

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Tex

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Turbine à Gaz à Cycle mixte
Pour Récupération d'Énergie

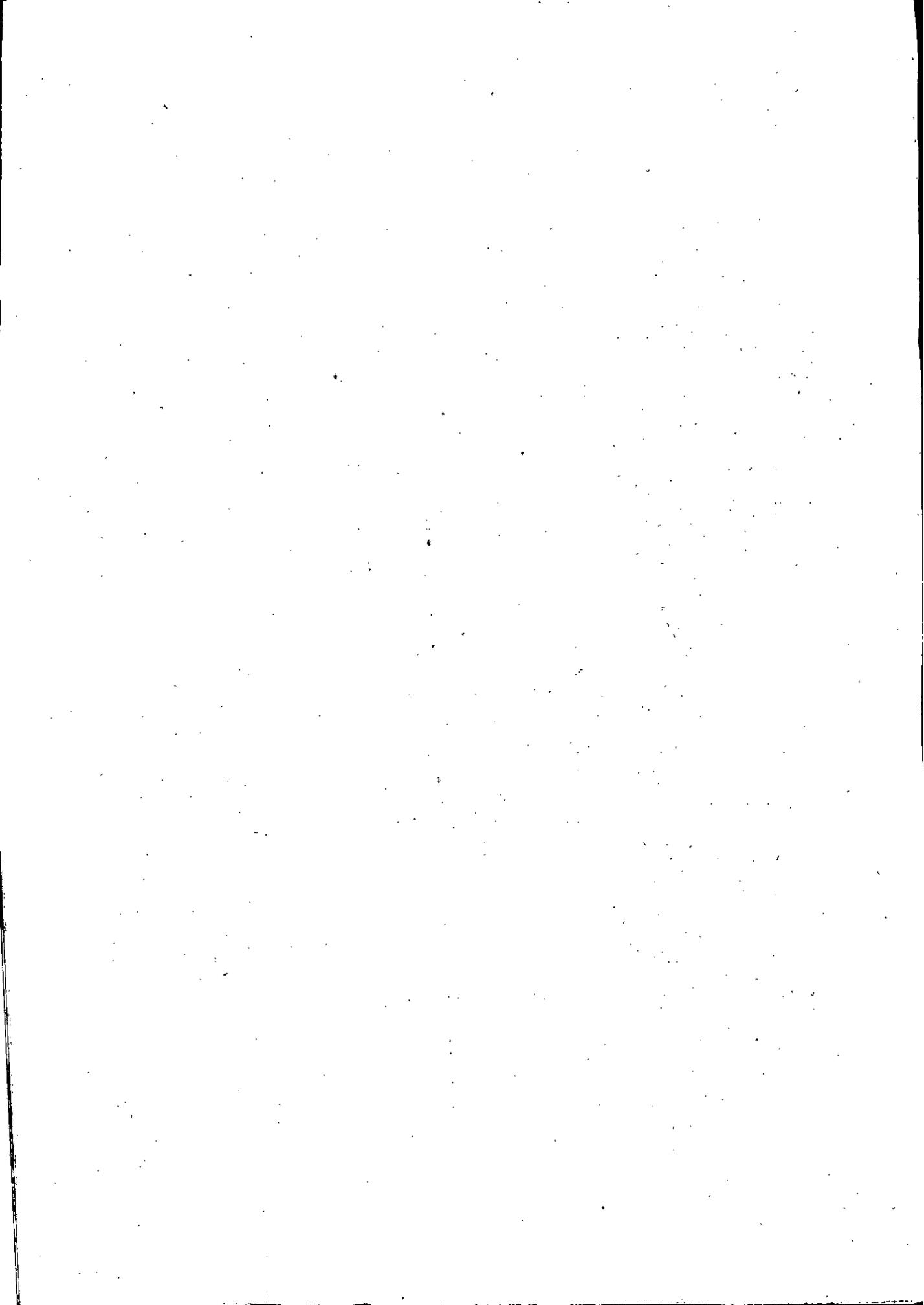
Proposé par :

M. NOUACER

Maître - Assistant

Etudié par :

OUZZANE MOHAMED



وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Turbine à Gaz à Cycle mixte
Pour Récupération d'Énergie

Proposé par :

M. NOUACER

Maître - Assistant

Etudié par :

OUZZANE MOHAMED

- REMERCIEMENTS -

Je tiens à exprimer tous mes remerciements à Monsieur NOUACER qui a su mettre en oeuvre tous les moyens nécessaires au succès de la réalisation de mon projet et qui m'a aidé dans ma tâche par ses conseils avisés . Tous ceux qui ont contribué à notre formation et à la réalisation de cette étude trouvent ici l'expression de ma sincère reconnaissance .

- DEDICACES -

Je dédie ce travail à

- ma mère
- mes frères et soeurs
- à toute la famille
- à tous ceux qui témoignent qu'il n'y a Dieu qu'ALLAH et MOHAMMED son envoyé et son prophète .

- SOMMAIRE -

PAGE

CH-I GENERALITES

1-	Définition et principe d'une turbine à gaz .	1
2-	Classification des turbines à gaz .	1
3-	Etude du cycle réel de la turbine .	2
4-	Diagramme de SANKEY de la turbine avant la récupération	7
5-	Combustion.	8
6-	Choix de la température des fumées à la sortie du récupérateur .	13
7-	Calcul de la richesse .	14
8-	Calcul de la masse volumique et de la chaleur spécifique des fumées .	16
8-	Quantité de la chaleur cédée par les fumées .	17
10-	Calcul de la cheminée .	19

CH-II RECUPERATEUR

1-	Choix du récupérateur .	22
2-	Rendement de transfert .	24
3-	Rendement global du récupérateur .	25
4-	Calcul des paramètres à l'entrée du récupérateur.	27
5-	Nombre total d'heures d'utilisation d'énergie calorifique par année.	37
6-	Nombre d'abonnés pouvant être raccordés à notre réseau.	38

CH-III DIMENSIONNEMENT DU RECUPERATEUR

1-	Calcul de la moyenne logarithmique de température.	41
2-	Efficacité de l'échangeur .	42
3-	Calcul de la moyenne logarithmique de température réelle .	43
4-	Choix de la section de base du récupérateur .	45
5-	Choix de la disposition des tubes .	47
6-	Choix du diamètre des tubes .	47
7-	Calcul du coefficient de convection du fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes .	48
8-	Calcul du coefficient de convection du fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes .	50
9-	Choix du matériau des tubes .	52
10-	Calcul du coefficient d'échange global.	54
11-	Calcul de la surface d'échange .	54
12-	Efficacité d'une ailette .	55
13-	Efficacité des surfaces ailetteées.	55
14-	Coefficient global d'échange .	56
15-	Calcul de l'efficacité de l'ailette .	57
16-	Calcul de l'efficacité des surfaces ailetteées.	57

17-	Calcul de la surface d'échange nervurée.	59
18-	Nombre de tubes .	60
19-	Nombre de faisceaux.	60
20-	Surface totale d'un tube ailetté.	61
21-	Nombre d'ailettes que peut contenir un tube .	61
22-	Nombre total d'ailettes .	61
23-	Pas des ailettes .	62
24-	Densité des tubes .	62
25-	Section d'entrée d'un faisceau .	62
26-	Nombre de tubes transversales .	62
27-	Hauteur du récupérateur .	62
28-	Correction des valeurs de certains paramètres .	63
29-	Calcul des pertes de charge .	64
30-	Diagramme de SANKEY après la récupération.	68

CH IV CALCUL ECONOMIQUE

1-	Calcul du coût de récupérateur .	70
2-	Frais généraux .	75
3-	Frais annuels d'énergie consommée par l'installation.	76
4-	Frais de montage et d'installation .	76
5-	Frais de maintenance .	76
6-	Prix de vente du calorique .	77
7-	Calcul du montant d'amortissement annuel .	77
8-	Calcul du montant de crédit et de principal.	77
9-	Echancier de remboursement des crédits .	78
10-	Compte d'exploitation prévisionnel du projet.	80
11-	Calcul du taux de rentabilité interne du projet .	81
12-	Détermination du délai de récupération .	81

- INTRODUCTION -

Il est certain que l'état de développement d'un pays est lié à sa consommation énergétique, or devant une démographie de plus en plus galopante, les besoins en énergie sont en perpétuelle croissance. Les ressources de pétrole et de gaz naturel sont limitées. De nos jours ils apparaissent nettement trop coûteux, donc il est souhaitable de diminuer sa proportion dans l'ensemble des énergies consommées et de les réserver pour des utilisations sélectives tel que le transport. L'Algérie dispose d'importantes réserves de gaz naturel, mais elles ne peuvent assurer nos besoins en énergie à long terme. Donc il apparaît primordial de réfléchir à l'exploitation de nouvelles ressources d'énergie telles que le nucléaire et le solaire. Actuellement nous disposons de nombreuses unités industrielles pour la production électrique et même chimique qui évacuent des fumées possédant une grande quantité d'énergie dans la nature, donc constitue une grande perte. La question qui se pose est, comment récupérer cette énergie afin d'économiser le précieux combustible gaz naturel. En 1957, le premier récupérateur a été livré à un fabricant Allemand de turbine à gaz, dans le but est d'augmenter le rendement de la centrale; en chauffant de l'air avant son admission dans la chambre de combustion. En 1981, 140 turbines à gaz équipées de récupérateurs. Notre projet consiste à étudier la récupération de l'énergie dans la centrale à gaz de Bab-Ezzouar (puissance = 30 MW).

Cette energie sera utilisée pour le chauffage urbain ou à d'autres fins industrielles . Pour cela, on se propose de dimensionner un récupérateur qui assure les besoins en chauffage des habitants de la région .

- Caractéristiques de la centrale à gaz
de Bab-Ezzouar .

- Caractéristiques d exploitation :

Puissance nominale = 29,7 MW .
Puissance depointe = 32 MW .
Rendement globale à la puissance nominale = 27,1% .
Rendement globale à la puissance de pointe = 27,4% .
Vitesse de rotation de la turbine = 4473 tr/mn .
Vitesse de rotation de l alternateur = 3000tr/mn .
Taux de compression = 8,6 .
Combustibles utilisés : gaz naturel et rarement le fuel léger .

- Turbine à gaz :

Nombre = 4 .
Type : à réaction avec un taux de réaction = 1/2 .
Nombre d étage = 4 .

- Compresseur :

Nombre = 1 .
Nombre d étages = 15 .
Type : à réaction avec un taux de réaction = 1/2 .

- Chambre de combustion :

Nombre = 1
Nombre de bruleurs = 1 .
Température de la flamme = 1800°c .
Pertes de charge = 2% .

- Gaz d échappement :

Débit des fumées = 152 Kg/s .
Température des gaz d échappement à la puissance de pointe = 540°c .
Chaleur d échappement à une température d entrée de la cheminée de 140°c est égale à 62,9 MW .

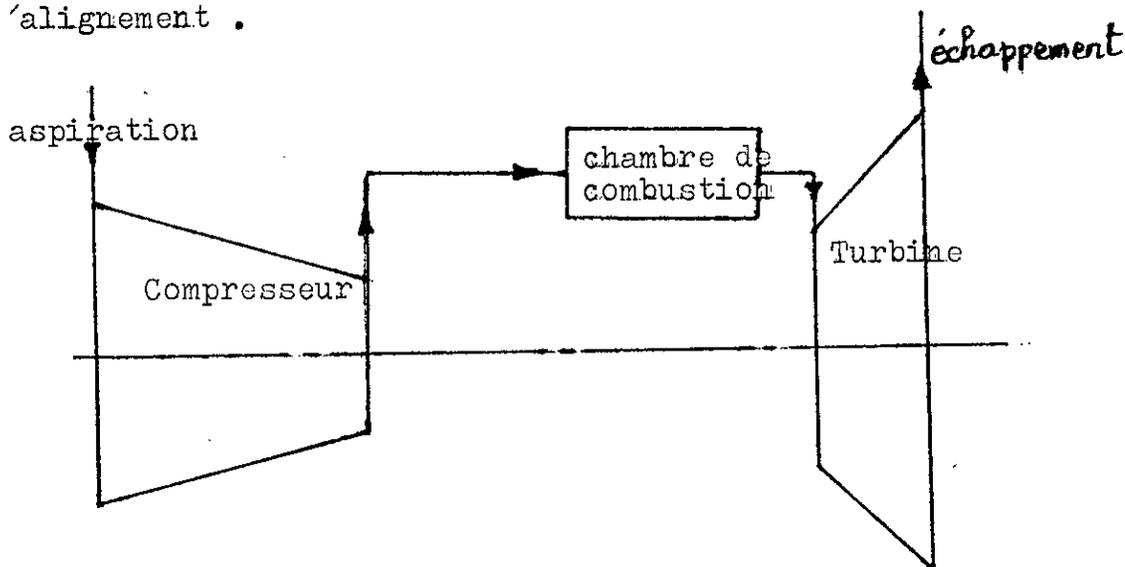
- Système d aspiration :

Nombre de gainés d aspiration = 1 .
Débit d air = 122 m/s .
Filtres :
Pertes de charge = 12 mm CE .
Nombre = 4 .
Efficacité = 85% .

- GENERALITES -

1 - Définition et principe d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est une machine motrice utilisant un fluide compressible . Les principaux éléments constituant la turbine à gaz sont : Le compresseur ,la chambre de combustion et la turbine elle même . Le compresseur aspire de l'air puis le comprime et l'envoie vers la chambre de combustion où il se mélange avec les gaz combustibles . Après la combustion ,les gaz a attaquent l'aubage de la turbine ,l'énergie thermique se transforme en energie mécanique récupérée sur l'arbre d'alignement .



(Schéma d'une turbine à gaz)

2 - Classification des turbines à gaz :

Il existe deux types de fonctionnement thermodynamique des turbines à gaz: Turbine à gaz à cycle fermé et turbine à gaz à cycle ouvert .

2 - a - Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans ce type de turbine, le même fluide (gaz) est repris après chaque cycle .

2 - B - Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère . Ce type de turbine , qui est le plus répandu se divise en deux classes : Turbine à cycle simple et à cycle combiné ou mixte .

2 - b - 1 - Turbine à cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide (gaz) pour la production d'énergie mécanique . Après la détente , les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée .

2 - b_2 - Turbine à cycle mixte ou combiné :

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation . Les gaz d'échappement sont utilisés pour chauffer de l'eau qui sera utilisé dans plusieurs domaines tels que : le chauffage urbain, la production d'électricité ou dessalement de l'eau de mer ect...

3 - Etude du cycle réel de la turbine :

Le cycle thermodynamique de la turbine représenté ci-dessous dans le diagramme entropique (T,S), permet de voir l'évolution de l'air dans les principaux organes de la turbine .

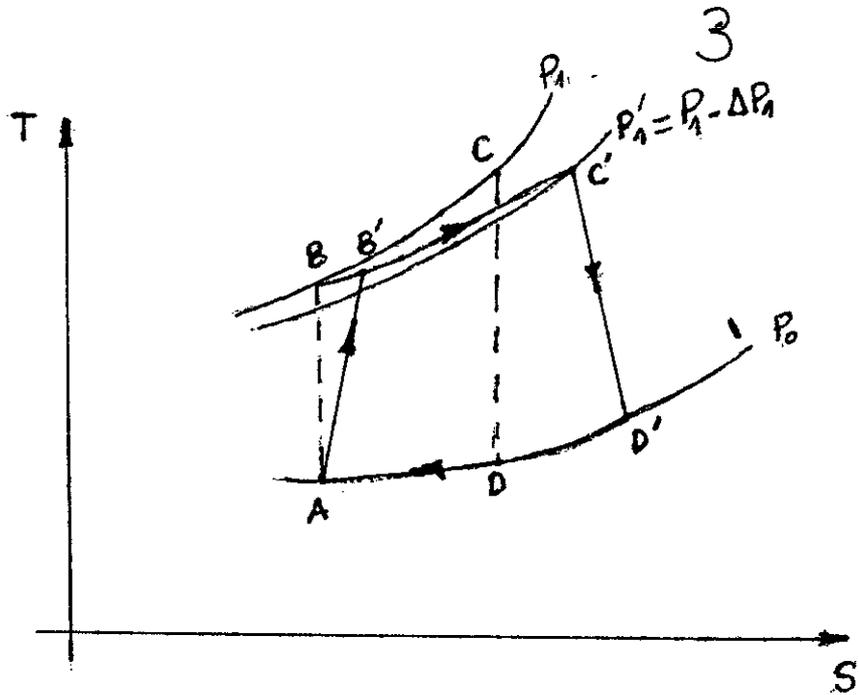


Fig . 1 .

Le cycle -ABCD- représente le cycle théorique de la turbine.
 Le cycle -A B'C'D'- représente le cycle réel de la turbine, il
 comporte les évolutions suivantes :

- AB' - Compression réelle (polytropique) .
- BC' - Combustion réelle .
- CD - Détente réelle (polytropique) .
- DA - Echappement .

3 -a- Travail de compression W_c :

Le travail de compression est donné par l'expression suivante:

$$W_c = C_p \cdot (T_{B'} - T_A) \quad \text{où}$$

T : Température (°c).
 C_p : Chaleur spécifique à pression constante.

Sachant que le rendement adiabatique pour la compression

est donné par :

$$\eta_c = \frac{T_B - T_A}{T_{B'} - T_A}$$

De même: La loi de poisson donne le rapport des températures :

$$\frac{T_B}{T_A} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \alpha \quad \text{ou}$$

P_1 : Pression à la fin de la compression.
 P_0 : Pression d'admission.
 γ : Coefficient adiabatique, il est égale à 1,4 pour une évolution isentropique.

Soit :

$$W_c = \frac{C_p \cdot T_A}{\eta_c} \cdot (\alpha - 1) \quad 1.$$

3 -b- Travail de détente W_T :

C'est le travail fourni par la turbine qui est donné par :

$$W_T = C_p \cdot (T_{C'} - T_D')$$

Le rendement adiabatique pour la détente est :

$$\eta_d = \frac{T_{C'} - T_D'}{T_{C'} - T_D}$$

$$\text{Soit : } \tau = \frac{T_{C'}}{T_A} \quad \text{et } \alpha' = \frac{T_{C'}}{T_D}$$

La détente théorique est une évolution isentropique suit la loi de Poisson telle que :

$$\frac{T_D}{T_{C'}} = \left(\frac{P_D}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1/\alpha'$$

$$\text{Donc : } W_T = C_p \cdot \eta_d \cdot T_A \cdot \tau \cdot \left(\frac{\alpha' - 1}{\alpha} \right) \cdot 2$$

3 -c- Travail utile W_u :

Le travail utile W_u est égale à la différence entre le travail fourni par la turbine W_T et le travail absorbé par le compresseur W_c :

$$W_c : \quad W_u = W_T - W_c \quad W_u = C_p \cdot T_A \cdot \frac{\alpha-1}{\alpha} \left[\eta_d \tau \frac{\alpha'-1}{\alpha} - \frac{\alpha}{\eta_c} \right] \quad 3.$$

3 -d- Quantité de chaleur dépensée Q_d :

C'est la quantité de chaleur fournie par la combustion des gaz :

$$Q_d = C_p \cdot (T_{C'} - T_{B'}) = C_p \cdot T_A \cdot \left(\frac{T_{C'}}{T_A} - \frac{T_{B'}}{T_A} \right)$$

$$Q_d = C_p \cdot T_A \cdot \left(\tau - 1 - \frac{\alpha-1}{\eta_c} \right) \quad 4.$$

3-e- Rendement du cycle η :

C'est le rapport entre le travail utile et la quantité de chaleur dépensée .

$$\eta = \frac{W_u}{Q_d} \quad \eta = \frac{\alpha-1}{\alpha} \frac{[\eta_d \cdot 2 \cdot \frac{\alpha}{\alpha-1} \cdot \frac{\alpha'-1}{\alpha'} - \frac{\alpha}{\gamma_c}]}{[2-1-\frac{\alpha-1}{\gamma_c}]} \quad 5.$$

3 -f- Rendement fictif du cycle η_f :

Il tient compte des pertes de charge dans les circuits aux machines ,il est donné par :

$$\eta_f = \eta \cdot k \quad 6. \quad \text{tel que :} \quad k = \frac{\alpha' \cdot \frac{1}{\alpha'}}{\alpha - \frac{1}{\alpha}} \quad 7.$$

-Calcul de k :

$$\frac{P_1'}{P_0} = \frac{P_1 - \Delta P_1}{P_0} = P_1/P_0 \cdot (1 - \Delta P_1/P_1)$$

La loi de poisson donne :

$$\left(\frac{P_1'}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot (1 - \Delta P_1/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{1}{\alpha'} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta P_1}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad 8.$$

On remplace par l'équation 8 dans l'expression de k donnée par l'équation 7 : On obtient :

$$k = \frac{1 - \frac{1}{\alpha} \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta P_1}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{1 - \frac{1}{\alpha}} \approx \frac{1 - \frac{1}{\alpha} \frac{1}{\left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\Delta P_1}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{1 - \frac{1}{\alpha}}$$

$$k = \frac{(\alpha - \alpha \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P_1}{P_1} - 1) \cdot \alpha}{\alpha \cdot \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P_1}{P_1}\right) (\alpha-1)}$$

$$k = \frac{1}{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\Delta P_1}{P_1}} \cdot \left[1 - \alpha \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P_1}{P_1}\right]$$

La valeur de $\frac{\Delta P_1}{P_1}$ est de l'ordre de 2% .

$$\alpha = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (8,6)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \Rightarrow \alpha = 1,85$$

6

$$k = \frac{1}{1 - \frac{0,4}{1,4} \cdot 0,02} \cdot \left[1 - \frac{1,85 \cdot 0,4}{1,4} \cdot 0,02 \right]$$

$$k = 0,995 \approx 1$$

$$T = \frac{T_c'}{T_A} = \frac{850 + 273}{45 + 273} \Rightarrow$$

$$T = 3,899$$

$$\frac{1}{\alpha'} = \left(\frac{P_0}{P_1'} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow$$

$$\alpha' = 1,84$$

Les rendements adiabatiques η_d et η_c sont généralement de l'ordre de 0,87. Ce qui donne :

$$\eta = 30 \%$$

3 -g- Rendement efficace de l'installation η_{eff}

Il tient compte des pertes mécaniques dans le compresseur, la turbine, l'alternateur et le réducteur.

On estime une valeur de rendement mécanique de 0,98 pour chaque organe ; On obtient :

$$\eta_{eff} = \eta \cdot (\eta_m)^4$$

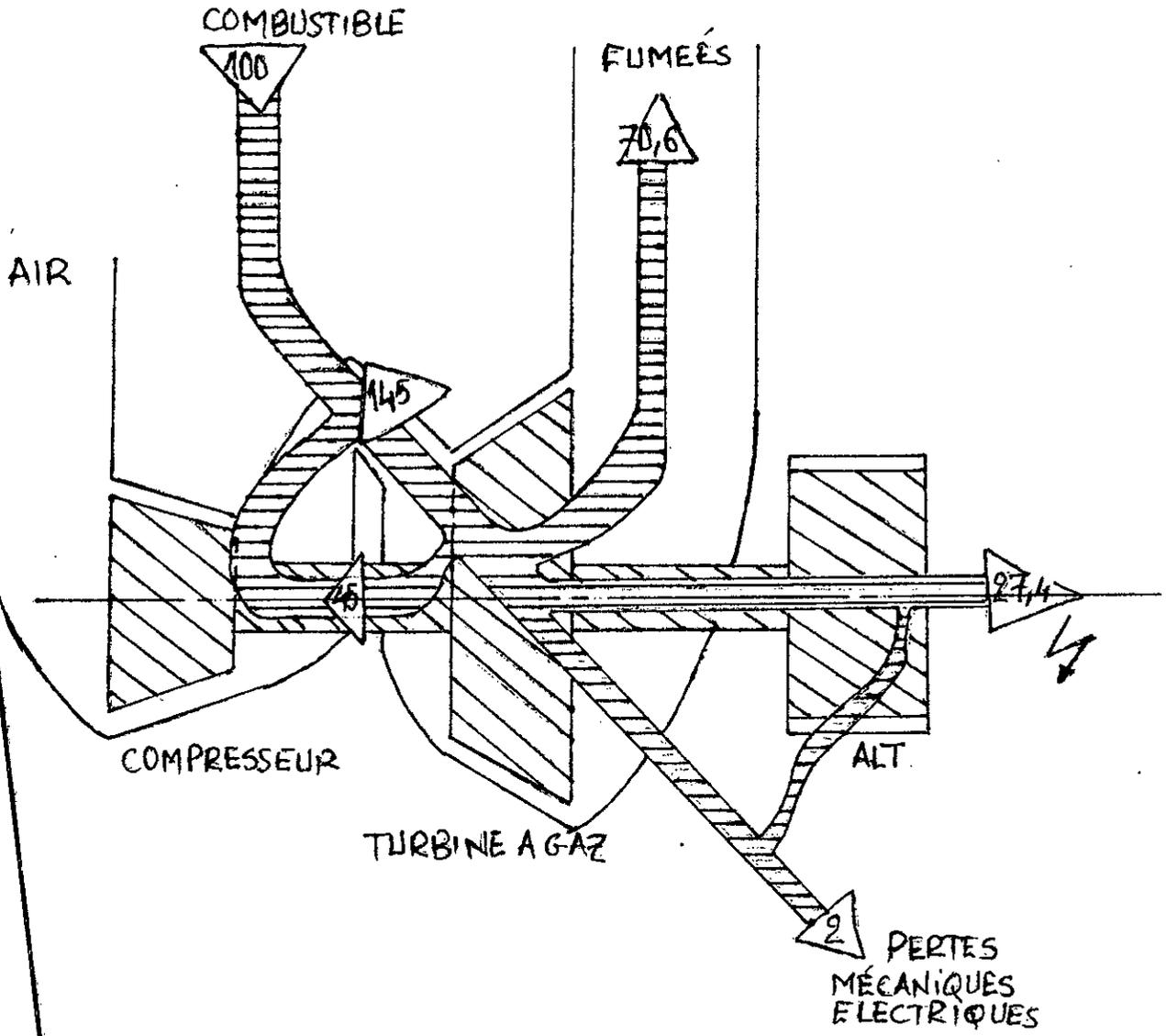
$$\eta_{eff} = 0,30 \cdot (0,98)^4 \Rightarrow$$

$$\eta_{eff} = 27,7 \%$$

La valeur trouvée est très proche de celle donnée par le constructeur.

4 - Diagramme de SANKEY de la turbine avant la récupération :

Ce diagramme présente la répartition de l'énergie dans la turbine, depuis la chambre de combustion jusqu'à la cheminée,



- Diagramme de SANKEY avant la récupération -
Fig . 2 .

5 - Combustion :

La turbine de Bab-Ezzouar utilise le gaz naturel de Hassi-R mel dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Densité massique = 0,843 Kg/m³
- Pouvoir calorifique supérieur = 9,36.10³ Kcal/m³.
- Pouvoir calorifique inférieur = 8,25.10³ Kcal/m³.
- Masses molaires : C = 12,010g, H = 1,008g, O = 16,000g, N = 14,008g .

La composition moyenne volumétrique en % :

- He → 0,19
- N₂ → 5,93
- CO₂ → 0,21
- CH₄ → 83,43
- C₂H₆ : éthane → 6,92
- C₃H₈ : propane → 2,12
- IC₄H₁₀ : Isobutane → 0,32
- NC₄H₁₀ : normal butane → 0,51
- IC₅H₁₂ : isopentane → 0,10
- NC₅H₁₂ : normal pentane → 0,11
- C₆H₁₄ : hexane → 0,13

5 -a- Rapport stochiométrique f_s :

Le coefficient stochiométrique est défini par le rapport entre la masse d'air A et la masse du combustible G théoriquement utilisées .

$$f_s = (G/A)_s \quad 9.$$

5 -a- 1- Masse d'air A :

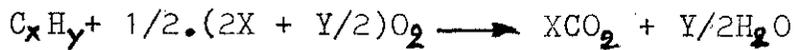
Sachant que dans l'air, une mole d'oxygène correspond à 3,76 moles d'azote .La masse d'air A théoriquement utilisée dans la combustion est égale à la somme de la masse d'oxygène nécessaire à la combustion et la masse d'azote correspondante:

$$A = M_{O_2} + M_{N_2} \quad \text{où}$$

- M_{O₂} : Masse totale d'oxygène utilisées dans la combustion de 100 moles de gaz naturel.
- M_{N₂} : Masse totale d'azote correspondante à la masse M_{O₂}

- Masse d'oxygène (M_{O_2}):

La masse d'oxygène M_{O_2} se calcule comme suit :



1 mole de C_xH_y correspond à $1/2 \cdot (2X + Y/2) \cdot 32$ g de O_2

$$\text{Donc } (M_{O_2})_i = \frac{P_i \cdot 100 \cdot 1/2 \cdot (2X + Y/2) \cdot 32}{1} \quad \text{ou}$$

P_i : Pourcentage molaire de l'hydrocarbure C_xH_y .

$(M_{O_2})_i$: Masse d'oxygène nécessaire à la combustion d'une mole de C_xH_y .

Donc la masse totale d'oxygène (M_{O_2}) utilisée pour la combustion de 100 moles de gaz naturel est égale à la somme des masses d'oxygène nécessaire à la combustion de chaque hydrocarbure.

$$M_{O_2} = \sum (M_{O_2})_i$$

Le nombre de moles d'oxygène N_{O_2} correspondant à la masse M_{O_2} est :

$$N_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{32}$$

La masse d'azote M_{N_2} correspondante à la masse M_{O_2} est :

$$M_{N_2} = N_{O_2} \cdot 3,76 \cdot 14,008 \cdot 2$$

Donc la masse de l'air A est calculée par :

$$M_{N_2} + M_{O_2} = A$$

5 -a-2 - La masse G de 100 moles de gaz naturel :

La masse G de 100 moles de gaz naturel est égale à la somme des masses G_i des composantes du gaz naturel :

$$G = \sum G_i$$

La masse G_i d'un composant du gaz naturel est égale au produit de sa proportion volumétrique par sa masse molaire .

Pour C_xH_y : on a $G_i = P_i \cdot (X \cdot 12,010 + Y \cdot 1,008)$

Le coefficient stochiométrique est : $f_s = (G/A)_s$

5 -b- Détermination de la formule fictive du gaz naturel :

Pour cela on doit connaître la masse totale de carbone, de l'oxygène et de l'azote contenue dans 100 moles de gaz naturel.

5 -b-1 - Masse totale de carbone m_c contenue dans 100 moles de gaz naturel :

La masse totale de carbone m_c est égale à la somme des masses de carbone $(m_c)_i$, contenues dans chaque composant du gaz naturel .

La masse $(m_c)_i$ est égale au produit de la proportion volumétrique du composant i du gaz naturel par la masse de carbone contenue dans ce composant .

Donc pour un C_xH_y :

$$(m_c)_i = P_i \cdot X \cdot 12,01$$

Le nombre total d'atomes de carbone Z_c contenus dans 100 moles de gaz naturel est égale au rapport de la masse totale de carbone m_c et sa masse molaire .

$$Z_c = \frac{m_c}{12,01}$$

5 -b- 2 - Masse totale de l'hydrogène m_H contenue dans 100 moles de gaz :

De la même manière que pour la masse de carbone on calcule la masse totale de l'hydrogène .

$$m_H = \sum_i (m_H)_i$$

Pour C_xH_y : $(m_H)_i = P_i \cdot Y \cdot 1,008$

Le nombre total d'atomes d'hydrogène Z_H est :

$$Z_H = \frac{m_H}{1,008}$$

5 -b-3 - Masse totale de l'azote m_{N_2} contenue dans 100 moles de gaz naturel :

La masse m_{N_2} est égale à :

$$m_{N_2} = 14,008 \cdot 2 \cdot P_{N_2}$$

Le nombre d'atomes Z_{N_2} de l'azote est :

$$Z_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{14,008 \cdot 2}$$

Donc la formule brute du gaz naturel est : $C_{Z_C} H_{Z_H} N_{Z_N}$

La formule brute d'une mole de gaz naturel est de la forme suivante :



Pour une mole de 100 Kg de gaz naturel on a :

$$12,01 \cdot x + 1,008 \cdot y + 14,008 \cdot z = 100$$

$$\text{D'autre part : } X = Z/A$$

$$Y = Z/H$$

$$Z = Z/A$$

ou A / Nombre d'atomes de 100 Kg de gaz naturel .

En résolvant le système d'équations précédentes on obtient les valeurs de X , Y et Z .

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau 1 :

i	$P_i \%$	$(M_i) \cdot (g)$	$G_i (g)$	$(m_C)_i g$	$(m_H)_i g$
He	0,19	0	0,760	0	0
N ₂	5,93	0	166,135	0	0
CO ₂	0,21	0	9,242	2,522	0
C H ₄	83,43	5339,52	1338,38	1001,9	336,39
C ₂ H ₆	6,92	775,04	208,07	76,384	41,852
C ₃ H ₈	2,12	339,2	93,48	76,38	17,06
IC ₄ H ₁₀	0,32	172,64	48,24	15,37	3,23
NC ₄ H ₁₀	0,51	172,64	48,24	24,5	5,141
IC ₅ H ₁₂	0,10	53,76	15,151	6,01	1,21
NC ₅ H ₁₂	0,11	53,76	15,151	6,61	1,33
C ₆ H ₁₄	0,13	39,52	11,202	9,37	1,84

Tableau - 1 -

Finalement :

$$A = 2884,0g$$

$$G = 1890,66g$$

$$f_3 = 0,00655$$

$$m_C = 1308,67g$$

$$m_H = 408,08g$$

$$m_{N_2} = 166,14g$$

$$m = 166,214g$$

La formule brute de 100 moles de gaz naturel est:

13

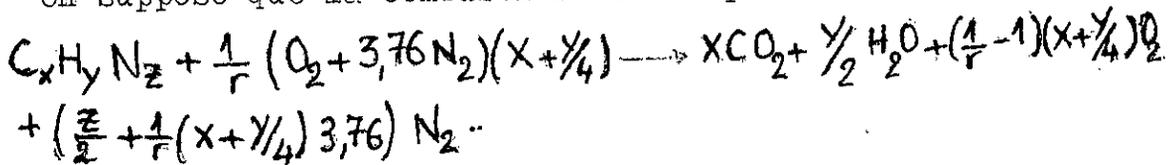
C¹⁰⁹ H⁴⁰⁵ N^{11,86}

La formule brute d'une mole de gaz naturel est :

C^{5,79} H^{21,57} N^{0,63}

- 5 - f - Equation de la combustion :

On suppose que la combustion est complète :



r : Richesse du combustible .

Le nombre de molécules n de gaz humide produites par la combustion d'une molécule de gaz naturel est donné par:

$$n = X + Y/2 + 3,76(X + Y/4) + Z/2 + \frac{1-r}{r} (X+Y/4)(1+3,76)$$

Le nombre de molécules de gaz sec produites est égale à la différence entre le nombre de molécules de gaz humide et le nombre de moles de la vapeur d'eau contenues dans les fumées .

$$n' = n - Y/2 \quad \text{ou}$$

n' désigne le nombre de molécules de sec .

En remplaçant par les valeurs de X , Y et Z on trouve :

$$n = \frac{53,15 + 5,693 \cdot r}{r} \quad \text{et} \quad n' = \frac{53,15 - 5,061 \cdot r}{r}$$

6 - Choix de la température des fumées T_2 à la sortie du récupérateur :

Une précaution essentielle à observer dans la construction des récupérateurs consiste à éviter que les fumées soient

refroidies au-dessous du point de rosée .En effet ,en cas de présence d'anhydride de sulfure (SO₂) et d'anhydride sulfurique (SO₃) , provenant de la combustion du soufre. Leurs combinaisons avec la vapeur d'eau constitue un composant corrosif .

La température du point de rosée de H₂SO₄ varie en fonction de la teneur totale en soufre du combustible et en fonction de sa pression partielle dans les fumées comme est représenté sur les figures 3 et 4 .

Le gaz naturel de Hassi-R'mel ne contenant pas de soufre, ne pose donc pas de problèmes , néanmoins la centrale est appelée à fonctionner au fuel .De même dans tous les cas d'une fuite d'huile provenant du système de graissage de la turbine .Comme les gaz brûlés du fuel provoquent une oxydation due à la présence du soufre . Une précaution est nécessaire et consiste à travailler au-dessus de point de rosé de H₂O et S donc on choisit une température T_{F2} égale à 160 °c .

7 - Calcul de la richesse du combustible :

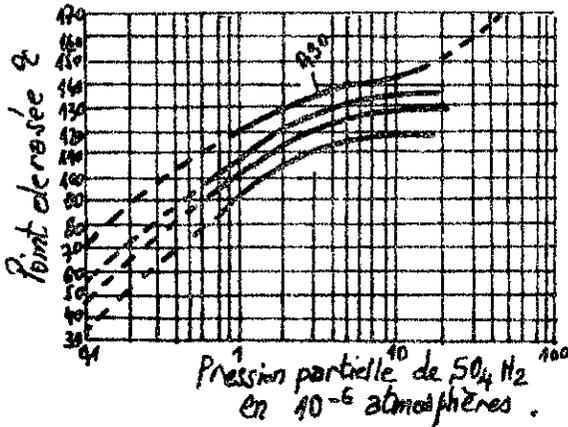
Pour remédier à l'inconvénient cité précédemment ,on introduit un excès d'air qui dilue les fumées et abaisse les pressions partielles de H₂SO₄ et de H₂O par conséquent la température du point de rosée diminue .

La richesse r est définie par :

$$r = \frac{f}{f_s} \quad 10$$

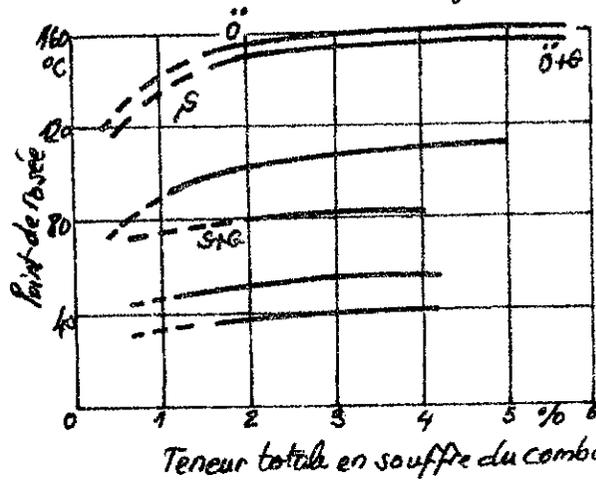
tels que :

- f_s = (G/A)_s : Rapport stochiométrique.
- f = (G/A) : Rapport entre la masse du combustible et la masse d'air réellement utilisées dans la combustion



Point de rosée d'après W. Gumz
 " le soufre des combustibles et le point de rosée
 des gaz de combustion "

Fig-3-



S: houille
 G: gaz
 O: fuel-oil

Point de rosée des gaz pour différents
 combustibles d'après les mesures
 de BABCOCK et WILCOX.

Fig-4-

La valeur de r est comprise entre 2,31 et 0,61.

La limite est dite riche pour $f=G/A = 0,15$ correspond à $r=2,3$

La limite est dite pauvre pour $f=G/A=0,04$ correspond à $r=0,61$.

$$r = \frac{f}{0,0655}$$

La valeur maximale de la richesse se situe dans l'intervalle (0,67 - 0,77) .

Comme dans la centrale on introduit un excès d'air , donc on choisit pour nos calculs une valeur de r égale à 0,7 .

8 - Calcul de la masse volumique et la chaleur spécifique des fumées :

8 -a_ Calcul de la masse volumique des fumées :

Les fumées sont composées de : (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) .

En assimilant les fumées à des gaz parfaits on écrit donc:

$$\frac{P_f}{\rho_f} = r_f \cdot T_f$$

On suppose que tous les composants des fumées sont soumis à la même température T_f et à la même pression P_f du mélange.

Donc pour chaque composant on écrit:

$$P_f \cdot v_i = m_i \cdot r_i \cdot T_f$$

avec : $M_f = \sum m_i$ et $V_f = \sum v_i$ ou

r_f : Constante des gaz parfaits.

V_f : Volume des fumées .

M_f : Masse des fumées .

En comparant les équations précédentes on obtient :

$$r_f = \frac{\sum m_i \cdot r_i}{\sum m_i} \quad 11 .$$

Puisque : $\frac{P_f}{\rho_i} = r_i \cdot T_f$ $r_i = \frac{P_f}{\rho_i \cdot T_f}$

Finalemment : $\frac{1}{\rho_f} = \frac{\sum \frac{m_i}{\rho_i}}{m_f}$ 12.

Connaissant les masses volumiques des composants des fumées, la formule 12 nous permet de calculer la masse volumique du mélange .

8-b- Chaleur spécifique des fumées C_{P_f} :

La chaleur spécifique des fumées est calculée par :

$C_{P_f} = \frac{\sum C_{P_i} \cdot m_i}{\sum m_i}$ tel que: C_{P_i} : Chaleur spécifique d'un composant des fumées .
 m_i : Masse d'un composant des fumées correspondant à 100 Kg de gaz naturel.

8 -b-1 - Masse des fumées M_f :

La masse des fumées M_f est égale à la somme des masses des composants des fumées .

Donc : $M_f = \sum m_i$

Sachant que : $m_i = a_i \cdot n_i \cdot M_i$

et $a_i = \frac{100 \cdot n_i}{n}$ où

n_i : Nombre de moles d'un composant des fumées .
 a_i : Proportion molaire d'un composant des fumées dans le mélange .

9 - Quantité de chaleur Φ_r cédée par les fumées :

Les fumées sont refroidies de 540°c à 160°c, donc la quantité de chaleur cédée par les fumées se calcule par :

$\Phi_r = \dot{m}_f \cdot C_{P_f} \cdot (T_{F1} - T_{F2})$ avec : $T_{F1} = 540^\circ c$
 $T_{F2} = 160^\circ c$
 $\dot{m}_f = 152 \text{ Kg/s}$; débit des fumées .

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

i	a _i %	m _i (Kg)	C _p (Kcal/Kg, °c) à T _m = $\frac{240+490}{2} = 350^{\circ}\text{c}$	ρ _i à 538°c en Kg/m ³
CO ₂	7,094	254,82	0,258	0,663
O ₂	5,864	153,15	0,241	0,482
N ₂	73,88	1689,38	0,258	0,423
H ₂ O	13,177	193,76	0,482	0,271
fumées	100	2291,11	0,276	0,423

Tableau - 2 -

Avant la récupération de la chaleur, les fumées sortent de la cheminée à une température de 490°c.

La masse volumique des fumées à 490°c. est calculée par :

$$\rho_F^{490^{\circ}} = \rho_F^{540^{\circ}} \frac{T(540^{\circ})}{T(490^{\circ})} \quad \text{où : } T \text{ : est en degrés kelvin .}$$

$$\rho_F^{490^{\circ}} = 0,451 \text{ Kg/m}^3$$

La masse volumique à la température moyenne est:

$$T_m = \frac{490 + 540}{2} = 515^{\circ}\text{c}$$

$$\rho_F^{515^{\circ}} = \rho_F^{540^{\circ}} \frac{T(540^{\circ})}{T(515^{\circ})} \Rightarrow \rho_F^{515^{\circ}} = 0,436 \text{ Kg/m}^3$$

La quantité de chaleur cédée par les fumées au récupérateur est:

$$\Phi_r = \dot{m}_F \cdot C_{pF} \cdot (T_{F1} - T_{F2}) \Rightarrow \Phi_r = 14683,2 \text{ Kcal/s.}$$

10 - Calcul de la cheminée :

Le rôle de la cheminée sert à évacuer les fumées sortant de l'échappement de la turbine et de les envoyer à une certaine altitude pour éliminer la pollution .

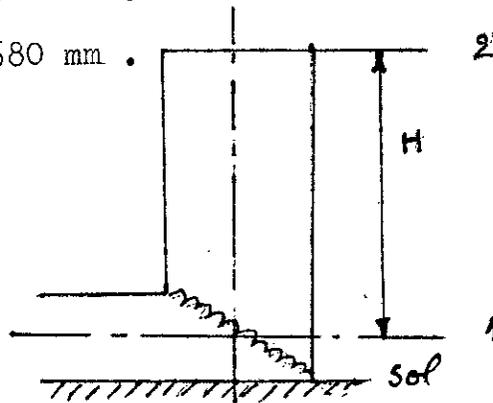
Le tirage naturel ou effet cheminée est du à la différence des valeurs des masses spécifiques de l'air atmosphérique et des fumées . Ainsi une dépression est assurée .

Les caractéristiques de la cheminée de la turbine de Bab-Ezzouar sont les suivantes :

La hauteur, $H = 14400$ mm .

Le diamètre intérieur, $D_i = 3300$ mm .

Le diamètre extérieur, $D_e = 3680$ mm .



10 -a- Dépression d assurée par la cheminée :

La dépression d est définie par la différence entre la pression atmosphérique P_a et la pression des fumées à l'entrée de la cheminée P_1 .

$$d = P_a - P_1 .$$

On applique l'équation de la conservation d'énergie avec les pertes de charge $\Delta R_{1,2}$, entre les niveaux un et deux .

Les paramètres d'entrée et de sortie sont :

P désigne la pression, V la composante de vitesse et z la position .

$$g z_1 + 1/2 V_1^2 = g z_2 + 1/2 V_2^2 + \int_1^2 \frac{1}{\rho} dp + \Delta R_{1,2} \quad 13 .$$

Après intégration de l'équation précédente, on obtient la relation suivante :

$$P_2 - P_1 = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \cdot \rho_m - \Delta P - g \cdot H \cdot \rho_m \quad 14 .$$

où

ρ_m : Masse volumique évaluée à la température moyenne des fumées .

$$\Delta P = \Delta R_{1,2} \cdot \rho_m$$

$$H = z_2 - z_1$$

Dans l'équation 14, on effectue la transformation suivante :

$$P_2 - P_1 = (P_2 - P_a) + (P_a - P_1) = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \cdot \rho_m - \Delta P - g \cdot H \cdot \rho_m$$

Comme $d = P_a - P_1$

et $\rho_a \cdot g \cdot H = P_a - P_2$ (Différence de pressions de l'air entre le niveau du sol et une cote H donnée .)

ρ_a : Masse volumique de l'air .

On obtient :

$$d = g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_m) - \frac{\rho_m}{2} \cdot (V_2^2 - V_1^2) - \Delta P \quad 15 .$$

10 -b- Pertes de charge ΔP :

Les pertes de charge dans la cheminée sont données par :

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{H \cdot \rho_m \cdot V_m^2}{2 \cdot D_m} \quad 16 .$$

où

ξ : Coefficient de pertes de charge, sa valeur est égale à 0,02 pour les cheminées faites en tôle.

V_m : Vitesse des fumées calculée à la température moyenne .

$$D_m = D_i .$$

10 -b- 1- Calcul des vitesses d'entrée et de sortie de la cheminée, ainsi que la vitesse moyenne :

L'équation de la conservation de masse est donnée par :

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot S$$

ou \dot{m} : Débit des fumées = 152 Kg/s.
 S : Section de la cheminée ,
dans notre cas elle est
constante et calculée par:
 $S = \frac{\pi D^2}{4} = 8,553 \text{ m}^2$

A l'entrée de la cheminée la vitesse est égale à 42 m/s ,

avec $\rho_1 = \rho_F^{540^\circ} = 0,423 \text{ Kg/m}^3$.

A la sortie de la cheminée on trouve : $V_2 = 39,41 \text{ m/s}$

avec $\rho_2 = \rho_F^{490^\circ} = 0,451 \text{ Kg/m}^3$

La vitesse V_m évaluée à la température moyenne est de 40,76 m/s

avec $\rho_m = \rho_F^{515^\circ} = 0,436 \text{ Kg/m}^3$

De ces résultats on obtient :

$$\Delta P_1 = 31,609 \text{ N/m}^2$$

et

$$d = 127,57 \text{ Pascal}$$

1 - Choix du récupérateur :

Les problèmes qui se posent dans l'étude de la récupération de la chaleur perdue par les fumées sont :

Où doit-on récupérer cette chaleur perdue ?

Comment la récupérer ?

Dans notre cas , on récupère de la chaleur dans la cheminée par l'intermédiaire d'un dispositif appelé récupérateur , qui n'est qu'un échangeur de chaleur , le problème qui reste , c'est comment choisir le type de récupérateur qui convient à notre récupération , puisqu'ils existent plusieurs .

Le classement des récupérateurs est fait d'après les principaux facteurs suivants : Le débit , la teneur en vapeur d'eau, la propreté et la température des fumées :

Le récupérateur doit satisfaire à un certain nombre de critères, les principaux sont :

- L'efficacité .
- Le rapport du rendement par le prix de l'appareil .
- Les frais de mise en circulation et d'entretien .
- - Facilité de montage et démontage .
 - Facilité de nettoyage .
 - Tenue à la température et à la pression(dilatation).
 - Purges éventuelles .
- La sécurité d'utilisation .

Les paramètres à tenir en compte dans le choix d'un récupérateur sont :

- 1 -a- Le débit des fumées : Il impose la section de passage .

1 -b- La teneur en vapeur d'eau : La chaleur latente qui s'ajoute dans le bilan thermique, elle se fait sentir surtout dans les fumées à basse température .

1 -c- La propreté des fumées : Elle conditionne le choix du matériau .

1 -d- La température des fumées : C'est le terme le plus important dans le choix de la technique de récupération . C'est le critère de base dans le classement des récupérateurs .

D'après les chercheurs du centre d'essais et de recherche sur les utilisations du gaz de France , la température des fumées T_f de l'industrie est divisée en cinq zones :

1 -d- 1 - $T_f \gg 1100^\circ\text{C}$, Pour ces températures , les récupérateurs sont dits à rayonnement , ils sont surtout utilisés dans la sidérurgie et dans la verrerie .

1 -d- 2 - $800^\circ\text{C} \leq T_f \leq 1100^\circ\text{C}$. Dans cette marge les risques de surchauffe locale sont moins importants, les récupérateurs sont dits à convection . Les appareils les plus courants sont les récupérateurs tubulaires .

1 -d- 3- $300^\circ\text{C} \leq T_f \leq 800^\circ\text{C}$. Cette zone de température des fumées est utilisée dans les traitements thermiques en métallurgie, verrerie , fusion des métaux ect....

Le rayonnement est négligeable . Les types de récupérateurs qui peuvent être utilisés sont :

- Récupérateurs tubulaires métalliques ou en verre, droits ou cintrés avec ou sans ailettes de section circulaire ou elliptique.
- Récupérateurs compacts à plaques métalliques ou en verre lisse.
- Récupérateurs rotatifs métalliques ou céramiques.
- Batteries de caloducs.

Le débit et la propreté des fumées imposent le choix de l'appareil. La présence de la poussière interdit l'emploi des récupérateurs compacts ou rotatifs et limite l'emploi des caloducs.

L'utilisation des récupérateurs rotatifs métalliques est déconseillée avec des fumées de mazoute.

1 -d- $4-100^{\circ}\text{C} \leq T_f \leq 300^{\circ}\text{C}$. C'est des températures utilisées dans les fours alimentaires, les étuves de séchage, dans les chaudières de chauffage ect... Les récupérateurs les plus

utilisés dans cette zone sont :

- Récupérateurs laveurs : Dans lesquels les fumées sont arrosées par des goutelettes d'eau. Cette eau refroidit les fumées entraînant une condensation de vapeur qui libère ainsi de la chaleur latente.
- Récupérateurs rotatifs: Ils utilisent un médium solide qui transmet la chaleur cédée par les fumées.
- Récupérateurs à manchon : On les place autour de la cheminée.

1 -d-5. $T_f \leq 100^{\circ}\text{C}$. Ce domaine est utilisé pour la climatisation

Dans la turbine de Bab-Ezzouar la température des fumées est égale à 540°C , donc le choix de notre récupérateur se fait dans la zone où T_f est comprise entre 300°C et 800°C .

On choisit donc un récupérateur métallique à tubes droits, pour sa simple construction. Ce type de récupérateur est constitué de faisceaux tubulaires. Les tubes sont liés avec les virole soit par soudure soit par sertissage étanche.

2 - Rendement de transfert R_t ou rendement du récupérateur:

C'est le rapport entre la quantité de chaleur récupérée et la quantité de chaleur cédée par les fumées. Il traduit uniquement les pertes éventuelles par les parois de l'appareil.

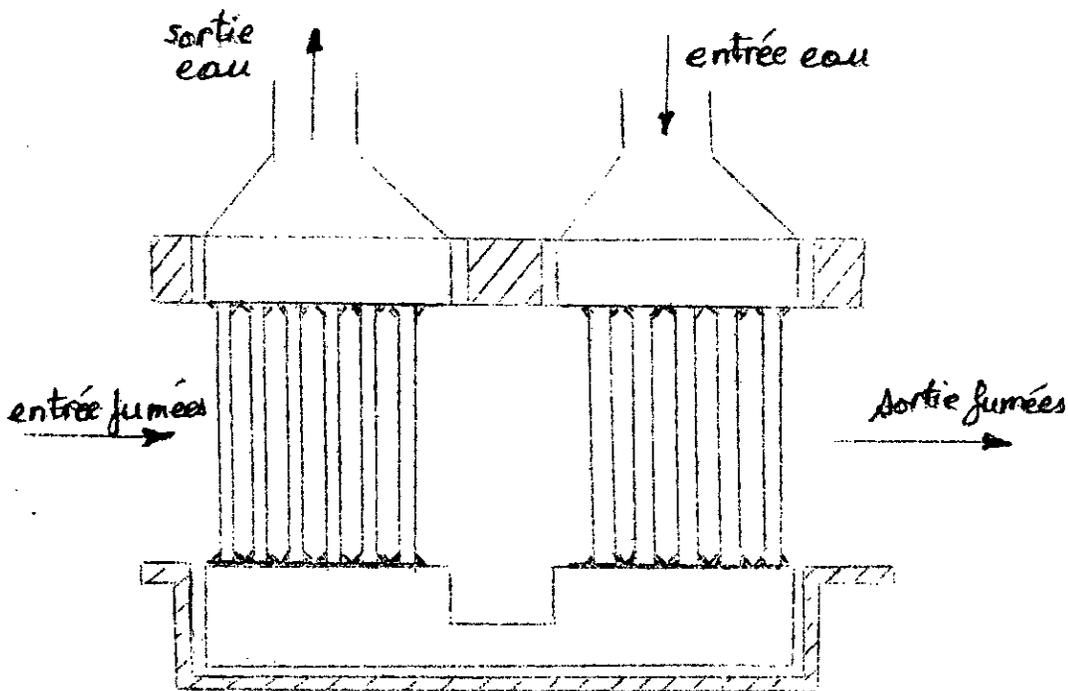


Fig - 5 - Récupérateur tubulaire .

3 - Rendement global du récupérateur R_g :

C'est le rapport entre la quantité de chaleur récupérée et la quantité de chaleur contenue dans les fumées avant la récupération .Il est défini par :

$$R_g = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \rho_e \cdot Q_e \cdot C_{pe} \cdot dt}{\dot{m}_e \cdot Q_{f,sèches} \cdot L + \int_0^{T_f} (\rho_f \cdot Q_{f,sèches} \cdot C_{pf} + \dot{m}_e \cdot Q_{e,sèches} \cdot C_{pe}) dt} \quad 17 .$$

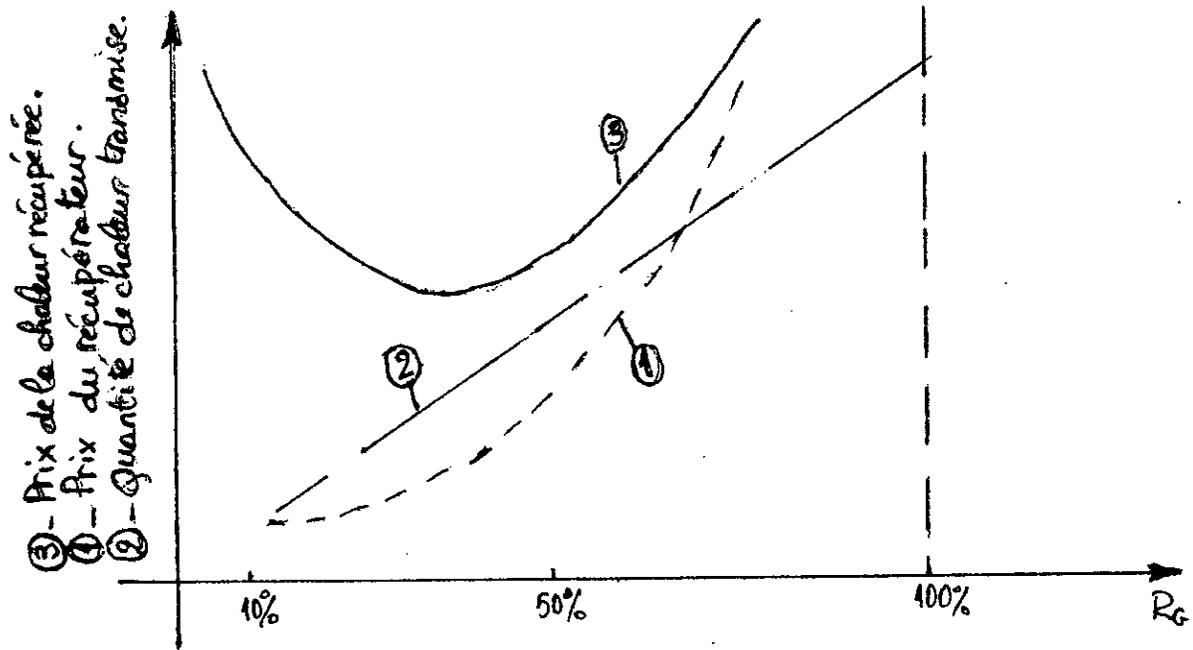
Les indices suivants : e, f, 1, 2 désignent respectivement :
eau , fumées, entrée de l'eau et sortie de l'eau .

et :

- Q : Débit volumétrique (m^3/s).
- m : Masse de vapeur d'eau par m^3 de fumées sèches .
- ρ : Masse volumique (Kg/m^3).
- C_p : Capacité calorifique .
- L : Chaleur latente de vaporisation de l'eau.

Le rendement global du récupérateur R_g varie en fonction du prix du récupérateur et de la quantité de chaleur transmise.

La courbe représentée par la figure -6- explique cette variation/:



La courbe -3- qui représente le prix de la chaleur récupérée, est obtenue par le rapport entre le prix du récupérateur représenté par la courbe -1- et la quantité de chaleur transmise représentée par la courbe -2-. Elle représente un minimum correspondant à une valeur du rendement qui est économiquement optimal. Pour la plupart des constructeurs, ce rendement est voisin de 40 %.

4 - Calcul des paramètres à l'entrée du récupérateur :

4 -a- Calcul du débit d'eau utilisé pour le chauffage:

L'équation -17- donnée précédemment permet de calculer le débit d'eau en connaissant le rendement global du récupérateur R_g :

$$R_g = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_e \cdot Q_e \cdot C_{pe} \cdot dt}{\dot{m}_{H_2O} \cdot Q_{H_2O} \cdot L + \int_0^T (\dot{m}_{F_{sèches}} \cdot Q_{F_{sèches}} \cdot C_p + \dot{m}_{H_2O} \cdot Q_{H_2O} \cdot C_p) dt}$$

Les indices e, H_2O désignent respectivement, l'eau et la vapeur d'eau .

4 -a- 1 - Calcul du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_{H_2O} et le débit des fumées sèches $\dot{m}_{F_{sèches}}$:

La masse totale des fumées M_t est égale :

$$M_t = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} + m_{O_2}$$

Soit :

- $m_{CO_2} = 254,82 \text{ Kg}$.
- $m_{H_2O} = 193,76 \text{ Kg}$.
- $m_{N_2} = 1689,38 \text{ Kg}$.
- $m_{O_2} = 153,15 \text{ Kg}$.

Ce qui donne :

$$M_t = 2291,11 \text{ Kg} .$$

Sachant que : $M_t \longrightarrow 100\% \text{ DES FUMÉES humides}$

$\dot{m}_{H_2O} \longrightarrow x/100 \text{ des fumées humides}$

où

x : Pourcentage en masse de la vapeur d'eau dans les fumées humides .

Donc :

$$x = 8,46\% .$$

Soit : le débit des fumées humides donné par le constructeur

et $\dot{m}_{F_{sèches}} = 152 \text{ Kg/s}$ correspond à 100% DES FUMÉES
 $\dot{m}_{H_2O} \longrightarrow x/100$

Donc le débit de vapeur d'eau est :

$$\dot{m}_{H_2O} = 12,854 \text{ Kg/s} .$$

Le débit des fumées sèches est égale à la différence entre le débit des fumées humides et le débit de la vapeur d'eau :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{f_{sec}} &= \dot{m}_f - \dot{m}_{H_2O} \\ \dot{m}_{f_{sec}} &= 152 - 12,854 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{f_{sec}} = 139,146 \text{ Kg/s}$$

4 -a-2 - Calcul de la capacité calorifique des fumées sèches
 $C_{p_{f_{sec}}}$:

Cette valeur doit être calculée à la température moyenne T_{mf} :

$$T_{mf} = \frac{0 + T_f}{2} = \frac{0 + 540}{2}$$

$$T_{mf} = 270^\circ \text{c}$$

A , $T_{mf} = 270^\circ \text{c}$ et une pression de un bar, les tables thermodynamiques donnent :

$$C_{p_{CO_2}} = 0,248 \text{ Kcal/Kg.}^\circ \text{c}$$

$$C_{p_{H_2}} = 0,236 \text{ Kcal/Kg.}^\circ \text{c}$$

$$C_{p_{H_2O}} = 0,254 \text{ Kcal/Kg.}^\circ \text{c}$$

$$\text{Donc } C_{p_{f_{sec}}} = \frac{\sum C_{p_i} m_i}{\sum m_i}$$

$$C_{p_{f_{sec}}} = 0,252 \text{ Kcal/Kg.}^\circ \text{c}$$

A une pression de un bar la chaleur latente de vaporisation L EST égale à 539 Kcal/Kg. et la capacité calorifique de la vapeur d'eau à la température moyenne de 270°c est égale :

$$C_{p_{H_2O}} = 0,465 \text{ Kcal/Kg.}^\circ \text{c}$$

Pour l'eau à une température moyenne de 75°c , la masse volumique est égale à 973 Kg/m^3 et la capacité calorifique C_p est égale à l'unité .

On choisit une valeur de 40% du rendement global puisque c'est une valeur prise par la plupart des constructeur .

Donc à partir de l'équation -17- on tire :

$$\dot{m}_e = \frac{R_e \cdot (\dot{m}_{H_2O} \cdot L + (\dot{m}_{f_{sec}} + \dot{m}_{H_2O}) \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot T_f)}{C_{p_e} \cdot (T_2 - T_1)}$$

En Algérie on utilise pour le le chauffage ,les systèmes suivants : (90-80)°c et (80-60)°c, dont la première valeur de chaque couple représente la température à l'entrée du radiateur et la deuxième valeur représente la température à la sortie du radiateur .

On choisit le couple (80-60)°c .

On estime la différence de température $t_2 - t_1$ à 30°c .

On trouve donc :

$$\dot{m}_e = 388,15 \text{ Kg/s}$$

avec : $\rho_e = 973 \text{ Kg/m}^3$ à 75°c, $Q_e = \frac{\dot{m}_e}{\rho_e} \Rightarrow Q_e = 399 \text{ l/s}$.

4 -b- Calcul du rendement de transfert R_t :

Le rendement de transfert R_t est égale au rapport de la quantité de chaleur récupérée Φ_r et la quantité de chaleur cédée par les fumées Φ_c .

$$R_t = \frac{\Phi_r}{\Phi_c} = \frac{\dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (t_2 - t_1)}{\Phi_c} \quad 18 .$$

A vec : $\Phi_c = 14683,2 \text{ Kcal/s}$, $t_2 - t_1 = 30^\circ\text{c}$,
 $\dot{m}_e = 388,15 \text{ Kg/s}$ et $C_{pe} = 1 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{c}$.

On trouve :

$$R_t = 80 \% .$$

4 -c- Calcul des diamètres interne et externe de la conduite d'eau :

La loi de la conservation de masse s'écrit comme :

$$\dot{m}_e = \rho_e \cdot V_e \cdot S_e \quad \text{ou}$$

- V_e : Vitesse de l'écoulement de l'eau (m/s) .
- S : Section de la conduite d'eau (m²) .

$$S_e = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad \text{ou}$$

- D_i : Diamètre intérieur de la conduite (m) .

4 -c- 1- Vitesse de l'écoulement de l'eau V_e :

La vitesse de l'écoulement dans une conduite appartient à l'intervalle suivant : (0,25 - 1,5) en (m/s) .

On a intérêt à ne pas aller au dessous de la limite inférieure de la vitesse c'est à dire $V_e = 0,25$ m/s , et cela pour éviter les dépôts de calcaire et ne pas aller au dessus de la limite supérieure , c'est à dire $V_e = 1,5$ m/s , pour éviter les coups de Béliet .

On choisit alors une valeur intermédiaire :

$$V_e = 1,2 \text{ m/s} .$$

$$\text{Donc : } \dot{m} = \rho_e \cdot V_e \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \Rightarrow D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_e \cdot V_e \cdot \pi}}$$

$$D_i = 65 \text{ cm} .$$

4 -c- 2 - Calcul du diamètre extérieur D_e de la conduite :

Cela revient donc à déterminer l'épaisseur de la conduite puisqu'on connaît le diamètre intérieur D_i .

L'expression qui nous permet de calculer l'épaisseur E pour une conduite choisie en acier est donnée d'après l'Agenda du bâtiment [30] par :

$$E = 0,00083 \cdot p_r \cdot D_i + 1,5 \quad 19 .$$

où

D_i : Diamètre intérieur (cm) .

p_r : Pression maximale à l'intérieur de la conduite (Kg/cm²) .

- Calcul de la pression p_r :

La pression maximale est estimée par la somme des pertes de charge totales dans la conduite de transport de l'eau chaude, à partir de la centrale jusqu'au consommateur plus les pertes de pression pour vaincre la colonne montante de l'immeuble.

- Pertes de charge linéaires :

Elles sont données par l'expression suivante :

$$Y_1 = \zeta \cdot \frac{L_c}{D_i} \cdot V_e^2 \cdot \rho_e \quad \text{ou}$$

ζ : Coefficient de perte de charge.
 L_c : Longueur de la conduite.

Calcul du nombre de Reynolds :

Il est donné par : $R_e = \frac{V_e \cdot D_i}{\nu}$ ou ν : Viscosité cinématique (m²/s).

A 75°c on a $\nu = 0,558 \cdot 10^{-6}$ m²/s

Ce qui donne : $R_e = 2,177 \cdot 10^6$

$R_e > 12000$, donc le régime est turbulent.

Herman donne pour un régime turbulent dans les conduites non rigueuses une formule pour déterminer le coefficient de perte de charge et qui est de la forme :

$$\zeta = 0,0054 + 0,369 \cdot R_e^{-0,3} \quad \zeta = 0,01$$

Les consommateurs de l'énergie calorifique habitent des cités qui situent à environ de un kilomètre de la centrale.

Donc pour $L_c = 1000$ m , on trouve : $Y_1 = 21622,45$ Pascals.
- Pertes de charge singulières :

On suppose qu'il y a dans tout le circuit de transport de l'eau chaude 28vannes , 20coudes à 90° et un compteur placé dans la centrale .

- Calcul des pertes de charge dues aux vannes :

L'expression de pertes de charge est donnée par :

$$Y_2 = \zeta \cdot V_e^2 \cdot \rho_e, \quad \text{avec} \quad \zeta = 0,04$$

Pour les 28 vannes on trouve :

$Y_2 = 1569,254$ Pascals.

- Calcul des pertes de charge dues aux coudes :

L'expression des pertes de charge est la meme que pour les

les vannes :

$$Y_3 = \zeta \cdot V_e^2 \cdot \rho_e \quad \text{avec } \zeta = 0,015 \text{ POUR les coudes à } 90^\circ$$

Pour les 20 coudes on trouve :

$$Y_3 = 420,34 \text{ Pascales}$$

- Pertes de charge dues au compteur :

Le compteur absorbe une pression qui est généralement de l'ordre de 7 mètres pour une petite ville comme celle de Bab-Ezzouar.

Donc :

$$Y_4 = 7 \cdot 10^4 \text{ Pascales}$$

- Pertes de charge dues à la colonne montante de l'immeuble:

On suppose que l'immeuble à une hauteur de 35mètres .

Donc :

$$Y_5 = 35 \cdot 10^4 \text{ Pascales}$$

La pression maximale p_r est égale à la somme de toutes les pertes

de charge , donc :

$$p_r = \sum_{i=1}^5 Y_i$$

$$p_r = 4,4 \cdot 10^4 \text{ Pascales}$$

Donc dans la formule -19- on trouve :

$$E = 1,8 \text{ cm}$$

Le diamètre extérieur D_e est :

$$D_e = D_i + 2 \cdot E$$

$$D_e = 68,6 \text{ cm}$$

4 -d- Calcul de la chute de température pendant le transport de l'eau chaude :

Les conduites de transport de l'eau chaude doivent être couvertes par un isolant pour minimiser les pertes de chaleur pendant le transport de l'énergie calorifique .

Pour cela , on choisit un isolant en laine de verre qui résiste jusqu'à une température maximale de 450°c,

l'épaisseur de isolant est : $e_{is} = 2 \text{ cm}$.

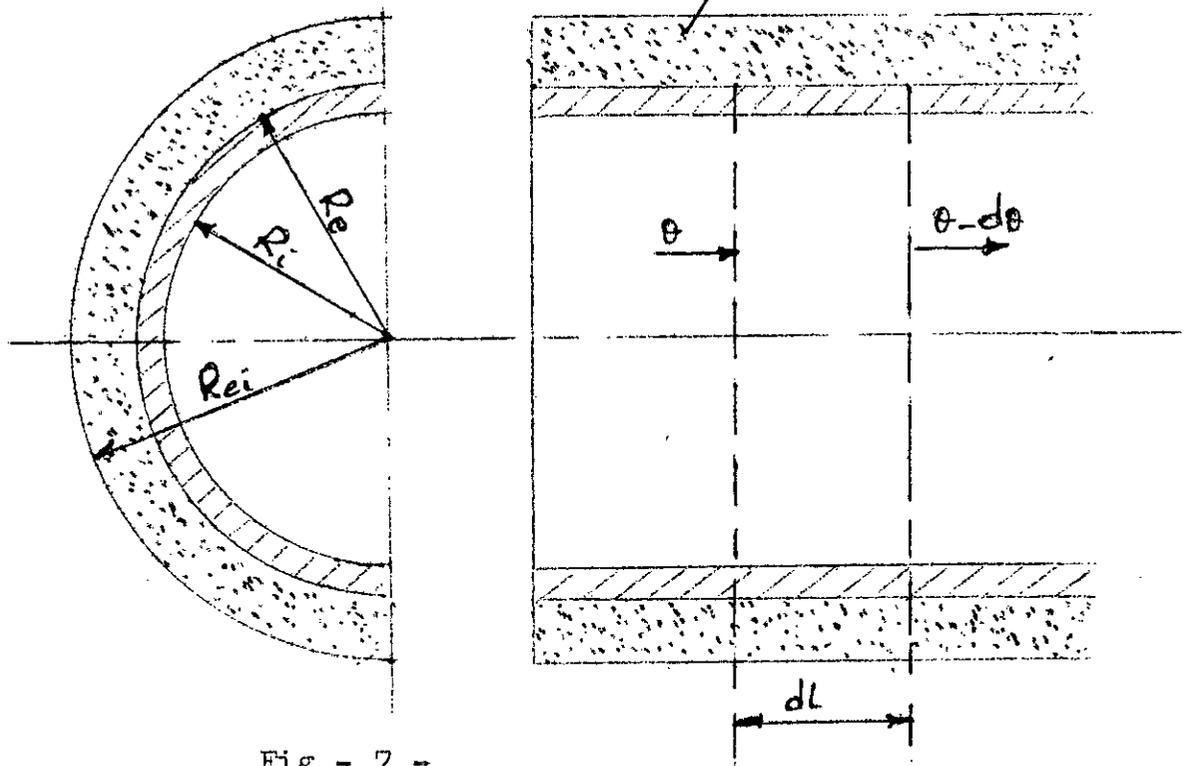


Fig - 7 -

- On désigne par: θ : Température à l'intérieur de la conduite (variable) .
 t_a : Température ambiante .
 K : Coefficient de conductivité thermique global.
 $\lambda_1 = 38,7 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$: Coefficient de conductivité thermique de la conduite .
 $\lambda_2 = 0,043 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$: Coefficient de conductivité thermique de l'isolant .
 α_i : Coefficient de convection entre l'eau et la paroi interne ($= 5000 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$) .
 α_e : Coefficient de convection plus rayonnement entre l'ambiance et la paroi externe .

Le bilan thermique entre une distance dL s écrit comme :

$$-\dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot d\theta = 2\pi \cdot K \cdot dL \cdot (\theta - t_a)$$

Ce qui donne :

$$\frac{d\theta}{A \cdot dL} + \theta = t_a \quad 20 .$$

Avec : $A = \frac{2\pi \cdot K}{\dot{m}_e \cdot C_{pe}}$

En intégrant l'équation -20- avec les conditions aux limites suivantes :

A:L = 0 on a $\theta = t_d$ (température de départ du réseau de chauffage)
 et à L = L_c on a $\theta = t'$ (température à l'entrée du radiateur du consommateur).

On trouve :

$$t_d - t' = (t_d - t_a) \cdot \left(1 - \exp \left(- \frac{2 \sqrt{K} \cdot L_c}{m \cdot C_p} \right) \right) \quad 21.$$

4-d-1 - Evaluation du coefficient de transfert global K :
 Le transfert de chaleur se fait par convection entre l'eau et la paroi interne de la conduite, par conduction dans la conduite et dans l'isolant et par convection et rayonnement entre l'isolant et le milieu extérieur.

L'expression de K est donnée par :

$$1/K = 2/D \cdot \alpha_i + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{D_{ei}}{D_e} + \frac{1}{\alpha_e \frac{D_{ei}}{2}} \quad 22.$$

- Calcul de α_e :

$$\alpha_e = \alpha_e^{\text{convection}} + \alpha_e^{\text{rayonnement}}$$

Une formule donnée par Heilmann et Koche dans "Isolation thermique industrielle" de R. Gasquet [8], et qui n'est valable que pour une température comprise entre 0°C et 150°C, permet de calculer le coefficient α_e :

$$\alpha_e = 8,1 + 0,045 (t_b - t_a) \quad 23.$$

Pour une atmosphère calme, c'est à dire absence du vent, t_b : Température de la paroi extérieure.

Commercer donne la formule suivante pour le calcul de la température de la paroi extérieure t_b et qui est de la forme :

$$t_b - t_a = - \left(90 + \frac{11}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_{ei}}{D_i} \right) + \sqrt{\left(90 + \frac{11}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_{ei}}{D_i} \right)^2 + \frac{222}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_{ei}}{D_i} (t_e - t_a)} \quad 24.$$

où α : Coefficient de convection moyen
(Kcal/m.h.°c) .
 t_e : Température moyenne de l'eau 75°c .
 $t_a = 15^\circ\text{c}$: Température ambiante .

α est calculé par :

Ce qui donne :

$$\alpha = 0,758 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{c} .$$

Dans l'équation - 24- on trouve :

$$t_b = 54,4^\circ\text{c} .$$

Dans l'équation - 23- on trouve :

$$\alpha_e = 9,87 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{c} .$$

Finalement , on trouve :

$$K = 0,625 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{c} .$$

Dans l'équation -21-, on pose :

$$B = 1 - \exp \left(- \frac{2\pi \cdot K \cdot Lc}{\dot{m}_e \cdot C_p} \right) .$$

avec $t' = 80^\circ\text{c}$, on obtient la relation suivante :

$$t_d = \frac{80 - t_b \cdot B}{1 - B}$$

Pour plusieurs valeurs de la température ambiante , les valeurs de t_d correspondantes sont résumées dans le tableau -3-

Tableau - 3 -

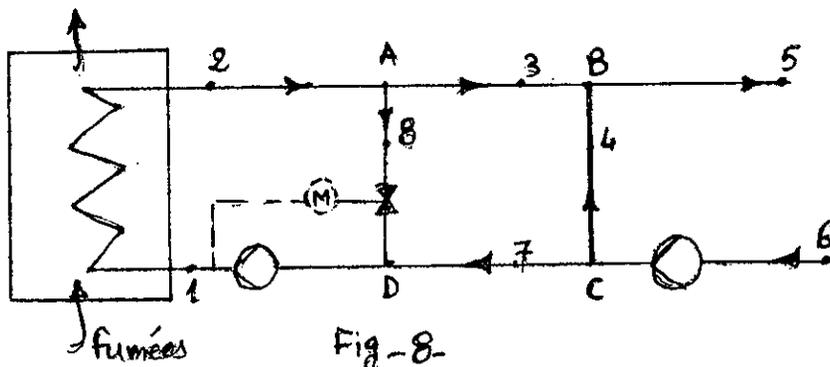
t_0 (°c)	t_b (°c)	α_e (Kcal/m.h.)	t_d (°c)	$t_d - t' = \Delta t$ (°c)
15	54,5	9,87	80,18	0,18
5	50,52	10,15	80,21	0,21
0	48,54	10,28	80,23	0,23
-5	46,54	10,42	80,24	0,24

On remarque que la chute de température durant le transport de l'eau chaude est négligeable donc on prend pour nos calculs une chute de 5°C pour mesure de sécurité donc :

$$T_d = 80 + 5 = 85^{\circ}\text{C} .$$

4 -e- Calcul des températures à l'entrée et à la sortie du récupérateur :

On choisit un couplage entre le récupérateur et le réseau de chauffage urbain représenté par la figure - 5 - .



Le point (5) désigne le départ vers le réseau de chauffage .

$$\text{ou : } t_5 = t_d = 80 + 5$$

$$t_5 = 85^{\circ}\text{C} .$$

Le point (6) désigne le retour du réseau de chauffage , dont :

$$T_6 = 60 - 5$$

$$T_6 = 55^{\circ}\text{C} .$$

En nœud A, l'eau est ramifiée suivant les points 3, 8 dont la partie dirigée vers le point 8 est utilisée pour le préchauffage de l'eau avant son entrée dans le récupérateur .

Pour le calcul des températures t_1 et t_2 à l'entrée et à la sortie du récupérateur , on écrit les bilans thermiques aux nœuds

A ; B, C , D .

$$\text{Nœud A : } H_2 = \alpha H_2 + (1-\alpha) H_2 \text{ ou}$$

H : Enthalpie de l'eau (Kcal/Kg) .

α : Proportion de la masse d'eau déviée pour le préchauffage .

Node B : $(1 - \alpha) H_2 + H_4 = H_5$

Node C : $(1 - \alpha) H_6 + \alpha H_6 = H_6$

Node D : $(1 - \alpha) H_6 + \alpha H_2 = H_1$

On choisit $\alpha = 20\%$ de la masse totale de l'eau .

Donc pour $\alpha = 0,2$

Le système d'équations devient :

$$(1 - \alpha) H_2 + \alpha H_6 = H_5$$

$$(1 - \alpha) H_6 + \alpha H_2 = H_1$$

On trouve : $H_5 = 85 \text{ Kcal/Kg}$, $H_6 = 55 \text{ Kcal/Kg}$;
 $H_1 = 62,5 \text{ Kcal/Kg}$, $H_2 = 92,5 \text{ Kcal/Kg}$.

Pour l'eau liquide , la valeur de son enthalpie est égale à la valeur de sa température .

Donc :

$$T_1 = 62,5^\circ \text{c} .$$

et

$$T_2 = 92,5^\circ \text{c} .$$

5- Nombre total d'heures de consommation d'énergie calorifique par année :

On estime le nombre total d'heures d'utilisation d'énergie calorifique d'après le tableau - 4 - des températures minimales moyennes données par l'établissement national pour l'exploitation météorologique et aéronautique .

Pour la ville de Dar-Elbeida qui est la plus proche de Bab-Ezzouar , on estime l'utilisation du chauffage à six mois par année, 25 jours par mois et 10 heures par jours , ce qui donne un nombre d'heures annuel $n = 1500 \text{ heures/an}$.
 Et on estime pour une autre partie d'énergie utilisée

pour le chauffage d'eausanitaire à 8 mois par année,
30 jours par mois et 6 heures par jours , ce qui donne un
nombre d'heures annuel n_{hc} égale à 1440 heures/an .

Donc la somme du nombre d'heures annuel d'utilisation du chauffage
 n_{hc} et le nombre d'heures annuel d'utilisation du chauffage
d'eau sanitaire n_{hc2} nous donne le nombre total d'heures annuel
d'utilisation d'énergie calorifique n_{hc} .

$$n_{hc} = n_{hc1} + n_{hc2}$$

$$n_{hc} = 2940 \text{ heures/an}$$

6 - Nombre d'abonnés pouvant être raccordé à notre
réseau de chauffage :

La revue technique " CFP(chaud -froid-plomberie) année 1975
n° 352" donne la consommation d'eau chaude pour des hotels,
nous permet d'estimer le nombre d'abonnés n_{per} pouvant être
raccordé à notre réseau .

La revue donne pour un hotel à quatre étoiles luxes ,contenant
400 chambres , une consommation de 845 litres d'eau chaude
par minute . Si on considère qu'une chambre d'un abonné
consomme la même quantité d'eau qu'une chambre d'un hotel à
4 étoiles ,donc pour notre débit Q qui est de 390 l/s,
Le nombre de chambres X pouvant être alimentées par cette
quantité d'eau est :

39

STATIONS	JANVIER	FEVRIER	MARS	AVRIL	MAI	JUIN	JUILLET	AOUT	SEPTEMBRE	OCTOBRE	NOVEMBRE	DECEMBRE
Dar-El-Beida	5,9	6,5	7,2	9,3	12,1	15,3	18,2	18,6	16,3	13,4	9,7	6,6
Oran	6,3	7,2	8,5	10,4	13,7	16,8	19,6	19,8	17,5	13,6	9,8	6,6
Annaba	6,8	6,8	7,9	9,8	12,5	15,8	18,3	19,5	17,5	14,3	10,6	8,1
Skikda	7,3	7,3	8,3	10,2	12,9	15,8	19,5	19,3	17,3	14,6	11,5	8,3
Constantine	2,9	3,0	4,4	6,7	10,0	13,8	17,3	17,4	14,6	10,5	6,5	3,4

TABLEAU -4. "Température minimale moyenne"

$$X = \frac{9 \cdot 60 \cdot 300}{845}$$

$$X = 8308 \text{ chambres.}$$

On considère des appartements à trois pièces, donc le nombre d'abonnés sera égale à :

$$n_{\text{pers}} = \frac{X}{3} = \frac{8308}{3}$$

$$n_{\text{pers}} = 2770 \text{ abonnés.}$$

Si on considère que dans un appartement habitent six personnes le nombre d'habitants bénéficiant du chauffage sera :

$$n_h = n_{\text{pers}} \cdot 6$$

$$n_h = 16616 \text{ habitants.}$$

Sachant que la centrale fonctionne avec quatre groupes, donc si on récupère de l'énergie par les quatre cheminées et qu'on utilise trois récupérateurs pour le chauffage et on laisse le quatrième comme appareil de sécurité en cas des pannes éventuelles des autres récupérateurs, le nombre total d'habitants bénéficiant du chauffage sera :

$$n_{\text{th}} = n_h \cdot 3$$

$$n_{\text{th}} = 50000 \text{ habitants.}$$

- DIMENSIONNEMENT DU RECUPERATEUR -

Les récupérateurs utilisés dans l'industrie sont très encombrants vu l'importance de la quantité de chaleur récupérée .

Le dimensionnement d'un récupérateur fait appel aux équations de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides et nécessite une étude économique . Dans le calcul de tel appareil, on cherche toujours à augmenter l'efficacité de l'échangeur de chaleur par des moyens appropriés et cela pour avoir une surface d'échange la plus petite que possible en tenant compte de tous les facteurs qui interviennent dans ce processus .

L'équation générale de la transmission de la chaleur s'écrit comme suit :

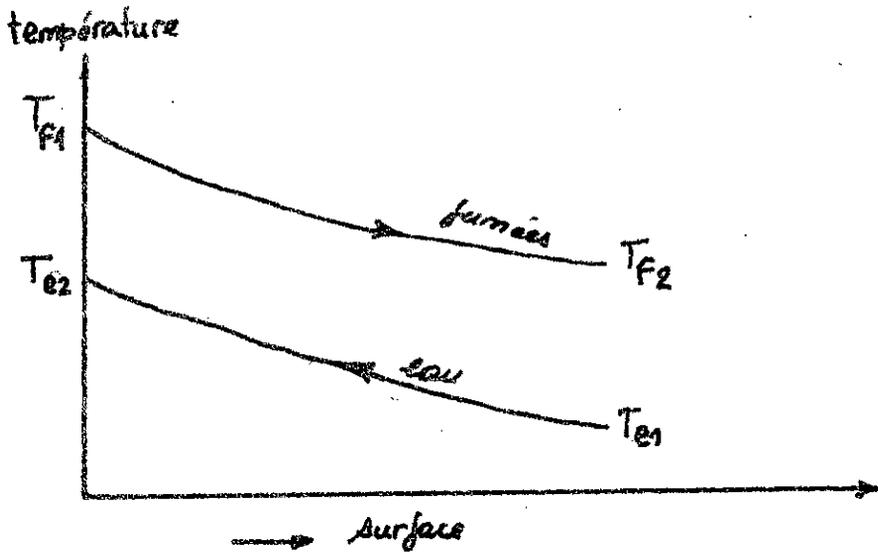
$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

\dot{q} désigne la quantité de chaleur transmise (Kcal/h) .
 U: Le coefficient global de transfert de chaleur (Kcal/m².h.c) .
 A: La surface de chauffe (m²) .
 ΔT_m : La différence des températures moyennes logarithmique (c) .

Le transfert de chaleur se fait par mode de convection forcée à l'intérieur et à l'extérieur des tubes ainsi que par conduction.

1- Calcul de la moyenne logarithmique de température ΔT_m :

La distribution de la température en fonction de la surface de chauffe dans un échangeur à contre courant est représentée par la figure ci-dessous :



Les indices e et f désignent respectivement l'eau et les fumées, les indices 1 et 2 désignent l'entrée et la sortie.

La température moyenne logarithmique $\Delta T_{\text{méc}}$ pour un échangeur à contre courant est donnée par la relation suivante :

$$\Delta T_{\text{méc}} = \frac{(T_{F1} - T_{e2}) - (T_{F2} - T_{e1})}{\ln \frac{T_{F1} - T_{e2}}{T_{F2} - T_{e1}}} \quad 26.$$

Avec : $T_{F1} = 540^{\circ}\text{C}$
 $T_{F2} = 160^{\circ}\text{C}$
 $T_{e1} = 62,5^{\circ}\text{C}$
 $T_{e2} = 92,5^{\circ}\text{C}$

Ce qui donne :

$$\Delta T_{\text{méc}} = 230^{\circ}\text{C}$$

2 - Efficacité de l'échangeur :

L'efficacité d'un échangeur \mathcal{E} est définie par le rapport de la puissance thermique réellement utilisée par cet échangeur et la puissance thermique maximale Q_{max} obtenue avec un échangeur à contre courant infiniment long et sans perte.

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{réel}}}{q_{\text{max}}} \quad \text{avec :} \quad \text{et} \quad q_{\text{réel}} = C_F \cdot (T_{F1} - T_{F2})$$

$$C_F = c_{p_f} \cdot \dot{m}_f$$

$$C_e = c_{p_e} \cdot \dot{m}_e$$

$$q_{\text{max}} = C_{\text{min}} \cdot (T_{F1} - T_{e1})$$

c_p : Capacité calorifique
évaluée à la température
moyenne du fluide (Kcal/Kg.°c).
 \dot{m} : DÉBIT DU FLUIDE (Kg/s) .

$$T_{\text{moyenné eau}} = \frac{T_{e1} + T_{e2}}{2} = 77,5^\circ\text{c}$$

$$T_{\text{moy des gaz}} = \frac{T_{f1} + T_{f2}}{2} = 350^\circ\text{c}$$

A , $T_{m_f} = 350^\circ\text{c}$ et une pression de un bar, les tables

thermodynamiques donnent : $c_{p_f} = 0,276$ Kcal/Kg.°c , et à $T_{m_e} = 77,59^\circ\text{c}$

les tables donnent : $c_{p_e} = 1$ Kcal/Kg.°c .

Sachant que $\dot{m}_e = 388,15$ Kg/s et $\dot{m}_f = 152$ Kg/s

on trouve : $C_F = 41,95$ Kcal/s.°c

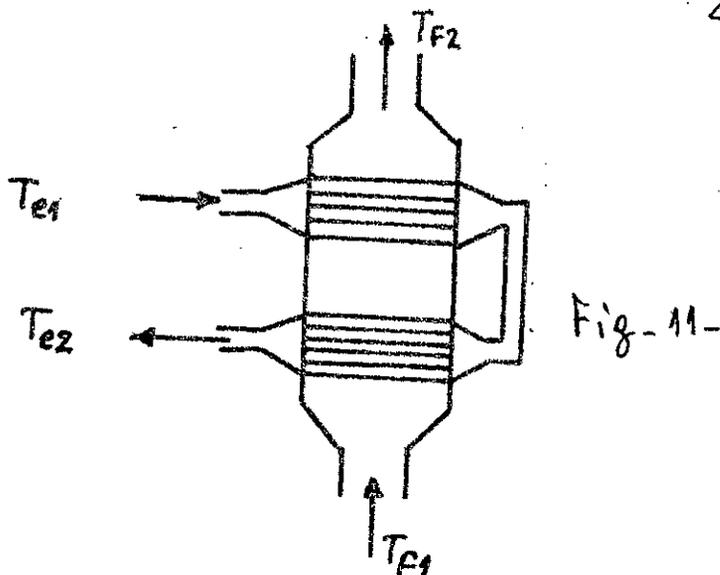
$$C_e = 388,15 \text{ Kcal/s.}^\circ\text{c}$$

et

$$\varepsilon = 80\%$$

3 - Calcul de la moyenne logarithmique de température réelle ΔT_{mr}

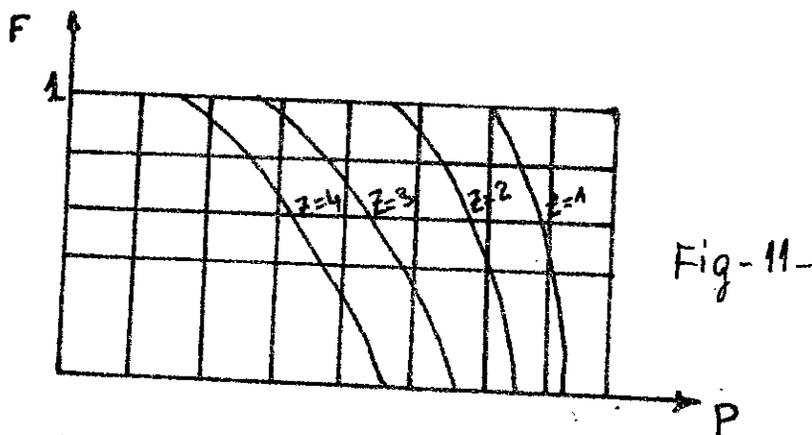
La circulation des deux fluides dans le récupérateur est à la fois à contre courant et à courant croisé . Le récupérateur est constitué de deux faisceaux , ainsi la moyenne logarithmique de température réelle ΔT_{mr} est égale au produit de la moyenne logarithmique de température d'un échangeur à contre courant par un facteur de correction F .



Mc Adams [3] donne des courbes pour plusieurs types d'échangeurs permettant de connaître la valeur du coefficient de correction F en fonction de P et Z qui sont définis par :

$$P = \frac{T_{e2} - T_{e1}}{T_{f1} - T_{e1}} \quad ; \quad P = 0,063$$

$$\text{et } Z = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{e2} - T_{e1}} \quad ; \quad Z = 12,67$$



La courbe donnée par Mc Adams est limitée à des valeurs de $Z \ll 4$. Donc on ne peut pas connaître la valeur de F par cette méthode puisque $Z = 12,67 \gg 4$.

Une formule établie par Hurd (dans le Mc Adams [3]) permet de calculer directement ΔT_{mr} et qui est mise sous la forme suivante :

$$\Delta T_{mf} = \frac{(\Delta T_{oa} + E) - (\Delta T_{oa} - E)}{\ln \frac{\Delta T_{oa} + E}{\Delta T_{oa} - E}} \quad 27.$$

tels que: $\Delta T_{oa} = \frac{1}{2} [(T_{f1} + T_{f2}) - (T_{e1} + T_{e2})]$

ou le facteur E ne dépend que de la forme géométrique de l'échangeur. Soit: $E = (T_{e2} - T_{e1}) \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{Z^2 + 1}$

On trouve : $E = 190,64$, $\Delta T_{oa} = 272,5^\circ \text{C}$

$$\Delta T_{mf} = 220^\circ \text{C}$$

Si on veut déterminer le facteur de correction F, on divise la valeur de la moyenne logarithmique de température ΔT_{mf} par la valeur de la moyenne logarithmique de température d'un échangeur à contre courant ΔT_{mc} ce qui donne :

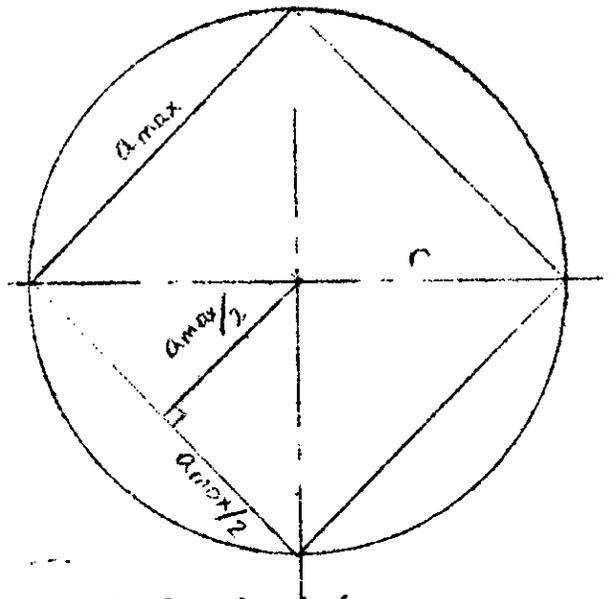
$$F = \frac{\Delta T_{mf}}{\Delta T_{mc}} = \frac{220}{230}$$

$$F = 0,96$$

Sachant que plus le nombre de faisceaux est élevé, plus la circulation à contre courant domine par rapport au courant croisé, ce qui fait tendre la valeur du coefficient de correction F vers l'unité et rendre la valeur ΔT_{mf} égale à la valeur ΔT_{mc} .

4 - Choix de la section de base du récupérateur :

Le choix de la section est guidé par la forme de la cheminée lorsqu'elle existe. Comme pour nous la forme de cette dernière est circulaire, on considère la forme carrée de plus grande surface.



r = Rayon de la cheminée .

a : Côté du carré .

On établit la relation suivante : $r^2 = (a/2)^2 + (a/2)^2$

ce qui donne : $a_{max} = \sqrt{2} \cdot r$

r est donné par le constructeur égale à $d_c/2 = 3,3/2$ mètres

donc $a_{max} = 2,33$ mètres .

On fixe a_{max} à deux mètres; d'où la longueur des tubes est d'après les normes DIN 2818 EST égale à deux mètres .

On remarque que plus la longueur des tubes est grande plus leurs flexion est importante , surtout pour des températures élevées . Plus la longueur est petite plus le récupérateur devient encombrant et la chute de pression de l'écoulement à l'extérieur des tubes devient très importante .

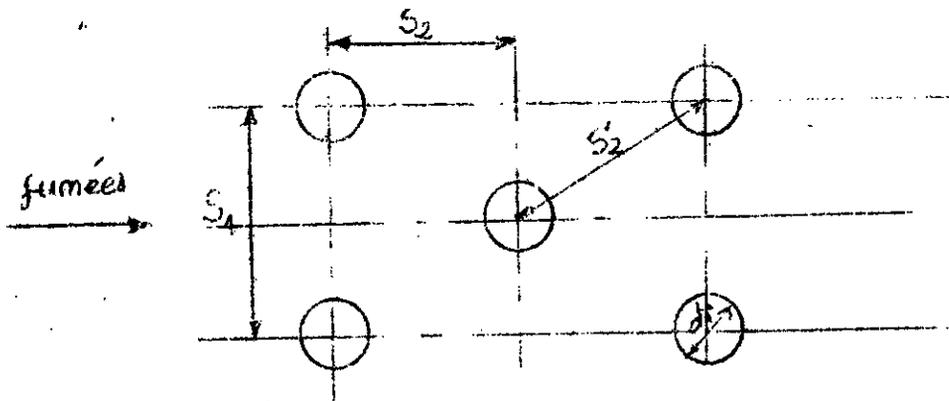
On choisit une longueur de deux mètres qui est une longueur moyenne souvent utilisée dans les récupérateurs .

L'efficacité d'échange est d'autant plus importante, lorsqu'on diminue la surface à la base du récupérateur et inversement pour la chute de pression . Donc il y a compromis .

Dans notre cas on estime la section à $(2 \times 4) \text{ m}^2$.

5 - Choix de la disposition des tubes :

De tout temps la disposition des tubes posait des problèmes, étant donné qu'aucune loi rigoureuse n'a été établie, de nombreuses recherches sont menées dans ce sens. On note les travaux de J.H. Merkin [10], S. Nakai and T. Okazaki [9]. Dans notre cas on opte pour la configuration en quinconce.



En pratique on donne $S_2/S_1 = 0,5 \dots 1,5$ et $S_1/d_e = 1,2,3, \dots$

Pour faciliter l'écoulement des fumées et laisser l'espace aux ailettes on choisit : $S_1/d_e = 2,5$.

Toujours dans le souci de diminuer l'encombrement on choisit $S_2/S_1 = 0,75$.

6 - Choix du diamètre des tubes d_i :

Le choix du diamètre des tubes est lié aux pertes de charge P_L à l'intérieur des tubes et le coefficient d'échange h .

Les pertes de charge P_L s'écrivent :

$$P_L = \frac{\xi \cdot l \cdot v_e^2 \cdot \rho}{d_i \cdot 2 \cdot g}$$

où ξ : Coefficient de perte de charge.
 l : Longueur d'un tube (m).

V_e : Vitesse de l'écoulement
de l'eau (m/s) .

On remarque que lorsque $d_i \uparrow$, $P_L \downarrow$

Et pour le transfert de chaleur on a : $N_u = h \cdot d_i / K$

N_u : Nombre de nusselt

K : Coefficient de
conduction .

Donc lorsque $d_i \uparrow$, $h \downarrow$.

Notre but est d'augmenter le coefficient d'échange h tout en ayant les plus petites pertes de charge . Pour cela on procède à une méthode itérative . En pratique le diamètre intérieur d_i est compris entre 10 et 100mm , et l'épaisseur e_p est comprise entre 1 et 5mm . On choisit une valeur intermédiaire .

D'après les normes DIN 28180 , on a : $d_e = 44,5\text{mm}$
 $d_i = 42\text{mm}$

7 - Calcul du coefficient de convection h_f du fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes :

Le nombre de Reynolds maximum qui caractérise le régime de l'écoulement est donné par : $Re_{f_{max}} = \frac{d_e \cdot V_{q_{max}}}{\mu} \quad 28 .$

où $V_{q_{max}}$: Densité massique ($\text{Kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$).

avec , $V_{q_{max}} = \frac{m_f}{A_{min}} \quad 29 .$

A_{min} : Section minimale de passage des fumées (m²).

$A_{min} = n_{rang} \cdot (S_1 - d_e) \cdot L \quad 30 .$

On substitue ces deux expressions dans l'expression du nombre de Reynolds, on obtient :

$$Re_{y_{max}} = \frac{d_e \cdot \dot{m}_F}{\mu \cdot n_{rang} \cdot (S_A - d_e) \cdot L}$$

$L=4m$: Longueur de la section à la base du récupérateur .

n_{rang} : Nombre de rangées longitudinales

μ : Viscosité dynamique des gaz évaluée à la température du film (Kg/m.s) .

\dot{m}_F : Débit des gaz égale à 152Kg/s .

La température du film est calculée comme suit :

$$T_F = \frac{1}{2} \left[\frac{T_{F1} + T_{F2}}{2} + T_p \right] \text{ où } T_p = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{F1} + T_{F2}}{2} + \frac{T_{e1} + T_{e2}}{2} \right)$$

T_p : Température de la paroi ($^{\circ}C$) .

à $T_F = 280^{\circ}C$ les tables thermodynamiques donnent :

$$\nu_F = 45,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad , \quad \rho_F = 0,62 \text{ Kg/m}^3 .$$

ν_F : Viscosité cinématique (m^2/s)
 ρ_F : Masse volumique (Kg/m^3) .

Les calculs donnent : $n_{rang} = 35$ tubes .

Sachant que le nombre de tubes par faisceau $n_{T/F}$ est égale au rapport du débit de l'eau total Q_e par le débit s'écoulant dans un tube Q_1 .

$$n_{T/F} = \frac{Q_e}{Q_1} \quad , \quad \text{tel que : } Q_1 = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot v_e \quad , \quad \text{avec } v_e = 1,2 \text{ m/s}$$

Ce qui donne : $n_{T/F} = 240$ tubes .

Sachant que :

$$35 \text{ tubes} \times 7 = 245 \text{ tubes}$$

$$\text{et } 35 \text{ tubes} \times 6 = 210 \text{ tubes}$$

On choisit $n_{rang} = 34$ tubes ; car : $34 \cdot 7 = 238 \text{ tubes} \approx n_{T/F} = 240 \text{ tubes}$

Si le rapport $\frac{S_2}{S_1/2}$ est petit de sorte que $\sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + S_2^2} < \left(\frac{S_1}{2} + \frac{d_e}{2}\right)$

alors la densité massique réelle sera égale à $V_{q_{max}} = \frac{m_F}{A_{min}}$

multiplié par $\frac{S_1/2}{\left(\sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{S_2}{2}\right)^2} - d_e\right)}$.

Vérifions la condition précédente :

$\sqrt{\left(\frac{111,25}{2}\right)^2 + (83,44)^2} = 100,28 < \frac{111,25 + 44,5}{2} = 77,87$

La condition n'est pas vérifiée, par conséquent $V_{q_{max}} = \frac{m_F}{A_{min}} = 33,48 \frac{Kg}{m^2}$

Finalement on trouve :

$$R_{y_{max}} = 52387,47$$

Le nombre de reynoldsest supérieur à 12000 donc le régime est entièrement turbulent .

Pour le calcul du coefficient d'échange h_f , KREITH [4] a recommandé pour un écoulement en régime turbulent et un mode de transfert qui est la convection forcée la formule suivante:

$$h_f = 0,33 \cdot C_H \cdot \frac{K}{d_e} \cdot (R_{ey_{max}})^{0,6} \cdot P_r^{0,3} \quad 31.$$

P_r : Nombre de Prandlt évalué à la température du film .

K : Coefficient de conduction évalué à la température du film . (Kcal/m.h.°c)

Pour un nombre de rangées de tubes supérieur à dix , le coefficient $C_H = 1$.

Les propriétés du fluide sont évaluées à la température du film . A, $T_F = 280^\circ c$, les tables thermodynamiques donnent :

$$K = 4,031 \cdot 10^{-2} \text{ Kcal/m.h.}^\circ c \quad , \quad P_r = 0,654$$

On remplace dans l'équation on trouve :

$$h_f = 178,56 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ c$$

8 - Calcul du coefficient de convection h_e du fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes :

Le régime de l'écoulement est déterminé toujours par le

par le nombre de Reynolds qui est calculé par :

$$Re_{db} = \frac{V_e \cdot d_i \cdot \rho_b}{\mu_b} \quad 32.$$

Les propriétés du fluide sont évaluées à la température moyenne de la masse du fluide T_b .

A $T_b = 77,5^\circ\text{C}$, les tables thermodynamiques donnent:

$$\lambda_b = 0,389 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_b = 2,374$$

$$K_b = 0,575 \text{ Kcal}/\text{g}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$$

Rappelons que :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

On trouve :

$$Re_{db} = 129562,98$$

Comme $Re_{db} \gg 12000$, le régime est turbulent. Pour le transfert de chaleur en convection forcée, le coefficient d'échange thermique h_e est donné par une formule suggérée par Seider et Tate ; appliquée plus tard par Kays et London et qui est de la forme :

$$Nu = Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_b}\right)^n \cdot St \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_f}\right)^n \quad 33$$

St : Nombre de Stanton .

Nu : Nombre de Nusselt .

$\left(\frac{\mu_b}{\mu_p}\right)^n$: Facteur de correction de viscosité .

a vec :

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = St' = \phi(Re) \cdot \psi(Pr) \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_f}\right)^n \quad (\text{pour les liquides})$$

$$\text{et } Nu = \frac{h \cdot d_i}{K}$$

Le nombre de Stanton est fonction du nombre de Reynolds ($\phi(Re)$) et fonction du nombre de Prandlt ($\psi(Pr)$).

Toutes les propriétés physiques sont prises à la température moyenne de la masse fluides .

Pour un nombre de Prandlt Pr supérieur à l'unité, l'exposant

n est égale à 0,36 pour l'échauffement et est égale à 0,20 pour le refroidissement. Les valeurs de R_e et P_r permettent de déterminer la valeur de $S_t \left(\frac{\mu_p}{\mu_b} \right)^n$ et cela à l'aide de la courbe 12 donnée par KREITH.

Donc pour : $R_{ed_b} = 129563$ et $P_r = 2,374$

La lecture donne : $S_t \left(\frac{\mu_p}{\mu_b} \right)^{0,36} = 12,19 \cdot 10^{-4}$

A $T_b = 77,5^\circ\text{C}$, on a : $\mu_b = 0,379 \cdot 10^{-3} \text{ (Kg/m.s)}$.

et à $T = 213,75^\circ\text{C}$ on a : $\mu_p = 0,129 \cdot 10^{-3} \text{ (Kg/m.s)}$.

L'équation 33 peut s'écrire sous la forme suivante :

$$h_e = \frac{K_b}{d_i} \cdot R_e \cdot P_r \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_b} \right)^{0,36} \cdot S_t \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_p} \right)^{0,36}$$

L'application numérique nous donne :

$$h_e = 7566,26 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

9 - Choix du matériau des tubes :

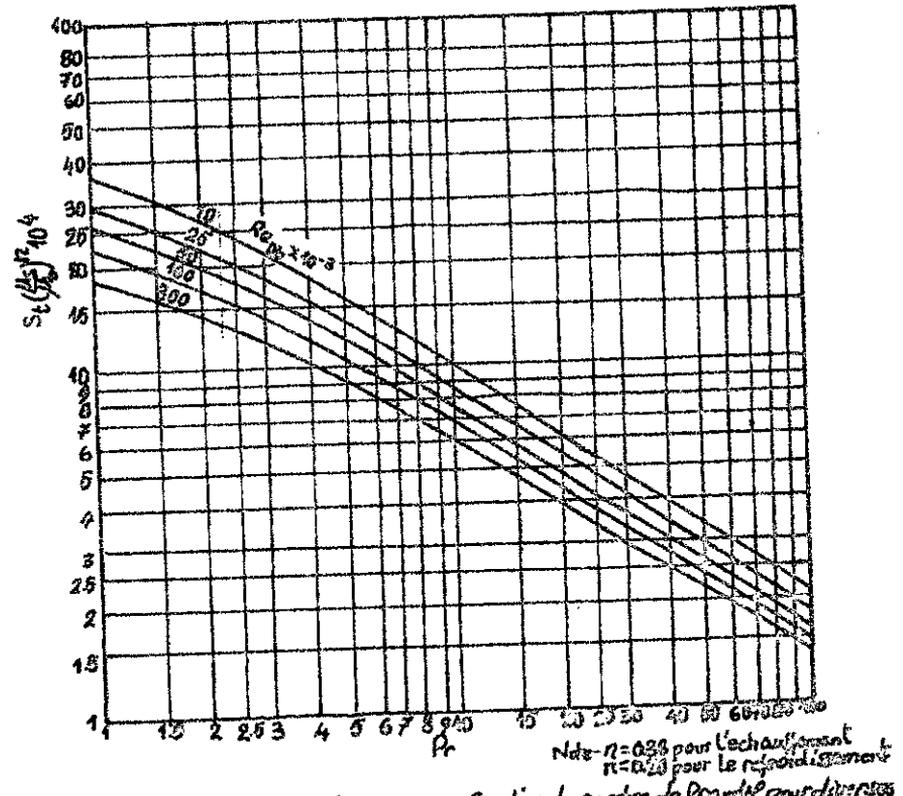
La société S.E.T.R.E.M en France recommande particulièrement pour la construction des récupérateurs, les aciers avec les teneurs en carbone de 0,1 à 0,12%; parmi lesquels on retient :

- L'acier à 5% Cr et 0,5% M_n .
- L'acier Thermimphy à 7% Cr, 0,5% M_n , 0,3% V.
- L'acier Nicral M à 13% Cr; 1,5% Si.

La température limite admissible est de 600°C pour les deux premiers aciers et 800°C pour le Nicral M. La température de notre fluide chaud n'est pas très élevée et l'effet de corrosion est faible donc on choisit le premier acier c'est à dire l'acier à 1% de C et 5% de Cr et 0,5% de M_n .

A une température de 300°C , sa conductivité thermique est :

$$K = 37,2 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$



Variation du nombre de Stanton en fonction du nombre de Prandtl pour diverses valeurs du nombre de Rayleighs calculé à la température de la masse.

Fig-12-

10 - Calcul du coefficient d'échange global U :

Le coefficient d'échange global U rapporté à la surface externe est donné par l'expression suivante :

$$U = \left[\frac{r_e}{r_i \cdot h_e} + \frac{r_e \cdot \ln \frac{r_e}{r_i}}{K} + \frac{1}{h_f} \right]^{-1} \quad 34.$$

Tous les paramètres sont déjà définis :

Soit : $2r_e = d_e = 44,5 \text{ mm}$

$2r_i = d_i = 42 \text{ mm}$

$h_e = 7566,26 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

$h_f = 178,56 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

on trouve :

$$U = 173,16 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

11 - Calcul de la surface d'échange A :

$$\dot{q} = \Delta T_m \cdot U \cdot A \quad ; \quad A = \frac{\dot{q}}{\Delta T_m \cdot U}$$

Soit : $\dot{q} = \phi_r \cdot 0,8 = 14693,2 \cdot 0,8 \text{ Kcal/s}$

$\Delta T_m = 220^\circ\text{C}$

$U = 173,16 \text{ Kcal/h.m.}^2\text{.}^\circ\text{C}$

donc :

$$A = 1110,051 \text{ m}^2$$

On remarque que cette valeur est très grande, on cherche à l'atténuer en ajoutant des ailettes autour des tubes.

Le choix de l'ailette fait intervenir les paramètres suivants :

Le poids, le prix, l'espace disponible et la chute de pression.

La présence de l'ailette n'augmente pas toujours le flux de chaleur, la condition pour que l'ailette augmente le flux de chaleur est donnée par :

$$\frac{h_e \cdot S}{P \cdot K} \leq 1 \quad \text{et en pratique elle est donnée par : } h_e \leq \frac{0,25 \cdot P \cdot K}{S} \quad 35.$$

- S : Surface de la section latérale de l'ailette (m^2).
 P : Périmètre de la section latérale de l'ailette (m).
 K : Coefficient de conduction du matériau de l'ailette (Kcal/m.h.°c).

Les ailettes doivent être construites à l'aide d'un matériau ayant une grande conductivité thermique.

On choisit des ailettes faites par le même matériau que celui des tubes, sa conductivité est assez grande, et son prix est bas par rapport aux autres matériaux utilisés pour les ailettes tel que le Cupro-Nickel.

12- Efficacité d'une ailette ϵ :

C'est le rapport du flux de chaleur effectivement échangé par cette ailette et le flux de chaleur échangé par une ailette idéale de température uniforme égale à la température à sa base.

$$\epsilon = \frac{\Phi_{\text{réel échangé}}}{\Phi_{\text{maximum échangeable}}}$$

13- Efficacité des surfaces ailettées η :

Même définition que pour une ailette.

Le rendement des surfaces ailettées η ou efficacité est donnée

par :

$$\eta = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{h_f \cdot S_b \cdot (T_0 - T_{\infty}) + \epsilon \cdot h_f \cdot S_a \cdot (T_0 - T_{\infty})}{h_f \cdot S_t \cdot (T_0 - T_{\infty})}$$

- S_b : Surface initiale sans ailettes (m^2).
 S_a : Surface des ailettes (m^2).
 $S_t = S_a + S_b$: Surface totale avec des ailettes (m^2).
 T_0 : Température à la section de base de l'ailette.
 T_{∞} : Température des fumées.

$$\eta = \frac{1 + \varepsilon (s_a/s_b)}{1 + s_a/s_b}$$

$$\Phi = \eta \cdot \Phi_{\max} = \eta \cdot h_f \cdot 2\pi \cdot r_e \cdot (1 + s_a/s_b) \cdot l$$

14- Coefficient d'échange global U :

Le coefficient global d'échange est égale à l'inverse de la résistance thermique totale R_t .

$$R_{c2} = \frac{1}{\eta \cdot h_f \cdot 2\pi \cdot r_e \cdot (1 + s_a/s_b) \cdot l} \quad , R_{c2} : \text{Résistance thermique relative à l'échange par convection sur la surface ailetée .}$$

$$R_{c1} = \frac{1}{h_e \cdot 2\pi \cdot r_i \cdot l} \quad , R_{c1} : \text{Résistance thermique relative à l'échange par convection sur la paroi intérieur du tube .}$$

$$R = \frac{\ln r_e/r_i}{2\pi \cdot K \cdot l} \quad , R : \text{Résistance thermique relative à l'échange par conduction dans la paroi des tubes sans ailettes .}$$

$$R_t = R_{c1} + R + R_{c2}$$

$$A_n \cdot U = 1/R_t \quad \text{ou}$$

A_n : La surface d'échange nervurée (m^2) .

U : Coefficient d'échange global ($\text{Kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) .

E

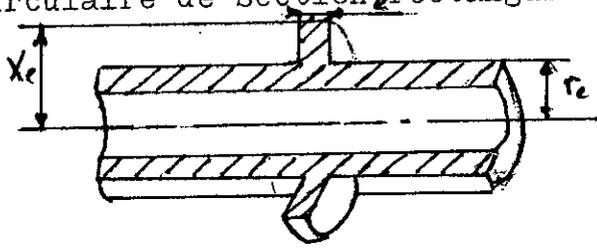
En tenant compte des dépôts de tartre à l'intérieur des tubes , l'expression du coefficient global thermique U sera :

$$U = \left[\frac{1}{\eta \cdot h_f \cdot (1 + s_a/s_b)} + \frac{r_e}{r_i \cdot h_e} + \frac{R_{ef} \cdot r_e}{r_i} + \frac{r_e \cdot \ln r_e/r_i}{K} \right]^{-1} \quad 37.$$

R_{ef} : Coefficient d'encrassement ($\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Kcal}$) .

15 - Calcul de l'efficacité de l'ailette ξ :

On choisit une ailette circulaire de section rectangulaire avec : $X_e/r_e = 1,75$



On choisit l'épaisseur de l'ailette en fonction de la condition d'utilisation des ailettes .

La relation 35 est la suivante : $h_f \ll \frac{0,25 \cdot P \cdot K}{S}$

$$\text{où : } S = 2 \cdot \pi \cdot X_e \cdot e = 2 \cdot \pi \cdot 1,75 \cdot r_e \cdot e$$

$$\text{et } P = 2 \cdot \pi \cdot X_e = 2 \cdot \pi \cdot 1,75 \cdot r_e$$

$$\text{donc : } h_f \ll \frac{0,25 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,75 \cdot r_e \cdot K}{2 \cdot \pi \cdot 1,75 \cdot r_e \cdot e} \Rightarrow e \ll 5,2 \text{ cm}$$

On prend : $e = 3 \text{ mm}$.

A partir de la courbe établie par Gardner on peut connaître l'efficacité des ailettes en fonction des deux paramètres sans dimension suivants : X_e/r_e et $\alpha \cdot (X_e - r_e)$,

tel que α est donné par : $\alpha = \left(\frac{2 \cdot h_c}{K \cdot e} \right)^{1/2}$

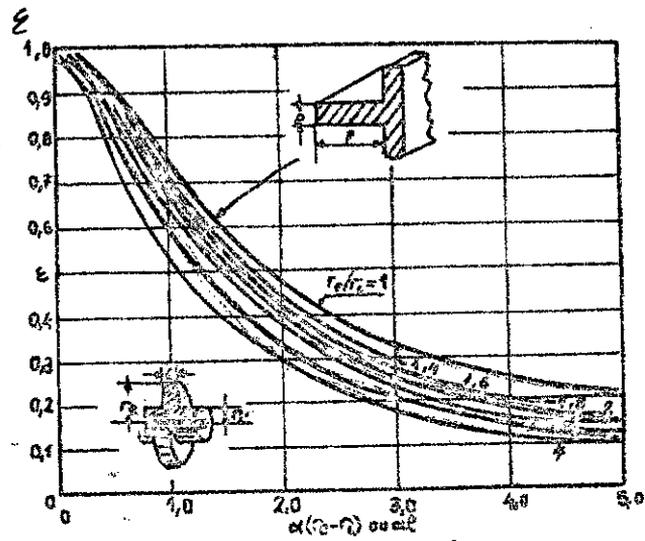
$$\text{Soit : } \alpha = 56,57 \text{ m}^{-1}, \alpha \cdot (X_e - r_e) = 0,94$$

Pour X_e/r_e égale à 1,75 et $\alpha \cdot (X_e - r_e)$ égale à 0,94 la lecture sur la courbe B donne une valeur d'efficacité ξ égale à 0,82.

16 - Calcul de l'efficacité des surfaces ailettées η :

On définit le facteur de nervurage ψ_n comme le rapport entre la surface totale nervurée et la surface totale lisse c'est à dire sans ailettes .

En pratique ψ_n est compris entre 1,4 et 2 .



Efficacité ϵ des ailettes d'épaisseur constante, circulaires et rectilignes, d'après GARDNER.

Fig - 13-

Sachant que : $\frac{S_t}{S_b} = \frac{S_a + S_b}{S_b} = 1 + \frac{S_a}{S_b} \Rightarrow \frac{S_a}{S_b} = \psi_n - 1$

En substituant ce rapport de surfaces dans l'expression 36,

on obtient : $\eta = \frac{1 + \varepsilon(\psi_n - 1)}{\psi_n}$

En faisant varier la valeur du facteur de nervurage ψ_n dans son intervalle, on choisit la valeur qui correspond à la plus grande efficacité des surfaces η .

Avec $\varepsilon = 0,82$

TABLEAU - 5 -

ψ_n	1,4	1,6	1,8	2,0
S_a/S_b	0,4	0,6	0,8	1,0
$\eta\%$	92	90	88	86

On choisit donc $\psi_n = 1,4$ qui correspond à $\eta = 92\%$

17- Calcul de la surface d'échange nervurée A_n :

La surface d'échange nervurée A_n est donnée par la formule suivante:

$$A_n = \frac{\dot{q}}{U \cdot \Delta T_m}$$

. Calcul du coefficient d'échange global U :

On choisit une valeur du facteur d'encrassement R_{ef} égale à

0,002 h.m².°c/Kcal (D'après KREITH, POUR l'eau d'alimentation au dessus de 52°c .)

Donc avec : $R_{ef} = 0,002 \text{ h.m}^2 \cdot \text{°c/Kcal}$, $\psi_n = 1,4$, $\eta = 0,92$

On calcul U par l'expression 37 : ce qui donne :

$$U = 211,21 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{°c}$$

Avec $\Delta T_m = 220^\circ \text{c}$, on trouve :

$$A_n = 910,07 \text{ m}^2$$

Sachant que : $\frac{A_n}{A} = \psi_n$ où

A : Surface lisse ou sans nervures (m²).

$$A = 650,05 \text{ m}^2$$

18- Nombre de tubes N_T :

Le nombre total des tubes est calculé par :

$$N_T = \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot l}$$

Soit : $l = 2 \text{ m}$ et $d_e = 44,5 \text{ mm}$

$$N_T = 2325 \text{ tubes}$$

19- Nombre de faisceaux N_F :

Le nombre total de faisceaux N_F est calculé à l'aide de la relation suivante :

$$N_F = \frac{N_T}{\text{(Nombre de tubes par faisceau)}}$$

Sachant que le nombre de tubes par faisceau est égale à 238

donc :

$$N_F = 9,7 \approx 10 \text{ faisceaux}$$

Remarque :

Le calcul précédant a été fait pour une température corrigée $\Delta T_{m,r}$ égale à 220°C , cette correction a été faite pour deux faisceaux de tubes. Comme les résultats ont montré que le nombre de faisceaux dépasse largement le nombre deux.

Donc le coefficient de correction F tend vers l'unité et la moyenne logarithmique de température devient égale à celle d'un échangeur à contre courant pure, donc $\Delta T_{m,r} = 230^\circ\text{C}$.

Pour cela les calculs donnent les nouvelles valeurs suivantes:

$$A_r = 870,50 \text{ m}^2$$

$$A = 621,79 \text{ m}^2$$

$$N_T = 2224 \text{ tubes}$$

$$N_F = 9,34, \text{ on prend donc } N_F = 9$$

Pour cette valeur de N_F , les valeurs définitives seront:

$$N_T = 2142 \text{ tubes}$$

$$A = 598,2 \text{ m}^2$$

$$A_n = 838,47 \text{ m}^2$$

- Surface totale d'un tube ailetté (A_{tn}):

La surface totale d'un tube ailetté est égale au rapport de la surface totale nervurée et du nombre de tubes .

$$A_{tn} = \frac{A}{N_T}$$

$$A_{tn} = 0,391 \text{ m}^2$$

- Calcul des ailettes :

21 - Nombre d'ailettes que peut contenir un tube :

Le nombre d'ailettes que peut contenir un tube est calculé comme suit :

$$l = l_n + l_e \quad \text{où}$$

l_n : Longueur occupée par n_{e1} ailettes sur un tube (m).
 l_e : Longueur lisse restante d'un tube (m) .

$$l = n_{e1} \cdot e + \frac{A_{tn} - n_{e1} \cdot A_{1n}}{\pi \cdot d_e}$$

A_{1n} : Surface d'une ailette (m^2)
 n_{e1} : Nombre d'ailettes contenues dans un tube.

$$A_{1n} = 2 \cdot \pi \cdot (X_e^2 - r_e^2) + 2 \cdot \pi \cdot X_e \cdot e$$

Rappelons que: $X_e = 1,75 \cdot r_e$,

$$e = 3 \text{ mm}, \quad r_e = \frac{44,5}{2} \text{ (mm)}$$

$$n_{e1} = \frac{\pi \cdot d_e \cdot l - A_{tn}}{\pi \cdot d_e \cdot e - A_{1n}}$$

$$A_{1n} = 0,00715 \text{ m}^2$$

$$n_{e1} = 17 \text{ ailettes}$$

22 - Nombre total d'ailettes N_e :

Le nombre total des ailettes est égale à :

$$N_e = N_T \cdot n_{e1}$$

$$\text{Soit : } N_T = 2142 \text{ tubes}$$

$$N_e = 36416 \text{ ailettes}$$

23 - Pas des ailettes P(m) :

On détermine le pas entre ailettes de la manière suivante:

$$P = \frac{A_{en} - n_{ei} \cdot A_{in}}{\pi \cdot d_e \cdot n_{ei}}$$

$$P = 0,1156m$$

24 - Densité des tubes σ' :

La densité des tubes est calculée par :

$$\sigma' = \frac{1}{S_1 \cdot S_2}$$

avec : $\frac{S_1}{d_e} = 2,5$ et $\frac{S_2}{S_1} = 0,85$

$$\sigma' = 107,73 \text{ tubes/m}^2$$

25 - Section d'entrée d'un faisceau :

La section d'entrée d'un faisceau A_e est égale au rapport entre le nombre de tubes par faisceau et la densité des tubes σ' .

$$A = \frac{\text{nombre de tubes par faisceau}}{\sigma'}$$

Le nombre de tubes par faisceau est égale à 238,

ce qui donne :

$$A_e = 2,21m^2$$

26 - Nombre de tubes transversales m :

C'est le produit du nombre de tubes transversales par faisceau et le nombre de faisceaux.

$$m = 7 \cdot 9$$

$$m = 63 \text{ tubes}$$

27 - Hauteur du récupérateur H :

Si on laisse un espace entre deux faisceaux adjacents de 100mm, l'espace total entre les faisceaux sera égale à $100 \cdot 9 = 900mm$, donc la hauteur du récupérateur H est calculée comme suit :

$$H = (7 \cdot S_2 + 100) \cdot N_f$$

$$H = 6,16 m$$

28 - Correction des valeurs de certains paramètres :

Le nombre de tubes par faisceau était pris égale à 238 au lieu de 240 valeur calculée .Ce choix influe sensiblement sur les paramètres suivants : Le débit d'eau total et les rendements du récupérateur et de la récupération ,donc les valeurs de ces paramètres deviennent :

28.a. Débit d'eau Q_t : est donné par :

Débit total est égale au produit du débit par faisceau par le nombre de tubes par faisceau .

Soit : Le nombre de tubes par faisceau est égale à 238,

$$\text{et } Q_1 = V_e \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad \text{où}$$

Q_1 : Débit d'eau par faisceau (m^3/s).

On trouve :

$$Q_t = 395,68 \text{ litres/s}$$

28.b. Rendement du récupérateur ψ :

On détermine la nouvelle valeur du rendement du récupérateur par l'équation suivante :

$$\Phi_r \cdot \psi = \dot{q}_c = A_n \cdot U \cdot \Delta T_{mr}$$

$$\begin{aligned} \Phi_r &= 14683,2 \text{ Kcal/s : Flux de chaleur cédée par les fumées.} \\ \Delta T_{mr} &= 230^\circ \text{C} \\ U &= 211,21 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C} . \end{aligned}$$

ce qui donne :

$$\psi = 77 \% .$$

28.c - Rendement de la récupération R_G :

On applique la formule 17, on trouve :

$$R_G = 39,7 \% .$$

29 - Calcul des pertes de charge -

- Chute de pression à travers les faisceaux :

Les faisceaux tubulaires constituent un obstacle pour l'écoulement des fumées, cet obstacle provoque une perte d'énergie qui est calculée par la formule suivante :

$$\Delta P = \frac{f' \cdot V_{q_{max}}^2 \cdot m}{\rho \cdot (0,634 \cdot 10^8)} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,14} 38. \text{ (Donnée par KEITH [4])}$$

où f' : Facteur de frottement empirique .

V : Densité massique (Kg/h.m³).

ρ : Masse volumique (Kg/m³).

Pour le calcul du facteur de frottement f' , JACOB recommande pour des nombres de Reynolds supérieur à 1000 et pour une disposition des tubes en quinconce la formule suivante :

$$f' = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_1/d_e - d_e}{d_e} \right)^{1,08}} \right] \cdot \left(\frac{V_{q_{max}} \cdot d_e}{\mu_b} \right)^{-0,16} 39.$$

Soit :

$$\mu_b = 27,48 \cdot 10^3 \text{ Kg/m.s}$$

$$\mu_s = 23,85 \cdot 10^6 \text{ Kg/m.s}$$

on trouve $V_{q_{max}} = 33,48 \text{ Kg/s.m}^2$

$$f' = 0,136$$

et

$$\Delta P = 3486,69 \text{ Kg/m}^2$$

Pour ne pas affecter le rendement de la turbune, c'est à dire le régime de fonctionnement normal . On place deux ventilateurs de tirage de 0,4 bars de dépression .

- Pertes de charge à l'intérieur des tubes :

Les pertes de charge totales sont égales à la somme des pertes de charge singulières qui sont dues aux obstacles que rencontre l'eau pendant son écoulement tels que , changements de

surface ou de direction , et les pertes de charge linéaires qui sont dues aux frottements du fluide contre les parois des tubes .

- Calcul des pertes de charge linéaire ΔP_1 :

Les pertes de charge linéaires ΔP_1 sont calculées par la formule

$$\text{suivante : } \Delta P_1 = \xi \frac{l \cdot V_e^2 \cdot \rho \cdot N_f}{d_h \cdot 2 \cdot g} \quad 40.$$

ξ : Coefficient de pertes de charge
 d_h : Diamètre hydraulique de la conduite (m).
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$: Accélération de pesanteur .
 ρ : Masse volumique (Kg/m³) .
 N_f : Nombre de faisceaux .

Soit :

Pour les tubes métalliques lisses le coefficient est égale à 0,025 .

$$N_f = 9$$

$$l = 2 \text{ m}$$

$$d_h = d_c = 42 \text{ mm}$$

$$\rho = 973 \text{ Kg/m}^3$$

on trouve :

$$\Delta P_1 = 750,6 \text{ Kg/m}^2$$

- Pertes de charge singulières :

Les pertes de charge singulières sont des pertes de pression dues aux obstacles rencontrés par le fluide pendant son écoulement.

Nous considérons que les pertes singulières dues aux entrées et aux sorties des tubes ?

$$\Delta P_2 = \xi \frac{V_e^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \quad 41.$$

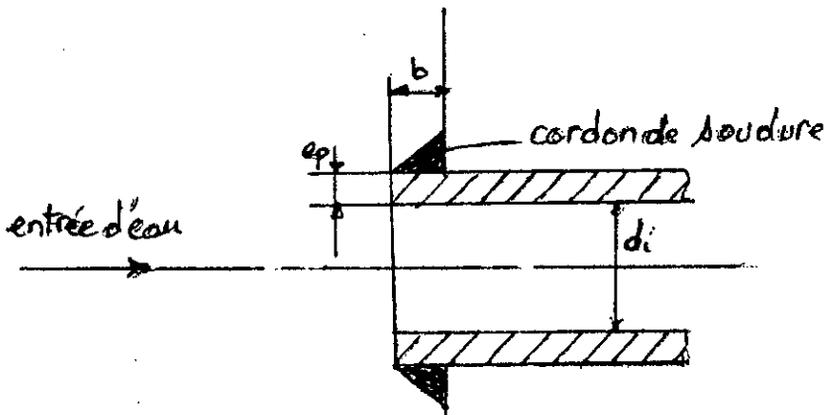
- Pertes de charge

singulières dues aux entrées dans les tubes :

ΔP_2 : Pertes de charge singulières (Kg/m²) .

Le coefficient de pertes de charge est déterminé d'après

Grégoire [2] comme suit :



Pour $\frac{b}{d_i} \leq 0,5$, $b \leq 0,5 \cdot 42 = 21\text{mm}$
 et $\frac{e_p}{d_i} = \frac{1,25}{42} = 0,03$.

On choisit une valeur de b égale à 5mm

Donc pour le couple $\frac{e_p}{d_i} = 0,03$ et $\frac{b}{d_i} = \frac{5}{42}$

Le tableau donné par Vivier GHIA [1], donne la valeur de ξ qui est égale à 0,55 .

TABLEAU - 6 -

$\frac{b}{d_i} \backslash \frac{e_p}{d_i}$	0	0,004	0,008	0,012	0,016	0,020	0,024	0,030	0,040	0,050	∞
0,000	0,50	0,51	0,50	0,50	0,50	0,51	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
0,002	0,57	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
0,005	0,63	0,58	0,55	0,53	0,51	0,51	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
0,010	0,68	0,62	0,58	0,55	0,53	0,52	0,51	0,51	0,51	0,50	0,50
0,020	0,73	0,67	0,62	0,58	0,55	0,53	0,52	0,51	0,51	0,50	0,50
0,050	0,80	0,71	0,68	0,63	0,58	0,55	0,53	0,52	0,51	0,50	0,50
0,100	0,86	0,80	0,74	0,68	0,64	0,60	0,58	0,54	0,54	0,50	0,50
0,200	0,92	0,87	0,81	0,75	0,70	0,65	0,62	0,57	0,52	0,50	0,50
0,500	1,00	0,94	0,86	0,80	0,77	0,72	0,68	0,64	0,53	0,50	0,50

Donc les pertes de charge singulières dues à une seule entrée dans le tube sont calculées par :

$$\Delta P_{2_{\text{ent}}} = \xi_e \cdot \frac{V_e^2 \cdot \rho}{2 \cdot g}$$

$\Delta P_{2_{\text{ent}}}$: Pertes de charge dues à une seule entrée du tube.
 $\xi = 0,05$: Coefficient de pertes de charge dues à l'entrée.
 $V_e = 1,2 \text{ m/s}$: Vitesse de l'écoulement de l'eau.

$$\Delta P_{2_{\text{ent}}} = 38,53 \text{ Kg/m}^2$$

Etant donné que le fluide caloporteur rencontre neuf entrées donc la valeur des pertes de charge singulières sera égale à neuf fois la valeur des pertes de charge dues à une seule entrée .

$$\Delta P_2 = 9 \cdot \Delta P_{2_{\text{ent}}}$$

$$\Delta P_2 = 346,78 \text{ Kg/m}^2$$

- Pertes de charge singulières dues aux sorties :

Le coefficient de pertes de charge dans ce cas est égale à l'unité :

$$\xi = 1$$

Donc :
$$\Delta P_3 = \frac{1 \cdot V_e^2 \cdot \rho \cdot 9}{2 \cdot g}$$

ce qui donne :



$$\Delta P_3 = 630,5 \text{ Kg/m}^2$$

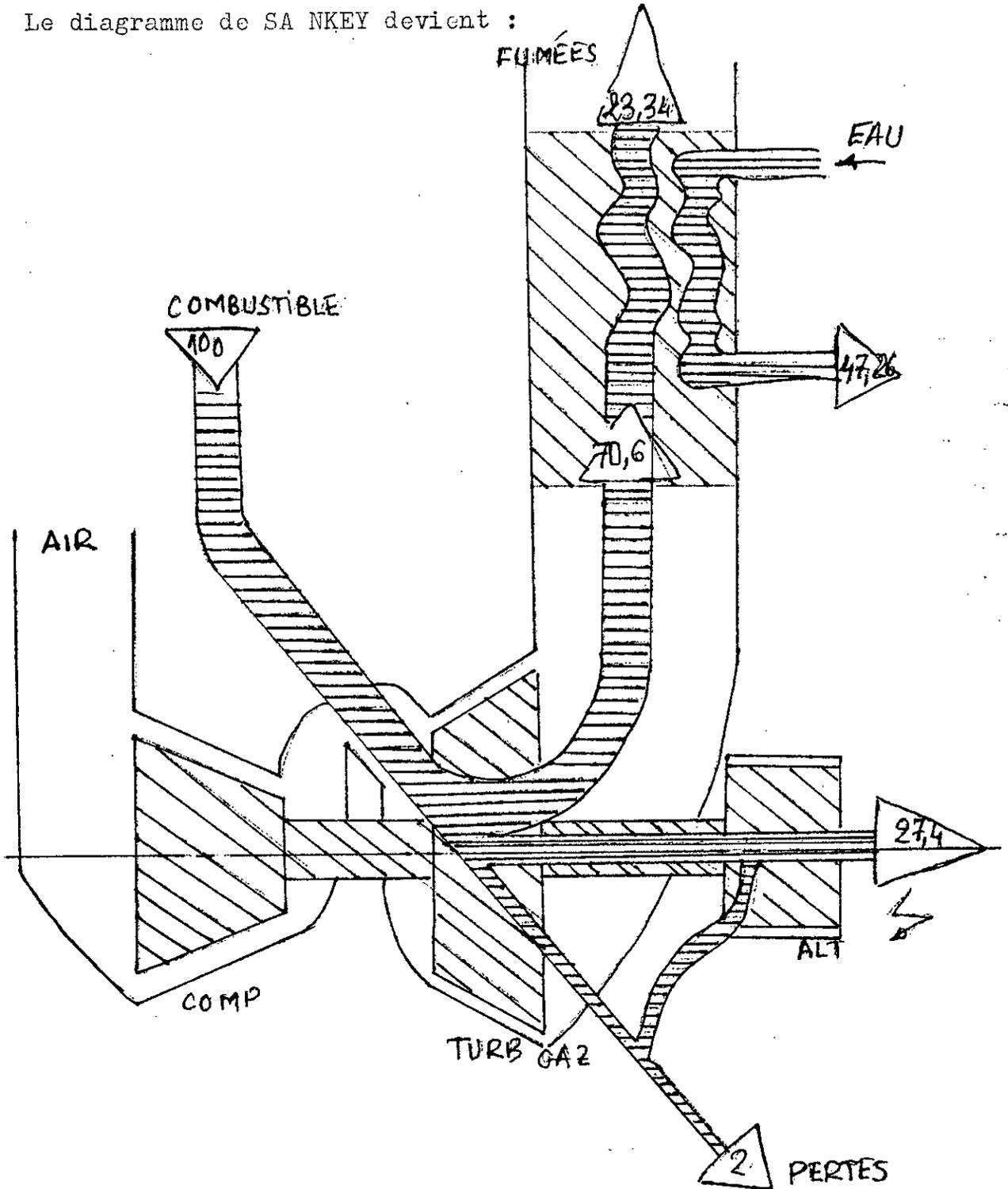
Finalement les pertes de charge totales ΔP_t sont égales à la somme des pertes de charge linéaires ΔP_1 et les pertes de charge singulières ($\Delta P_2 + \Delta P_3$) .

ce qui revient à :

$$\Delta P_t = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

$$\Delta P_t = 1727,88 \text{ Kg/m}^2$$

Le diagramme de SANKEY devient :



- Diagramme de SANKEY avec récupération -

69

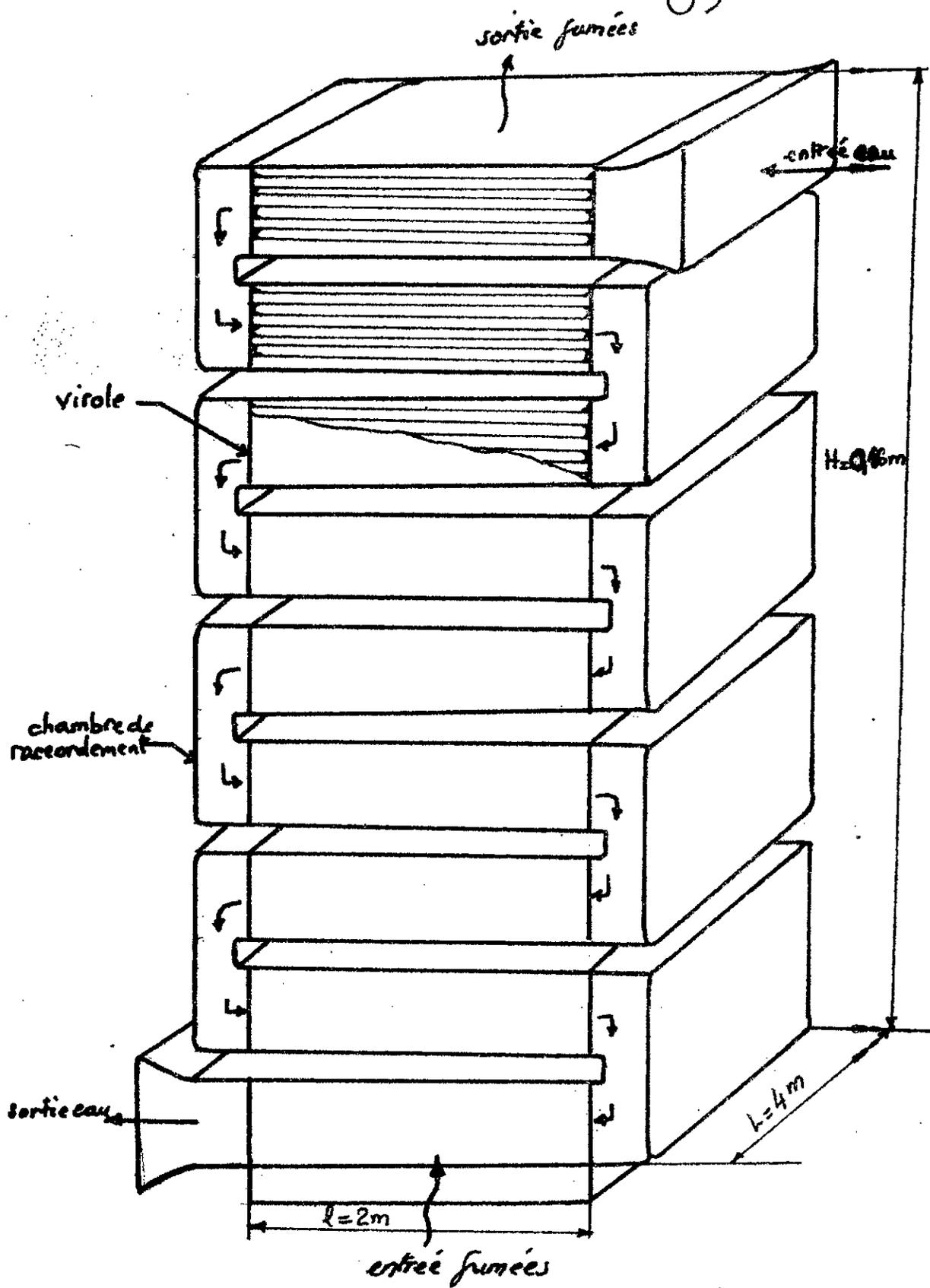


Fig - 16 -

[schéma du récupérateur]

- CALCUL ECONOMIQUE -

Notre étude porte sur la récupération d'énergie perdue dans l'atmosphère, néanmoins elle nécessite un investissement.

Pour mener à bien ce projet, une étude économique est nécessaire pour s'assurer de sa rentabilité et de sa compétitivité.

Nous allons donc estimer le problème sur une période de fonctionnement annuel.

Le récupérateur est composé des éléments principaux suivants :

- Les tubes : - Nombre $n_t = 2142$
 - Diamètre intérieur $d_i = 42$ mm
 - Epaisseur $e_p = 1,25$ mm
 Longueur $l = 2000$ mm
- Les ailettes : - Nombre $n_a = 36414$
 - Epaisseur $e_a = 3$ mm
 - Diamètre extérieur $X_e = 1,75$ r
- Les viroles : - Nombre $n_v = 18$
 - Epaisseur $e_v = 10$ mm
- L'enveloppe : - Epaisseur $e_e = 4$ mm
 - Hauteur $h = 6160$ mm
- Les chambres de raccordement : - Nombre $n_c = 9$
 - Epaisseur $e_c = 4$ mm

Tous ces éléments sont en acier de masse volumique $\rho_a = 7850$ Kg/m³.

1 - Calcul du coût de récupérateur :

Le coût du récupérateur C_R est égale à la somme du coût de la matière utilisée C_{ta} et le coût de fabrication C_{tf} .

$$C_R = C_{ta} + C_{tf}$$

1 - a - Coût total de l'acier :

La courbe ¹⁷ donnée par Grégorie [2] nous permet de connaître le prix unitaire des tubes en fonction du diamètre intérieur d_i et de l'épaisseur e_p .

Soit : $d_i = 42 \text{ mm}$

$$e_p = 1,25 \text{ mm}$$

Le prix unitaire correspondant est égale à $13,125 \text{ Da/Kg}$.

On choisit pour la fabrication des viroles des tôles d'épaisseur de 10 mm , et pour la fabrication des ailettes, de l'enveloppe et des chambres de raccordement des tôles d'épaisseur de 4 mm .

A l'aide de la courbe [48], on peut connaître le prix unitaire des tôles de $(1 \times 2) \text{ m}^2$ en fonction de l'épaisseur.

Pour une épaisseur de 4 mm , le prix unitaire est égale à $0,97 \text{ Da/Kg}$.

Pour une épaisseur de 10 mm , le prix unitaire est égale à $0,82 \text{ Da}$.

1 -a-1 - Prix total des tubes :

$$P_{tt} = M_{tt} \cdot P_{ut}$$

M_{tt} est la masse totale des tubes (Kg)
 P_{tt} est le prix total des tubes (Da)
 P_{ut} est le prix unitaire des tubes (Da/Kg).

$$M_{tt} = \rho_a \cdot V_{tt}$$

$$M_{tt} = \rho_a \cdot \pi \cdot d_i \cdot e_p \cdot l \cdot n_t$$

V_{tt} est le volume total des tubes (m^3).

$$P_{tt} = 72800 \text{ Da}$$

1 -a-2 - Prix total des tôles :

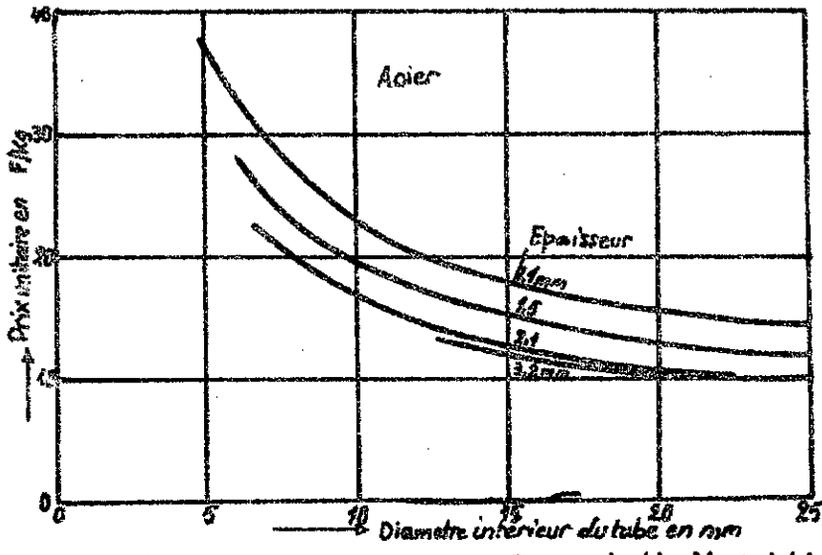
Le prix total des tôles est égale au prix des tôles d'épaisseur de 10 mm et des tôles d'épaisseur de 4 mm .

$$P_{t0} = M_v \cdot P_{u10}$$

$$M_v = \rho_a \cdot V_v$$

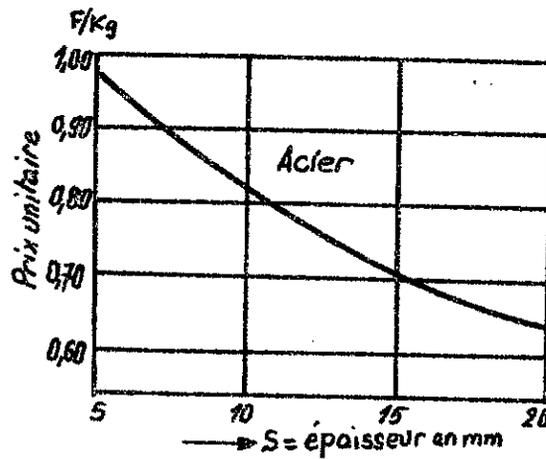
où

M_v : Masse des viroles (Kg) .
 P_{u10} : Prix unitaire des tôles d'épaisseur de 10 mm (Da/Kg).
 P_{t0} : Prix des tôles de 10 mm d'épaisseur (Da) .
 V_v : Volume des viroles (m^3).



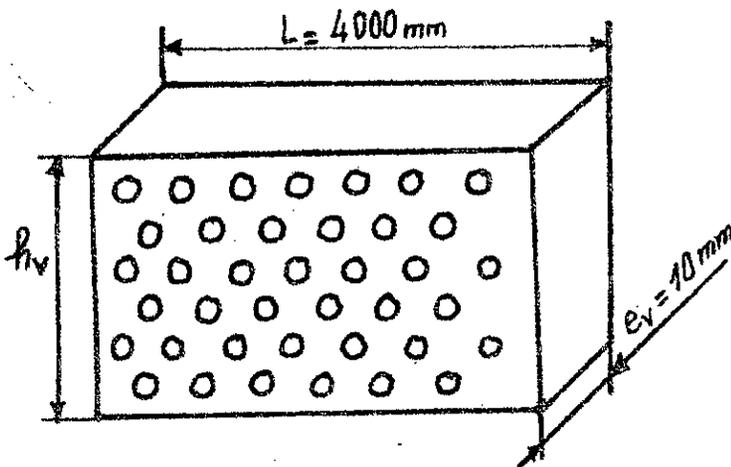
Prix unitaire des tubes en acier en fonction du diamètre intérieur et de l'épaisseur

Fig 17-



Prix unitaire des tôles de 1x2 m² en fonction de l'épaisseur

Fig 18-



$$h_v = 7 \cdot S_2 = 7 \cdot 0,75 \cdot 2,5 \cdot d_e$$

$$M_v = \rho_a \cdot h_v \cdot L \cdot e_v \cdot n_v$$

$$P_{t4} = 2704 \text{ Da}$$

$$P_{t4} = (M_{ai} + M_e + M_c) \cdot P_{u4}$$

P_{t4} : Prix total des tôles
d'épaisseur de 4mm (Da)

P_{u4} : Prix unitaire des tôles
d'épaisseur de 4mm (Da/Kg).

M_{ai} : Masse totale des ailettes
(Kg).

M_e : Masse totale de l'enveloppe
(Kg).

M_c : Masse totale des chambres
de raccordement (Kg).

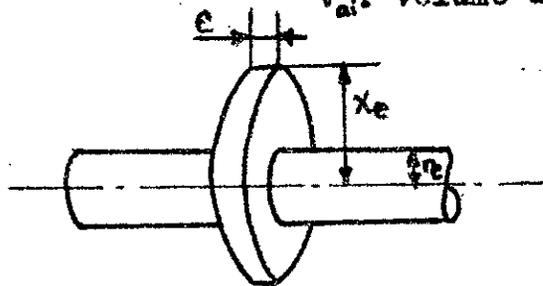
-Calcul de la masse des ailettes (M_{ai}):

$$M_{ai} = \rho_a \cdot V_{ai}$$

$$V_{ai} = \pi \cdot (x_e^2 - r_e^2) \cdot e_a \cdot n_a$$

V_{ai} : Volume des ailettes (m^3).

$$x_e/r_e = 1,75$$



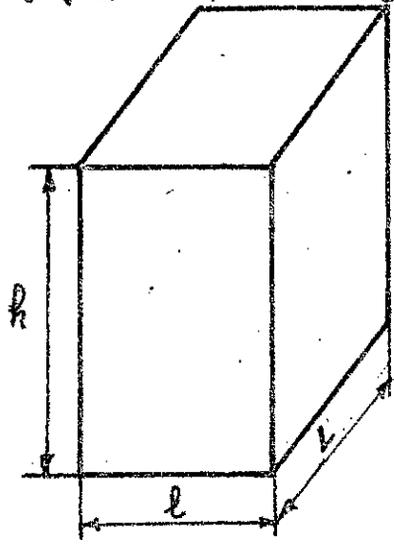
$$M_{ai} = 2750 \text{ Kg}$$

-Calcul de la masse de l'enveloppe M_e :

$$M_e = \rho_a \cdot V_e$$

$$V_e = 2 \cdot (1 + L) \cdot h \cdot e_e$$

V_e : Volume de l'enveloppe (m³).

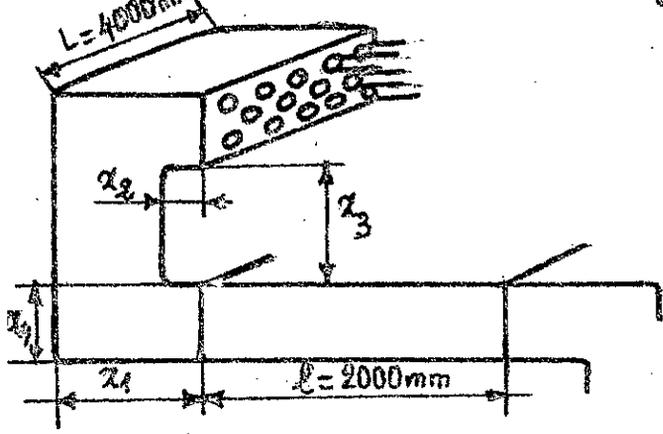


$$M_e = 2321 \text{ Kg}$$

- Calcul de la masse des chambres de raccordement M_c :

$$M_c = \rho_a \cdot V_c$$

V_c : Volume total des chambres de raccordement (m³).



$$V_c = n_e (x_1 \cdot e_c \cdot L \cdot 2 + x_2 \cdot e_c \cdot L \cdot 2 + x_3 \cdot e_c \cdot L \cdot 2 + x_4 \cdot e_c \cdot L \cdot 2 + 2 \cdot (2 \cdot x_1 + x_3) \cdot (2 \cdot x_1 + 1) \cdot e_c)$$

Où prend :

$$x_1 = x_3 = 2x_2 = 100 \text{ mm}$$

$$x_4 = h_v = 7 \cdot S_3 = 7 \cdot 0,75 \cdot 2,5 \cdot d_e$$

$$M_c = 2736 \text{ Kg}$$

Donc, $P_{t4} = (M_{ai} + M_e + M_c) \cdot P_{U4}$

$$P_{t4} = 7850 \text{ Da}$$

$$P_{t15a} = P_{t10} + P_{t4}$$

P_{t15a} : PRIX TOTAL DES TOLES (Da)

$$P_{t15a} = 10554 \text{ Da}$$

$$C_{ta} = P_{ta} + P_{tt} + P_{ttales}$$

$$C_{ta} = 83354 \text{ Da}$$

1-b- Calcul du coût de fabrication du récupérateur C_{tf}

En extrapolant l'abaque 7-donnée par Grégorie [2], on peut déterminer le nombre d'heures de fabrication du récupérateur par m^2 de surface d'échange et par poste de travail.

S (m^2)	8	12	18	24	30
h/ m^2	50	48,3	41,1	36	32,5

Tableau 7 . (Nombre d'heures de travail par unité de surface en fonction de la surface d'échange pour un refroidisseur d'air à tubes ailettes.)

La surface d'échange de notre récupérateur étant égale à $340 m^2$.

L'extrapolation nous donne $3 h/m^2$.

On estime le coût de fabrication à 100 Da/h , avec un supplément de main d'œuvre de 30%.

$$C_{tf} = n_{RF} \cdot A \cdot C_h + 30\% (n_{RF} \cdot A) \cdot C_h$$

n_{RF} : Nombre d'heures de fabrication par m^2 (h/m^2).

C_h : Coût de fabrication par heure (Da/h).

A : Surface d'échange (m^2).

$$C_{tf} = 326820 \text{ Da}$$

Donc le coût total du récupérateur est égale :

$$C_R = C_{ta} + C_{tf}$$

$$C_R = 410174 \text{ Da}$$

2 - Frais généraux :

Les frais généraux sont composés des frais des études et des frais administratifs et de transport.

Les frais des études F_e sont estimés d'après Grégorie à 32% des frais de fabrication C_f et les frais administratifs et de transport F_{at} à 15% des frais de fabrication .

Ce qui donne :

$$F_e = 104583 \text{ Da} .$$

$$F_{at} = 49023 \text{ Da} .$$

et

3 - Frais annuels d'énergie consommée par l'installation:

L'énergie électrique est consommée par deux ventilateurs de 700 KW de puissance et par une pompe de 4 KW, ce qui donne une puissance totale P_{et} de 704 KW .

Le nombre d'heures de marche annuel de ces appareils N_h est :

$$N_h = 24 \cdot (365 \text{ jours} - (5 \text{ jours d'entretien} + 3 \text{ jours de panne éventuelle})) .$$

$$N_h = 8568 \text{ h} .$$

Donc les frais de l'énergie électrique consommée par année F_{el} reviennent à :

$$F_{el} = N_h \cdot P_{et} \cdot C_{el} \quad \text{ou}$$

C_{el} : Coût du KWh d'énergie électrique = 0,0538 Da .

$$F_{el} = 324515 \text{ Da} .$$

4 - Frais de montage et d'installation :

On estime généralement les frais de montage et d'installation F_m à 6% des frais de fabrication :

$$F_m = 20000 \text{ Da} .$$

5 - Frais de maintenance F_m :

Nous considérons qu'un seul rondier suffit pour mener la

surveillance et la bonne marche du récupérateur . Comme trois équipes travaillent journalièrement dans la centrale , donc le nombre total de rondiers est de 3 .

On estime le salaire mensuel d'un rondier à 4000 Da avec un supplément de 40% .

Ce qui donne :

$$F_m = 201600 \text{ Da/an} .$$

6 - Prix de vente du calorique :

77

Le prix de la kilothermie est fixée entre 25 et 35 Da
(D'après technique de l'ingénieur; partie : chauffage .)

On choisit une valeur moyenne de 30 Da la kilothermie .

$$CF = E \cdot P_u$$

tel que : $E = P \cdot n_{Ac}$

$n_{Ac} = 2940 \frac{h}{an}$: Nombre d'heures d'utilisation d'énergie
CF : Chiffre d'affaire annuel .
E : Energie consommée par année .
 $P_u = 30 Da$: Prix unitaire de la chaleur .
 $P = 14685,20,77 Kcal/s$: Puissance du récupérateur .

$$CF = 3589901 Da .$$

7 - Calcul du montant d'amortissement annuel (Ma) :

On applique un amortissement constant , pour cela on suppose que l'appareil a une durée de vie de 12ans .

$$Ma = \frac{\text{Coût des études} + \text{Coût de l'appareil} + \text{Transport} + \text{Montage}}{\text{Durée de vie du récupérateur}}$$

$$Ma = 48648 Da$$

8 - Calcul du montant de crédit M_c et de principal p :

Nous supposons que l'entreprise ne peut pas réaliser l'investissement sur ces ressources propres . De ce fait nous faisons appel à un crédit extérieur de type fournisseurs à moyen terme de durée de six ans avec un taux d'intérêt de 12% par année .

Le montant du crédit $M_c = \text{Coût des études} + \text{Coût de l'appareil} + \text{Frais de transport} + \text{Frais de montage} .$

$$M_c = 583780 Da .$$

Le principal p est défini comme étant le rapport entre le montant du crédit et la durée de remboursement .

$$p = \frac{M_c}{6ans}$$

$$p = 97297 Da .$$

9 - Echancier de remboursement des crédits :

Année	Encours (Da)	Principal	Intéret (Da)
1 ^{ère}	583780	97297	70054
2 ^{ème}	486483	"	58378
3 ^{ème}	389186	"	46702
4 ^{ème}	291889	"	35027
5 ^{ème}	194592	"	23351
6 ^{ème}	97295	"	11675

Intéret = Encours . 12%

10 - Impôts et taxes :

La valeur des impôts et taxes par année est de l'ordre de 5% du chiffre d'affaire . Donc les impôts et taxes par année sont égales

179495 Da .

Résumé des valeurs :

- Le coût des études $F_e = 104583$ Da .
- Le coût de l'appareil $C_R = 410174$ Da .
- Les frais de transport $F_{a,e} = 49023$ Da .
- Les frais de montage et d'installation $F_{m,i} = 20000$ Da .
- Les frais de maintenance $F_m = 201600$ Da/an .
- Les frais de l'énergie consommée (utilités) $F_{el} = 324515$ Da/an .
- La recette ou le chiffre d'affaire $CF = 3589901$ Da/an .
- Le montant d'amortissement annuel $M_a = 48648$ Da .
- Le montant de crédit $M_c = 583780$ Da .
- Le montant du principal $p = 97297$ Da .
- Le montant des impôts et taxes = 179495 Da .

11 - Compte d'exploitation prévisionnel du projet .

80

Rubriques	1 année	2 année	3 année	4 année	5 année	6 année
C F = A	3589901	3589901	3589901	3589901	3589901	3589901
Utilités (consommation en énergie)	324515	324515	324515	324515	324515	324515
Frais d'entretien et réparation + main d'œuvre	201600	201600	201600	201600	201600	201600
Impôts et taxes	179495	179495	179495	179495	179495	179495
Total des charges = B	705610	705610	705610	705610	705610	705610
Exédent brut d'exploitation C = A - B	2884291	2884291	2884291	2884291	2884291	2884291
Frais d'amortissement +	48648	48648	48648	48648	48648	48648
Frais financier	70054	58378	46702	35027	23351	11675
= D	118702	107026	95350	83675	71999	60323
Résultat brut E = C - D	2765589	2777265	2788941	2800616	2812292	2823968
Impôt sur le bénéfice industriel et commercial F = E . 60%	1659353	1666359	1673365	1680370	1687375	1694381
Résultat net G = E - F	1106236	1110906	1115576	1120246	1124917	1129587
Cash flow brut H=G+l'amortissement	1154884	1159554	1164224	1168894	1173565	1178235
Remboursement annuité (principal) K	97297	97297	97297	97297	97297	97297
Cash flow net = H - K	1057587	1062257	1066927	1071597	1076268	1080938

12 - Calcul du taux de rentabilité interne du projet :

On utilise pour le calcul du taux de rentabilité la formule itérative (Cours de monsieur BOUZIANE (économie général)), qui est de la forme :

$$X = (1 + I)^{1/10}$$

ou I exprime le taux de rentabilité interne .

et X est donné par la relation suivante :

$$X = \sum_{n=1}^{12} \frac{\text{Excédent brut d'exploitation}}{\text{Investissement}}$$

n : Nombre d année .

On trouve :

$$I > 12\%$$

$$I = 50\%$$

On remarque que le taux de rentabilité interne I est largement supérieur au taux d'intérêt, donc le projet est acceptable .

13 - Détermination du délai de récupération :

Le délai de récupération est déterminé en faisant la somme des cash-flow brut annuels à partir de la première année et on stoppe la progression lorsque elle atteint la valeur du coût d'investissement . L'année correspondante à la dernière valeur du cash-flow ajoutée, représente le délai de récupération .

Comme le coût d'investissement M_2 est égale à 58378 Da et le cash-flow brut pendant la première année s'élève à 1114564 Da.

On remarque que la valeur du cash-flow brut pendant la première année représente presque le double de la valeur du coût d'investissement, on peut conclure donc qu'au bout de six mois le coût d'investissement sera complètement amorti et le projet rentre dans la marge bénéficiaire .

- CONCLUSION -

Ce modeste travail n'est qu'une première approximation , qui nécessite pour le compléter un calcul économique plus détaillé que celui qui a été fait dans le quatrième chapitre et une étude constructive approfondie .

Nous avons vu dans le troisième chapitre de ce projet qu'il y a un compromis entre les pertes de charge et le coefficient d'échange dans le récupérateur .

Dans le dimensionnement d'un tel appareil , nous voulons toujours avoir un coefficient de transfert très élevé, mais cela ne peut avoir lieu sans qu'il y ait une augmentation de pertes de charge qui nécessite une consommation excessive d'énergie pour l'entraînement des pompes .Ceci fait appel à un calcul d'optimisation sur ordinateur en faisant intervenir plusieurs paramètres .

J'espère que les générations futures se pencheront davantage sur cette question .Enfin je souhaite que cette étude sera mise en application car elle apportera sans doute un élément nouveau pour l'économie nationale .

- BIBLIOGRAPHIE-

- [1] - V.V.GHIA - Récupérateurs et régénérateurs de chaleur.
- [2] - GREGORIE - Echangeur de chaleur .
- [3] - Mc. A DAMS - Transmission de chaleur .
- [4] - KREITH - Transfert de chaleur .
- [5] - LEMA SSON - Elément de construction .
- [6] - LUCIEN VIVIER - Turbines à vapeur et à gaz .
- [7] - Technique de l'ingénieur (partie:chauffage) .
- [8] - R.GASQUET - Isolation thermique industrielle .
- [9] - S.NAKAI and TOKOSAKI - Heat transfert from a horizontal circular wire at small Reynolds and Grashoff number.
- [10] - J.H.MERKIN - Frée convection .
- [11] - C.NACHTERGAL - Agenda du batiment .
- [12] - Revue Brown Boveri n° 9 (Septembre 1977) .
- [13] - GAURIER - La récupération de la chaleur perdue dans l'atmosphère .
- [14] - Thèse - Combustion du gaz naturel .

