

1

ALGERIE

Alex

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

AUGMENTATION DU TIRAGE  
NATUREL DE TOURS SECHES.

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M<sup>R</sup> M.A. AIT ALI

K. TAMARAT

M<sup>R</sup> M.A. AIT ALI



PROMOTION :

JANVIER 1986



A mes parents...

## REMECIEMENTS

Je tiens en premier lieu à assurer Monsieur M.A. AIT ALI de ma profonde gratitude pour le suivi et l'aide précieuse qu'il m'a apporté tout au long de ce travail.

Par la même occasion, je voudrais exprimer ma très vive gratitude à Monsieur MOSTEFAI M. pour les inestimables conseils qu'il n'a cessé de me prodiguer.

Je tiens également à remercier Monsieur YAHIAOUI Azziz pour l'aide fournie afin de réaliser le banc d'essai.

Que tous ceux qui ont donné le meilleur d'eux même pour contribuer à ma formation d'ingénieur trouvent ici l'expression de ma vive reconnaissance.

T.Karim

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : Génie Mécanique  
Promoteur : Mr.M.A. AIT ALI  
Elève Ingénieur : K.TAMARAT

وزارة التعليم العالي  
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
مصلحة : الهندسة الميكانيكية  
موجه : السيد م.أ. ايت علي  
تلميذ مهندس : ك. تمارات

الموضوع : زيادة السحب الطبيعي للأبراج الجافة

الملخص : تتضمن هذه الدراسة انشاء نموذج هيدروليكي يمثل سلوك برج جاف يدعم السحب الطبيعي فيه عن طريق حقن غازات ساخنة بعد المبادل الحراري ، بالإضافة الى تحديد أبعاد هذا البرج و قد تم انشاء نموذج مصغر من أجل رؤية الانسيابات في بادئ الأمر ، ثم قياس السرعات و تدرجات الضغط في مرحلة ثانية و ذلك من أجل تحديد تجريبي لسلوك هذا البرج .

Sujet : Augmentation du tirage naturel de tours sèches

Résumé : Cette étude consiste à développer un modèle hydrodynamique décrivant le comportement et le dimensionnement d'une tour sèche dont le tirage naturel est favorisé par une injection de gaz chauds en aval de l'échangeur de chaleur. Un modèle réduit est réalisé pour visualiser les écoulements dans un premier temps, puis mesurer les profils de vitesse et les gradients de pression dans une seconde étape afin de caractériser expérimentalement le comportement hydrodynamique de la tour.

Subject : Aided natural draft of cooling towers

Abstract : This project deals with a hydrodynamic model describing the pressure behaviour of a dry cooling tower with natural draft aided by injection of hot gases downstream of the heat exchanger. A reduced scale model is built to first of all visualize the air flow, then to measure the velocities profile and the pressure gradients in order to characterize the actual hydrodynamic behaviour of the dry cooling tower model.

- SOMMAIRE -

Chapitre I -

- Définition de la tour seche
- Description et classification des systèmes de réfrigération par voie seche
- Systèmes déjà réalisés ou en cours de réalisation
- Intérêts
- Grandes lignes de l'étude

Chapitre II -

- Equation de tirage naturel des tours de redroïssement
- Méthode de calcul du débit d'air sec
- Etude de la turbine à gaz
  - Définition et principe
  - Classification
- Etude du cycle réel de la turbine
  - Calcul du débit de gaz
  - Calcul de la masse volumique des fumées

Chapitre III -

Dimensionnement de la tour

- choix de l'échangeur
- Détermination du débit d'air
- Calcul du coefficient d'échange global
- Surface d'échange
- Dimensionnement du condenseur

Chapitre IV -

Calcul de la performance de la tour

- Calcul du coefficient d'échange global
- Différence de température logarithmique
- Calcul du coefficient de correction

.../

## Chapitre V -

---

- Influence de la post- injection
- Calcul du débit d'air sec avec injection de gaz chauds
- Chute de pression à travers l'échangeur
- calcul du coefficient d'échange global
- Variation relative du débit d'air sec

## Partie expérimentale

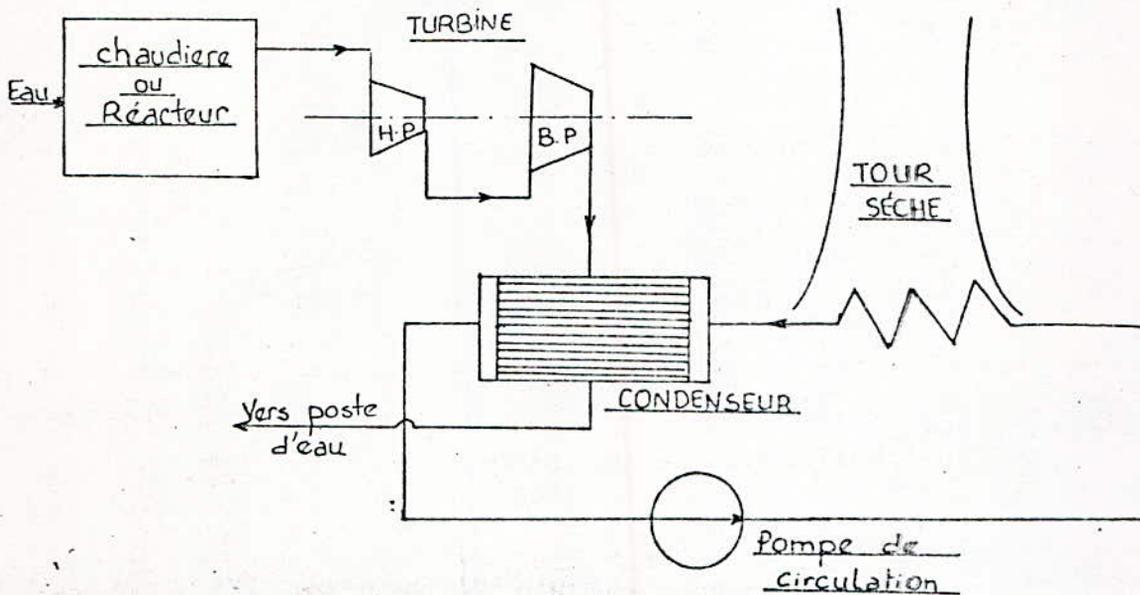
- Observations
- Organigramme

Conclusion

-----

INTRODUCTION :: DEFINITION DE LA TOUR SECHE :

Une "tour de réfrigération par voie sèche" ou "Tour Sèche" est un échangeur atmosphérique, principalement pour centrale thermiques classiques et nucléaires, caractérisé par le fait que le fluide colporteur circule en circuit fermé sans contact direct avec l'air.



: DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES SYSTEMES DE REFRIGERATION PAR VOIE SECHE :

Il existe plusieurs types de réfrigération secs selon les moyens utilisés pour mettre l'air en circulation et suivant que la vapeur provenant de la turbine est condensée directement ou par l'intermédiaire d'un circuit de réfrigération associé à la tour aérorefrigérante.

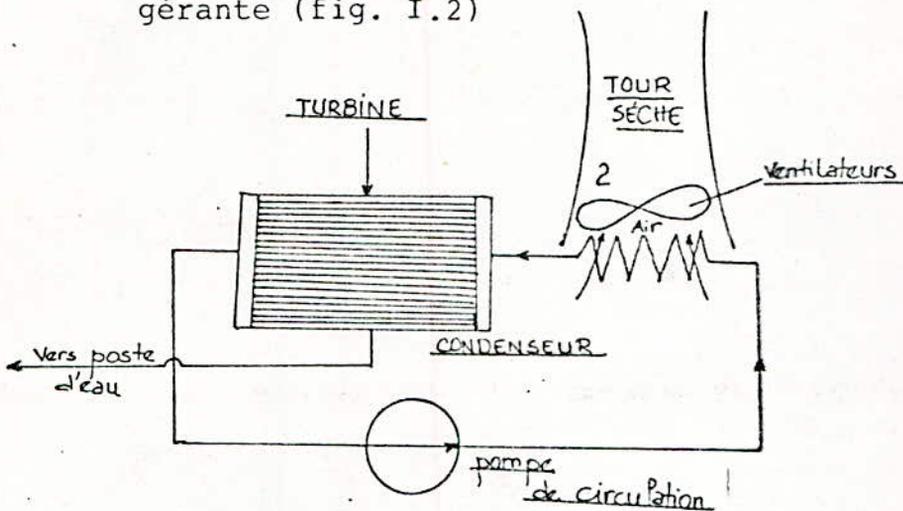
Du point de vue fonctionnement, on peut distinguer les tours sèches selon les moyens utilisés pour mettre l'air en circulation :

- cheminée de tirage permettant une circulation naturelle de l'air par différence de masse volumique (cas 1 fig.I)

- ventilateurs assurant une convection forcée ou induite (cas 2 fig.I)
- système mixte de tirage assisté.

Trois systèmes de circuit de réfrigération peuvent être associés à ces formes de tirage :

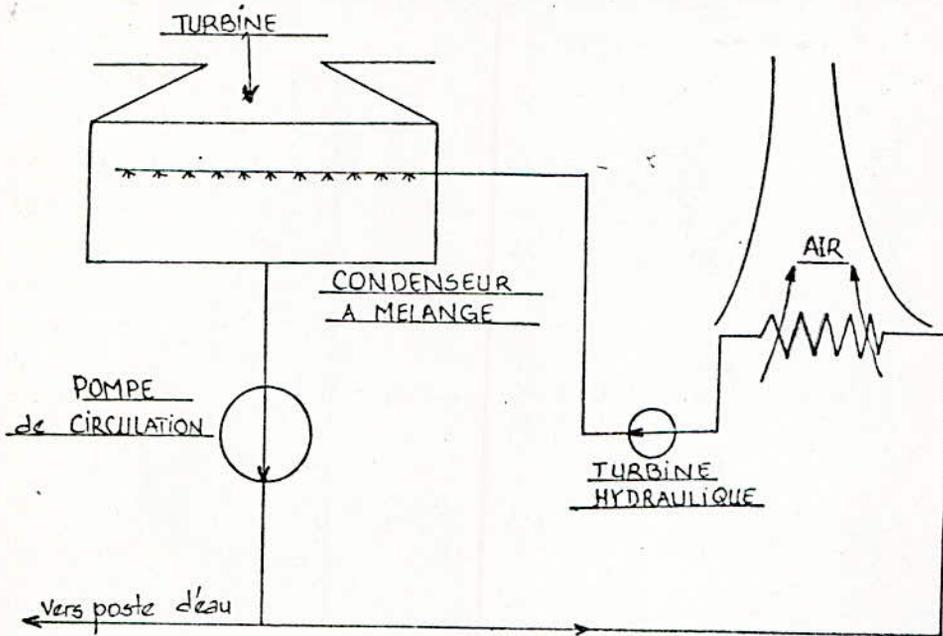
- a) - La vapeur à l'échappement de la turbine peut être condensée par un fluide intermédiaire qui cède lui-même la chaleur à l'air ambiant grâce à des échangeurs de chaleurs, ce fluide intermédiaire allant en circuit fermé du condenseur à la tour aéroréfrigérante (fig. I.2)



- fig. I.2 -

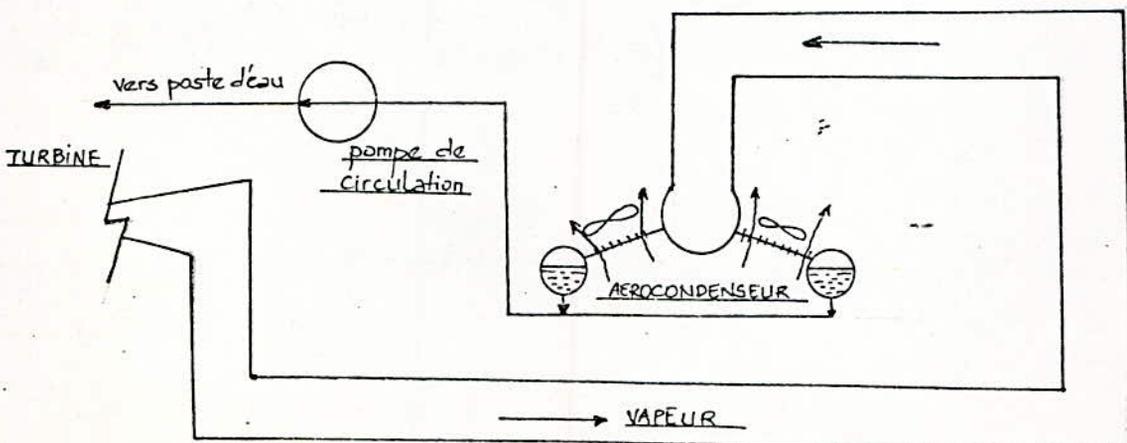
- b) - Le fluide intermédiaire est de même nature que le fluide du cycle principal et la condensation de la vapeur à l'échappement de la turbine se passe dans un condenseur à mélange. Ce système comportant un condenseur à mélange est habituellement désigné par système "HELLER" du nom de son promoteur hongrois. Ce système nécessite un traitement très poussé de l'eau de circulation et une puissance de pompage assez importante, l'eau circulant à une pression nettement supérieure à celle du condenseur et légèrement supérieure à celle de l'atmosphère, de manière à éviter les entrées d'air dans la tuyauterie (fig. I.3)

Une partie de la puissance de pompage peut d'ailleurs être récupérée à l'aide d'une turbine hydraulique avant le retour au condenseur.



- fig I.3 -

c) - La vapeur à l'échappement de la turbine est envoyée directement dans les échangeurs où elle se condense. Ce système, appelé aérocondenseur, nécessite donc d'importantes tuyauteries de vapeur entre la turbine et la tour aérofrigorante (fig. I.4)



- fig I.4 -

- SYSTEMES DEJA REALISES OU EN COURS D'ETUDE :

Le système le plus employé est le système "HELLER" pour des puissances jusqu'à 220 MW électrique, associé principalement à des tours en béton de grande dimension ( $H \geq 100$  m).

Le tableau ci-après résume les caractéristiques des principales installations de réfrigération existant dans le monde.

SITE	PUISSANCE	TOUR	ANNEE DE CONSTRUCTION	SYSTEME UTILISE
RUGLEY (G.B.)	120 MW	Tour en béton H = 106,7 m $\varnothing$ = 62,50 m	1962	Condenseur à mélange Système "HELLER"
IBBENBUREN (R.F.A.)	150 MW	Tour en béton H = 100 m $\varnothing$ = 80 m	1967	" "
GYONGYOS (HONGRIE)	100 et 200 MW	Tour en béton H = 112 et 116 m $\varnothing$ = 58,2 et 109 m	1969 et 1972	" "
UTRILLAS (ESPAGNE)	160 MW	Tirage forcé 40 ventilateurs	1969	Aérocondenseur
RAZDAN (URSS)	220 MW	Tours métalliques H = 120 m $\varnothing$ = 110 m	1970 à 1973	Condenseur à mélange Système "HELLER"
GROOIWEI (AFRIQUE du SUD)	200 MW	Tours H = 100,5 m $\varnothing$ = 82 m	1971	" "
SCRMHAUSEN (R.F.A.)	300 MW	Tour à enveloppe en structure de ca- bles métalliques H = 147 m $\varnothing$ = 141 m	en cours	Condenseur à surface
VIODAK (USA)	330 MW	Tirage forcé 69 ventilateurs	en cours	Aérocondenseur

Ces informations sont valables jusqu'à l'année 1977

INTERETS :

Du fait de leur développement et par conséquent de l'importance des rejets de chaleur à la source froide, les centrales thermiques classiques et nucléaires, risquent en utilisant les modes de refroidissements actuels -réfrigération directe par les eaux naturelles et tours humides- de provoquer des nuisances affectant et les eaux naturelles par suite de leur échauffement (changement d'écologie) et les conditions atmosphériques (panache de vapeur, brouillard, verglas...).

Les tours sèches ne consomment pas d'eau. Leurs implantations sont donc libres et peuvent être choisies en fonction de critères économiques (pertes dans les lignes de transmission, terrains incultes et inexploités facilitant les terrassements) et écologiques (éloignement des lieux de fortes concentrations humaines, élimination des pollutions citées précédemment). D'autre part, les tours sèches augmentent la sécurité des centrales nucléaires par la création d'un circuit de refroidissement indépendant.

Parmi les tours de réfrigération sèches, celles à tirage naturel présentent des avantages supplémentaires du point de vue écologie et fiabilité. Ce type de source froide ne provoque aucun bruit alors que les tours humides à tirage naturel ont un niveau sonore non négligeable de par les ruissellements de l'eau et que les bruits aérodynamiques dus aux ventilateurs des tours en convection forcée sont importants. De plus, les ventilateurs, machines tournantes consommatrices d'énergie, des tours à convection forcée demandent plus d'entretien que les dispositifs statiques des tours à tirage naturel.

GRANDES LIGNES DE L'ETUDE :

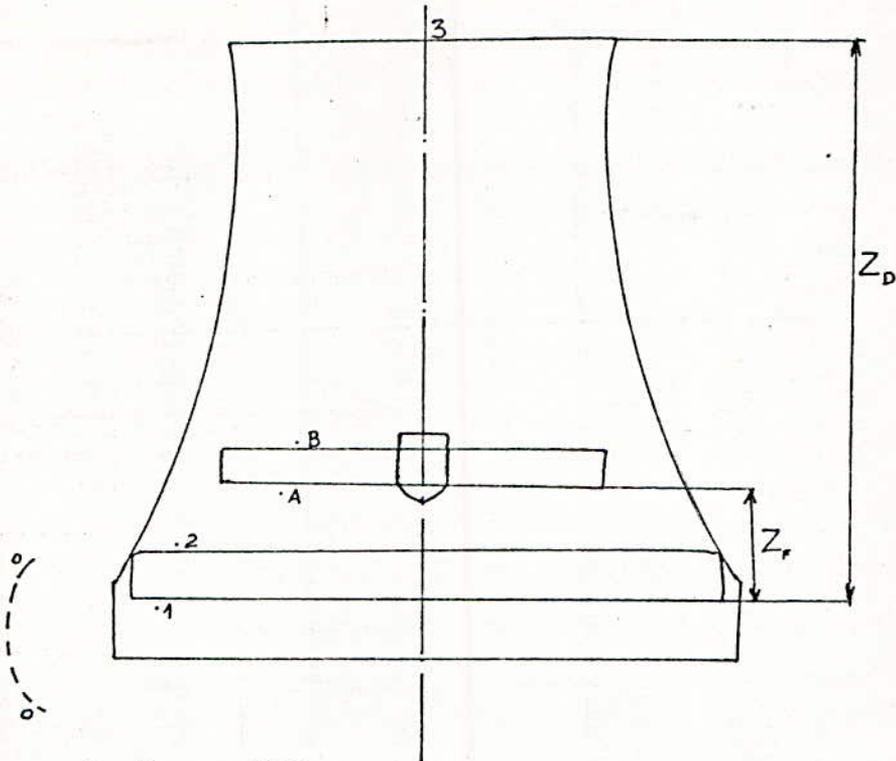
Le but de ce mémoire est d'améliorer le tirage naturel d'une tour sèche par post-injection de gaz chaud pris à l'échappement de la turbine à gaz. On supposera qu'il y a diffusion des deux gaz et on calculera le débit d'air engendré par cet poste-injection que l'on comparera au débit d'air sec primaire (sans injection).

LIMITES :

Notre mémoire est limité à la partie thermique de l'étude d'une tour sèche à tirage naturel. Des renseignements d'ordre économique et technologique sont indiqués dans (2)

Est aussi exclure de notre étude l'influence climatique de l'air atmosphérique à savoir l'hydrométrie de l'air, la force et la direction du vent.

II. - EQUATION DE TIRAGE NATUREL DES TOURS



Equations de Bernoulli :

Section entre 0 et 1 :

$$P_0 - P_1 = \rho_1 \frac{V_1^2}{2g_c} + \rho_1 \frac{g}{g_c} (Z_1 - Z_0) = \rho_1 \frac{V_1^2}{2g_c} \quad (1)$$

Section entre 1 et 2 :

$$P_1 - P_2 = \Delta P_E \quad (2)$$

Section entre 2 et 1 :

$$P_2 - P_A = \rho_2 \frac{V_A^2 - V_2^2}{2g_c} + \rho_2 \frac{g}{g_c} (Z_A - Z_2) \quad (3)$$

Section entre A et B :

$$P_A - P_B = -\Delta P_F \quad (4)$$

Section entre B et 3 :

$$P_B - P_3 = \rho_B \frac{V_3^2 - V_B^2}{2g_c} + \rho_B \frac{g}{g_c} (Z_3 - Z_B) \quad (5)$$

La pression entre l'entrée et la sortie de la tour, varie hydrostatiquement, i.e :

$$P_0 - P_3 = \rho_1 \frac{g}{g_c} (Z_3 - Z_0) = \rho_1 \frac{g}{g_c} Z_D$$

La somme : (1)+(2)+(3)+(4)+(5) donne :

$$\rho_1 \frac{g}{g_c} Z_D = \rho_1 \frac{V_1^2}{2g_c} + \Delta P_E + \rho_2 \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{2g_c} \right) + \rho_2 \frac{g}{g_c} (Z_A - Z_2) - \Delta P_F + \rho_B \left( \frac{V_3^2 - V_B^2}{2g_c} \right) + \rho_B \frac{g}{g_c} (Z_3 - Z_B)$$

$$\frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g_c}} = 1 + \frac{\Delta P_E - \Delta P_F}{\rho_1 V_1^2 / 2g} + \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{V_1^2} \right) + \frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{(Z_A - Z_2)}{V_1^2 / 2g} + \frac{\rho_B}{\rho_1} \left( \frac{V_3^2 - V_B^2}{V_1^2} \right) + \frac{\rho_B}{\rho_1} \frac{Z_3 - Z_B}{V_1^2 / 2g}$$

$$\frac{Z_D}{V_1^2 / 2g} = 1 + \frac{\Delta P_E - \Delta P_F}{\rho_1 V_1^2 / 2g} + \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{V_1^2} \right) + \frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{(Z_A - Z_2)}{V_1^2 / 2g} + \frac{\rho_B}{\rho_1} \left( \frac{V_3^2 - V_B^2}{V_1^2} \right) + \frac{\rho_B}{\rho_1} \frac{Z_3 - Z_B}{V_1^2 / 2g}$$

On remarquera que :

$$Z_3 - Z_B = Z_D - Z_F$$

et que :

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \rho_E^* \quad \frac{\rho_F}{\rho_A} = \rho_F^*$$

$$\text{donc : } \frac{\rho_B}{\rho_1} = \frac{\rho_B}{\rho_2} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*}$$

$$\Rightarrow \frac{Z_D}{V_1^2/2g} = 1 + \frac{\Delta P_E - \Delta P_F}{\rho_1 V_1^2/2g_c} + \frac{1}{\rho_E^*} \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{V_1^2} \right) + \frac{1}{\rho_F^*} \frac{Z_F}{V_1^2/2g} + \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \left( \frac{V_3^2 - V_B^2}{V_1^2} \right) + \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \frac{(Z_D - Z_F)}{V_1^2/2g}$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2g_c} + \frac{Z_D}{V_1^2/2g} \left( 1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right) = 1 + \frac{1}{\rho_E^*} \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{V_1^2} \right) + \frac{1}{\rho_E^*} \frac{Z_F}{V_1^2/2g} \left( 1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right) + \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \frac{(V_3^2 - V_B^2)}{V_1^2}$$

$$\text{on pose } \alpha = \frac{1}{\rho_E^*} \left( \frac{V_A^2 - V_2^2}{V_1^2} \right)$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$I = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_A V_A A_A = \rho_2 V_2 A_2$$

$$\Rightarrow V_A = \frac{\rho_1}{\rho_A} \cdot \frac{A_1}{A_A} V_1 = \rho_E^* \frac{A_1}{A_A} \cdot V_1$$

$$V_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{A_1}{A_2} \cdot V_1 = \rho_E^* \cdot V_1$$

$$\Rightarrow \alpha = \frac{1}{\rho_E^*} \left[ \rho_E^{*2} \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 - \rho_E^{*2} \right] = -\rho_E^* \left[ \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 - 1 \right]$$

on pose :

$$\beta = \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \left( \frac{V_3^2 - V_B^2}{V_1^2} \right)$$

$$\Rightarrow V_3 = \frac{\rho_1}{\rho_3} \frac{A_1}{A_3} V_1 \Rightarrow V_3 = \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left( \frac{A_1}{A_3} \right) V_1$$

$$V_B = \frac{\rho_1}{\rho_B} \left( \frac{A_1}{A_A} \right) \cdot V_1 \Rightarrow V_B = \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left( \frac{A_1}{A_A} \right) V_1$$

$$\Rightarrow \beta = \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \left[ \left( \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \right)^2 \left( \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 - \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 \right) \right] = \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{A_3}{A_A} \right)^2 \right]$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2g_c} + \left[ (\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{V_1^2/2g} \left( 1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right) = -\frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 \left[ \left( \frac{A_3}{A_A} \right)^2 - 1 \right] - (\rho_F^* - 1) \left( \frac{1}{\rho_E^*} \frac{Z_F}{V_1^2/2g} \right)$$

Après transformation, on obtient :

$$\frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2g} + \left[ (\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{V_1^2/2g} \cdot \frac{1}{\rho_F^*} \left( 1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right) = (\rho_F^* - 1) \left[ \frac{1}{\rho_E^*} \frac{Z_F}{V_1^2/2g} + \left( \frac{A_1}{A_A} \right)^2 \right]$$

L'équation du tirage naturel se déduit en annulant le terme qui est la chute de pression dans le ventilateur et en prenant  $F = 1$ .

L'équation (II) devient :

$$\left(1 - \frac{1}{\rho^*}\right) \frac{Z_D}{V_1^2/2g} = \frac{\Delta P_E}{\rho_1 \left(\frac{V_1^2}{2g}\right)} + \rho^* \left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2 - (\rho^* - 1)$$

terme de  
tirage

terme de  
chute de  
pression

terme d'accélération

\* Méthode calcul du débit d'air sec :

Dans une tour à tirage naturel, la valeur du débit résulte de l'équilibre entre le tirage et les pertes de charge.

Le tirage produit par la différence de poids entre la colonne d'air chaud dans la cheminée et la colonne d'air froid à l'extérieur est calculé par la relation :

$$Hg. (\rho_e - \rho_s)$$

H : Hauteur du tirage.

$\rho_e$  : Masse volumique de l'air atmosphérique à l'entrée.

$\rho_s$  : " " " " à la sortie.

Les pertes de charge s'expriment en général en fonction de la pression dynamique de l'air à l'entrée soit :

$$\rho_e \frac{V_e^2 \sum \xi_i}{2}$$

où :  $\sum \xi_i$  représente les coefficients de frottement des différentes parties du circuit. On distingue habituellement l'entrée d'air, l'échangeur et la perte dynamique à la sortie de la tour.

Le calcul effectué à partir d'une valeur arbitraire du débit d'air sec fournit l'état de l'air chaud dans la tour. La hauteur de tirage qui serait nécessaire pour obtenir le débit d'air initialement choisi vaut :

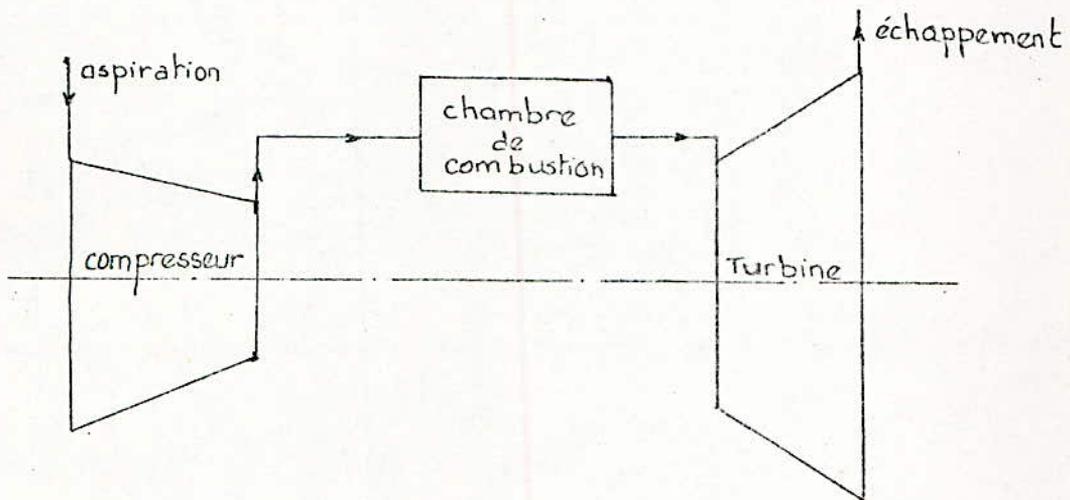
$$H = \frac{\rho_e \cdot \frac{V_e^2 \cdot \sum \xi_i}{2}}{g(\rho_e - \rho_s)}$$

L'itération sur le débit d'air se poursuit jusqu'à l'obtention de la hauteur de tirage définie dans le projet.

- Etude de la turbine à gaz.

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

Une 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 dans une chambre de combustion où il se mélange avec les gaz combustibles. Après combustion, les gaz attaquent l'aubage de la turbine, l'énergie thermique se transforme en énergie 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.

2.1. - Turbine à gaz à cycle fermé : Dans ce type de turbine, le même fluide (gaz) est repris après chaque cycle.

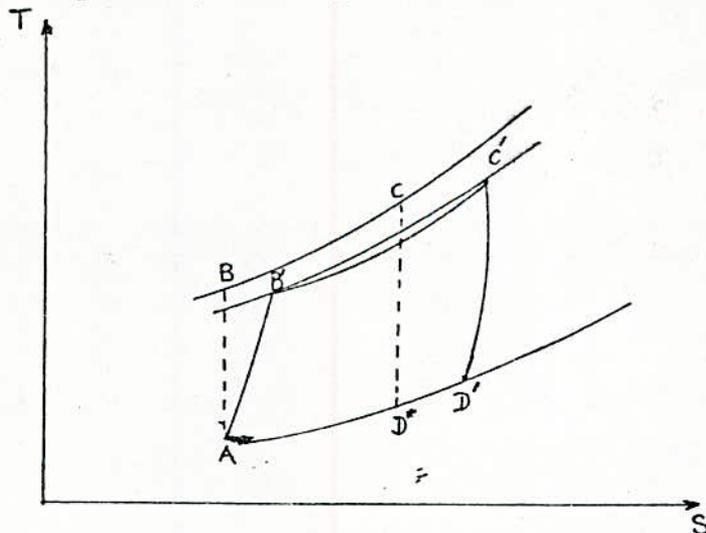
2.2. - Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine, qui est le plus répandu se divise en deux classes : Turbine à cycle

simple et à cycle combiné.

2.2.1. - 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 une cheminée.

2.2.2. - Turbine à cycle combiné : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluide moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. Les gaz d'échappement sont généralement utilisés pour chauffer de l'eau qui sera utilisée dans plusieurs domaines : Chauffage urbain, production d'électricité, dessalement de l'eau de mer, etc... Dans notre cas, on injectera les gaz d'échappements dans la tour de refroidissements.

3.1. - Etude du cycle réel de la turbine : Le cycle thermodynamique de la turbine permet de voir l'évolution de l'air dans les principaux organes de la turbine.



Le cycle -ABCD- représente le cycle théorique de la turbine.

Le cycle -AB'C'D'- représente le cycle réel de la turbine, il comporte les évolutions suivantes :

AB' : Compression (polytropicque)

B'C' : Combustion

C'D' : Détente (polytropicque)

D'A : Echappement.

Pour la turbine utilisée, les évolutions de l'air sont données par "Gaz turbine Référence Library"

On a :  $T_A = 308^\circ\text{K}$

$$T_{B'} = 563^\circ\text{K}$$

$$T_{C'} = 1173^\circ\text{K}$$

$$T_{D'} = 773^\circ\text{K}$$

. Le travail du compresseur est donné par :

$$W_c = h_{B'} - h_A = C_p (T_{B'} - T_A) = 1,0035(563 - 308)$$

$$W_c = 255,89 \text{ KJ/Kg}$$

. Le travail de la turbine s'exprime par :

$$W_t = h_{C'} - h_{D'} = C_p (T_{C'} - T_{D'}) = 1,0035(1173 - 773)$$

$$W_t = 402 \text{ KJ/Kg}$$

. Le travail net peut s'écrire :

$$W_{\text{net}} = W_t - W_c = 402 - 255,89$$

$$W_{\text{net}} = 146,11 \text{ KJ/Kg}$$

. La chaleur cédée par la combustion :

$$Q_{\text{ch}} = h_{C'} - h_{B'} = C_p (T_{C'} - T_{B'}) = 1,0035(1173 - 563)$$

$$Q_{\text{ch}} = 610 \text{ KJ/Kg}$$

Donc le rendement thermique est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{ch}} = \frac{146,11}{610}$$

$$\eta_{th} = 24 \%$$

\* Calcul de la puissance pour un débit unitaire :

Les enthalpies des gaz sont :

$$a \quad T_{C'} = 1650^{\circ}F \quad e' = 879,11 \text{ Btu/Lbm} = 2044,8 \text{ KJ/Kg}$$

$$c \quad T_{D'} = 925^{\circ}F \quad D' = 554,37 \text{ Btu/Lbm} = 1289,46 \text{ KJ/Kg}$$

La puissance pour un débit unitaire se calcul par :

$$P = \dot{m}(h_{e'} - h_{D'}) \quad \text{avec } \dot{m} = 1 \text{ Kg/s}$$

$$P = 1(2044,8 - 1289,46)$$

$$P = 755,34 \text{ Kw}$$

Donc le débit d'air nécessaire pour :

- Les 2 turbines à gaz est :  $2 \times 16,45 \text{ Mw} = 32,9 \text{ Mw}$
- Une turbine à vapeur :  $8,23 \text{ Mw}$ .

Donc pour une puissance total de  $41,13 \text{ Mw}$  on aura :

$$\dot{m} = \frac{P}{(h_{e'} - h_{D'})} = \frac{41130}{55,34} \quad \boxed{m = 54,54 \text{ Kg/s}}$$

\* Calcul du diamètre de la conduite d'aspiration :

$$m = A.V \quad A = \frac{m}{V} = \frac{54,54}{1,5} = 36,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{or : } A = \frac{D^2}{4} \quad D = \sqrt{4A} = \sqrt{4.36,3 \cdot 10^{-3}} = 21,5\text{cm}$$

$$\text{on adoptera : } \boxed{D = 22\text{cm}}$$

\* Caldu débit de gaz :

D'après la revue "Gas turbine Reference Library" on a :

$$\frac{\text{débit de vapeur}}{\text{débit de gaz d'échappement}} = 0,015$$

or le débit de vapeur est fixé à :  $m_v = 80500 \text{ /hr} = 10,143\text{KG/s}$   
 donc le débit d'air :  $m_g = \frac{10,143}{0,015} = 676,2 \text{ Kg/s.}$

$$\boxed{m_g = 676,2 \text{ Kg/s}}$$

La température de sortie des gaz est :  $T_{sg} = 230^\circ\text{F} = 110^\circ\text{C}$

\* Calcul de la masse volumique des fumées :

On supposera que le gaz utilisé est du gaz naturel de Hassi-R'Mel dont la formule brute de 100 moles de ce gaz s'écrit :  $\text{C}_{109}\text{H}_{405}\text{N}_{11,86}$  (5)

Le produit de fumées est composé essentiellement de  $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2$  et  $\text{O}_2$ .

En assimilant les fumées à des gaz parfaits on a :

$$\frac{P_F}{\rho_F} = R_F \cdot T_F$$

On suppose que tous les composants des fumées sont soumis à la même pression  $P_F$  et la même température  $T_F$ .

Pour chaque composant on écrit :

$$P_F \cdot V_i = m_i r_i T_F \quad \text{avec} \quad M_F = \sum m_i \quad \text{et} \quad V_F = \sum V_i$$

où :  $r_F$  = constante des gaz parfait

$V_F$  = volume des fumées

$M_F$  = masse des fumées

On obtient : 
$$= \frac{\sum m_i r_i}{\sum m_i}$$
, et puisque  $\frac{P_F}{e_i} = r_i T_F$   $r_i = \frac{P_F}{e_i T_F}$

finalement : 
$$\frac{1}{e_F} = \frac{\sum m_i / e_i}{\sum m_i} \quad (1)$$

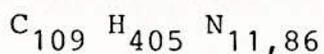
Connaissant les masses volumique des composants de fumées la formule (a) nous permet de calculer la masse volumique du mélange :

i	$\alpha_i$ %	$m_i$ (Kg)	$C_p$ (KJ/Kg°C) à $T_m = 358^\circ\text{K}$	i en(Kg/m3) à $383^\circ\text{K}$ ou $110^\circ\text{C}$
CO <sub>2</sub>	7,094	75,20	0,90690	1,40796
O <sub>2</sub>	5,864	45,20	0,93108	1,02258
N <sub>2</sub>	73,88	498,50	1,0414	1,04696
H <sub>2</sub> O	13,177	57,186	0,35188	0,573420
Fumées	100	676,2	0,30663	1,003895

En résumé : Les gaz d'échappement pénètrent dans la tour avec :

$T_{g_e} = 110^\circ\text{C}$  et  $e_{eg} = 1,003895 \text{ Kg/m}^3$ .

N.B. : Nous avons travaillé avec du gaz naturel de Hassi-R'Mel dont la formule brute de 100 moles de ce gaz s'écrit :



Chapitre 3 -

Dimensionnement de la tour :

Hypothèses :

- Soit : - La hauteur de la tour :  $H = 80m$
- Diamètre au sol :  $D_s = 64m$
- Diamètre de sortie :  $D_e = 56m$
- Température d'entrée d'air :  $t_e = 35^\circ C$
- Température de l'eau chaude :  $T_e = 70^\circ C$
- Température de l'eau froide :  $T_s = 45^\circ C.$

Ces hypothèses fixent le débit d'eau de refroidissement

$$Q' = \dot{M} \cdot c_{p2} \cdot \Delta T \quad \dot{M} = \frac{Q'}{c_{pe} \cdot \Delta T}$$

d'où  $M = \frac{41130}{4,187(70-45)}$  on obtient :  $\dot{M} = 393,6 \text{ Kg/s}$

Le débit volumique sera :  $I = \frac{M}{\rho_e} = \frac{3936}{1000} = 393,610^{-3} m^3/s.$

$I = 1417m^3/h$
-----------------

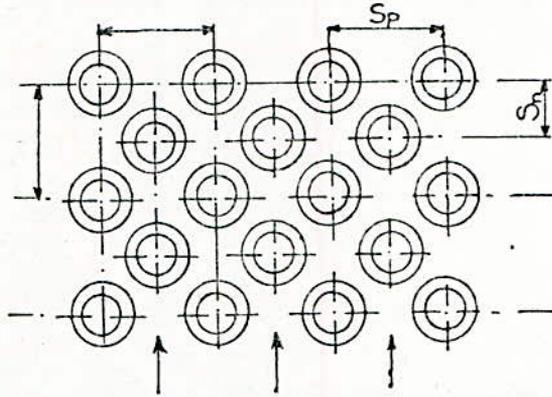
Critères de conception des réfrigérants par tour sèche à tirage naturel :

Les principales caractéristiques que les échangeurs de chaleur pour tours sèches à tirage naturel doivent posséder, sont les suivantes :

- Rapport surface d'échange/volume : grand, compte tenu de la grande surface d'échange mise en jeu.
- Perte de charge faible afin de favoriser l'écoulement de l'air chauffé par convection naturelle, une vitesse plus importante permettant d'augmenter le coefficient de convection qui est faible.
- Résistance à la corrosion atmosphérique (surface externe) et à l'eau de circulation (surface interne). Notons que cette eau est utilisée en circuit fermé et qu'elle peut être traitée à volonté.
- Rapport (performances/coûts) le plus élevé possible, l'inconvénient majeur des tours sèches étant le coût d'investissement.

1. - Choix de l'échangeur :

Nous utiliserons comme échangeur, des tubes à ailettes en cuivre disposés en quinconce (surface C.F8-72)(I)



La conductivité thermique du cuivre est :  $K = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

La vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur est :  $= 2 \text{ m/s}$

La vitesse de l'eau dans l'échangeur est :  $V = 0,75 \text{ m/s}$

Le diamètre des ailettes est :  $d_a = 21,9 \text{ mm}$

Le diamètre extérieur des tubes :  $d_e = 10,7 \text{ mm}$

Le diamètre intérieur des tubes :  $d_i = 7 \text{ mm}$

Nombre d'ailettes par mètre de tube :  $n_a = 344 \text{ ailettes/m}$

L'épaisseur des ailettes :  $e = 0,48 \text{ mm}$

Le diamètre hydraulique :  $d_h = 4,4 \text{ mm}$

2. - Détermination du débit d'air :

Le problème se résoud par itérations successives sur la température de sortie d'air en utilisant la relation(2) :

$$H = \frac{e_e \cdot V_e^2 \cdot \sum \xi}{2g(e_e - e_s)}$$

où :  $\sum \xi P$  représente la somme des pertes de charges dans la tour

Résultat :

Pour une température de sortie :  $t_s = 55^\circ\text{C}$  ou a :

$$e_s = 1,1774 + \frac{(0,998 - 1,1774)}{(350 - 300)} (328 - 300)$$

$$e_s = 1,076936 \text{ Kg/m}^3$$

On remarque que la valeur trouvée, se rapproche sensiblement de la valeur choisie au départ, il en résulte que la température de sortie est acceptée.

4. - Calcul de la surface d'échange :

Pour des tubes cylindriques, le coefficient d'échange global est donné par : (3)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{d_i}{2k} \ln \left( \frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_a} + R_{sa} + R_{se}}$$

Avec  $h_a$  et  $h_e$  les coefficients de convection côté air et côté eau respectivement.

$R_{sa}$  et  $R_{se}$  sont les résistances d'encaissement côté air et eau

$$\begin{aligned} R_{sa} &= 0,0004 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{w} \\ R_{se} &= 0,0002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{w} \end{aligned} \quad (4)$$

Le coefficient de convection côté eau se calcule à partir du nombre de Nusselt donné par une relation du type :

$$N_u = \frac{h_e d_i}{k} = C(R_e)^m P_r^n$$

Pour les écoulements dans les tubes, Dittus-Bolter recommandent la relation :

$$N_u = 0,023 (R_e)^{0,8} P_r^{0,3}$$

Les propriétés de l'eau sont évaluées à la température moyenne  $T_m$  :

$$T_m = \frac{1}{2} (T_e + T_s) = \frac{1}{2} (70 + 45)$$

$$T_m = 57,5^\circ\text{C}$$

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [KJ/kg <sup>°</sup> C]	$\mu$ [kg/m.s]	$K$ [w/m <sup>°</sup> C]	$P_r$
984	4,153	$5,31 \cdot 10^{-4}$	0,649	3,44

La viscosité dynamique s'obtient aussi par interpolation linéaire

$$\mu_s = 1,983 + \frac{(2,075 - 1,983)}{(350 - 300)} (328 - 300)$$

$$\mu_s = 2,03452 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$$

Le débit d'air s'écrit :

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_{p_a} \Delta T_a} = \frac{41130}{1,0096(55 - 35)} = 2037 \text{ Kg/s}$$

3. - Calcul des pertes de charges :

1. Entrée d'air :

$$\begin{aligned} \zeta_e &= 3 + 0,036 \left( \frac{D_e}{H} \right)^2 \\ &= 3 + 0,036 \left( \frac{64}{80} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\boxed{\zeta_e = 3,023}$$

2. Echangeur :

$$\begin{aligned} \zeta_{ech} &= 12,2 \left( \frac{D_h \zeta_s \nu}{s} \right)^{-0,3} \\ &= 12,2 \left( \frac{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,076936 \cdot 2}{2,03452 \cdot 10^{-5}} \right)^{-0,3} \end{aligned}$$

$$\boxed{\zeta_{ech} = 1,894}$$

3. Sortie de la tour :

$$\zeta_s = 1,15$$

$$\text{d'où : } H = \frac{1/2 \rho_e \cdot v_e^2 \cdot \sum \zeta_i}{g(\rho_e - \rho_s)}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1/2 \cdot 1,148696 \cdot 4^2 \cdot 6,156}{9,81(1,148696 - 1,076936)} \end{aligned}$$

On obtient :  $H = 80,3\text{m}$

Le nombre de Reynolds s'écrit :

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu} = \frac{984 \cdot 0,75 \cdot 0,007}{5,31 \cdot 10^{-4}}$$

$$R_e = 9728,81$$

$$\text{d'où : } N_u = 0,023 (9728,81)^{0,8} (3,44)^{0,3}$$

$$N_u = 51,658$$

$$\text{Il vient : } h_e = \frac{N_u \cdot K}{d_i} = \frac{51,658 \cdot 0,649}{0,007}$$

$$h_e = 4789,4 \text{ w/m}^2\text{c}$$

Le coefficient de convection côté air est donné par GRIMSON pour des gaz s'écoulant perpendiculairement à des rangées de tube en quinconce :

$$N_u = \frac{h_a \cdot d_e}{k_f} = C \cdot (R_{e_f})^n \cdot P_{r_f}^{1/3}$$

$$\text{avec } C = 0,467 \text{ et } n = 0,574$$

L'indice  $f$  indique que les propriétés de l'air sont évaluées à la température du film  $t$  :

$$t = \frac{1}{2} (t_p + t_\infty)$$

avec  $t_p$  : étant la température de la paroi

$t_\infty$  : " de l'écoulement central

$$t_p = \frac{1}{2} (T_e + t_s) = \frac{1}{2} (70 + 45) = 57,5^\circ\text{C}$$

$$t_\infty = t_e = 35^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{1}{2} (57,5 + 35) = 46,25^\circ\text{C} = 319,25\text{K}$$

$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_{p_f}$ [kg/kg°C]	$\mu_f$ [kg/m.s]	$v_f$ [m <sup>2</sup> /s]	$K_f$ [w/m <sup>2</sup> c]	$P_{r_f}$
1,109228	1,0067	$2,01796 \cdot 10^{-5}$	$18,3310^{-6}$	0,02768	0,7038

Le nombre de Reynolds s'écrit :

$$R_e = \frac{v \cdot d_e}{\nu_f} = \frac{2 \times 10,7 \cdot 10^{-3}}{18,33 \cdot 10^{-6}}$$

$$R_e = 5837,42$$

$$d'o\grave{u} : h_a = \frac{0,467(R_e)^{0,574} (0,7038)^{1/3} \cdot Kg}{d_e}$$

$$= \frac{0,467(5837,42)^{0,574} (0,7038)^{1/3} \cdot 0,02768}{10,7 \cdot 10^{-3}}$$

Il vient :  $h_a = 156 \text{ w/m}^2\text{C}^\circ$

Le coefficient d'échange global sera donc :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{4789,4} + \frac{7 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 386} L_n(10,7) + \frac{1}{10,7} \cdot \frac{1}{156} + 0,0006}$$

$$U_i = 199,75 \text{ w/m}^2\text{C}^\circ$$

5. - Surface d'échange :

Elle est déterminée par la relation :

$$Q = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

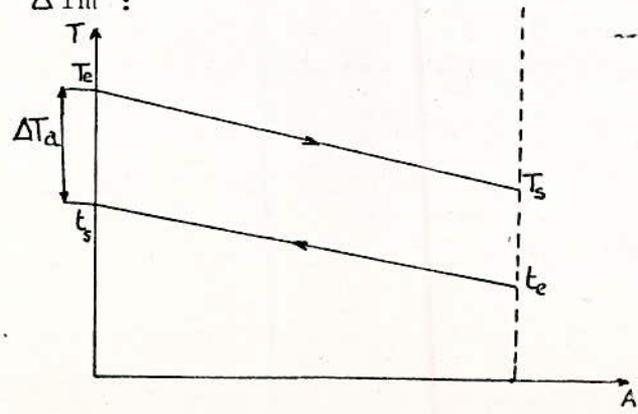
où : F : Représente un coefficient de correction

U<sub>i</sub> : Coefficient d'échange global

A : Surface d'échange

ΔT<sub>m</sub> : Ecart de température moyen logarithmique

Calcul de ΔT<sub>m</sub> :



distribution de la température dans un échangeur à contre-courant pur.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - (T_s - T_e)}{L_n \left( \frac{\Delta T_a}{(T_s - T_e)} \right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{(70 - 55) - (45 - 35)}{L_n \left( \frac{70 - 55}{(45 - 35)} \right)}$$

finalement :  $\Delta T_m = 12,33^\circ\text{C}$ .

- Détermination du coefficient de correction F :

Il est donné par des abaques en fonction de P et R, et du mode de circulation du fluide(4)

Nous avons :

$$P = \frac{t_s - t_e}{t_e - t_e} = \frac{55 - 35}{70 - 35} = 0,57$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{70 - 45}{55 - 35} = 1,25$$

On obtient :  $F = 0,80$

La surface d'échange s'exprime par :

$$A = \frac{Q}{F \cdot U \cdot \Delta T_m}$$

$$= \frac{41\,130 \cdot 10^3}{0,80 \cdot 199,75 \cdot 12,33}$$

$A = 20947,8\text{m}^2$
-------------------------

\* Longueur de tube :

Soit  $A_e$  la surface d'échange par mètre de tube :

$$A_e = A_{\text{tube}} + n_a \cdot A_{\text{aillette}}$$

$n_a$  étant le nombre d'ailettes par mètre de tube :

$$n_a = 344 \text{ ailettes/m}$$

$$A_{\text{aillette}} = \frac{(d_a^2 - d_e^2)}{4} = \frac{(21,9^2 - 10,7^2)}{4} \cdot 10^{-6}$$

$$A_{\text{aillette}} = 0,000287 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{tube}} = d_e (1 - n_a \cdot e) \text{ avec } e = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$
$$= 0,0107 (1 - 344 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3})$$

$$A_{\text{tube}} = 0,0281 \text{ m}^2$$

d'où :  $A_e = 0,127 \text{ m}^2/\text{m}$  de tube

La longueur totale de tube sera donnée par :

$$L_t = \frac{A}{A_e} = \frac{20947,8}{0,127}$$

$$L_t = 164\,943,3 \text{ m}$$

Dimensionnement du condenseur :

Dans la pratique, on a coutume de calculer les condenseurs suivant les formules simples données par Heat Exchange Institut (H.E.I.).

Ces formules donnent le coefficient K de transfert de chaleur global en Kcal/h.m<sub>2</sub> pour la condensation de vapeur d'eau, dans un condenseur refroidi à eau :

$$K = K_o \cdot C_m \cdot C_t \cdot C_s \cdot \sqrt{v}$$

avec : C<sub>m</sub> : coef de correction pour épaisseur et matière des tubes.

C<sub>s</sub> : coef de salissure

C<sub>t</sub> : coef de correction de température d'entrée d'eau.

K<sub>o</sub> : coef de base, fonction du diamètre extérieur des tubes

V : vitesse de l'eau dans les tubes.

Données du calcul :

$$d_i = 18\text{mm, épaisseur } 1\text{mm} \implies d_e = 20\text{mm}$$

$$\text{d'où : } K_o \hat{=} 2354 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C et } V = 1,8\text{m/s., } C_m = 1 ; C_s = 1 ; C_t = 1,09$$

Ces valeurs sont données par des abaques.

- Débit de vapeur à condenseur : 36,5 t/h
- Enthalpie de cette vapeur : 2626,4 kJ/kg
- Débit de vapeur auxiliaire : 2,25 t/h
- Enthalpie de cette vapeur : 2700 kJ/kg
- Débit d'eau de réfrigération : 393,6 10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/s
- Enthalpie de saturation des condensats : 293 ts/kg
- Débit de purges arrivant au condenseur : 8 t/h
- Enthalpie des purges : 317 kJ/kg

$$\text{d'où : } K = K_o \cdot C_m \cdot C_t \cdot C_s \cdot \sqrt{v}$$

$$= 2354 \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot \sqrt{1,8}$$

$$K = 3443 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le flux à évacuer est :

$$\begin{aligned} \phi &= 36,5(26,4 - 293) + 2,25(2700 - 293) + 8(317-293) \\ \phi &= 90776,85 \cdot 10^3 \text{ Kj/h} \end{aligned}$$

L'écart logarithmique est :  $T_m = 12,33$  (déjà calculer)

La surface d'échange s'exprime par :

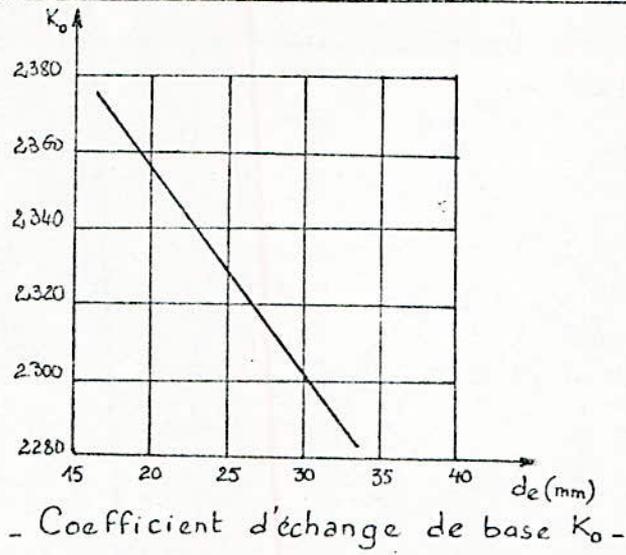
$$\begin{aligned} S &= \frac{\phi}{k \cdot T_m} \\ &= \frac{90776,85 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 3443 \cdot 12,33} \quad S = 510\text{m}^2 \end{aligned}$$

Le nombre de tubes :

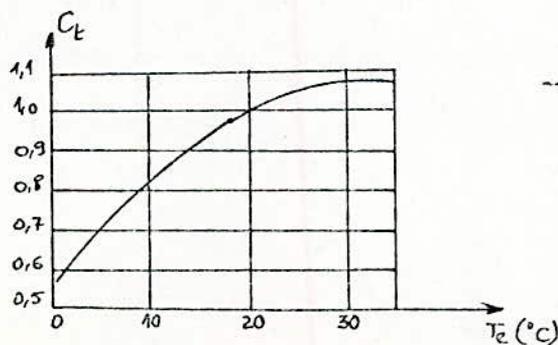
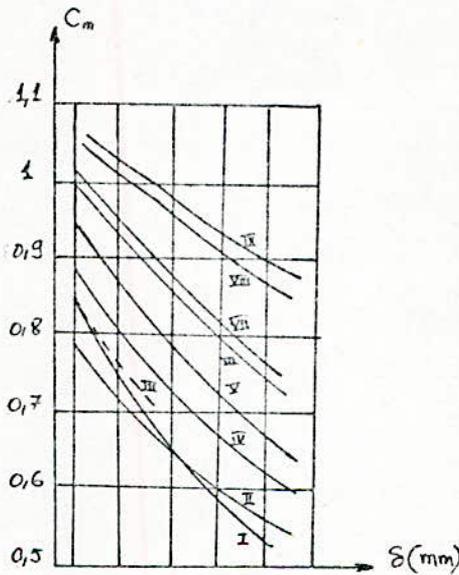
$$n = \frac{393,6 \cdot 10^{-3}}{\cdot \frac{18^2}{10^{-6}} \cdot 1,8} \quad n = 860$$

La longueur des tubes :

$$L = \frac{510}{\cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 860} \quad L = 9,43\text{m}$$



- I - acier inox 304/316
- II - acier inox 329
- III - Titane
- IV - acier inox 410/430
- V - Cupro-Nickel 70-30
- VI - Cupro-Nickel 90-10
- VII - acier au carbone
- VIII - Métal Muntz - Laiton aluminium - bronze aluminium
- IX - Aluminium - Cuivre arsenical - Laiton amirauté



- Coefficient de correction de température d'entrée d'eau -

## Chapitre IV -

### - Calcul de la performance de la tour :

La performance d'une tour est la valeur de l'eau froide à la sortie de l'échangeur pour des conditions de fonctionnement définies.

#### Hypothèses :

Hauteur de la tour :  $H = 80\text{m}$

Diamètre au sol :  $D_s = 64\text{m}$

Diamètre de sortie :  $D_e = 56\text{m}$

Température d'entrée d'air :  $t_e = 10^\circ\text{C}$

Surface d'échange :  $A = 20947,8\text{m}^2$

Le problème qu'on se propose de résoudre est de déterminer la valeur de la température de sortie, qui est une variable itérative.

Pour une température de sortie d'air :  $t_s = 26,5^\circ\text{C}$  ou à :

$$e_s = 1,179754 \text{ kg/s et } \mu_s = 1,97805 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s.}$$

$$\text{d'où : } H = \frac{e_e v_e^2 \sum \xi_i}{2g(e_e - e_s)}$$

$$H = 80,039\text{m}$$

Pour le calcul de la température de l'eau froide, on prends  $T_s = 20,2^\circ\text{C}$ , donc  $T_m = 1/2(T_e + T_s) = 45,1^\circ\text{C}$ .

Les propriétés de l'eau à cette température sont :

$$e_m = 988,7 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_m = 0,6184119 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m.s.}$$

$$K_m = 0,637729 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$P_{rm} = 4,06896$$

Le nombre de Reynolds sera :

$$Re_m = \frac{e_m \cdot v \cdot di}{\mu_m} = \frac{988,7 \cdot 0,75 \cdot 0,007}{0,6184119 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re_m = 8393,6$$

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = 0,023 \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_m^{0,3}$$

$$\text{d'où : } Nu = 0,023(8393,6)^{0,8} (4,06896)^{0,3}$$

Calcul du coefficient d'échange global :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{di}{2k} \ln\left(\frac{de}{di}\right) + \frac{di}{de} \frac{1}{h_a} + R_{sa} + R_{se}}$$

$$\text{or } h_e = \frac{Nu \cdot K}{di} = \frac{48,276 \cdot 0,637729}{0,007}$$

$$h_e = 4398,15 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{finalement : } U = 198,32 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

\* Calcul de la différence de température logarithmique

$$\Delta T_m = \frac{(70 - 16,5) - (20,2 - 10)}{\ln\left(\frac{70 - 16,5}{20,2 - 10}\right)}$$

$$\Delta T_m = 22,95^\circ\text{C}$$

\* Calcul du coefficient de correction F :

$$P = \frac{t_s - t_e}{t_e - t_c} = \frac{26,5 - 10}{70 - 10} = 0,275$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{70 - 20,2}{26,5 - 10} = 3$$

d'après l'abaque on trouve :  $F = 0,86$

La quantité de chaleur est définie par :

$$Q = A.F.U. \Delta T_m$$
$$= 20947,8 \cdot 0,86 \cdot 198,32 \cdot 22,95$$

$$Q = 81994,24 \text{ W}$$

d'autre part, on peut écrire :

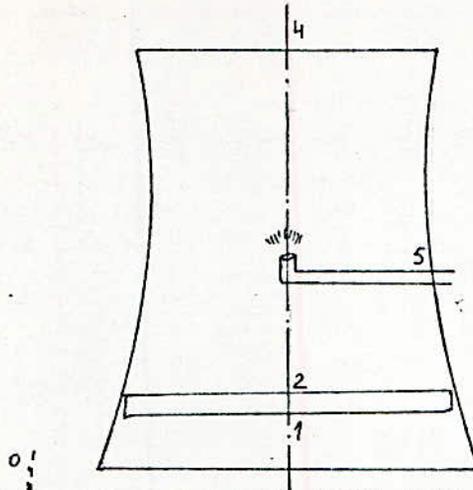
$$Q_2 = m'_e \cdot C_{pe} \cdot \Delta T_e$$
$$= 393,6 \cdot 4,181 \cdot (70 - 20,2)$$

d'où :  $Q_2 = 81977,63 \text{ W}$

On remarque que les deux puissances sont très voisines donc on peut conclure que l'itération sur la température est acceptable.

En résumé : La performance de la tour pour une température ambiante de  $10^\circ\text{C}$  est :  $20,2^\circ\text{C}$ .

## Influence de la post-injection



On supposera dans tout ce qui suit que la densité de l'air ne varie pas entre 0 et 1.

A l'entrée de la tour, nous avons les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} P_0 &= 101325 \text{ N/m}^2 \\ T_0 &= 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K} \\ \rho_0 &= 1,1462 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

A l'entrée de l'échangeur, nous avons :

$$\begin{aligned} T_1 &= 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K} \\ \rho_1 &= \rho_0 = 1,1462 \text{ kg/m}^3 \\ v_1 &= 1 \text{ m/s} \\ z_1 &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

La chute de pression entre 0 et se déduit de l'équation de Bernoulli.

En effet :

$$\frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} V_0^2 + g z_0 = \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1$$

avec  $V_0 = 0$  et  $z_0 = 0$

On aura :

$$\frac{P_0 - P_1}{\rho_1} = \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1$$

Or :

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_0 v_1^2 + \rho_0 g z_1$$

$$= \frac{1}{2} 1,1462 \cdot 2^2 + 1,1462 \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$\Delta P_1 = 13,248 \text{ N/m}^2$$

La pression  $P_1$  se déduit :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_1 = 101325 - 13,28$$

$$P_1 = 101311,750 \text{ N/m}^2$$

\* Chute de pression à travers l'échangeur :

$$\Delta P_e = \frac{4 \cdot f \cdot G^2 \cdot N}{2 \cdot e \cdot g_c} \quad (5)$$

avec  $g_c = 1$ ,  $G = e \cdot v = 1,1462 \cdot 2 = 2,30 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ,  $f = 0,06$

Où  $N$  représente le nombre de rangées :  $N = 650$

On tire :

$$\Delta P_e = \frac{4 \cdot 0,06 \cdot (2,3)^2 \cdot 650}{2 \cdot 1,1462 \cdot 1}$$

$$\Delta P_e = 360 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_e = P_1 - P_2 \quad P_2 = P_1 - \Delta P_e$$

$$P_2 = 101311,75 - 360$$

$$P_2 = 100951,75 \text{ N/m}^2$$

Conditions Amont :

$$P_1 = 101311,75 \text{ N/m}^2$$

$$e_1 = 1,1462 \text{ kg/m}^3$$

$$T_1 = 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K}$$

Conditions Aval :

$$P_2 = 100951,75 \text{ N/m}^2$$

$$T_2 = 60^\circ\text{C} = 333^\circ\text{K}$$

$$e_2 = 1,05630 \text{ kg/m}^3$$

Calcul du coefficient de transfert global :

$$\text{On a : } \Delta p = f \cdot \frac{L}{d} \cdot e \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

et

$$\text{St} \cdot P_r^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (2)$$

$$\text{de (1) on tire : } f = \frac{2 \cdot d \cdot \Delta P}{L \cdot e \cdot v}$$

On introduit cette valeur dans (2), et on obtient :

$$St \cdot P_r^{2/3} = \frac{d \cdot \Delta P}{4 \epsilon LV^2}$$

or :

$$St = \frac{Nu}{Re P_r} = \frac{U \cdot d}{K \cdot \frac{(v \cdot d) P_r}{\mu}}$$

$$\begin{aligned} \text{d'où : } \frac{U d P_r^{2/3}}{\frac{k(vd) P}{\mu}} &= \frac{d \cdot \Delta P}{4 \cdot \epsilon \cdot L \cdot V^2} \\ \frac{U \cdot V}{k^{2/3} (cp \mu)^{1/3}} &= \frac{d \cdot \Delta P}{4 \cdot L \cdot \epsilon \cdot V^2} \end{aligned}$$

$$\text{finalement : } U = (K^2 cp \mu)^{1/3} \frac{d \cdot \Delta P}{4 \cdot V \cdot L \cdot \epsilon \cdot V}$$

Application numérique :

Cette formule obtenue suppose que les propriétés de l'air sont calculées comme étant une moyenne des propriétés en amont et aval de l'échangeur

$$\epsilon = 1,103115$$

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

$$cp = 1,007647 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 2,02666 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$K = 0,028476 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 19,1528 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$z_2 - z_1 = 13,421 \text{ m}$$

On obtient :

$$U = \frac{[(0,0284761)^2 \cdot 1,0076470 \cdot 2,02666 \cdot 10^{-5}]^{1/3} \cdot 10,7 \cdot 360 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10,1528 \cdot 10^{-6} \cdot 12 \cdot 1,103115 \cdot 4}$$

$$\boxed{u = 242,03 \text{ W/m}^2\text{C}}$$

\* Calcul du débit d'air sec :

Soit  $m_2$  ce débit ; il doit vérifier l'équation :

$$(\dot{m}_2 + \dot{m}_5) \left( c_p T_4 + \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_5}{A_4 \rho_4} \right)^2 + g Z_4 \right) = \dot{m}_2 \left( c_p T_2 + \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_2}{A_2 \rho_2} \right)^2 + g Z_2 \right) + \dot{m}_5 \left( c_p T_5 + \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_5}{A_5 \rho_5} \right)^2 + g Z_5 \right)$$

Plusieurs itérations sur  $\dot{m}_2$  nous conduisent à une valeur de :

$$\dot{m}_2 = 2500 \text{ kg/s}$$

$$\text{On pose } \alpha = (\dot{m}_2 + \dot{m}_5) \left[ c_p T_4 + \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_5}{A_4} \right)^2 + g Z_4 \right]$$

$$= (2500 + 676,2) \left[ 1,0078.62 + \frac{1}{2} \frac{(2500+676,2)^2}{1,106.11.56^2} + 9,81.80 \right]$$

$$\alpha = 2\,690\,817,40 \text{ KW}$$

On pose aussi :

$$\beta = \dot{m}_5 \left[ c_p T_5 + \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_5}{A_5} \right)^2 + g Z_5 \right]$$

$$\beta = 676,2 \left[ 0,30663.110 + \frac{1}{2} \left( \frac{676,2}{3,316^2} \cdot 11.1,003895 \right)^2 + 9,81.20 \right]$$

$$\beta = 2\,212\,226,13 \text{ KW}$$

On remarque que :  $\alpha = \beta + \gamma$

En effet :  $2690817,4 = 212226,13 + 479689,24$

Donc cette itération est à retenir.

\* Variation relative du débit d'air sec :

On a :  $\dot{m}_2$  sans injection de gaz :  $\dot{m}_2 = 2037 \text{ kg/s}$

$\dot{m}_2$  avec injection de gaz :  $\dot{m}_2 = 2500 \text{ kg/s}$

$$\frac{\Delta \dot{m}_2}{\dot{m}_2} = \frac{2500 - 2037}{2500} = 18,52 \%$$

On remarque que la post-injection des gaz chauds entraîne une augmentation, relative du débit d'air sec de 18,52 %.

PARTIE EXPERIMENTALE

Nous avons réalisé un modèle de tour cylindrique en plexiglace qui a les dimensions suivantes :

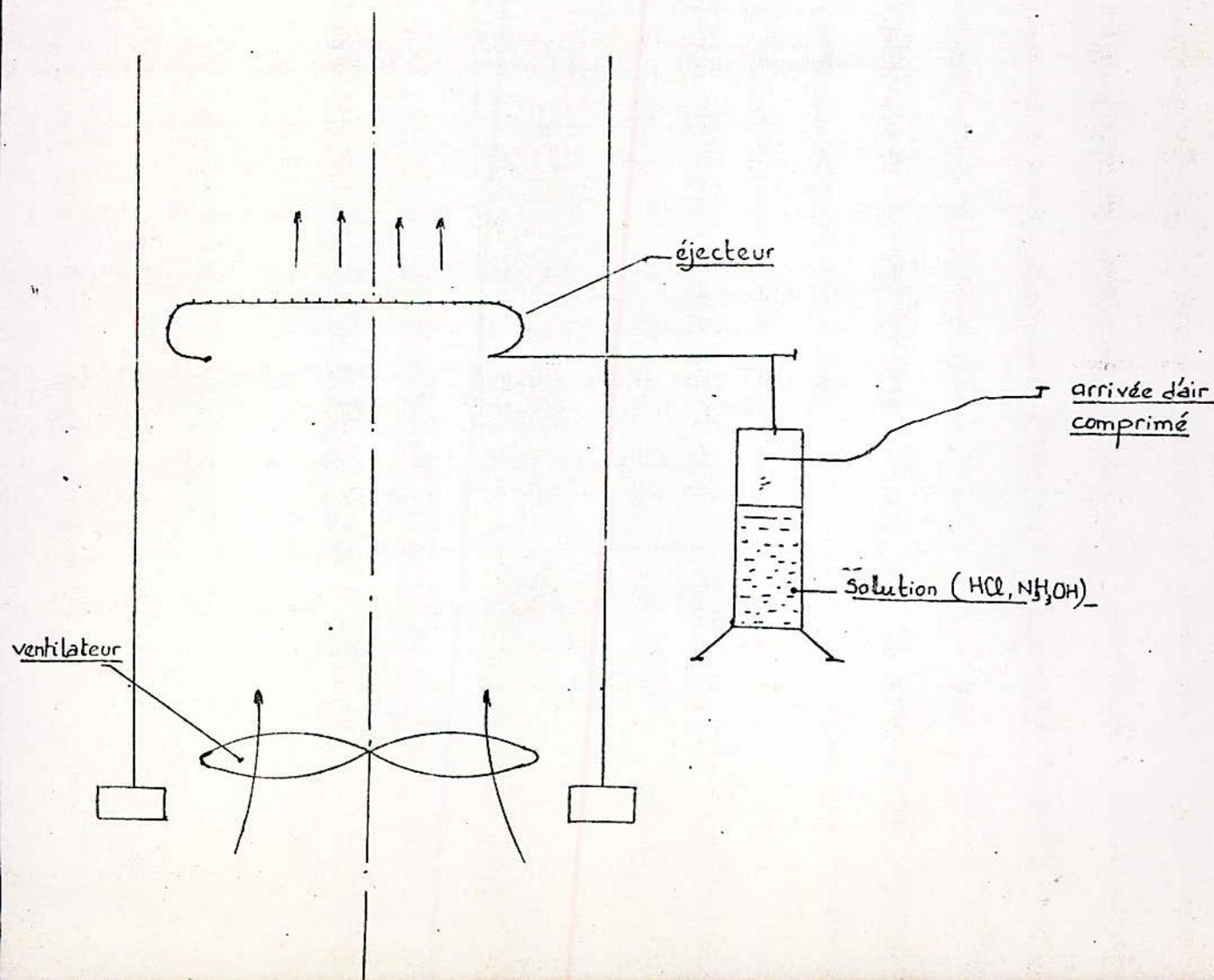
$$H = 1380 \text{ mm}$$

$$D = 638 \text{ mm}$$

Afin de simuler l'échappement des gaz de la turbine, nous avons conçu un dispositif qui comporte :

- Un tuyau d'arrivée d'air comprimé
- Une jonction en T
- Un cylindre contenant une solution d'acide chlorhydrique concentrée HCL, et d'ammoniac  $\text{NH}_3\text{OH}$ .
- Un ejecteur circulaire

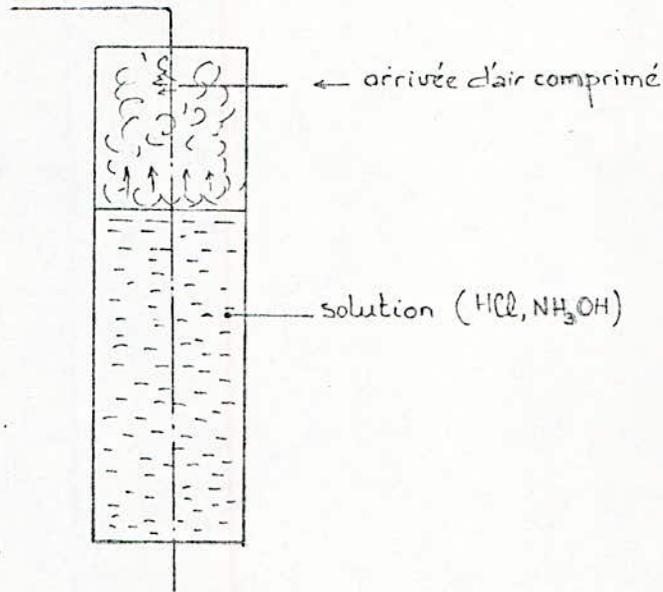
Schéma de l'installation:



OBSERVATIONS :

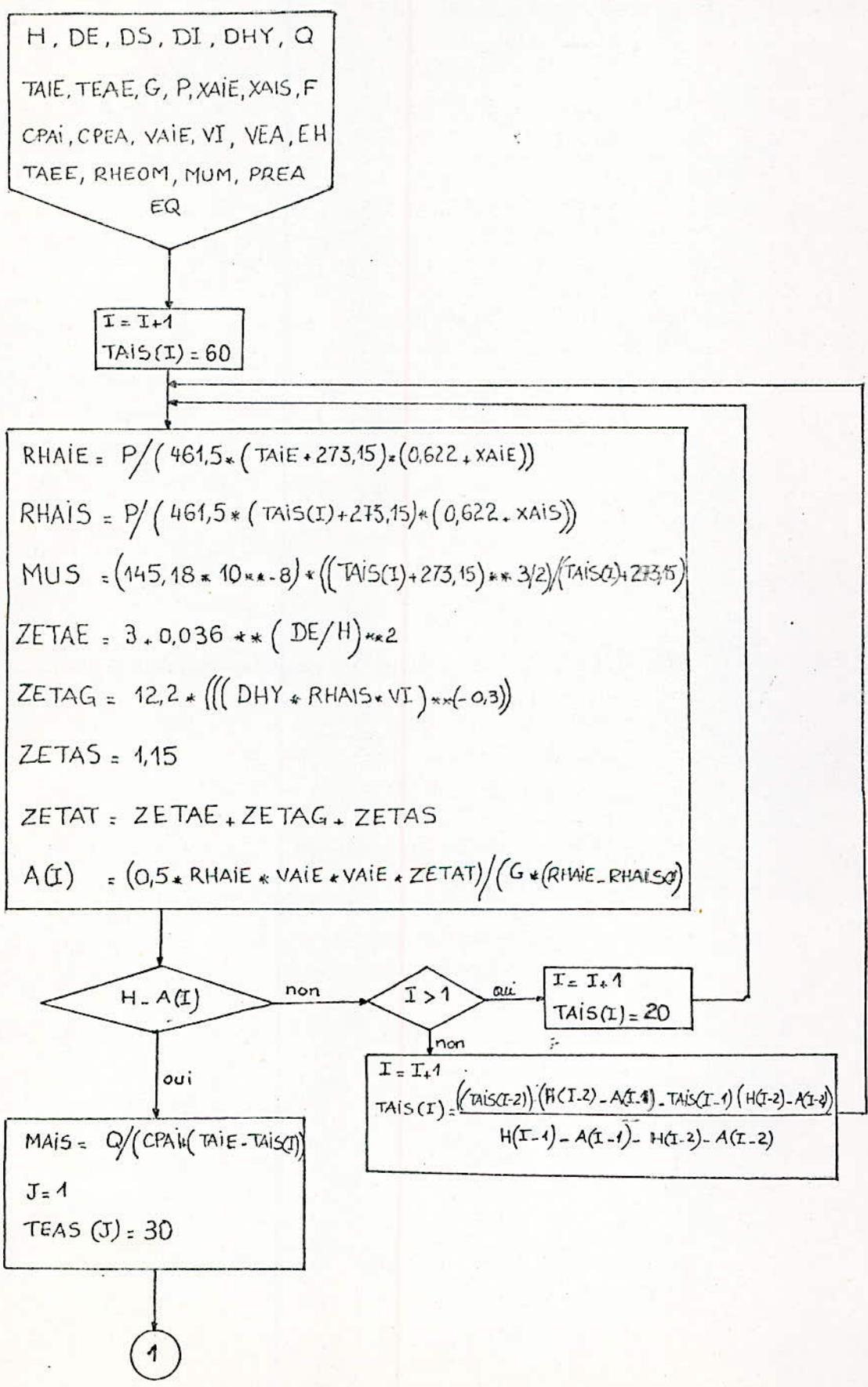
Le mélange de l'acide chlorhydrique et l'ammoniac produit un nuage de fumées qui sont colorées par de la craie broyée, préalablement introduite dans le cylindre.

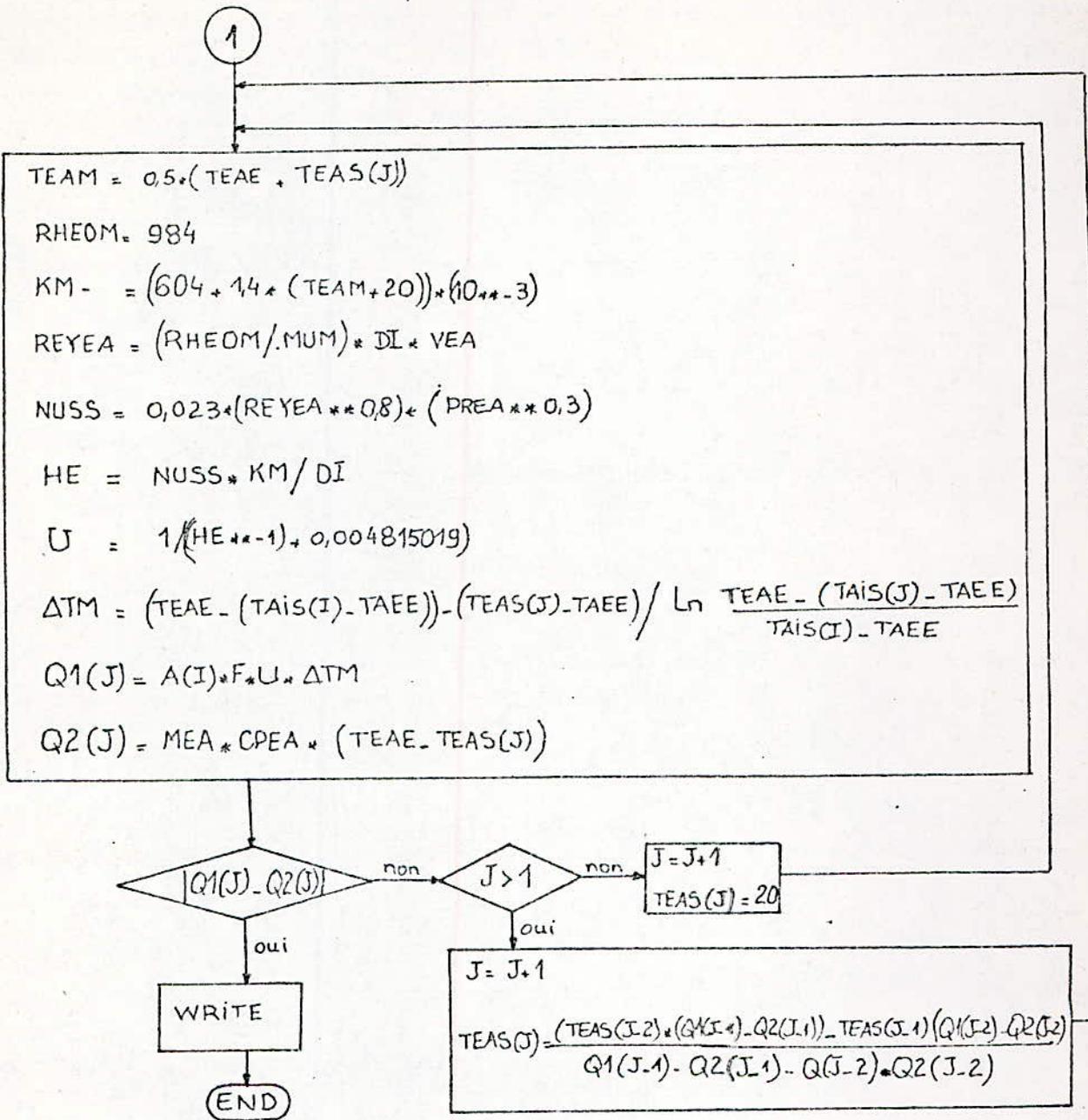
L'air comprimé accélère la réaction chimique et les fumées sont évacuées par des orifices usinés sur la circonférence de l'éjecteur.



Malheureusement, par manque de temps et de moyens, nous n'avons pas pu prélever le débit d'air avant et après l'injection de fumées.

ORGANIGRAMME





## SYMBOLES UTILISÉS:

- H : hauteur de la tour
- DE : Diamètre —//— au sol.
- DS : Diamètre de sortie
- DHY : Diamètre hydraulique
- DI : Diamètre intérieur des tubes de l'échangeur
- TAIE: Température d'entrée d'air
- TAIS: —//— de sortie —//—
- TEAE: Température d'entrée d'eau.
- TEAS: —//— de sortie —//—
- XAIE: Humidité relative
- CPAI: chaleur spécifique de l'air
- CPEA: —//— de l'eau
- MAIS: Débit d'air sec
- MEA : —//— d'eau
- RHAIE: Densité de l'air à l'entrée
- P : Pression atmosphérique.
- ZETAIE: Perte de charge à l'entrée
- ZETAG: —//— dans l'échangeur
- ZETAS: —//— à la sortie
- VAIE: Vitesse de l'air à l'entrée
- VEA : —//— de l'eau
- VI : —//— de l'écoulement central
- MUS : Viscosité dynamique moyenne
- REYEA: Nombre de REYNOLDS pour l'eau.
- NUE : Nombre de NUSSELT —//—
- HE : Coefficient d'échange de chaleur
- G : Constante universelle de la gravitation.

## CONCLUSION :

Pour une meilleure approche du problème, il aurait été souhaitable de travailler avec un ordinateur et établir un programme qui calculerait tous les paramètres avec une plus grande précision.

Cela étant, il serait intéressant d'étudier plus en détail le mécanisme de diffusion des deux gaz et d'établir le profil de vitesse résultant.

L'optimisation de certains paramètres des gaz d'échappement tels que : la température de sortie, la vitesse des déjections, la position des injecteurs par rapport au sol est déterminante pour le calcul du débit d'air engendré.

---

## BIBLIOGRAPHIE

- (1) - Mr. KAYS - London : Compact heat Exchanger
  - (2) - Mr. LECHE : Thèse de Doctorat  
"Contribution à l'Etude des Tours  
Sèches à Tirage Naturel".
  - (3) - Mr. AIT ALI : Cours de thermique
  - (4) - Mr. DREITH : Transmission de chaleur et  
thermodynamique
  - (5) - Mr. MAC-ADAMS : Transmission de chaleur.
-

