

UNIVERSITE D'ALGER

2/74

Ecole Nationale Polytechnique
Département de Mécanique

2ex

Thèse de fin d'études

GENERATEUR DE VAPEUR

2 PLANS



Proposée par :
Mme Y. YAKIMOVA
Professeur

Etudiée par :
BOUROKBA B
Promotion 69-7

== A V A N T - P R O P O S ==

* / + = * / + = * / + = * / + = * / + = * / + = * /

Au terme de ce travail ,je tiens à remercier
Madame Y. YAKIMOVA,professeur à l'E.N.P.A.,d'avoir bien
voulu patronner cette étude.

Ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à
na formation.

Je dédie cette modeste étude à la mémoire de mon
pere ,à na famille et à mes amis.

B.Bourokba.

(sonatram)
port

S O M M A I R E

INTRODUCTION

I GENERALITES

II LE COMBUSTIBLE

-1 Caracteristiques

-2 Exces d'air

III ETUDE THERMIQUE DU GENERATEUR

-1 Chambre de combustion

-2 IT Diagramme

-3 Produits de combustion

-4 Bilan thermique

-5 Rendement du generateur

-6 Consonation de combustible

-7 Volume de la chambre de combustion

-8 Temperature theorique de combustion

IV LA CHAMBRE DE COMBUSTION

-1 Dimensionnement du foyer

-2 Disposition des ecrans

-3 Temperature des gaz brulés à la sortie du foyer

-4 Calcul du faisceau vaporisateur

V REPARTITION PRELIMINAIRE

VI SURCHAUFFEUR

-1 Première partie

- 2 Deuxième partie

VII ECONOMISEUR

VIII RECHAUFFEUR D'AIR

_IX RESERVOIR

_X BRULEUR

_XI NETTOYAGE DES SURFACES DE CHAUFFE

_ CONCLUSION

_ BIBLIOGRAPHIE

INTRODUCTION

Les générateurs de vapeur, appelés communément chaudières, sont des appareils destinés à la production de vapeur. <

Les chaudières sont constituées d'échangeurs thermiques, les gaz chauds provenant de la combustion doivent céder leur chaleur, à travers la paroi des échangeurs, à l'eau dans les écrans et économiseurs et à la vapeur dans le surchauffeur.

A côté de la fonction mécanique que doit assurer la construction, intervient à tout instant la fonction thermique. C'est cette dernière fonction qui fait le sujet de cette étude.

.../...

I G E N E R A L I T E S

Les plus grands générateurs de vapeur se rencontrent dans les centrales thermiques productrices d'énergie électrique. La vapeur surchauffée fournie à une pression et une température bien déterminées fait tourner une turbine qui entraîne l'alternateur à une vitesse bien précise. Cette vitesse dont dépend la fréquence du courant alternatif, délivré aux bornes de l'alternateur, est réglée par la quantité de vapeur surchauffée admise dans la turbine.

Les turbines étant des moteurs de construction très précise et surtout d'un prix très élevé nécessitent une alimentation en vapeur très soignée au point de vue température et pression. De ces paramètres dépend le rendement de machine, il serait aberrant d'utiliser une installation de production de vapeur bien conçue, avec des moteurs à faible rendement, puisque finalement, c'est le rendement global qui compte produit des deux rendements partiels précédents.

Dans le générateur que nous allons étudier, on recherchera la meilleure utilisation des calories dégagées par la combustion d'où un rendement élevé.

1 - La combustion

L'obtention d'un rendement thermique élevé nécessite une bonne connaissance des lois de la combustion.

La combustion étant un phénomène très complexe étudié en chimie et chimie-physique, nous nous bornerons à endonner un bref aperçu.

- Définition: La combustion est l'ensemble des combinaisons chimiques qui se produisent, dans certaines conditions, en dégageant de la chaleur quand on met en présence un combustible et un comburant.

.../...

Le combustible peut être solide, liquide ou gazeux.
Le comburant est généralement de l'air.

Ces matières se composent d'éléments inertes qui n'entrent pas dans la réaction de combustion et d'éléments actifs qui se combinent en dégageant de la chaleur. (voir graphe)

- Combustion théorique: La combustion se fait sans défaut ni excès d'air donc avec la masse d'air strictement nécessaire notée V_a^0 .

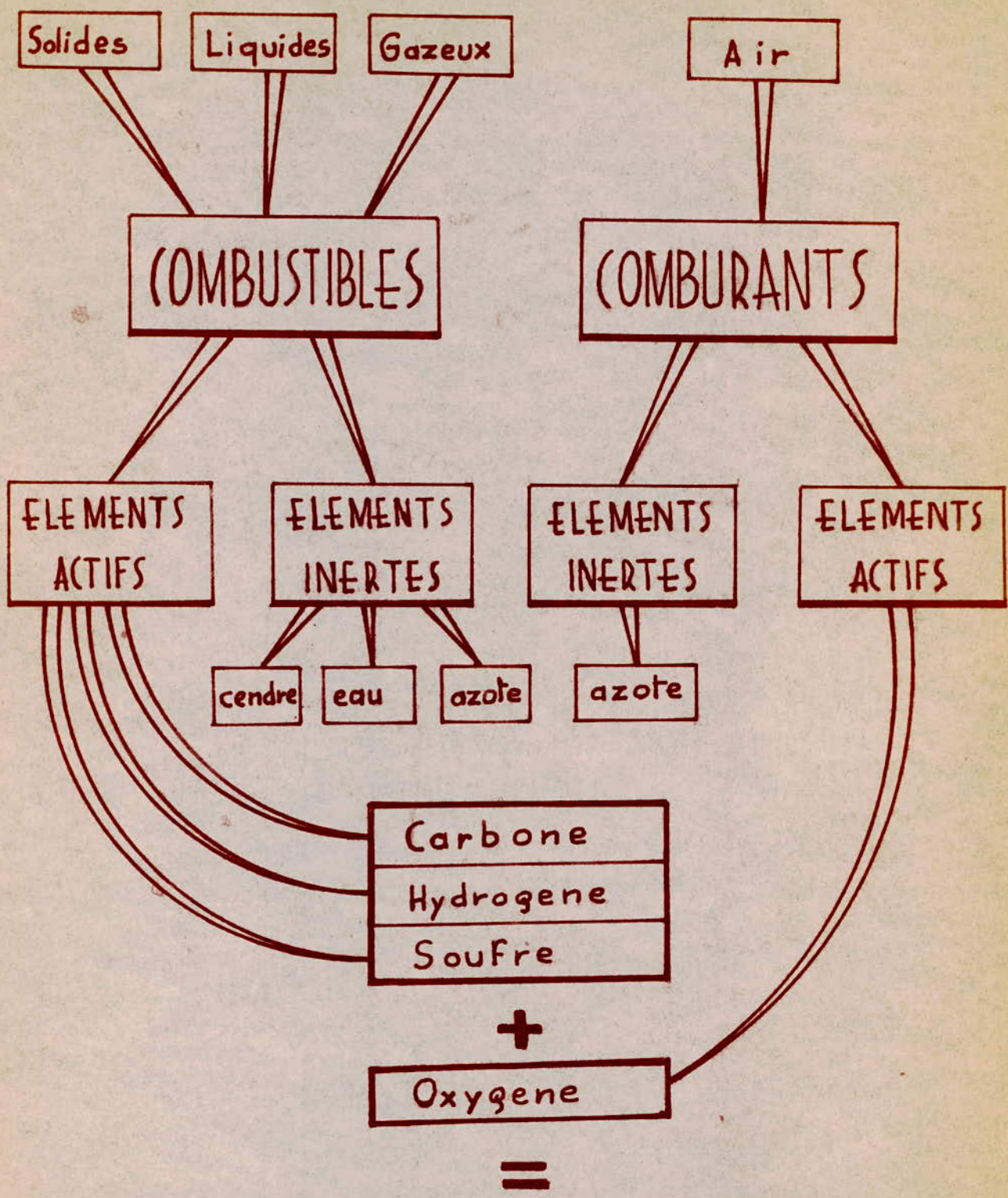
- Combustion réelle: La combustion se fait avec un excès d'air, donc combustion oxydante, sans production d'oxyde de carbone CO

Dans notre foyer l'excès d'air est plus faible que dans le cas de combustion avec combustible liquide ou solide.
Dans le cas du combustible gazeux, la probabilité de rencontre d'une molécule d'air et d'une molécule de gaz est plus élevée.

$$\text{Excès d'air } \alpha = \frac{\text{Volume d'air introduit dans le foyer}}{\text{Volume d'air strictement nécessaire}}$$

Nous avons à connaître la quantité de chaleur libérée par la combustion puis l'écoulement des gaz brûlés à travers la chaudière, les auxiliaires et finalement la cheminée.

.../...



COMBUSTION ET DEGAGEMENT DE CHALEUR

2 - Cycle thermodynamique

Nous allons représenter le cycle de fonctionnement du générateur sur un diagramme entropique (TS) page 5
Chaque appareil constituant la chaudière remplit une fonction thermodynamique bien déterminée.

Ce cycle est composé des transformations suivantes:

- AA': Compression de l'eau effectuée par les pompes alimentaires
- A'B : Echauffement de l'eau jusqu'à vaporisation et dans les écrans et l'économiseur.
- BC : Vaporisation de l'eau dans les écrans et dans le faisceau vaporisateur
- CD : Surchauffe de la vapeur dans le surchauffeur
Ces transformations sont réalisées dans le générateur
- DE : Détente de la vapeur dans la turbine
- EA : Condensation de la vapeur dans le condenseur
- S₁R₁ et S₂R₂ : Désurchauffe et condensation de la vapeur de soutirage dans les réchauffeurs

L'installation est schématisée sur la page 7

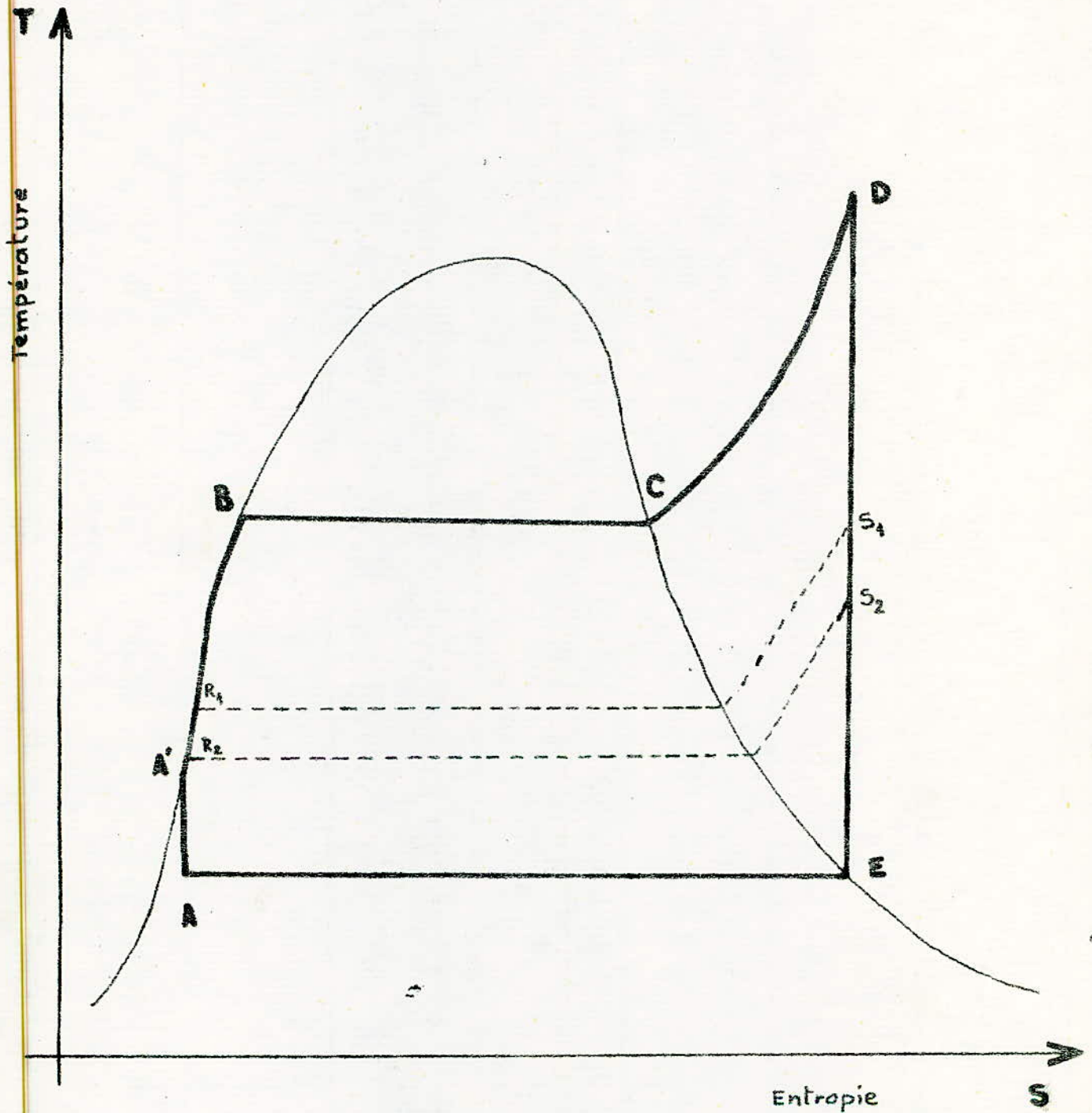
La surchauffe et les soutirages ont pour but d'augmenter le rendement global de l'installation

La vapeur est soutirée des derniers étages de la turbine

Rendement du cycle sans soutirage $\eta = \frac{H_D - H_E}{H_D - H_A}$

Si on soutire une quantité q de vapeur le rendement devient

$$\eta_s = \frac{(H_D - H_E) + q (H_D - H_S)}{(H_D - H_A) + q (H_D - H_S)}$$



-Diagramme Entropique d'un générateur de vapeur avec ses auxiliaires et la turbine qu'il alimente

II LE COMBUSTIBLE

Le combustible utilisé est le gaz naturel de Hassi R'MEL dont l'utilisation va bientôt être généralisée en Algérie vu son abondance.

Son coût est faible puisqu'il ne nécessite pas un stockage

1 Caractéristiques du gaz naturel

- Composition

✓ Méthane	$CH_4 = 83,21 \%$
✓ Ethane	$C_2H_6 = 7,05 \%$
✓ Propane	$C_3H_8 = 2,04 \%$
✓ Isobutane	$C_4H_{10} = 0,84 \%$

Isopentane)	$C_5H_{12} = 0,29\%$
Pentane)	

Hexane	$C_6H_{14} = 0,14 \%$
--------	-----------------------

Azote	$N_2 = 6,06 \%$
-------	-----------------

Gaz Carbonique	$CO_2 = 0,20 \%$
----------------	------------------

Hélium	$He = 0,16 \%$
--------	----------------

100 %

} non comb.

- Masse spécifique

$$\gamma = 0,796 \text{ Kg/m}^3_n$$

- Pouvoir calorifique inférieur

$$P_{ci} = 30,18 (CO) + 141,07 (C_2H_4) + 85,55 (CH_4) + 152,26 (C_2H_6) \\ + 217,95 (C_3H_8) + 208,5 (C_3H_6) + 25,7 (H_2)$$

.../...

$$P_{ci} = 85,55 \times 83,21 + 152,26 \times 7,05 + 217,95 \times 2,04$$

$$P_{ci} = 8600 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

L'air utilisé pour la combustion est pris de l'intérieur du bâtiment à une température $t_a = 25^\circ \text{ C}$ et avec une humidité

$$d_b = 10 \text{ g/m}^3 \text{ n}$$

2 - Excès d'air

- | | |
|-------------------------------|------------------|
| - Chambre de combustion | $\alpha = 1,1$ |
| - Sortie du faisceau | $\alpha = 1,125$ |
| - Sortie du surchauffeur | $\alpha = 1,15$ |
| - Sortie de l'économiseur | $\alpha = 1,18$ |
| - Sortie du réchauffeur d'air | $\alpha = 1,23$ |

NB : Le gaz naturel est fourni à une température de 20° C
sa chaleur sensible est négligeable

III ETUDE THERMIQUE DU GENERATEUR

- Dans l'étude qui suit les volumes sont ramenés aux conditions normales soit: 0° C et 760 mmHg

La chaudière est à circulation naturelle c'est à dire que l'eau descend dans les collecteurs d'écrans puis est chauffée à l'intérieur du foyer et par différence de densité monte vers le réservoir situé au dessus de la chambre de combustion.

L'arrangement de l'ensemble est en "U" renversé, un conduit de gaz supplémentaire situé derrière la chaudière sert au réchauffage de l'air.

La chaudière est conçue pour fonctionner au gaz naturel avec le mazout comme combustible de secours

Caractéristiques

La chaudière aura une production de 230 tonnes par heure de vapeur surchauffée à 540° C et 100 Kg/cm²

La température de l'eau d'alimentation est égale à 215° C

La pression dans le réservoir est égale à 110 Kg/cm²

L'eau d'alimentation est traitée

4 CALCUL THERMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

- Volume d'air **theoriquement** nécessaire à la combustion

$$V_a^o = 0,0476 \left[0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2 \text{ CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{ C}_m \text{ H}_n - \text{O}_2 \right]$$

$$V_a^o = 0,0476 \left[2 \times 83,21 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) 7,05 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) 2,04 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) 0,84 + \left(5 + \frac{12}{4} \right) 0,29 + \left(6 + \frac{14}{4} \right) 0,14 \right]$$

$$V_a^o = 10,0715 \text{ m}^3 \text{ n} / \text{m}^3 \text{ n de combustille}$$

- Volume theorique de gaz diatomique

$$V_{R_2}^o = 0,79 V_a^o + \frac{N_2 + H_e}{100}$$

$$V_{R_2}^o = 0,79 \times 10,0715 + \frac{6,06 + 0,16}{100} = 8,0122 \text{ m}^3 \text{ n} / \text{m}^3 \text{ n comb.}$$

- Volume de gaz triatomique

$$V_{RO_2} = 0,01 \left[\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \text{CH}_4 + \sum \text{ C}_m \text{ H}_n \right]$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \left[0,2 + 83,21 + 7,05 + 2,04 + 0,84 + 0,29 + 0,14 \right] = 0,9377 \text{ m}^3 \text{ n} / \text{m}^3 \text{ n}$$

- Volume théorique des gaz sec

$$V_{gs}^o = V_{RO_2}^o + V_{R_2}^o$$

$$V_{gs}^o = 8,0122 + 0,9377 = 8,9499 \text{ m}^3 \text{ n} / \text{m}^3 \text{ n comb.}$$

- Volume théorique de vapeur d'eau

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \left[\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2,004 \text{ CH}_4 + \sum \frac{n}{2} \text{ C}_m \text{ H}_n + \frac{d_g}{0,804 \times 10} \right] + \frac{0,1293}{0,804} \frac{db}{1000} V_a^o$$

$d_g = 0$ humidité dans le combustible

$db = 10 \text{ g} / \text{m}^3 \text{ n}$ humidité dans l'air comburant

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot 2,004 \times 83,21 + \frac{6}{2} \cdot 7,05 + \frac{8}{2} \cdot 2,04 + \frac{10}{2} \cdot 0,84$$
$$+ \frac{12}{2} \cdot 0,29 + \frac{14}{2} \cdot 0,14 \quad \frac{0,1293}{0,804} \quad \frac{10,0715}{100}$$

$$V_{H_2O}^o = 2,191 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ comb}$$

2 Construction du diagramme enthalpique des gaz brûlés

$$I = f(t^o)$$

Les calculs sont portés sur le tableau suivant

Le diagramme est représenté page 14

Diagramme enthalpique $I = f(t, \alpha)$

Combustible : GAZ NATUREL

$CH_4 = 83,21\%$

$C_2H_6 = 7,05\%$

$C_3H_8 = 2,04\%$

$C_4H_{10} = 0,84\%$

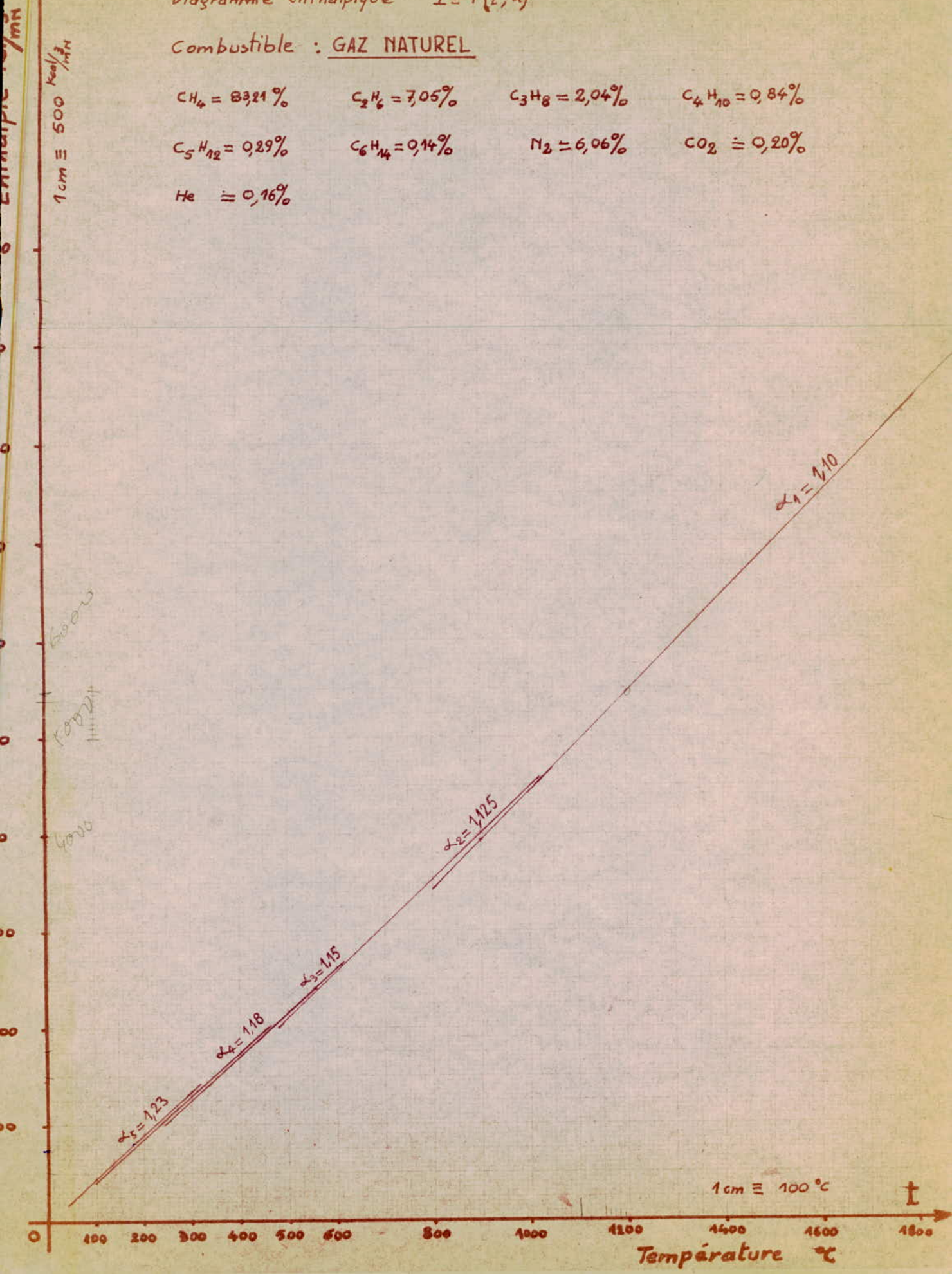
$C_5H_{12} = 0,29\%$

$C_6H_{14} = 0,14\%$

$N_2 = 6,06\%$

$CO_2 = 0,20\%$

$He = 0,16\%$



1 cm \equiv 500 kcal/m³

1 cm \equiv 100 °C

Température °C

3 TABLEAU DES PRODUITS DE LA COMBUSTION DANS LES
DIFFERENTES SURFACES D'ECHANGE EN FONCTION DU
COEFFICIENT D'EXCES D'AIR

N°	DESIGNATION
1	Coefficient d'excès d'air α
2	Volume d'air supplémentaire $(\alpha - 1) V^o a$
3	Volume de vapeur d'eau dans l'air supplémentaire $\Delta VH_{20} = 0,0161 (\alpha - 1) V^o a$
4	Volume réel de vapeur d'eau $VH_{20} = V^o H_{20} + \Delta VH_{20}$
5	Volume réel de gaz diatomique $VR_2 = V^o R_2 + (\alpha - 1) 0,79 V^o a$
6	Volume réel des produits secs de combustion $V_{gs} = V^o_{gs} + (\alpha - 1) V^o a$
7	Volume réel des produits de combustion $V_g = V_{gs} + VH_{20}$
8	Pression partielle des gaz triatomiques $PR_{O_2} = \frac{VR_{O_2}}{V_g}$
9	Pression partielle des vapeurs d'eau $PH_{20} = \frac{VH_{20}}{V_g}$

SURFACES

D'ECHANGE

N°	Dimension	Chambre de Combustion <i>entrée du four</i>	Surchauffeur I <i>devant le surch.</i>	Surchauffeur II <i>après le surch.</i>	Economiseur <i>après l'économ.</i>	Réchauffeur d'air <i>après le surch.</i>
1	$\frac{m^3 n}{m^2 N}$	1,1	1,125	1,15	1,18	1,23
2	"	1,007	1,258	1,510	1,812	2,316
3	"	0,0162	0,0202	0,0243	0,0292	0,0372
4	"	2,2072	2,2112	2,2153	2,2201	2,2282
5	"	8,8077	9,0062	9,2042	9,4442	9,8402
6	"	9,9569	10,2079	10,4599	10,7619	11,2659
7	-	12,1641	12,4191	12,6752	12,9820	13,4941
8	Ata	0,0772	0,0754	0,0747	0,0723	0,0695
9	Ata	0,1818	0,1778	0,1742	0,1712	0,1652

4 Bilan thermique

Nous avons représenté schématiquement la répartition de la chaleur. (page 18)

- La chaleur entrant à gauche est la chaleur fournie par la combustion du gaz naturel.

$$Q = B \times P_{ci}$$

B: débit de combustible

P_{ci} : Pouvoir calorifique du combustible

- La chaleur sortant à droite est la chaleur produite.

$$Q_{chc} = D (h_{vs} - h_{ea})$$

D: débit massique de la vapeur

h_{vs} = Enthalpie de la vapeur

h_{ea} = Enthalpie de l'eau d'alimentation

- Les quantités de chaleur évacuées à la verticale sur la partie supérieure sont les pertes P_1, P_2, P_3, P_4

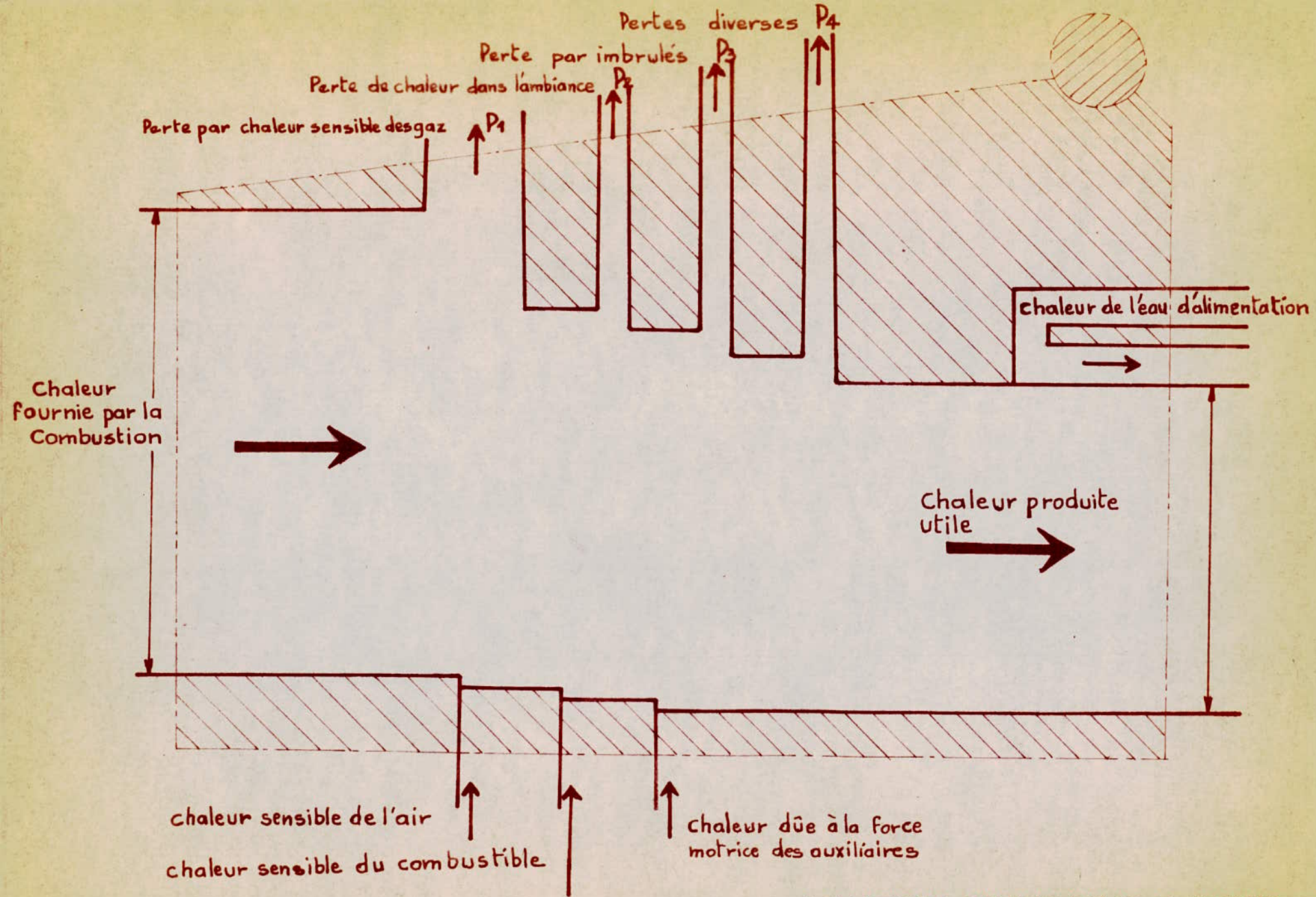
Les pertes sont en pourcentage du pouvoir calorifique du combustible

Les pertes par imbrûlés solides sont nulles grand avantage du combustible gazeux

De l'évaluation de ces pertes nous pouvons calculer le rendement par la méthode indirecte

$$\eta_b = 100 - \sum P_i$$

- Les quantités de chaleur introduite à la partie inférieure sont négligeables mise à part la chaleur sensible de l'air



REPARTITION SCHEMATIQUE DE LA CHALEUR

5 Détermination du rendement du générateur

- Pertes de chaleur avec les gaz évacués

$$q_1 = \frac{I_{ev} - Q_{aex}}{P_{ci}} 100$$

$t_{ev} = 135^\circ \text{C}$ Température d'évacuation

$I_{ev} = 600 \text{ Kcal/m}^3 \text{n}$ Enthalpie des gaz évacués

Q_{aex} chaleur dans l'air extérieur

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

$C_a = 0,31 \text{ Kcal/m}^3 \text{n } ^\circ\text{C}$

$\alpha_r = 1,23$

$Q_{aex} = \alpha_r V_a C_a t_{aex}$

$Q_{aex} = 1,23 \times 10,07 \times 0,31 \times 25 = 95,99 \text{ Kcal/m}^3 \text{n comb}$

$$q_1 = \frac{600 - 95,99}{8600} 100 = 5,86 \%$$

- Pertes de chaleur dans l'ambiance

$$q_2 = 0,6 \%$$

- Pertes de chaleur par imbrûlés chimiques

$$q_3 = 1,5 \%$$

- Pertes de chaleur diverses

$$q_4 = 1 \%$$

- Pertes de chaleur totales

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

$$q = 1,5 + 0,6 + 1 + 5,86 = 8,96 \%$$

- Rendement brut du générateur

$$\eta_b = 100 - \sum q_i = 100 - 8,96 = 91,04 \%$$

6 Consommation de gaz naturel B

$$Q = B \times P_{ci} \quad \text{chaleur fournie}$$

$$Q_{chc} = D (h_{vs} - h_{ea}) \quad \text{chaleur absorbée}$$

$$\eta_b = 0,9104 \quad \text{Rendement}$$

$$Q_{chc} = \eta_b Q$$

$$B = \frac{D (h_{vs} - h_{ea})}{P_{ci} \eta_b}$$

$$B = \frac{230000 \times 611,3}{8600 \times 0,9104} = 17950 \text{ m}^3 \text{ n/h}$$

7 Volume de la chambre de combustion (foyer)

La tension thermique adoptée dans la chambre de combustion est de $195000 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$.

$$\frac{P_{ci} B}{V_{chc}} = 195000 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$$

Volume de ^{chambre} combustion V_{chc}

$$V_{chc} = \frac{P_{ci} B}{195000}$$

$$V_{chc} = \frac{8600 \times 17950}{195000} = 792 \text{ m}^3$$

8 Détermination de la température de combustion

Quantité de chaleur utile dégagée dans le foyer

$$Q_{chc} = P_{ci} \frac{100 - P_2 - P_3 - P_4}{100} + Q_a + Q_{comb}$$

La chaleur sensible du combustible est négligeable

$$Q_{comb} = 0$$

Chaleur de l'air comburant Q_a

$$\alpha_{chc} = 1,1 \text{ excès d'air dans la chambre}$$

$$t_{achc} = 280^\circ \text{ C température de l'air combur}$$

$$t_{aex} = 25^\circ \text{ C température de l'air extérieu}$$

$$C_{achc} = 0,313 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$C_{aex} = 0,31 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$Q_a = \alpha_{chc} V_a^o (C_a t_a)_{chc} - (C_a t_a)_{ex}$$

$$Q_a = 1,1 \times 10,07 (280 \cdot 0,313 - 25 \cdot 0,31) = 861,3 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n comb}$$

$$Q_{chc} = 8600 \frac{100 - 1,5 - 1 - 0,6}{100} + 861,3 = 9191 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n comb}$$

Pra lecture sur le diagramme enthalpique des gaz brûlés (II)

$$Q_{chc} = 9191 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n comb} \quad t_{comb} = 1930^\circ \text{ C}$$

$$\alpha_{chc} = 1,1$$

$$T_{comb} = 1950 + 273 = 2203^\circ \text{ K}$$

LA CHAMBRE DE COMBUSTION

La forme du foyer est en prisme rectangulaire. Sur sa paroi avant sont rangés 12 brûleurs répartis en 3 étages.

L'intérieur est tapissé d'écrans tubulaires qui protègent les parois de la chaleur.

Ces écrans sont formés de tubes de $\phi_{\text{int}} 60$ mm et d'épaisseur 5 mm montés suivant un pas de 64 mm

L'entrée et la sortie se fait par des collecteurs de 133 mm et d'épaisseur 7 mm non réchauffables

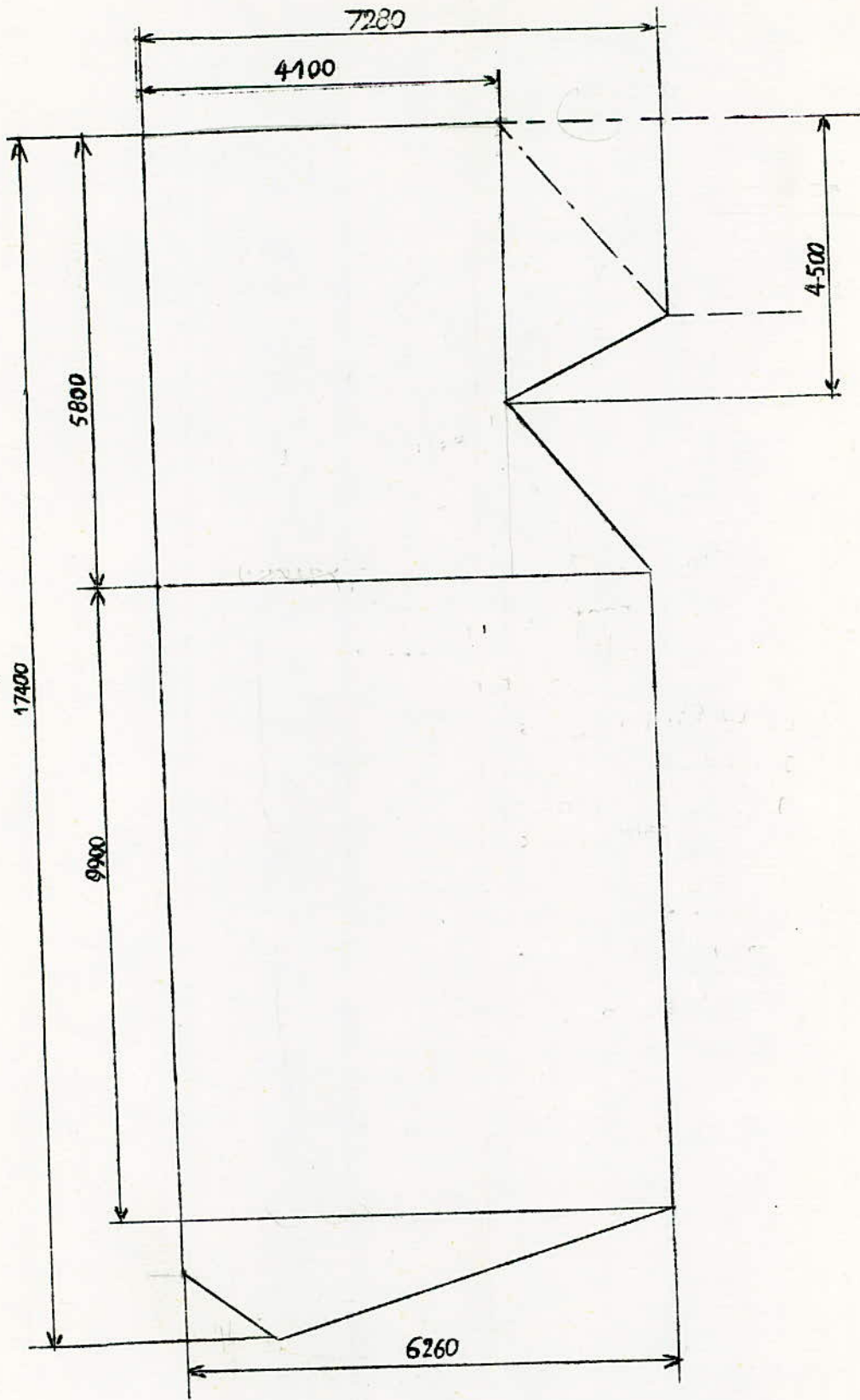
Une saillie réalisée avec les tubes des écrans arrières est prévue pour créer un mouvement tourbillonnaire facilitant la combustion

Les murs d'isolation sont constitués de briques réfractaires supportés par une coque métallique elle-même maintenue par des profilés à la charpente.

Il est prévu des joints d'étanchéité et de dilatation thermique
Il est nécessaire d'avoir une bonne étanchéité car les gaz brûlés sont toxiques.

Toutes les conduites de fluide chaud sont isolés thermiquement.

L'installation d'escaliers et passerelles facilite les réparations les manipulations et les contrôles aux différents niveaux.



Chambre de combustion

1 Dimensionnement de la chambre de combustion

Le dessin précédent représente le mur latéral de la chambre on peut donc calculer sa surface et connaissant le volume nous en déduisons la profondeur de la chambre.

- Surface du mur latéral

$$F_1 = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 100 \text{ m}^2$$

- Profondeur de la chambre

$$b = \frac{V_{chc}}{F_1} = \frac{792}{100} = 7,92 \text{ m}$$

Nous prenons $b = 7,9 \text{ m}$

- Surface du mur avant

$$F_{av} = 7,9 \times 17,4 = 137,46 \text{ m}^2$$

- Surface du mur arrière

$$F_{ar} = 7,9 (9,9 + 2,48 + 3,38) = 125 \text{ m}^2$$

- Surface du sol

$$F_3 = 7,9 \times 6,4 = 50,52 \text{ m}^2$$

- Surface du plafond

$$F_p = 7,9 \times 4,1 = 31,02 \text{ m}^2$$

- Surface totale des murs

$$F_m = F_p + F_s + F_{ar} + F_{av} + 2F_1 - F_o$$

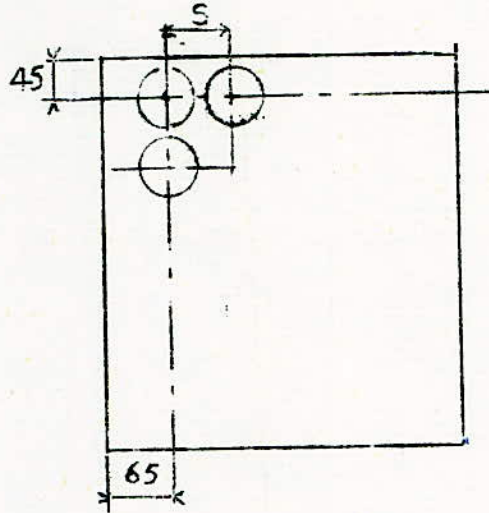
$F_o = 4 \text{ m}^2$ Ouvertures pour brûleurs et visité

$$F_{in} = 31,02 + 50,32 + 125 + 137,46 + 200 - 4 = 540 \text{ m}^2$$

513

2 Disposition des surfaces d'écrans

Les écrans sont constitués de tubes de diamètre extérieur $d_e = 60$ mm, et sont séparés par un pas $s = 64$ mm



- Détermination du nombre de tubes

Ecrans avant et arrière

$$n_d = \frac{7900 - 110}{64} = 120 \text{ tubes}$$

L'écran arrière a sa partie supérieure sous forme de faisceau située sur le passage des gaz, il reçoit une partie de la chaleur par convection.

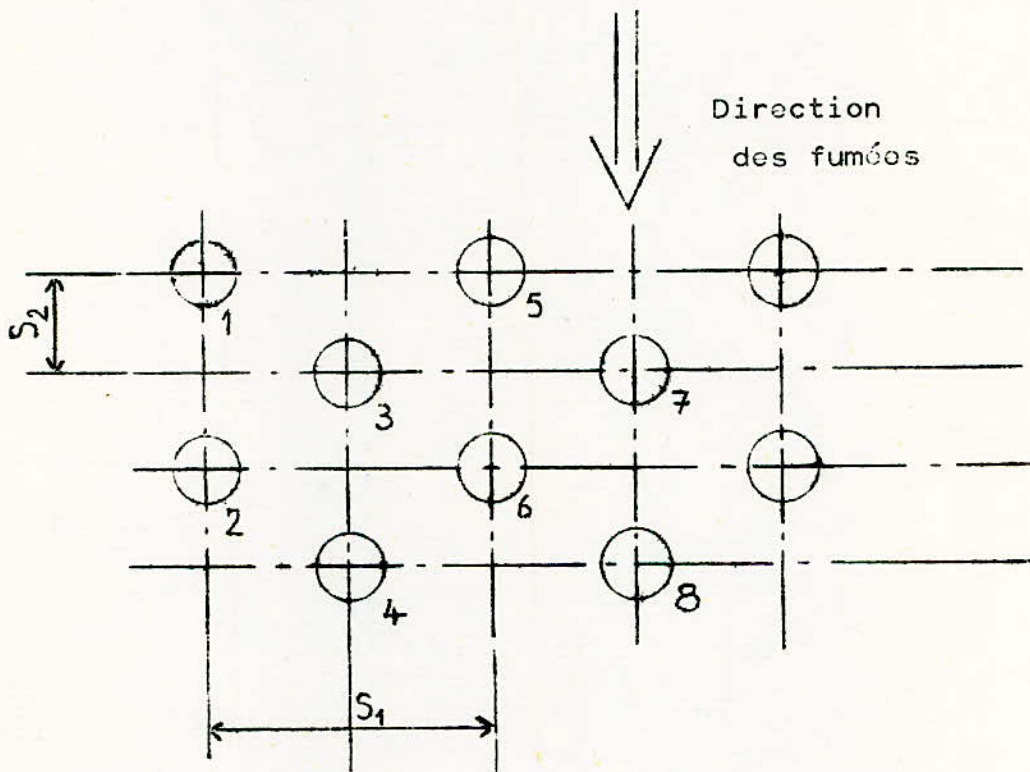
Le faisceau est constitué de 4 rangées de tubes disposés en quinconce

Nombre de tubes par rangée du faisceau

$$n = \frac{120}{4} = 30 \text{ tubes}$$

$$S_1 = 256 \text{ mm}$$

$$S_2 = 180 \text{ mm}$$



Détermination de la température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de combustion

Nous nous fixons une température t_o puis on vérifie si cette température est égale à t_{chc}

$$t_o = 1250^\circ \text{ C} \implies T_o = 1523^\circ \text{ K}$$

- Quantité de chaleur transmise aux écrans par rayonnement

$$\mu = 1 - \frac{I_o}{Q_{chc}}$$

$$t_o = 1250^\circ \text{ C} \longrightarrow I_o = 5700 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n comb}$$

$$\mu = 1 - \frac{5700}{9191} = 0,352$$

- Degré de corps noir dans le foyer

$$\epsilon = \frac{0,24 \alpha}{1 + \frac{1-a}{a} \gamma \alpha}$$

$a = 0,36$ Degré de corps noir de la flamme

$\alpha = 1$ Coef. d'encrassement des écrans

$\gamma = 0,96$ Degré de garniture d'écrans

$$\epsilon = \frac{0,24}{1 + \frac{1-0,36}{0,36} 0,96} = 0,088$$

- Température de la paroi des tubes

Cette température est égale à la température d'évaporation de l'eau.

$$T_p = 316,5 + 273 = 589,5^\circ \text{ K}$$

- Surface réceptrice des rayonnements

$$H_r = \gamma F_m \quad (\text{Ecrans éclairés d'un seul côté})$$

F_m = surface totale des murs du foyer

$$H_r = 0,96 \times 540 = 518 \text{ m}^2$$

- Rayonnement propre des écrans

$$Q_{\text{ocr}} = \alpha C_{\text{ocr}} T_p^4$$

$C_{\text{ocr}} = 4,10^{-8} \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{K}^4$ Coef. de rayonnement

$$Q_{\text{ocr}} = 0,36 \times 4 \cdot 10^{-8} \times 589,5^4 = 1804 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

- Transmission de chaleur inverse des écrans

$$\xi = \frac{Q_{\text{ocr}} H_r}{\rho Q_{\text{chc}} B + Q_{\text{ocr}} H_r}$$

$$\xi = \frac{1804 \times 518}{0,352 \cdot 9191 \cdot 17950 + 1804 \cdot 518} = 0,0157$$

- Vérification de la température T_o

$$T_{ov} = \frac{T_{\text{comb}}}{\left[\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \epsilon H_r (1 - \xi) (T_{\text{comb}})^3}{B C_{\text{mg}}} \right]^{0,6} + 1}$$

C_{mg} : chaleur spécifique moyenne des gaz brûlés

$$C_{\text{mg}} = \frac{I_{\text{chc}} - I_o}{T_{\text{chc}} - T_o}$$

$$C_{\text{mg}} = \frac{9191 - 5700}{2203 - 1523} = 5,16 \text{ Kcal/m}^3$$

$$T_{ov} = \frac{2203}{\left[\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot 0,088 \cdot 518 \cdot (1 - 0,0157) \cdot 2203^3}{17950 \cdot 5,16} \right]^{0,6} + 1} =$$
$$T_{ov} = 1528^\circ \text{ K}$$

$$T = T_{ov} - T_o = 1528 - 1523 = 5^\circ$$

La température $T_o = 1250^\circ \text{ C}$ fixée est valable, la différence $T_{ov} - T_o = \Delta T = 5^\circ$ est faible

4 CALCUL DU FAISCEAU VAPORISATEUR

La constitution du faisceau vaporisateur étant connue, il s'agit de déterminer les caractéristiques des gaz brûlés avant le surchauffeur.

Les gaz brûlés peuvent fournir une quantité de chaleur Q_f , le faisceau a la capacité d'absorber une quantité de chaleur Q_{ab} .

La solution du système est donnée par l'intersection des courbes $Q_f = f(t^\circ)$ et $Q_{ab} = f(t^\circ)$

4.1 - Quantité de chaleur que peuvent fournir les gaz

$$t_f' = 1250^\circ \text{ C} \quad \longrightarrow \quad I_f' = 5700 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$t_f'' = 1000 \text{ } \div \text{ } 1200^\circ \text{ C}$$

$$t_{f1}'' = 1000^\circ \text{ C} \quad \longrightarrow \quad I_{f1}'' = 4500 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$Q_{f1} = (5700 - 4500) 0,985 = 1182 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$t_{f2}'' = 1100^\circ \text{ C} \quad \longrightarrow \quad I_{f2}'' = 4950 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$Q_{f2} = (5700 - 4950) 0,985 = 738,7 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$t_{f3}'' = 1150^\circ \text{ C} \quad \longrightarrow \quad I_{f3}'' = 5200 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$Q_{f3} = (5700 - 5200) 0,985 = 498,5 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$t_{f4}'' = 1200^\circ \text{ C} \quad \longrightarrow \quad I_{f4}'' = 5475 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

$$Q_{f4} = (5700 - 5475) 0,985 = 221,5 \text{ Kcal/m}^3 \text{ n}$$

Courbe Q_f

4.2 - Quantité de chaleur que peut absorber le faisceau

1 - Température moyenne logarithmique

$$\Delta t = \frac{t'_f - t''_f}{2,3 \log \frac{t'_f - t_{es}}{t''_f - t_{es}}}$$

2 - Température du flux de gaz

$$t_f = t_{es} + \Delta t$$

3 - Volume des gaz dans le faisceau

$$V'_g = 12,16 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

$$V''_g = 12,41 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

$$V_g = \frac{12,16 + 12,41}{2} = 12,28 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

4 - Débit de gaz $B \cdot V_g (273 + t_f)$

$$G_{gf} = \frac{3600 \cdot V_g (273 + t_f)}{273}$$

5 - Aire de passage des gaz

$$\Omega_{gf} = h_f (b - N d_e)$$

$$\Omega_{gf} = 3,8 (7,9 - 30 \times 0,06) = 23,1 \text{ m}^2$$

6 - Vitesse de circulation des gaz

$$W_{gf} = \frac{G_{gf}}{\Omega_{gf}}$$

7 - Surface chauffée du faisceau

$$S_f = \pi d_e l N$$

$$S_f = 3,14 \times 0,06 \times 3,5 \times 120 = 79 \text{ m}^2$$

8 - Coefficient de transmission par convection

α_c par lecture sur abaque

9 - Epaisseur des gaz rayonnants

$$S = 2,82 (S_1 + S_2) - 10,6 d_e$$

$$S = 2,82 (256 + 180) - 10,6 \times 60 = 590 \text{ mm}$$

10 - Pouvoir d'absorption de RO_2 et H_2O

$$P_{\text{RO}_2} \cdot S = 0,0754 \times 0,59 = 0,044 \text{ m At}_a$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S = 0,1778 \times 0,59 = 0,1049 \text{ m At}_a$$

11 - Coefficient de transmission des gaz rayonnants

α_{RO_2} et $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$ par lecture sur abaque

12 - Coefficient de transmission par rayonnement

$$\alpha_r = \alpha_{\text{RO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}}$$

Coefficient corrigé

$$\alpha_r = \alpha_r \frac{S_f - S_k}{S_f}$$

$$S_k = \frac{N}{2n} d_e 1 \pi$$

$$S_k = \frac{120}{2 \times 30} 0,06 \times 3,5 \times 3,14 = 9,9 \text{ m}^2$$

$$\alpha_r = \alpha_r \frac{79 - 9,9}{79}$$

13 - Coefficient de transmission global

$$K = (\alpha_c + \alpha_r) \xi$$

$$\xi = 0,75$$

33,67

$\alpha_r = 33,67$

14 - Quantité de chaleur absorbée par le faisceau

$$Q_{ab} = \frac{S_f \cdot \Delta t \cdot K}{B}$$

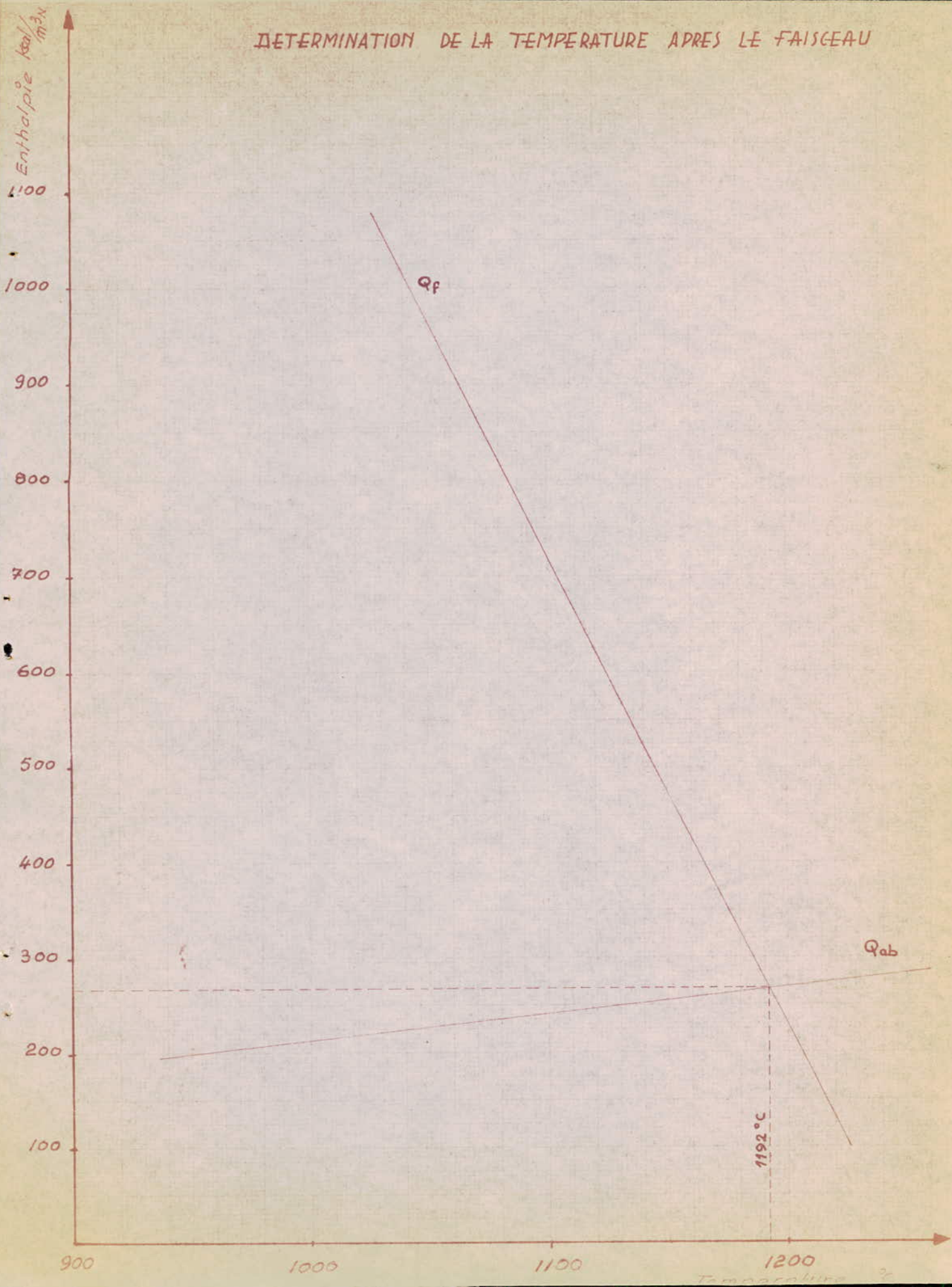
N°	$t_f'' = 1000^\circ \text{C}$	$t_f'' = 1100^\circ \text{C}$	$t_f'' = 1150^\circ \text{C}$	$t_f'' = 1200^\circ \text{C}$
1	805,15° C	858,12° C	878,3° C	905,8° C
2	1133,16° C	1174,5° C	1194,8° C	1222,3° C
3	$12,28 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$12,28 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$12,28 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$12,28 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$
4	$314,9 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{s}}$	$324,12 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{s}}$	$328 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{s}}$	$334,9 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{s}}$
5	23,1 m ²	23,1 m ²	23,1 m ²	23,1 m ²
6	13,61 m/s	14,03 m/s	14,2 m/s	14,5 m/s
7	79 m ²	79 m ²	79 m ²	79 m ²
8	$54,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$55,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$56,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$57 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$
9	0,59 m	0,59 m	0,59 m	0,59 m
10,	0,044 m At _a 0,1049 m At _a	0,044 m At _a 0,1049 m At _a	0,044 m At _a 0,1049 m At _a	0,044 m At _a 0,1049 m At _a
11	20 13,5	21 13,8	22 15	23 15,5
12	$29,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$30,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$32,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$	$33,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$
13	62,7 "	64,5 "	66,37 "	67,95 "
14	$223,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$242 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$256,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{n}}$	$270,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{n}}$

Les droites Q_{ab} et Q_f sont tracées sur la page suivante

De leur intersection nous déduisons les caractéristiques des

gaz chauds après le faisceau vaporisateur soit: $t_{11}'' = 1192^\circ \text{C}$ & $I_{11}'' = 54,40 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ \text{C}}$

DETERMINATION DE LA TEMPERATURE APRES LE FAISCEAU



V R E P A R T I T I O N P R E L I M I N A I R E

Ce calcul a pour but de déterminer les quantités de chaleur absorbées par les surfaces de chauffe ainsi que les températures et chaleurs sensibles des fumées après chacune d'elles.

SURCHAUFFEUR

Température des fumées à l'entrée	$t'_{sg} = 1192^{\circ} C$
Chaleur sensible des fumées à l'entrée	$I'_{sg} = 5440 \frac{Kcal}{m^3 n}$
Température de l'eau à la saturation	$t_{es} = 316,5^{\circ} C$
Enthalpie de l'eau à la saturation	$h_{es} = 646,7 Kcal/Kg$
Température de la vapeur surchauffée	$t_{vs} = 540^{\circ} C$
Enthalpie de la vapeur surchauffée	$h_{vs} = 829,9 Kcal/Kg$

Quantité de chaleur absorbée par le surchauffeur Q_s

Chaleur absorbée par le regulateur de température $Q_{reg} = 10 \frac{Kcal}{Kg}$

$$Q_s = \frac{D}{B} (h_{vs} - h_{es} + Q_{reg})$$

$$Q_s = \frac{230000}{17950} (829,9 - 646,7 + 10) = 2475 \frac{Kcal}{m^3 n}$$

Chaleur sensible des fumées à la sortie du surchauffeur I''_{sg}

$$I''_{sg} = I'_{sg} - \frac{Q_s}{\varphi} + \Delta\alpha_s I_a$$

$$\varphi = 0,989$$

$$\Delta\alpha_s = 0,01$$

$$I_a = V_a^o \times t_a \times c_a = 10,07 \times 25 \times 0,31 = 78,042 \frac{Kcal}{m^3 n}$$

$$I''_{sg} = 5440 - \frac{2475}{0,989} + 0,01 \times 78,042 = 2920 \frac{Kcal}{m^3 n}$$

Température des fumées à la sortie par lecture sur diagramme enthalpique

$$t''_{sg} = 672^{\circ} C$$

2 RECHAUFFEUR D'AIR

Température de l'air extérieur

$$t_a = 25^\circ \text{ C}$$

Enthalpie de l'air à 25° C

$$C_a = 0,316 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Température de l'air réchauffé

$$T_{ar} = 285^\circ \text{ C}$$

Enthalpie de l'air à 285° C

$$C_{ar} = 0,318 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Quantité de chaleur nécessaire Q_{ar}

$$Q_{ar} = (I'_{gr} - I''_{gr} + Q_a^{ra}) \psi$$

$$Q_a^{ra} = (\alpha''_{ra} - \alpha'_{ra}) V_a^o C_a t_a$$

$$= (1,23 - 1,18) 10,07 \times 0,31 \times 25 = 3,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

$$Q_{ar} = (T_{ar} \times C_{ar} - T_a \times C_a) V_a^o (\alpha_{ch} - \Delta\alpha)$$

$$= (285 \times 0,318 - 25 \times 0,31) 10,07 (1,1 - 0,05) = 942 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

876

Chaleur sensible des fumées avant le réchauffeur I'_{gr}

Température d'évacuation des fumées 135° C

Chaleur sensible des fumées évacuées $I''_{gr} = 600 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$

$$I'_{gr} = \frac{Q_{ar}}{\psi} + I''_{gr} - Q_a^{ra}$$

$$= \frac{942}{0,989} + 600 - 3,9 = 1546 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Température des fumées à l'entrée du réchauffeur d'air

Lecture sur diagramme enthalpique

$$T'_{gr} = 355^\circ \text{ C}$$

3 ECONOMISEUR

Température des fumées avant l'économiseur $T'_{gec} = 672^{\circ} C$

Chaleur sensible des fumées à l'entrée de l'économiseur $I'_{gec} = 2920 \frac{Kcal}{m^3 n}$

Température des fumées à la sortie de l'économiseur

$$t''_{gec} = t'_{gr} + \Delta t$$

$\Delta t = 5^{\circ} C$ perte dans la conduite fumée

$$t''_{gec} = 355 + 5 = 360^{\circ} C$$

Chaleur sensible des fumées à la sortie de l'économiseur

Lecteur sur diagramme enthalpique $I''_{gec} = 1550 \frac{Kcal}{m^3 n}$

Quantité de chaleur absorbée par l'économiseur

$$Q_{ec} = (I'_{gec} - I''_{gec} + Q_a^{ec}) \psi$$

$$Q_a^{ec} = (\alpha''_{ec} - \alpha'_{ec}) V_a^o C_a T_a$$

$$= (1,18 - 1,15) 10,07 \times 0,31 \times 25 = 2,34 \frac{Kcal}{m^3 n}$$

$$Q_{ec} = (2920 - 1550 + 2,34) 0,989 = 1359 \frac{Kcal}{m^3 n}$$

Purge d'eau $P = 5 \%$

$$h''_{ec} = h'_{ec} + \frac{B}{D} \times \frac{Q_{ec}}{1 + \frac{P}{100}}$$

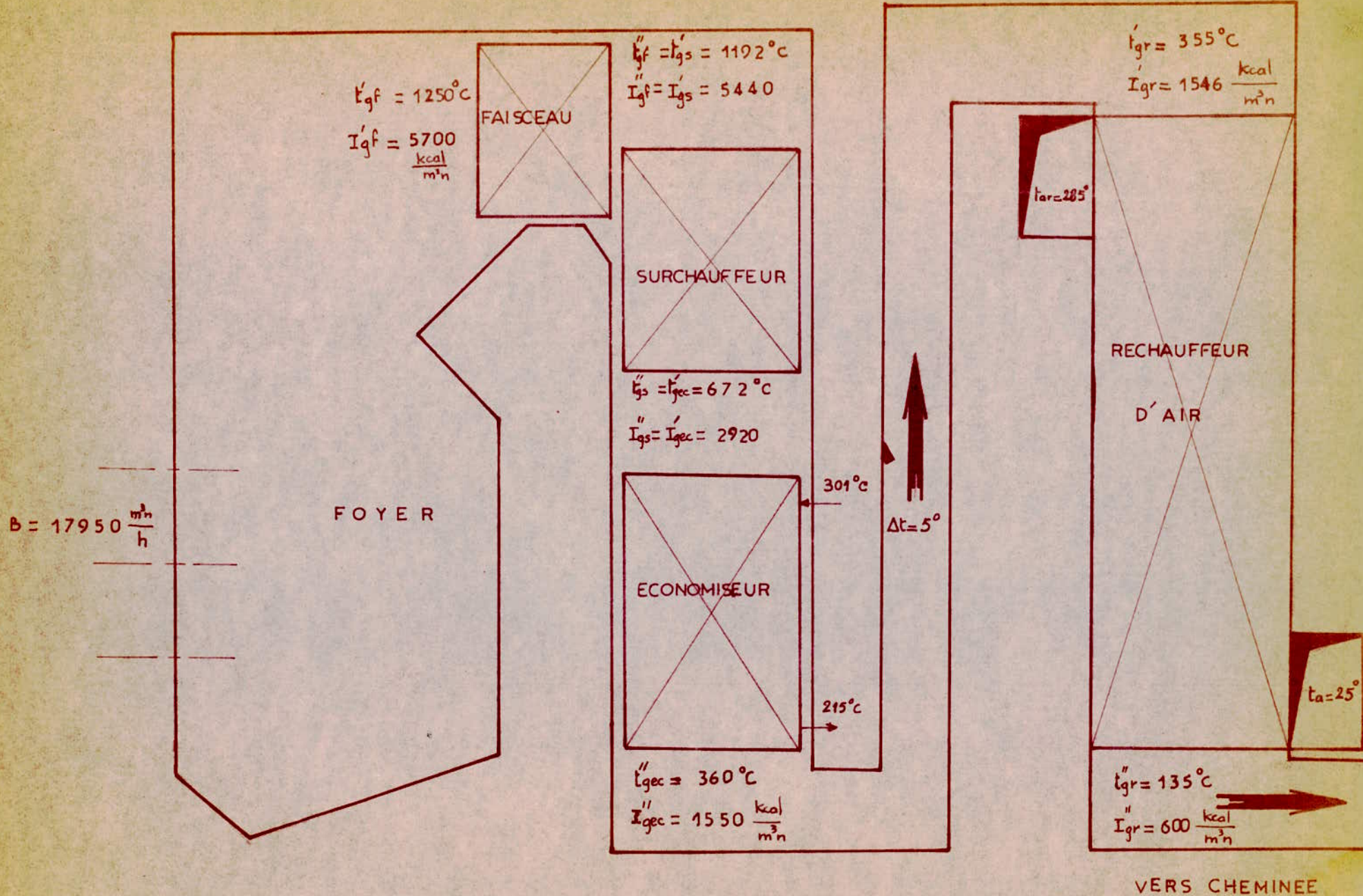
$$h'_{ec} = 220 \frac{Kcal}{Kg} \quad t'_{oc} = 215^{\circ} C$$

$$h''_{ec} = 220 + \frac{17950}{230000} \frac{1359}{1 + 0,05} = 321 \frac{Kcal}{Kg}$$

Lecture sur enthalpique $t''_{ec} = 301^{\circ} C$

L'eau est réchauffée de $215^{\circ} C$ à $301^{\circ} C$

REPARTITION PRELIMINAIRE



VI SURCHAUFFEUR DE VAPEUR

Le surchauffeur de vapeur reçoit la vapeur saturée de la partie supérieure de réservoir

Il est composé de 2 parties:

- La partie supérieure est à courant parallèle
- La partie inférieure est à contre-courant

Les 2 surchauffeurs sont séparés par un dispositif de réglage de la température de surchauffe.

Les 2 sections sont montés enservice. La vapeur sortant de la première section est désurchauffée par injection d'eau à travers des tuyères qui la pulverisent, ainsi le mélange est meilleur ce qui augmente la rapidité de réponse de la chaudière.

Le surchauffeur est l'organe qui est appelé à atteindre la température la plus élevée

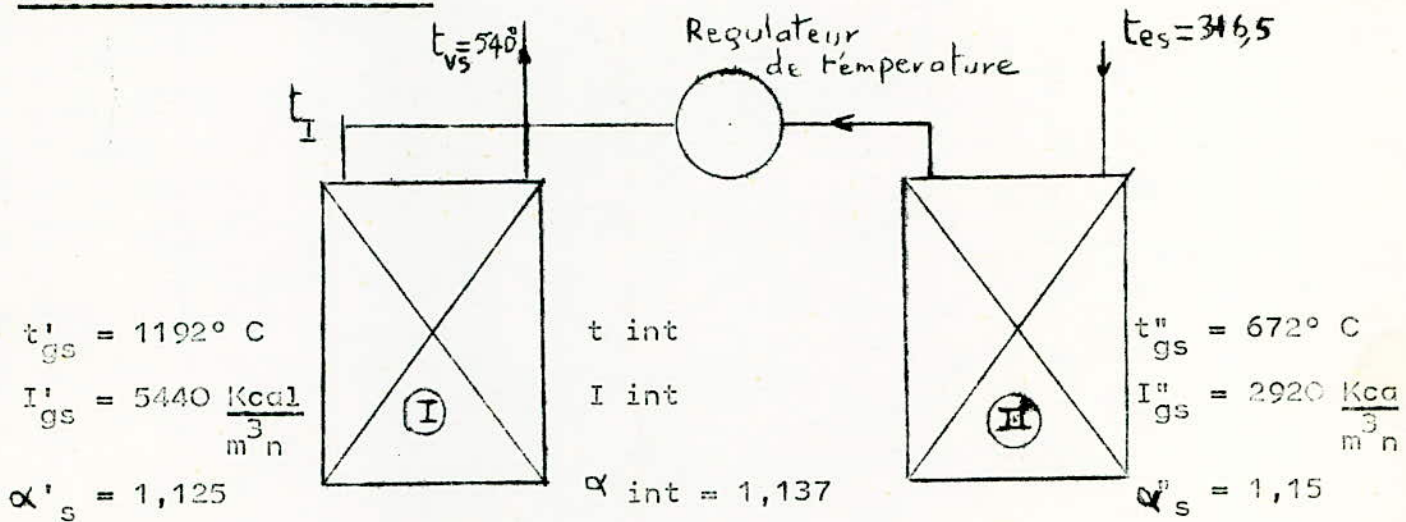
Il est constitué en tube d'acier spécial, jumelé pour diminuer la vitesse de la vapeur d'eau sans diminuer l'aire de passage des gaz brûl

Les collecteurs de vapeur sont disposés à l'extérieur du carneau.

La vapeur surchauffée sortant de la 2ème section est dirigée dans le collecteur de vapeur avec vanne et dispositif de sécurité

Il est prévu un système de nettoyage par granulation

CALCUL DU SURCHAUFFEUR



La température d'entrée dans la I partie du surchauffeur à 420° C
 Quantité absorbée par la 1ère partie Q_{1S}

$t_{vs} = 540^\circ \text{ C}$	Enthalpie	$h_{vs} = 829,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$
$t_I = 420^\circ \text{ C}$	Enthalpie	$h_I = 753,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

$$Q_{IS} = \frac{D}{B} (h_{vs} - h_I)$$

$$Q_{IS} = \frac{230000}{17950} (829,9 - 753,5) = 978,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Enthalpie des gaz entre les 2 parties I int.

$$I \text{ int} = I'_{gs} - Q_I + Q_{\text{dex}}$$

$$Q_{\text{dex}} = (\text{int} - \alpha'_s) V_a C_a T_a$$

$$= (1,137 - 1,125) 10,07 \times 0,31 \times 25 = 0,93 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

$$I \text{ int} = 5440 - 978,9 + 0,93 = 4462 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

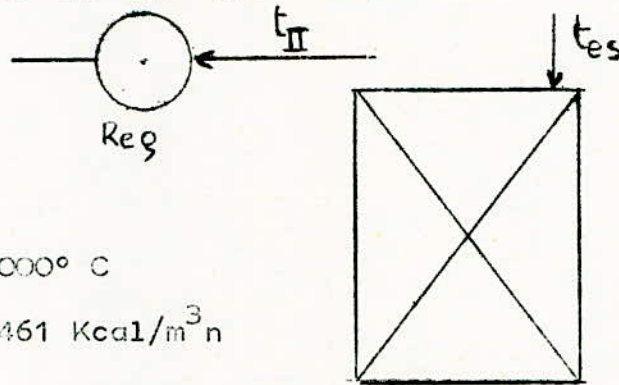
Température des gaz entre les 2 parties

Lecture diagramme enthalpique $\text{int} = 1000^\circ \text{ C}$

1-Calcul de la première partie du surchauffeur

(voir p. 41 →)

Calcul de la deuxième partie du surchauffeur



$$t_{int} = 1000^{\circ} C$$
$$I_{int} = 4461 \text{ Kcal/m}^3 n$$

$$t_{gs}'' = 672^{\circ} C$$
$$I_{gs}'' = 2920 \text{ Kcal/m}^3 n$$

Chaleur nécessaire dans la 2ème partie du surchauffeur

$$t_{II} = 439,8^{\circ} C \longrightarrow h_{II} = 766,9 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t_{es} = 316,5^{\circ} C \longrightarrow h_{es} = 646,7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{IIS} = \frac{D}{B} (h_{II} - h_{es})$$

$$Q_{IIS} = \frac{230000}{17950} (766,9 - 646,7) = 1540,16 \text{ Kcal/m}^3 n$$

Vérification de la température des gaz après la 2ème partie

$$I_{gs}'' = I_{int} - Q_{IIS} + Q_{dex}$$

$$I_{gs}'' = 4461 - 1540,16 + 1 = 2920,9 \text{ Kcal/m}^3 n$$

La différence d'enthalpie de $\frac{9}{10}$ ne permet pas une différence de lecture sur la température t_{gs}''

Température moyenne logarithmique

$$\Delta t_{II} = \frac{(1000 - 439,8) - (672 - 316,5)}{2,3 \log \frac{1000 - 439,8}{672 - 316,5}} = 452,97^{\circ} C$$

Coefficient effectif de transmission de la chaleur

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

$\xi = 0,86$ Coefficient d'utilisation du carneau

$$K_I = \frac{86 \times 4000}{86 + 4000} \cdot 0,86 = 72,4 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Détermination de la surface d'échange nécessaire à la première partie du surchauffeur

$$S_{Is} = \frac{B \cdot Q_{Is}}{K_I \Delta t_I}$$

$$S_{Is} = \frac{17950 \cdot 948,9}{72,4 \cdot 613,8} = 395,4 \text{ m}^2$$

Longueur d'un serpentin jumelé

$$l_I = \frac{395,4}{3,14 \times 0,032} \cdot \frac{1}{59 \times 2} = 33,3 \text{ m}$$

Nombre de rangées dans le sens du flux de gaz

$$n_I = \frac{l_I}{1}$$

1 = 4 m largeur du carneau

$$n_I = \frac{33,3}{4} = 8 \text{ rangées}$$

Hauteur du carneau

$$H_I = n_I \times S_2$$

$S_2 = 100 \text{ mm}$ p distance séparant deux rangées

$$H_I = 8 \times 100 = 800 \text{ mm} = 0,8 \text{ m}$$

Coefficient de transmission par rayonnement

$$\alpha_{rI} = \alpha_{H_2O} + \alpha_{RO_2}$$
$$= 16 + 14 = 30 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission dans lesens gaz-paroi ✓

$$\alpha_1 = \alpha_{rI} + \alpha_{CI}$$

$$\alpha_1 = 30 + 56 = 86 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Détermination du coefficient de transmission dans lesens paroi-vapeur

Volume spécifique moyen de la vapeur

$$t_{vs} = 540^\circ \rightarrow V_{vs} = 0,03583 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$t_{int} = 420^\circ \rightarrow V_{int} = 0,02850 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_m = \frac{0,03583 + 0,02850}{2} = 0,03216 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Vitesse d'écoulement de la vapeur

$$W_I = \frac{D V_m}{3600 \Omega_I}$$

$$\Omega_I = N_I \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$\Omega_I = 59 \frac{3,14 \times 0,024^2}{4} = 0,053 \text{ m}^2$$

(Les tubes sont jumelés)

$$W_I = \frac{230000 \times 0,03216}{3600 \times 0,053} = 38,76 \text{ m/s}$$

Pression de vapeur $P = 100 \text{ Kg/cm}^2$

$$t_I^m = 480^\circ \text{ C}$$

$$d_i = 24 \text{ mm}$$

Lecture sur abaque $\alpha_2 = 4000 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$

- Pression partielle de RO_2 dans tout le surchauffeur

$$P'_{RO_2} = 0,0754 \text{ At}_d$$

$$P''_{RO_2} = 0,074 \text{ At}_d$$

$$P^m_{RO_2} = \frac{0,0754 + 0,074}{2} = 0,0747 \text{ At}_d \quad \checkmark$$

- Pression partielle de RO_2 dans la première partie

$$P^I_{RO_2} = \frac{0,0754 + 0,0747}{2} = 0,075 \text{ At}_d \quad \checkmark$$

- Pression partielle de H_2O dans tout le surchauffeur

$$P'_{H_2O} = 0,1778 \text{ At}_d$$

$$P''_{H_2O} = 0,1742 \text{ At}_d$$

$$P^m_{H_2O} = \frac{0,1778 + 0,1742}{2} = 0,176 \text{ At}_d$$

- Pression partielle de H_2O dans la première partie

$$P^I_{H_2O} = \frac{0,1778 + 0,176}{2} = 0,1769 \text{ At}_d \quad \checkmark$$

- Pouvoir absorbant de RO_2 et H_2O

$$P^I_{H_2O} \times S = 0,1769 \times 0,331 = 0,058 \text{ m At}_d$$

$$P^I_{RO_2} \times S = 0,075 \times 0,331 = 0,024 \text{ m At}_d$$

Lecture sur abaque

$$\alpha_{RO_2} = 14 \quad \text{Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{H_2O} = 16 \quad \text{Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Nombre de tubes pour la 1ère partie

$$N_I = \left(b - \frac{\Omega_{gI}}{1} \right) \frac{1}{d_o}$$

$$N_I = \left(7,9 - \frac{23,96}{4} \right) \frac{1}{0,032} = 59,3$$

Je me fixe $N_I = 59$ tubes

Section de passage à travers les 59 tubes

$$\Omega_{gI} = 4 (7,9 - 59 \times 0,032) = 24,05 \text{ m}^2$$

Vitesse réelle des gaz

$$w_{gI} = \frac{G_{gI}}{\Omega_{gI}} = \frac{311,54}{24,05} = 12,95 \text{ m/s}$$

Coefficient de transmission par convection

Lecture sur abaque (Refroidissement des gaz)

$$t_{pI} = 510^\circ \text{ C}$$

$$w_{gI} = 12,95 \text{ m/s}$$

$$d_o = 32 \text{ mm}$$

$$\alpha_{cI} = 56 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ \text{ C}}$$

Détermination du coefficient de transmission par rayonnement

- Epaisseur rayonnante de la flamme

$$\frac{S_1}{d_o} = \frac{138}{32} = 4,31$$

$$\frac{S_2}{d_o} = \frac{100}{32} = 3,12$$

$$7 \leq \frac{S_1 + S_2}{d_o} \leq 13$$

$$S = 2,82 (S_1 + S_2) - 10,6 d_o$$

$$S = 2,82 (138 + 100) - 10,6 \times 32 = 331 \text{ mm} = 0,331 \text{ m}$$

Volume moyen des gaz dans la I partie du surchauffeur

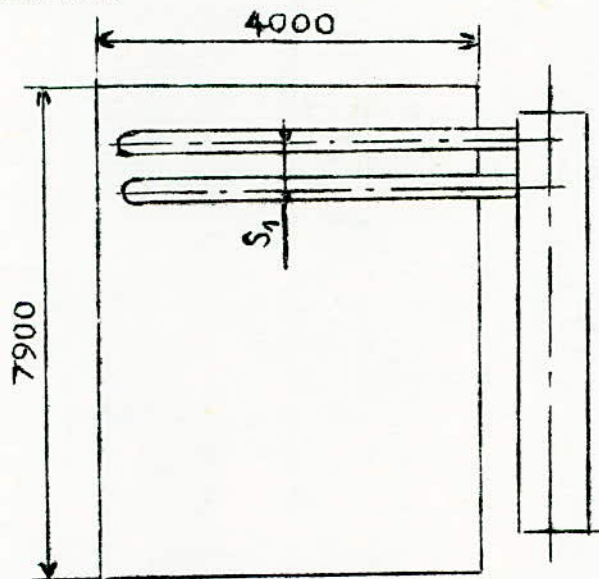
$$V_{mI} = \frac{12,419 + 12,54}{2} = 12,48 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Débit de gaz à travers la 1ère partie

$$G_{gI} = \frac{B (t_f^m + 273)}{3600 \times 273} \cdot V_{mI}$$

$$G_{gI} = 12,48 \times 17950 \frac{1093,8 + 273}{3600 \times 273} = 311,54 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Détermination de la section de passage des gaz à travers la première partie du surchauffeur



Ø tube 32 x 4
 $S_1 = 138 \text{ mm}$

Vitesse des gaz fixée $W_{gI} = 13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Section de passage $\Omega_{gI} = \frac{G_{gI}}{W_{gI}} = \frac{311,54}{13} = 23,96 \text{ m}^2$

Largeur du carneau $l = 4 \text{ m}$

$$\Omega_{gI} = l (b - N_I d_e)$$

Température moyenne logarithmique t_I

$$\Delta t_I = \frac{(t'_{gs} - t_{vs}) - (t_{int} - t_I)}{2,3 \log \frac{t'_{gs} - t_{vs}}{t_{int} - t_I}}$$

$$\Delta t_I = \frac{(1192 - 540) - (1000 - 420)}{2,3 \log \frac{1192 - 540}{1000 - 420}}$$

Température moyenne de la vapeur

$$t_I^m = \frac{420 + 540}{2} = 480^\circ \text{ C}$$

Température moyenne des gaz chauds

$$t_{fI}^m = t_I^m + \Delta t_I$$

$$t_{fI}^m = 480 + 613,8 = 1093,8^\circ \text{ C}$$

Température de la paroi des tubes

$$t_{pI} = t_I^m + 30$$

$$t_{pI} = 480 + 30 = 510^\circ \text{ C}$$

Volume moyen des gaz dans tout le surchauffeur

$$V'_g = 12,4191 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

$$V''_g = 12,6752 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

$$V_m = \frac{V'_g + V''_g}{2}$$

$$V_m = \frac{12,4191 + 12,6752}{2} = 12,54 \frac{\text{m}^3 \text{ n}}{\text{m}^3 \text{ n}}$$

Température moyenne de la vapeur

$$t_{II}^m = \frac{439,8 + 316,5}{2} = 378,15^\circ \text{C}$$

Température moyenne du flux de gaz

$$t_f^m = t_{II}^m + \Delta t_{II}$$

$$t_f^m = 378,15 + 452,97 = 831,12^\circ \text{C}$$

Température de la paroi des tubes

$$t_p = t_{II}^m + 30$$

$$t_p = 378,15 + 30 = 408,15^\circ \text{C}$$

Volume moyen des gaz

$$V_{II} = \frac{12,54 + 12,675}{2} = 12,60 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

Débit de gaz

$$G_{gII} = \frac{V_{II} \times B \times (t_f^m + 273)}{3600 \times 273}$$

$$G_{gII} = \frac{12,60 \times 17950 (831,12 + 273)}{3600 \times 273} = 254 \text{ m}^3/\text{S}$$

Section de passage des gaz à travers la II partie

$$\Omega_{gII} = l(b - N_{II} d_e) \quad N_{II} = N_I = 59 \text{ tubes}$$

$$\Omega_{gII} = 4 (7,9 - 59 \times 0,032) = 24,05 \text{ m}^2$$

Vitesse d'écoulement des gaz

$$W_{gII} = \frac{G_{gII}}{\Omega_{gII}}$$

$$W_{gII} = \frac{254}{24,05} = 10,56 \text{ m/S}$$

Coefficient de transmission par convection

$$\begin{array}{l}
 t_p = 408,15^\circ \text{ C} \\
 W_{gII} = 10,56 \text{ m/s} \\
 d_c = 32 \text{ mm}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} t_p \\ W_{gII} \\ d_c \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \text{Lecture sur abaque} \\ \alpha_{cII} = 54 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C} \end{array}$$

Pression partielle de H₂O et RO₂

$$P_{RO_2}^{II} = \frac{0,074 + 0,0747}{2} = 0,0743 \text{ At}_a$$

$$P_{H_2O}^{II} = \frac{0,1742 + 0,176}{2} = 0,175 \text{ At}_a$$

Pouvoir absorbant de CO₂ et H₂O

$$S = 0,331 \text{ m}$$

$$P_{RO_2}^{II} S = 0,0743 \times 0,331 = 0,0246 \text{ mAt}_a$$

$$P_{H_2O}^{II} S = 0,175 \times 0,331 = 0,0579 \text{ mAt}_a$$

Coefficient de rayonnement gazeux

Lecture sur abaque

$$\alpha_{RO_2} = 9,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{H_2O} = 11 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de rayonnement

$$\alpha_{rII} = \alpha_{RO_2} + \alpha_{H_2O}$$

$$\alpha_{rII} = 9,2 + 11 = 20,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission dans le sens gaz-paroi

$$\alpha_1 = \alpha_{cII} + \alpha_{rII}$$

$$\alpha_1 = 54 + 20,2 = 74,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission dans lesens paroi-vapeur

Volume spécifique de la vapeur

$$t_{es} = 316,5^\circ \text{ C} \quad v = 0,01637 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$t_{int} = 349,8^\circ \text{ C} \quad v = 0,088 \text{ m}^3/\text{Kg} ?$$

= 0,023

$$v_{II} = \frac{0,088 + 0,01637}{2} = 0,01258 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Vitesse d'écoulement de la vapeur

$$W_{II} = \frac{D v_{II}}{3600 \cdot \alpha_{II}} \quad \alpha_{II} = \alpha_I = 0,053 \text{ m}^2$$

$$W_{II} = \frac{230000 \times 0,01258}{3600 \times 0,053} = 15,16 \text{ m/s}$$

Lecture sur abaque $\alpha_2 = 3110 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$

Coefficient effectif de transmission de la chaleur

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

$$K_{II} = \frac{3110 \cdot 74,2}{3110 + 74,2} \cdot 0,86 = 62,32 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Surface d'échange nécessaire à la IIème partie du surchauffeur

$$S_{IIS} = \frac{B Q_{IIS}}{K_{II} \Delta t_{II}}$$

$$S_{IIS} = \frac{17950 \cdot 1540}{62,32 \cdot 452,97} = 979,23 \text{ m}^2$$

Longueur d'un serpentin jumelé

$$l_{II} = \frac{979,23}{3,14 \cdot 0,032} \times \frac{1}{2 \times 59} = 82,58 \text{ m}$$

Nombre de rangées dans le sens du flux de gaz

$$n_{II} = \frac{82,58}{4} = 20 \text{ rangées}$$

Hauteur du carneau

$$H_{II} = 20 \times 100 = 2000 \text{ mm} = 2 \text{ m}$$

VII ECONOMISEUR

Les réchauffeurs chauffant l'eau avec la vapeur soutirée réduit l'importance de l'économiseur.

Le rôle de l'économiseur est de compléter le réchauffage de l'eau d'alimentation. Jusqu'à la température de vaporisation.

L'économiseur alimente le réservoir par sa partie inférieure

Il est composé de trois parties de serpentins horizontaux situées dans le conduit de gaz vertical.

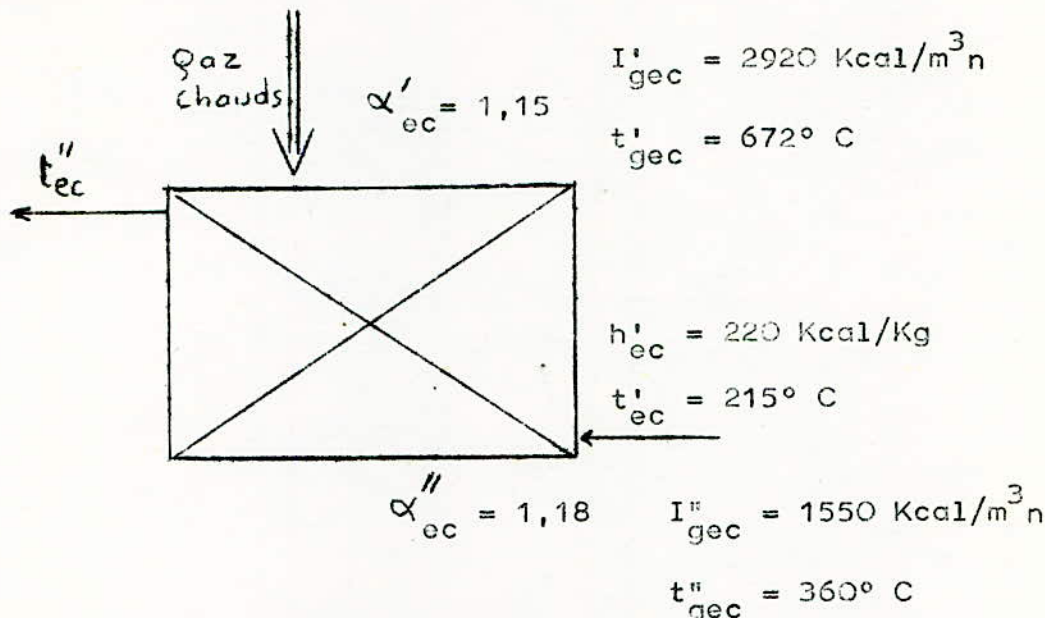
Les fumées circulent de haut en bas, l'eau d'alimentation circule de bas en haut; c'est à dire à contre courant.

Les serpentins sont en tubes d'acier lisses de 25 mm x 3,5 mm montés en quinconce

Les collecteurs sont à l'extérieur du conduit de fumées

Pour nettoyer les serpentins on se sert de l'installation de nettoyage par granulation qui nettoie en même temps le surchauffeur.

CALCUL DE L'ECONOMISEUR



Quantité de chaleur absorbée par l'économiseur

$$Q_{ec} = I'_{gec} - I''_{gec} + Q_{aex}$$

$$Q_{aex} = (\alpha''_{ec} - \alpha'_{ec}) V_a^o C_a t_a$$

$$Q_{aex} = (1,18 - 1,15) 10,07 \times 0,31 \times 25 = 2,34 \text{ Kcal/m}^3_n$$

$$Q_{ec} = 2920 - 1550 + 2,34 = 1372,34 \text{ Kcal/m}^3_n$$

Température de sortie de l'eau

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

P = 5 % purge

Enthalpie de l'eau à la sortie

$$h''_{ec} = \frac{Q_{ec}}{1 + \frac{P}{100}} \frac{B}{D} + h'_{ec}$$

$$h''_{ec} = \frac{1372,34 \times 17950}{1,05 \times 230000} + 220 = 320 \text{ Kcal/Kg}$$

Les tables enthalpiques nous donnent:

$$t''_{ec} = 301^\circ \text{ C}$$

Température moyenne de l'eau

$$t_{ec}^m = \frac{215 + 301}{2} = 258^\circ \text{ C}$$

Température moyenne logarithmique

$$\Delta t_{ec} = \frac{t'_{gec} - t''_{ec} - t''_{gec} - t'_{ec}}{2,3 \text{ Log} \frac{t'_{gec} - t''_{ec}}{t''_{gec} - t'_{ec}}}$$

$$\Delta t_{ec} = \frac{(672 - 301) - (360 - 215)}{2,3 \text{ log} \frac{371}{145}} = 241^\circ \text{ C}$$

Température du flux de gaz

$$t_f^m = t_{ec}^m + \Delta t_{ec}$$

$$t_f^m = 258 + 241 = 499^\circ \text{ C}$$

Volume moyen des gaz dans l'économiseur

$$V'_g = 12,6752 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

$$V''_g = 12,982 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

$$V_m = \frac{12,6752 + 12,982}{2} = 12,328 \text{ m}^3 \text{ n/m}^3 \text{ n}$$

Débit de gaz dans l'économiseur

$$G_{gec} = \frac{12,328 \cdot 17950 \cdot (499 + 273)}{3600 \times 273} = 174 \text{ m}^3/\text{s}$$

La vitesse d'écoulement des gaz W_{gec} est fixée à 12 m/s

Aire de passage des gaz

$$\Omega_{gec} = \frac{G_{gec}}{W_{gec}}$$

$$\Omega_{gec} = \frac{174}{12} = 14,5 \text{ m}^2$$

= 54 =

Détermination du nombre de tubes

$$\Omega_{\text{gec}} = 1 (b - N_m d_e)$$

$$1 = 4 \text{ m}$$

$$b = 7,9 \text{ m}$$

$$d_e = 25 \text{ mm}$$

$$N_m = (b - \frac{\text{gec}}{1}) \frac{1}{d_e}$$

$$N_m = (7,9 - \frac{\text{gec}}{4}) \frac{1}{0,025} = 171,2 \text{ tubes}$$

$$N_m = \frac{N' + N''}{2} = 171,5$$

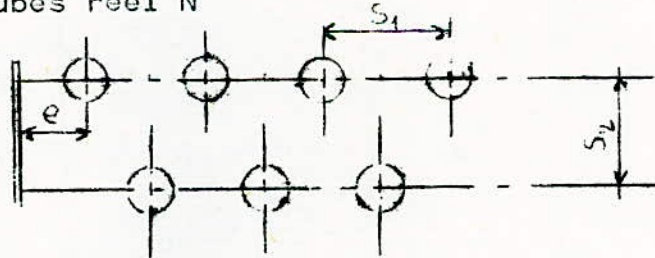
$$\Omega_{\text{gec}} = 4 (7,9 - 171,5 \cdot 0,025) = 14,44 \text{ m}^2$$

Vitesse effective des gaz

$$W_{\text{gec}} = \frac{G_{\text{gec}}}{\text{gec}}$$

$$W_{\text{gec}} = \frac{174}{14,44} = 12,04 \text{ m/s}$$

Nombre de tubes réel N



$$N' = 172$$

$$N'' = 171$$

$$N = 172 + 171 = 343 \text{ tubes}$$

$$\text{Pas } S_1 = \frac{b - 2e}{172 - 1}$$

$$S_1 = \frac{7,9 - 2 \times 0,04}{171} = 48 \text{ mm}$$

$$S_2 = 100 \text{ mm}$$

Section de passage de l'eau

$$\Omega_{ec} = \frac{\pi d_i^2}{4} N$$
$$\Omega_{ec} = \frac{3,14 \times 0,018^2}{4} \times 343 = 0,0872 \text{ m}^2$$

Vitesse d'écoulement de l'eau

$$W_{ec} = \frac{D' V'}{3600 \Omega_{ec}}$$

$$D' = \left(1 + \frac{P}{100}\right) D = \left(1 + \frac{5}{100}\right) 230000 = 241500 \text{ Kg/h}$$

$$V = 0,00148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$W_{ec} = \frac{241500 \times 0,00148}{3600 \times 0,0872} = 1,13 \text{ m/s}$$

Coefficient de transmission par convection gaz-paroi

$$\alpha_c = h \frac{V_{goc}^{0,75}}{d_e^{0,25}} A \quad (\text{Tourancheau T.9})$$

$$A = 0,12 \times 1,02 = 0,122$$

$$h = 0,075$$

$$d_e = 0,025 \text{ mm}$$

$$V_{goc} = W_{goc} \times 3600 = 43344 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\alpha_{ec} = 0,075 \frac{(43344)^{0,75}}{(0,025)^{0,25}} \times 0,122 = 113 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission par rayonnement gazeux

- Epaisseur rayonnante des gaz

$$\frac{S_1}{d_o} = \frac{48}{25} = 1,8$$

$$\frac{S_2}{d_o} = \frac{100}{25} = 2$$

$$S = 1,87 (S_1 + S_2) - 4,1 d_e$$

$$S = 1,87 (100 + 48) - 4,1 \times 25 = 168 \text{ mm} = 0,168 \text{ m}$$

- Pression partielle moyenne P_{RO_2} et P_{H_2O}

$$P'_{RO_2} = 0,074 \quad \text{At}_a$$

$$P''_{RO_2} = 0,0723 \quad \text{At}_a$$

$$P_{RO_2} = \frac{0,074 + 0,0723}{2} = 0,0731 \text{ At}_a$$

$$P'_{H_2O} = 0,1742 \quad \text{At}_a$$

$$P''_{H_2O} = 0,1712 \quad \text{At}_a$$

$$P_{H_2O} = \frac{0,1742 + 0,1712}{2} = 0,1727 \text{ At}_a$$

- Pouvoir absorbant

$$P_{RO_2} \cdot S = 0,0731 \times 0,168 = 0,0122 \text{ mAt}_a$$

$$P_{H_2O} \cdot S = 0,029 \times 0,168 = 0,029 \text{ mAt}_a$$

- Lecture sur abaque

$$\alpha_{H_2O} = 5 \text{ Kcal/m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{RO_2} = 3,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission par rayonnement

$$\alpha_r = 3,2 + 5 = 8,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission effectif gaz-paroi

$$K = (\alpha_c + \alpha_r)$$

$$K_{oc} = (8,2 + 113) 0,86 = 104,3 \text{ Kcal/m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Surface de l'économiseur

$$S_{ec} = \frac{B' Q_{ec}}{A t_{ec} K_{ec}}$$

$$S_{ec} = \frac{241500,1372,4}{241 \cdot 104,3} = 960,7 \text{ m}^2$$

Longueur d'un tube

$$L = \frac{2 \cdot S_{ec}}{(d_e + d_i) \cdot N} = \frac{2 S_{ec}}{(d_e + d_i) N}$$

$$L = \frac{2 \times 960,7}{3,14 (0,025 + 0,018) 343} = 42,7 \text{ m}$$

L'économiseur est composé de 3 parties, la longueur de tube pour chaque partie est $\frac{L}{3} = \frac{42,7}{3} = 14,2 \text{ m}$

Nombre de rangées dans le sens du flux de gaz

$$r = \frac{14,2}{4} = 3,5 \text{ rangées}$$

On fera 3 rangées, les 2,2 m restant seront absorbés par les coudes

Hauteur d'une partie de l'économiseur :-

Les tubes sont en quinconce

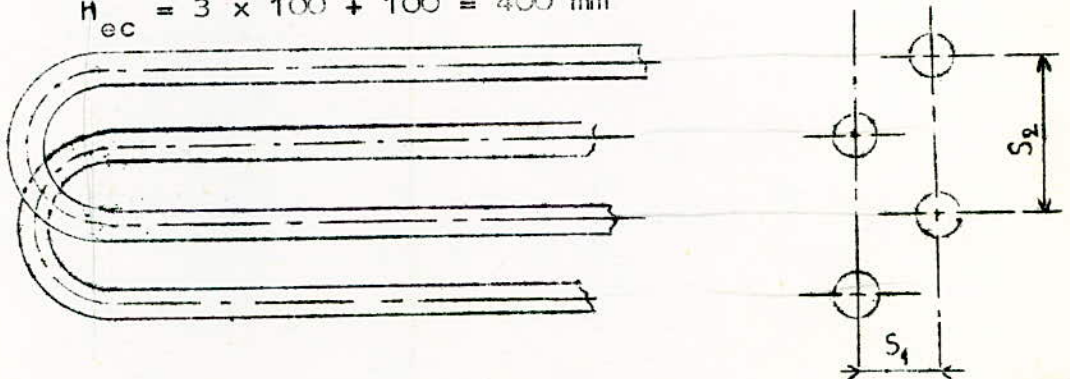
$$25 \times 3 + 2 \times 100$$

$$\frac{1200}{}$$

$$= 75 + 200 = 275 \text{ mm}$$

$$H_{ec} = 3 \times S_2 + S_2$$

$$H_{ec} = 3 \times 100 + 100 = 400 \text{ mm}$$



VIII RECHAUFFEUR D'AIR

Le réchauffeur d'air a pour but de réchauffer l'air nécessaire à la combustion.

Il est situé dans le conduit supplémentaire de fumée et est composé de 3 parties

Chaque partie est constituée par des faisceaux de tubes lisses soudés entre 2 plaques et dans lesquelles circulent les gaz chauds. L'air passe entre les tubes placés en quinconce.

L'air est admis par la partie inférieure, la traverse perpendiculairement, passe dans la section du milieu, et finalement. On récupère l'air chaud à la sortie de la section supérieure.

La circulation est donc dans l'ensemble à contre courant du réchauffeur d'air, les fumées sont évacuées par la cheminée à travers le ventilateur de tirage.

La température d'évacuation des fumées $t_{cv} = 135^{\circ} C$
 t_{cv} est supérieure à la température du point de rosée des gaz chauds pour éviter la condensation de gaz qui risque de corroder les tubes du réchauffeur.

Ici un autre avantage du gaz naturel est l'absence du soufre de sa composition ce qui élimine la possibilité de formation d'acide sulfurique dangereux pour les tubes

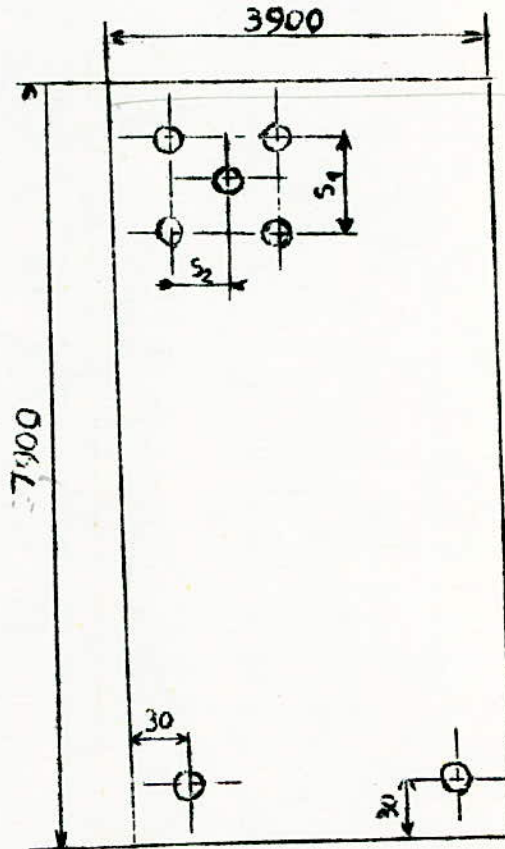
CALCUL DU RECHAUFFEUR D'AIR

Tube 42 x 2

Pas transversal $S_2 = 60$ mm

Pas longitudinal $S_1 = 61$ mm

Coupe transversale



Nombre de tubes dans la longueur

$$\frac{7900}{61} = 129 \text{ tubes}$$

Nombre de tubes dans la largeur

$$\frac{3900}{60} = 65 \text{ tubes}$$

Nombre total de tubes

$$N = 129 \times 65 - 32 = 8353 \text{ tubes}$$

Airé de passage des fumées

$$\Omega_{gr} = \frac{\pi d_i^2}{4} N = \frac{3,14 \times 0,038^2}{4} 8353 = 9,5 \text{ m}^2$$

Section de passage de l'air

$$\Omega_{ar} = n l \left(b - \frac{n' + n''}{2} d_{ex} \right)$$

Nombre de passages de l'air $n = 3$

$l =$ largeur du passage $l = 3,7 \text{ m}$

bargeur du carneau $b = 7,9 \text{ m}$

$n' = 129 \text{ tubes}$

$n'' = 128 \text{ tubes}$

$d_{ex} = 42 \text{ mm}$

$$\Omega_{ar} = 3 \times 3,7 \left(7,9 - \frac{128 + 129}{2} \times 0,042 \right) = 27,78 \text{ m}^2$$

L'air est réchauffé de 25° C à 285° C

Température moyenne de l'air

$$t_a^m = \frac{285 + 25}{2} = 155^\circ \text{ C}$$

Température moyenne des fumées

$$t_f^m = \frac{355 + 135}{2} = 245^\circ \text{ C}$$

Température moyenne de la paroi des tubes

$$t_p^m = \frac{245 + 155}{2} = 200^\circ \text{ C}$$

Volume moyen des fumées dans le réchauffeur

$$V'_g = 12,982 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$$

$$V''_g = 13,494 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$$

$$V_m = \frac{12,982 + 13,494}{2} = 13,238 \frac{\text{m}^3 \text{n}}{\text{m}^3 \text{n}}$$

Débit des fumées

$$G_g = \frac{V_m B (t_f^m + 273)}{3600 \times 273}$$

$$G_g = \frac{13,238 \times 17950 (245 + 273)}{3600 \times 273} = 125,24 \text{ m}^3 \text{n/Seconde}$$

Vitesse moyenne des fumées

$$W_g = \frac{G_g}{\Omega_{gr}} = \frac{125,24}{9,5} = 13,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Débit d'air réel.

$$G_a = \frac{V_a (\alpha_{ch} - \Delta \alpha_r) B (t_a^m + 273)}{3600 \times 273}$$

$$G_a = \frac{10,07 (1,1 - 0,05) 17950 (155 + 273)}{3600 \times 273} = 82,65 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse moyenne de l'air

$$W_a = \frac{G_a}{\Omega_{ar}} = \frac{82,65}{27,78} = 2,97 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Détermination du coefficient de transmission de la chaleur

- Refroidissement des gaz brûlés (α_g)

Lecture sur abaque en fonction des paramètres suivants:

$$t_f^m = 245^\circ \text{C}$$

$$W_g = 13,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_i = 38 \text{ mm}$$

$$t_p^m = 200^\circ \text{ C}$$

$$\frac{S_2}{d} = 1,6$$

$$\alpha_g = 40 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ \text{ C}}$$

$$\frac{S_1}{d} = 1,57$$

- Réchauffeur de l'air (α_a)

$$t_p^m = 245^\circ \text{ C}$$

$$V_a = 2,97 \text{ m/s}$$

$$\alpha_a = 26 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ \text{ C}}$$

$$d_e = 42 \text{ mm}$$

$$t_p^m = 200^\circ \text{ C}$$

- Coefficient global K

Coefficient d'utilisation du carneau

$$\xi = 0,875$$

$$K = \frac{\alpha_g \times \alpha_a}{\alpha_g + \alpha_a}$$

$$K = \frac{40 \times 26}{40 + 26} \times 0,875 = 13,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ \text{ C}}$$

Température moyenne logarithmique dans le réchauffeur

$$\Delta t = \frac{(t_{gr}'' - t_a) - (t_{gr}' - t_{ar})}{2,3 \log \frac{t_{gr}'' - t_a}{t_{gr}' - t_a}}$$

$$\Delta t = \frac{(135 - 25) - (355 - 285)}{2,3 \log \frac{135 - 25}{355 - 285}} = 88,7^\circ \text{ C}$$

Surface d'échange nécessaire pour le réchauffeur

$$S_r = \frac{B \times Q_{gr}}{K \times \Delta_t}$$

$$S_r = \frac{17950 \times 942}{13,8 \times 88,7} = 12846 \text{ m}^2$$

Cette surface est constituée de tubes verticaux de diamètre extérieur (d_o) et de diamètre intérieur (d_i)

Détermination de la longueur totale L

$$S_r = \frac{d_o + d_i}{2} \pi N \cdot L$$

$$L = \frac{2 S_r}{\pi N (d_o + d_i)}$$

$$L = \frac{2 \cdot 12846}{3,14 \cdot 8353 (0,042 + 0,038)} = 11,1 \text{ m}$$

IX R E S E R V O I R (BALLON)

Le réservoir ou ballon est de forme cylindrique en tôle d'acier soudées et de 105 mm d'épaisseur à l'intérieur duquel règne une pression de 110 Kg/cm².

Il est monté sur 2 appuis à rouleaux admettant sa dilatation thermique dans les 2 directions.

Le ballon est séparé en deux parties par une paroi s'élevant au dessus du niveau supérieur admissible de l'eau.

Un compartiment d'eau d'utilisation le second reçoit l'eau de purge par des tuyères placées sur la paroi de séparation.

Bien que l'eau d'alimentation soit traitée, il reste toujours des sels dissous dans l'eau qu'on essaie d'éliminer par les purges.

Les écrans sont à circulation indépendante ce qui fait qu'ils sont branchés séparément au ballon.

X B R U L E U R

L'installation doit pouvoir utiliser, comme combustible, le gaz naturel ou le fuel-oil.

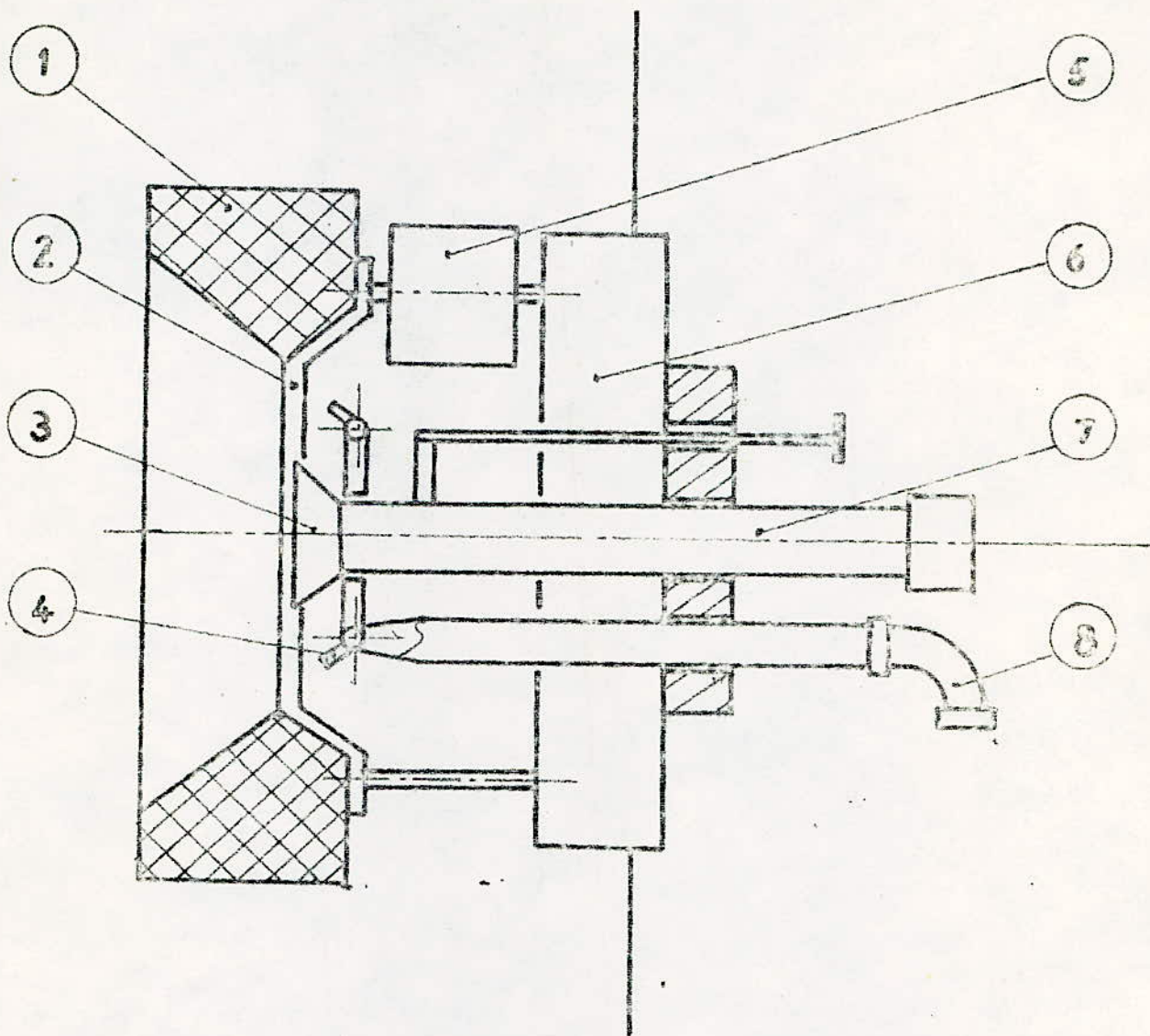
Il est inutile de prévoir deux séries de brûleurs puisqu'il existe des appareils qui peuvent brûler séparément, ou simultanément l'un ou l'autre combustible.

C'est le cas du brûleur représenté en page suivante, le combustible est admis au centre, l'air arrive par une conduite annulaire munie de ventelles pour le réglage du débit.

Le problème, essentiel du brûleur étant celui de l'allumage car le gaz est explosif.

Lors du fonctionnement le réglage est facile, la flamme ne doit pas toucher les écrans tubulaires dont la détérioration serait rapide.

Nous avons prévu 12 brûleurs répartis sur la façade avant, en trois étages de quatre rangées.



1 — Ouvrage en réfractaire

2 — Nez du brûleur

3 — Cône de flamme

4 — Brûleur élémentaire à gaz

5 — Ventelle pour réglage d'air

6 — Corps extérieur du brûleur

7 — Jacket tube du brûleur fuel-oil

8 — Arrivée de gaz naturel

XI NETTOYAGE DES SURFACES DE CHAUFFE

Lors du passage des fumées à travers les échangeurs les tubes se recouvrent d'une couche de suie ce qui diminue les échanges thermiques.

Pour éviter l'abaissement du rendement, il faut nettoyer les surfaces de chauffe. Pour cela il est prévu des installations de nettoyage par granulation

Ce nettoyage se fait au moyen de grandoille en métal de 3 à 6 mm de diamètre qui tombe librement dans les gaines de convection

La grandoille s'accumule dans la soude inférieure, passe ensuite dans une soude installée plus bas d'où l'air l'amène dans le cyclone situé au dessus de la gaine.

La grandoille traverse des goulottes pour être dispensée en éventail et tomber librement sur les surfaces de chauffe en les débarrassant des dépôts par vibrations.

Voir schéma de fonctionnement page suivante

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

Parallèlement à toute réalisation industrielle il y a évidemment une étude économique liée étroitement à la notion de rendement .

On peut concevoir les rendements partiels de chaque élément séparément ce qui demande d'ailleurs du temps et de l'argent .

L'optimisation du rendement global de l'installation est fonction de la charge et des conditions de fonctionnement .

Les pertes de chaleur par les parois et les calorifugeages sont fatales quelque soit la qualité de l'isolation et de l'étanchéité de l'installation .

Les pertes principales sont dues à la chaleur sensible des fumées évacuées à la cheminée et qu'il faut minimiser .

Celles - ci sont d'autant plus grandes qu'il y a de dépôt à l'intérieur et à l'extérieur des tubes. Ces dépôts entraînent une augmentation de la température finale des fumées, et de la puissance de tirage. Donc, le rendement dépend de la qualité de l'eau d'alimentation et du combustible utilisé.

Pour ce qui est du combustible, l'avantage du gaz naturel sur les autres combustibles, est incontestable.

- Pouvoir calorifique plus élevé
- Il ne nécessite pas d'installation de stockage et de réchauffage.

- Les installations compliquées du broyage, du séchage et de l'alimentation nécessaires pour un combustible sont éliminées.

- Les pompes, les grandes citernes, des combustibles liquides ne sont plus nécessaires.

- Les opérations de ramonage sont moins fréquentes parce que la chambre de combustible est propre.

- Grande souplesse de l'installation par réglage facile du débit de gaz et d'air.

- Le gaz naturel Algérien a une très faible teneur en soufre, ce qui évite la corrosion du réchauffeur d'air.

- La pollution de l'atmosphère est moindre .

- De tous ces avantages, le prix de la calorie est largement inférieur à celle produite par un combustible liquide ou solide.

- De plus le gaz naturel est le combustible qui coûte le moins cher, soit pour son extraction, soit pour son transport.

- L'Algérie qui recèle d'énormes gisements de gaz naturel, l'utilise beaucoup comme combustible, le fuel est seulement utilisé en secours.

Nous terminerons par une note quelque peu pessimiste quant aux avantages du gaz naturel:

*Si le gaz naturel est un combustible noble, il sert aussi à la fabrication de toute une gamme de polymères et de produits pharmaceutiques .

Son utilisation en **quantité** énorme comme combustible va hâter son épuisement.

Alors qu'il existe d'autres combustibles, qui pourraient le **remplacer**, **il n'est** malheureusement pas de même pour les polymères et les produits pharmaceutiques.

LA SOLUTION DE CE PROBLEME EST ET RESTERA L'ENERGIE ATOMIQUE.

-o-o-o-o-o-o-o-o-

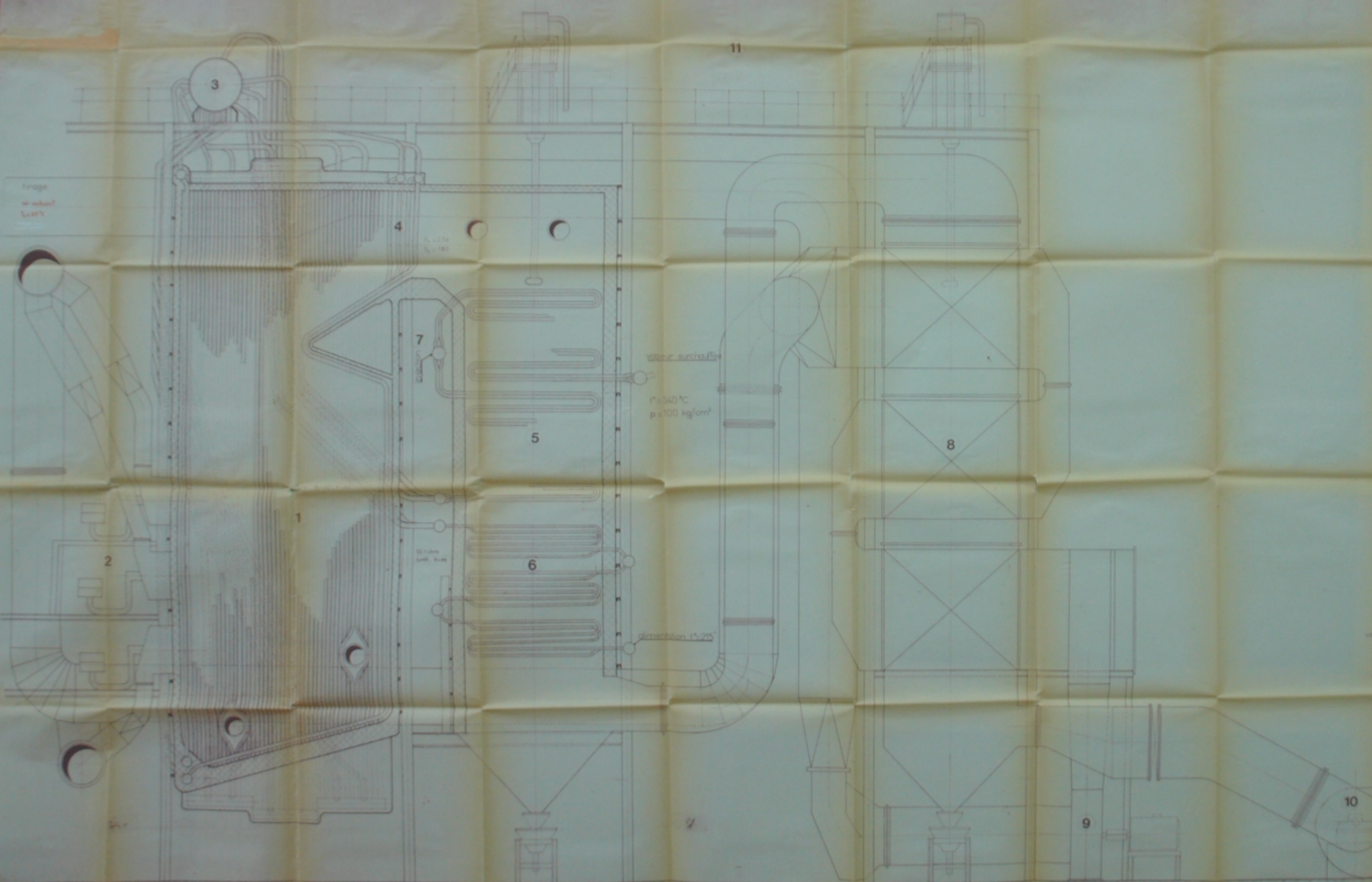
B I B L I O G R A P H I E

* Y;YAKIMOV. Cours des générateurs de vapeur.

* A.L.TOURANCHEAU ,G.LEMASSON.

- Eléments de construction.Tome(9).

* Technique de l'Ingénieur.

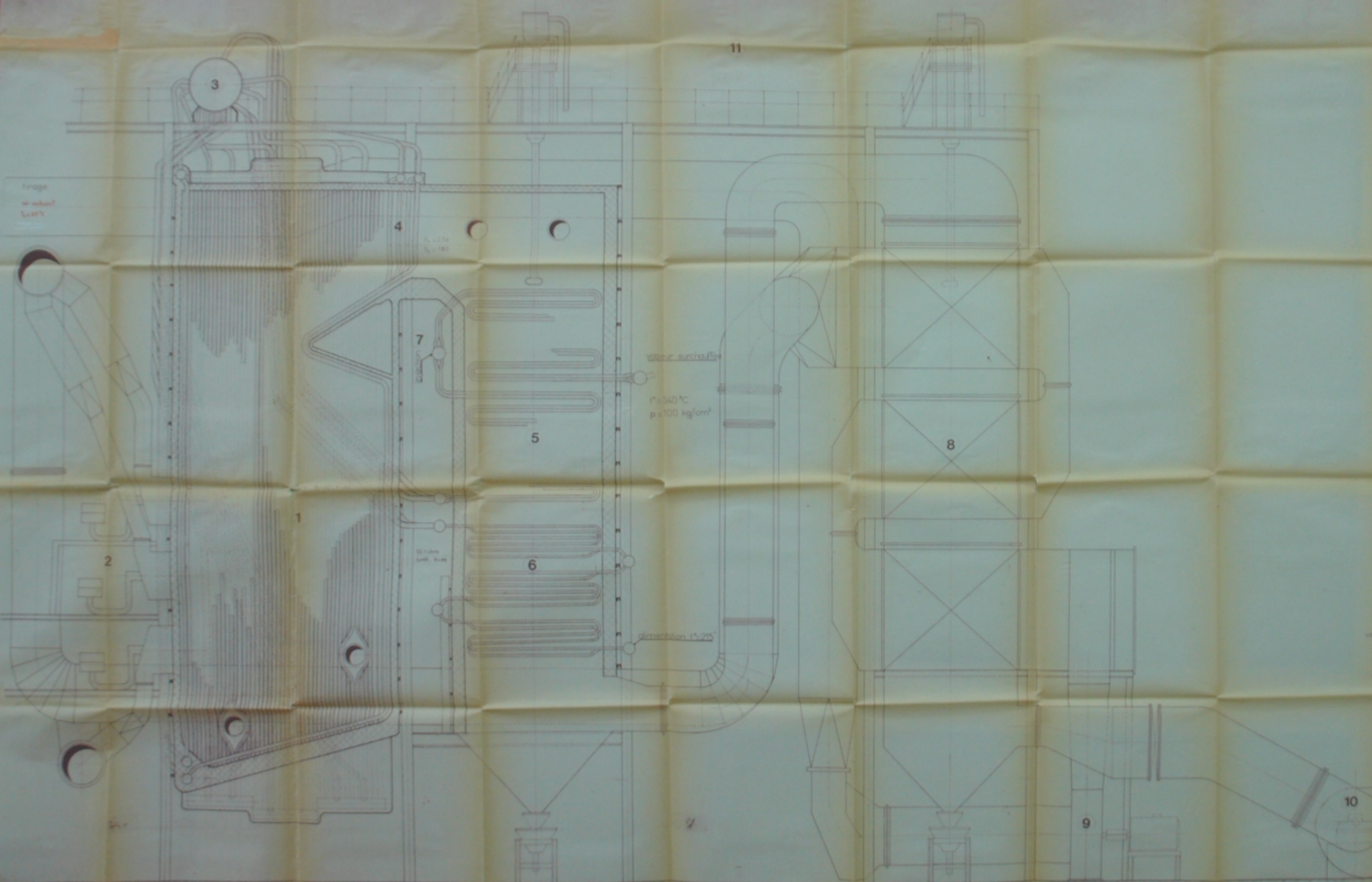


11	Cylindre du générateur	
10	Condenseur de vapeur	
9	Condenseur de surchauffe	
8	Rechauffeur à air	air
7	Rechauffeur de surchauffe	sur
6	Échangeur	sur
5	Surchauffeur	sur
4	Échangeur vapeur-eau	
3	Réchauffeur	sur
2	Échangeur	sur
1	Chambre de combustion	
10	Dégrossisseur	

travaux
de
1947

vers la cheminée

UNIVERSITÉ D'ALGER
 Ecole Nationale Supérieure
 d'Ingénierie de l'Énergie
**GENERATEUR
 DE VAPEUR
 230 t/h**
 Coupe longitudinale



11	Cylindre du générateur	
10	Condenseur de vapeur	
9	Condenseur de refroidissement	
8	Boîtier de vapeur	acier
7	Régulateur de surchauffe	
6	Échangeur	acier
5	Surchauffeur	acier
4	Échangeur vapeur-eau	
3	Réacteur	acier
2	Échangeur	acier
1	Chambre de combustion	
100	Dégazoir	acier

vers la cheminée

UNIVERSITÉ D'ALGER
 Ecole Nationale Supérieure
 d'Ingénierie de l'Énergie
**GENERATEUR
 DE VAPEUR
 230 t/h**
 Coupe longitudinale

