur de même hauteur. C'est ce qu'on appelle le tirage naturel.

Différence de niveau

$$\begin{aligned} h_1 &= + (13,5 - 6,5) = 7 \text{ m} \\ h_2 &= + (14 - 13,5) = 0,5 \text{ m} \\ h_3 &= - (14 - 10) = - 4 \text{ m} \\ h_4 &= - (10 - 3) = - 7 \text{ m} \end{aligned}$$

Pression motrice

$$\Delta h_x = h_1 (\rho_a - \rho_1) + h_2 (\rho_a - \rho_2) + h_3 (\rho_a - \rho_3) + h_4 (\rho_a - \rho_4)$$

Chambre de combustion :

Température moyenne dans la chambre de combustion

$$\begin{aligned} t^m &= 0,85 \sqrt{T_0 \cdot T_{\text{chc}} - 273} \\ &= 0,85 \sqrt{(2012 + 273)(1000 + 273)} - 273 = 1152 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Masse spécifique du gaz dans la chambre de combustion

$$\rho_g = \frac{B (1 + \alpha_m L_0)}{3600 \Omega \cdot W}$$

Surface libre de passage des gaz

$$\Omega = 6,64 \times 6 = 39,84 \text{ m}^2$$



Volume des gaz

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,15 \\ V_g &= 12,389 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Débit du gaz

$$V_{\text{sec}}^{\text{m}} = \frac{11720 \cdot 12,389 (273 + 1152)}{3600 \cdot 273} = 202,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse des gaz

$$W = \frac{V_{\text{sec}}^{\text{m}}}{\Omega} = \frac{202,5}{39,84} = 5,09 \text{ m/s}$$

$$\text{donc } \sigma_g = \frac{11720 (1 + 1,15 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 39,84 \cdot 5,09} = 0,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pression motrice entre les points 1 et 2

$$\Delta h_{\text{chc}} = h_1 (\sigma_a - \sigma_g) = 7 (1,2 - 0,204) = + 6,98 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Partie du générateur à vapeur comprise entre la sortie de la chambre et le carneau situé après le faisceau :

$$t^{\text{m}} = \frac{t^{\text{chc}} + t^{\text{s II}}}{2} = \frac{1000 + 570}{2} = 825 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Omega = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2} = \frac{27,55 + 25,6}{2} = \frac{53,15}{2} = 26,57 \text{ m}^2$$

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{4,6 + 5,14}{2} = 4,87 \text{ m/s}$$

Masse spécifique des gaz dans cette partie :

$$\sigma_g = \frac{11720 (1 + 1,25 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 4,87 \cdot 26,57} = 0,343 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

\* Pression motrice entre les points 3 et 2

$$\Delta h_1 = h_2 (\sigma_a - \sigma_g) = 0,5 (1,2 - 0,349) = 0,4205 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Partie située entre le carneau après le faisceau et le carneau situé après l'économiseur :

Température moyenne des gaz

$$t_m = \frac{570 + 375}{2} = 472,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Surface de la section libre de passage des gaz

$$\Omega = 25,6 \text{ m}^2$$

Volume des gaz

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,3 \\ V_g &= 13,926 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Débit des gaz

$$v_{\text{sec}}^m = \frac{11720 \cdot 13,928 (273 + 472,5)}{3600 \cdot 273} = 124 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse des gaz au point 4

$$W_g = \frac{124}{25,6} = 4,85 \text{ m/s}$$

Masse spécifique des gaz

$$\gamma_g = \frac{11720 (1 + 1,3 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 25,6 \cdot 4,85} = 0,372 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pression motrice entre les points 3 et 4

$$\Delta h_2 = h_3 (\gamma_a - \gamma_g) = -4 (1,2 - 0,372) = -3,312 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Partie du carneau située après le réchauffeur de l'air :

Température moyenne des gaz

$$t_m = \frac{375 + 160}{2} = 267,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Section de passage libre des gaz

$$\Omega = 25,6 \text{ m}^2$$

Volume des gaz

$$V_g^{\alpha=1,35} = 13,948 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{kg}}$$

Débit des gaz

$$v_{\text{sec}}^m = \frac{11720 \cdot 13,948 (273 + 267,5)}{3600 \cdot 273} = 89,5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Vitesse des gaz

$$W = \frac{89,5}{25,6} = 3,5 \text{ m/s}$$

Masse spécifique des gaz

$$\gamma_g = \frac{11720 (1 + 1,35 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 25,6 \cdot 3,5} = 0,535 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pression motrice entre les points 4 et 5

$$\Delta h_3 = h_a (\gamma_a - \gamma_g) = -7 (1,2 - 0,535) = -3,255 \text{ mm H}_2\text{O}$$

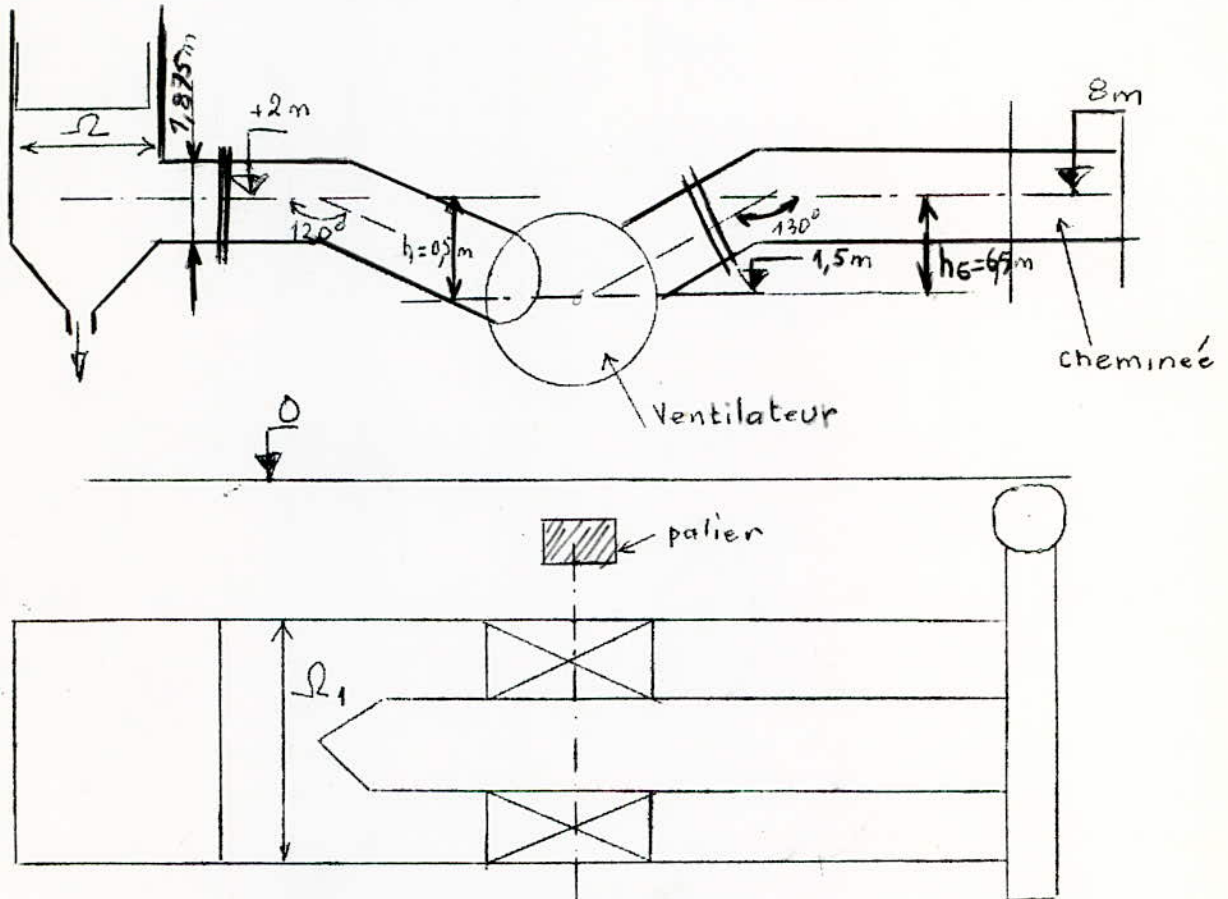
Pression motrice totale du tirage naturel dans le générateur à

vapeur :

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{asp}} &= \Delta h_{\text{chc}} + \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 \\ &= 6,93 + 0,4285 - 3,312 - 3,255 = +0,6415 \text{ mm H}_2\text{O} \end{aligned}$$

Partie carneau entre le réchauffeur de l'air et le ventilateur de tirage :

Le tirage naturel a été suffisant pour les chaudières anciennes à faibles pertes de charge. Mais dans les grands générateurs à vapeur modernes, la perte de charge est souvent plus de dix fois supérieure au tirage que peut assurer une cheminée de hauteur courante. Il est alors nécessaire d'installer des ventilateurs pour aspirer les gaz brûlés.



Section libre de passage des gaz :

$$\Omega = 6,64 \times 3,851 = 25,6 \text{ m}^2$$

Vitesse des gaz  $w$

$$W = \frac{B V^m}{3600 \cdot 273 \cdot \Omega} (t_{ev} + 273) = \frac{11720 \cdot 13,946 (160 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 25,6} = 2,72 \text{ m/s}$$

Perte de charge par changement de direction :

$$\Delta h_1 = \frac{W^2}{2g}$$

Pour coudes à  $90^\circ$  :

$$\text{avec } \eta_1 = \eta_0 \cdot B = 1,2 \cdot 1,0$$

$$\eta_0 = 1,2$$

$$\eta_1 = 1,2$$

$$B = 1,0$$



$$\Delta h_1 = 1,2 \frac{(2,72)^2 \cdot 0,535}{2,9,81} = 0,241 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Le carneau se divise en deux parties circulaires. Chaque partie étant reliée à un ventilateur d'aspiration.

Section de chaque partie :

On prendra  $d = 1,77 \text{ m}$  comme diamètre de chaque partie.

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,77^2}{4} = 2,30 \text{ m}^2$$

Le carneau se divise en deux parties. La séparation constitue deux retrécissements brusques.

Degré de retrécissement pour chaque partie :

$$\frac{F}{\Omega_1} \text{ avec } \Omega_1 = 1,875 \cdot 6,64 = 12,45 \text{ m}^2$$

$$\text{donc } \frac{F}{\Omega_1} = \frac{2,30}{12,46} = 0,1845$$

L'abaque nous donne un coefficient de perte de charge

$$\text{a) } \eta_1 = 0,67$$

toujours dans cette partie nous avons un coude de  $120^\circ$  auquel il lui correspond un

$$\text{b) } \eta_2 = B \cdot \eta_0 = 1,2 \cdot 1,18 = 1,415$$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = 0,67 + 1,415 = 2,0851$$

Vitesse des gaz :

$$W = \frac{11720 \cdot 13,946 (160 + 273)}{3600 \cdot 273} = 14,7 \text{ m/s}$$

Masse spécifique des gaz :

$$\gamma_g = 0,535 \text{ kg/m}^3 \text{ (pour } = 1,35)$$

$$\Delta h_2 = 2,085 \frac{14,7^2 \cdot 0,535}{2,9,81} = 12,3 \text{ mm H}_2\text{O}$$

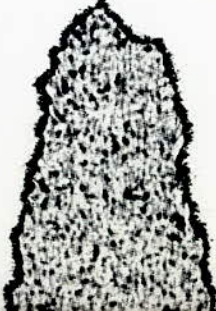
Perte totale :

$$\Delta h = 0,241 + 12,3 = 12,541 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Carneau après les ventilateurs :

a) Perte par retrécissement brusque :

Degré de retrécissement



$$\frac{F}{\Omega_c} \text{ avec } \Omega_c = 30 \text{ m}^2 \text{ (o. le pose)}$$

$$\frac{F}{\Omega_c} = \frac{2,30}{30} = 0,0767$$

L'abaque nous donne  $\eta_1 = 0,85$

Perte par changement de direction (coude avec  $\alpha = 135^\circ$ )

$$\eta_2 = 1,2 \cdot B = 1,2 \cdot 1,23 = 1,48$$

Coefficient de perte de charge globale

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = 1,48 + 0,85 = 2,33$$

$$W = 14,7 \text{ m/s}$$

$$\gamma_g = 0,535 \text{ kg/m}^3$$

Perte de charge totale  $\Delta h_3$

$$\Delta h_3 = 2,33 \frac{14,7^2 \cdot 0,535}{2 \cdot 9,81} = 13,7 \text{ mm H}_2\text{O}$$

#### TIRAGE

a) Avant le ventilateur

$$h_5 = -0,5 \text{ m}$$

Pression motrice

$$\Delta h_4 = -0,5 (1,2 - 0,535) = -0,3325 \text{ mm H}_2\text{O}$$

b) Après le ventilateur

$$h_6 = 8 - 1,5 = 7,5 \text{ m}$$

Pression motrice :

$$\Delta h_5 = 7,5 (1,2 - 0,535) = 4,99 \text{ mm H}_2\text{O}$$

c) Perte dans les ventelles :

$$\text{on se pose } \Delta h_7 = 10 \text{ mm H}_2\text{O}$$

d) Perte de charge entre le réchauffeur et la cheminée :

$$\begin{aligned} \Delta h &= \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \Delta h_4 + \Delta h_5 + \Delta h_6 + \Delta h_7 \\ &= 0,241 + 12,3 + 13,7 + 0,3325 + 7,5 + 4,99 + 10 \\ &= 49,0635 \text{ mm H}_2\text{O} \end{aligned}$$

Perte de charge dans la cheminéea) Tirage dans la cheminée :

Débit de gaz dans la cheminée

$$V_{\text{sec}}^g = \frac{11720 \cdot 13,948 (160 + 273)}{273} = 260000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Température moyenne dans la cheminée :

$$t = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H = 30 \text{ m}$$

Pression motrice

$$\Delta h_t = H (\sigma_a - \sigma_g) \frac{730}{760}$$

730 mm H<sub>2</sub>O est la pression atmosphérique du lieu.

$$\Delta h_t = 30 (1,2 - 0,35) \frac{730}{760} = 19,15 \text{ mm H}_2\text{O}$$

## b) Vitesse des gaz à la sortie de la cheminée

$$d = 2,88 \text{ m (pour une seule chaudière)}$$

Si on a plus d'une chaudière on multiplie le débit par N  
(nombre de chaudières).

Section de sortie :

$$\Omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,88^2}{4} = 6 \text{ m}^2$$

$$W = \frac{260000}{3600 \cdot 6} = 12 \text{ m/s}$$

$$\text{perte } \Delta h = \frac{W^2 \sigma_g}{2g} = \frac{12^2 \cdot 0,535}{2 \cdot 9,81} = 3,92 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte par frottement :

$$\lambda = \frac{0,047}{\sqrt[3]{2,88}} = 0,0331$$

$$\Delta h_f = \lambda \left( \frac{H}{d} \right) \frac{W^2 \sigma_g}{2g} =$$

$$= 0,0331 \cdot \frac{30}{2,88} \cdot \frac{12^2 \cdot 0,535}{2 \cdot 9,81} = 1,95 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Perte totale dans la cheminée

$$3,92 + 1,95 = 5,87 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tirage total :

$$\Delta h = 19,15 - 5,65 = 13,50 \text{ mm H}_2\text{O}$$



P E R T E S   D E   C H A R G E

-----

1) Surchauffeur 1ère partie. . . . .	3,549	mm H <sub>2</sub> O
2) Carneau entre le surchauffeur 1ère partie et le surchauffeur 2ème partie.	0,360	mm H <sub>2</sub> O
3) Surchauffeur 2ème partie. . . . .	5,616	" "
4) Faisceau. . . . .	2,940	" "
5) Carneau entre le faisceau et l'économi- seur. . . . .	0,8952	" "
6) Economiseur . . . . .	12,2200	" "
7) Réchauffeur . . . . .	29,1250	" "
8) Carneau entre le réchauffeur et la chemi- née . . . . .	40,0635	" "
	94,7387	mm H <sub>2</sub> O

T I R A G E

-----

1) dans la chaudière. . . . .	+ 0,6415	
2) dans la cheminée. . . . .	13,50	
	14,1415	mm H <sub>2</sub> O

CROIX DU VENTILATEUR

1)  $t_g = 160 \text{ }^\circ\text{C}$

2)  $b = 730 \text{ mm Hg}$

$$3) \gamma_g = \frac{B \cdot G}{3600 \cdot \rho} \cdot \frac{273 + t_{fl}}{273}$$

$$= \frac{11720 (1 + 1,325 \cdot 10,1457)}{3600 \cdot 5,91 \cdot 15,22} \cdot \frac{(273 + 267,5)}{273}$$

$$\gamma_g = 1,04 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Débit des gaz dans la cheminée :

$$V_{\text{sec}}^g = 260000 \cdot \frac{760}{730} = 271000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pertes de charge en faisant la correction de pression :

$$\Delta h = (94,79 - 14,1) \frac{\gamma_g}{1,293} = \frac{760}{b}$$

$$= 30,69 \cdot \frac{10,4}{1,293} \cdot \frac{760}{730} = 67,5 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Débit pour un ventilateur :

$$q_v = \frac{1,1 \cdot 27100}{2} = 149500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Hauteur d'eau dans le ventilateur :

$$H = 1,2 \cdot \Delta h = 1,2 \cdot 67,5 = 81 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Les ventilateurs sont donnés avec les caractéristiques suivantes :

$$t_a = 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \text{ n}}, \quad b_o = 760 \text{ mm}, \quad t_{ev} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculons le coefficient de correction

$$K = \frac{t'_{ev} + 273}{t_v + 273}$$

$$K = \frac{160 + 273}{200 + 273} \cdot \frac{760}{730} \cdot \frac{1,293}{1,04} = 1,16$$

Le débit corrigé :

$$Q_{\text{corr}} = 144900 \cdot 1,18 = 176\ 000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Hauteur d'eau corrigée :

$$4h = 81 \cdot 1,18 = 95,7 \text{ mm}$$

CONCLUSION /

Il faudrait un ventilateur ayant les caractéristiques suivantes :

Débit : 176 000 m<sup>3</sup>/h

Hauteur d'eau sale : 95,7 mm H<sub>2</sub>O



C O N C L U S I O N G E N E R A L E  
=====

Les théories du calcul des générateurs à vapeur diffèrent d'un constructeur à un autre. Cependant la méthode utilisée dans cette étude, est surtout un procédé de calcul constructif, fondé essentiellement sur l'expérience acquise dans ce domaine.

Les résultats obtenus correspondent au type du générateur à vapeur que j'ai eu à étudier.

Dans cette étude, j'ai beaucoup utilisé des abaques afin que les calculs soient moins fastidieux, quoique l'emploi des abaques ne donne pas une très grande précision du calcul pour les raisons suivantes:

- Les courbes sont le résultat d'une approximation moyenne des points.

- La lecture même de l'abaque est sujette à une précision peu grande.

Les constructeurs pour avoir la précision requise, utilisent des calculatrices électroniques. Mais l'étude des générateurs à vapeur reste un domaine d'investigation très riche.

On se penche de nos jours, surtout dans les grandes centrales thermiques, à l'optimisation du rendement de chaque élément.

Dans le réchauffeur d'air par exemple, on essaye de diminuer autant que possible la température des gaz de combustion, pour récupérer le maximum d'énergie.

.../...

La nature du combustible joue un rôle important dans le coût de la marche d'un générateur. Le gaz naturel présente l'avantage d'être moins coûteux. Il permet aussi une faible pollution de l'atmosphère. Avec le développement de la liquéfaction du gaz naturel, de son transport, beaucoup de pays seront appelés à l'utiliser comme combustible.

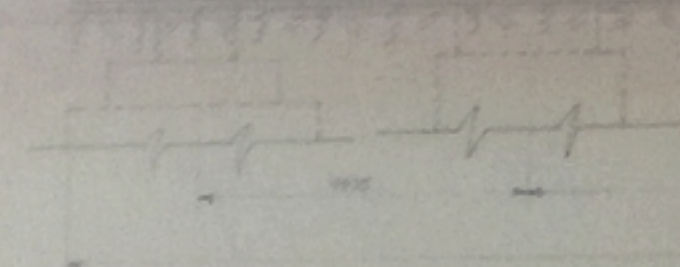
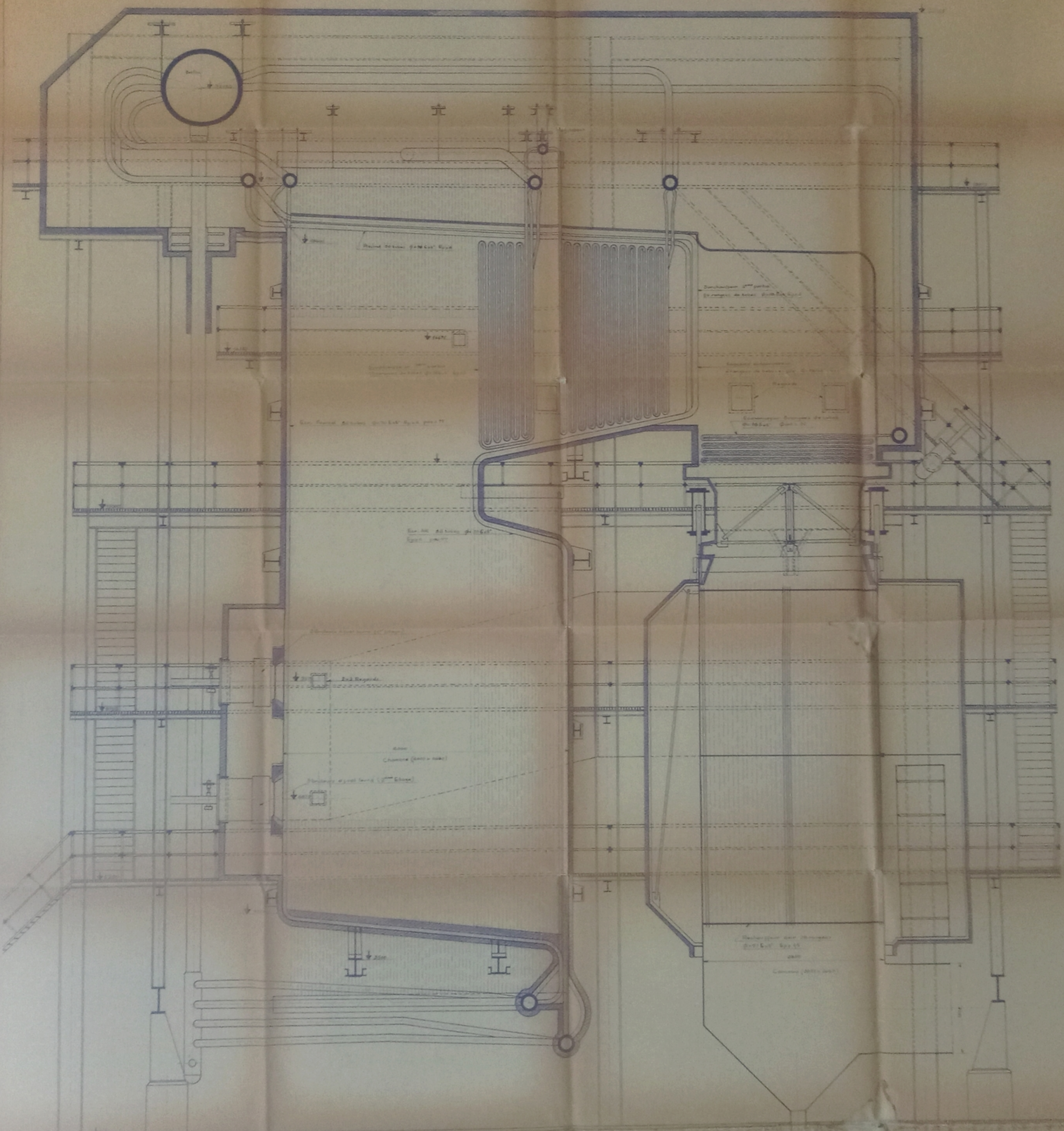
Si l'on projette à l'avenir de construire des centrales nucléaires, pour la production de l'énergie électrique, les centrales thermiques sont assurées encore d'une existence d'air d'au moins 10 à 15 années.

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

-----

- 1) Equipement thermique des usines génératrices de l'électricité (J. RICARD)
  
- 2) Technique de l'ingénieur (Mécanique et chaleur).





ECHELLE: 1/2  
 E.N.P.  
 DEKALIM  
 1970-1971

COUPE LONGITUDINALE  
 GENERATEUR A VAPEUR

SERVICE TECHNIQUE  
 DE REVISIONS  
 1970-1971



