

28/83

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. H. B.

Alex

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MÉCANIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 PROJET DE FIN D'ÉTUDES
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

TOUR DE REFROIDISSEMENT SECHÉ
 ÉTUDE PRÉLIMINAIRE

Proposé et suivi par :
Mr AIT ALI

Étudié par :
INDALANA Anicet Joseph

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 PROJET DE FIN D'ÉTUDES
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

JANVIER 1983

REMERCIEMENTS

Je tiens à transmettre mes sincères remerciements à Monsieur AIT ALI, Directeur des Etudes de l'Ecole Nationale Polytechnique pour ses multiples et précieux conseils qui ont permis la réalisation de ce projet.

INDALANA Anicet Joseph

RESUME

Cette étude préliminaire de dimensionnement d'une tour de refroidissement sèche pour une centrale à vapeur de 400 MW_e conduit à des hauteurs gigantesques, pratiquement irréalisables aussi bien en tirage forcé qu'en tirage naturel.

Les conditions d'été avec une température ambiante de 32°C conduisent à une hauteur de 713 m en tirage forcé (malgré une ventilation de 80 MW_e) et 1924 m en tirage naturel. La surface effective de l'échangeur est de 2.800.000 m² et 2.240.000 respectivement, le diamètre de jupe de 98 m pour les deux cas, et la hauteur de jupe de 44 m pour le premier et 35 m pour le second.

Les conditions extrêmes d'hiver avec une température de 5°C conduisent à une hauteur de 348 et 1272 m respectivement pour le tirage forcé et le tirage naturel.

La vitesse maximum de la veine d'air prise égale à 10 m/s sur des tubes ailetés conduit à un coefficient d'échange global de 96 W/m²°C et aux surfaces d'échange données plus haut dont 37% représentent la contribution des tubes. Des surfaces plus efficaces permettraient de réduire la surface d'échange par un facteur de 2 à 3, donc de réduire le diamètre et la hauteur de jupe considérablement. Mais la cause principale demeure l'écart moyen logarithmique qui est trop bas pour un cycle à vapeur. C'est ainsi que la température de l'air à la sortie de l'échangeur n'est pas suffisamment élevée par rapport à l'ambiante, 12°C en été et 15°C en hiver, pour produire un tirage suffisant donc réduire la hauteur de la tour.

Ces résultats démontrent qu'il faut considérer l'ensemble centrale plus tour de refroidissement pour un choix judicieux des paramètres du cycle thermodynamique et des dimensions de la tour de refroidissement.

TABLES DES MATIERES

1_ INTRODUCTION	1
1.1_ Rappels thermodynamiques	1
1.2_ Caracteristiques d'un cycle de Rankine	1
1.3_ Différents types de sources de refroidissement	4
1.4_ Tours de refroidissement	6
1.5_ Objectif de l'étude	10
2_ DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR. TIRAGE ARTIFICIEL	12
2.1_ Hypothèses de calcul	12
2.2_ Calcul de la surface d'échange	17
2.3_ Diamètre de la jupe	23
2.4_ Puissance du ventilateur	24
2.5_ Hauteur de la tour	26
2.6_ Section et diamètre de sortie	28
2.7_ Conclusion	28
3_ DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR. TIRAGE NATUREL	30
3.1_ Calcul de la surface d'échange	30
3.2_ Diamètre de la jupe	30
3.3_ Hauteur de la tour	31
3.4_ Section et diamètre de sortie	31
3.5_ Conclusion	33
4_ PERFORMANCE DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT EN HIVER ET COMPARAISON DES DEUX TIRAGES	34
4.1_ Tirage artificiel	34
4.2_ Tirage naturel	35
4.3_ Comparaison	35
4.4_ Conclusion	38
5_ CONCLUSIONS	39
6_ APPENDICES	41

Appendice A	41
Appendice B	42
Appendice C	45
Appendice D	48
Appendice E	50
Appendice F	54
Appendice G	56
Appendice H	57
Appendice I	58
Appendice J	59

TABLE DES FIGURES

1.1 - Diagramme T-S du cycle de Carnot	2
1.2 - Diagramme T-S du cycle de Rankine simple	2
1.3 - Schéma de refroidissement condenseur eau - eau de mer	5
1.4 - schéma de la tour humide	7
1.5 - Aérocondensation directe	9
1.6 - Aérocondensation indirecte	9
2.1 - Schéma de l'installation	14
2.2 - Diagramme T-S de la vapeur	15
2.3 - Schéma de l'installation avec le refroidissement par aérocondensation indirecte	18
2.4 - Distribution de température dans un échangeur à contre-courant pur	19
2.5 - Variations du débit d'air m en fonction de la différence $S = T_e - t_s$ pour chaque saison	21
2.6 - Variations de la surface d'échange A en fonction de S pour chaque saison	22
2.7 - Schéma de la tour - circulation de l'air	25
2.8 - Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du ventilateur	27
3.1 - Schéma de la tour - circulation de l'air	32
E.1 - Dimensions du ventilateur	52

TABLE DES TABLEAUX

2.1 - Différents états de la vapeur.....	16
4.1 (a) Dimensions des tours en été.....	36
4.1 (b) Dimensions des tours en hiver.....	36
4.2 Caractéristiques des tours.....	37
(a) en été	
(b) en hiver	

SYMBOLES ET ABREVIATIONS

A	surface d'échange thermique totale
A_e	surface d'échange par unité de longueur
A_p	surface primaire
A_{ail}	surface des ailettes
b	défini par $b = (r_e' - r_i')$
C_p	chaleur spécifique à pression constante
D_s	diamètre de la jupe
D_3	diamètre de sortie de la tour
d_e, d_i	diamètres extérieur et intérieur des tubes
d_e', d_i'	diamètres extérieur et intérieur des ailettes
e	épaisseur de tubes
e'	épaisseur des ailettes
F	facteur de correction de la DTLM
G	vitesse massique de l'air
g	accélération de la pesanteur
h	coefficient de transfert thermique par convection
H	Travail accompli par le ventilateur
i	enthalpie
k	définie par $k = \left[\frac{h_a}{r_A \frac{g'}{2}} \right]^{1/2}$
L	longueur totale des tubes
L_1	longueur d'un tube
\dot{M}_v	débit massique de la vapeur
\dot{M}	débit massique de l'eau
\dot{m}	débit massique de l'air
\dot{m}'	débit d'eau évaporée
\bar{m}	débit d'air sec
N_e	puissance électrique
N_v	puissance du ventilateur

n	vitesse de rotation du ventilateur
n_t	nombre total de tubes
n_r	nombre de tubes par rangée
P	pression
\dot{q}_c	flux de chaleur
R	nombre de rangées de tubes
R_s	résistance d'encrassement
Re	nombre de Reynolds
S_i	section de passage à l'intérieur des tubes
S_a	section de passage à l'extérieur des tubes
S_3	section de sortie de la tour
s_v	section de passage offerte par le ventilateur
T_e, T_s	températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur
t_e, t_s	températures de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur
U	coefficient de transfert global
u	vitesse tangentielle du ventilateur
v_e	vitesse de l'eau dans les tubes
v_a	vitesse de l'air
w_p	travail des pompes
w_T	travail des turbines
w_e	travail effectif
w_{net}	travail net
w_{tot}	travail total
w	vitesse relative de l'air par rapport au ventilateur
x	titre de la vapeur
y	humidité absolue de l'air
Y	humidité relative de l'air
Z_D	défini par la figure 2.7
Z_s	hauteur de la jupe

- ΔP_E perte de pression dans l'échangeur
 ΔP_V élévation de pression fournie par le ventilateur
 $DTLM$ différence de température logarithmique moyenne
 (ΔP_m)

LETTRES GRECQUES

- β angle compris entre les vitesses u et w
 γ taux de vapeur soutirée
 ϵ efficacité des ailettes
 S définie par $S = T_e - t_s$
 η_s rendement isentropique
 η_p rendement de pompe
 η_T rendement de turbine
 η_V rendement du ventilateur
 ρ_e masse volumique de l'eau
 ρ_a, ρ_i masse volumique de l'air
 λ_A conductivité thermique du matériau de tubes
 $\lambda_{e,a}$ conductivité thermique de l'eau ou de l'air
 μ viscosité dynamique
 ν viscosité cinématique

Les indices e et a se rapportent respectivement à l'eau et à l'air.

1. INTRODUCTION

1.1. Rappels thermodynamiques

Les centrales thermiques fonctionnent suivant un cycle thermodynamique à deux sources de chaleur, le cycle à une source étant irréalisable pour la production d'un travail.

Considérons un cycle de Carnot représenté sur la figure 1.1.

Le rendement d'un tel cycle est : $\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$

En remplaçant q_1 la quantité de chaleur fournie par la source chaude et q_2 celle cédée à la source froide par leur valeur

$$q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$$

$$q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$$

on obtient : $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ (1.1)

Cette expression du rendement montre qu'il dépend uniquement de la température des sources de chaleur entre lesquelles fonctionne le cycle. [1]

Le cycle de Carnot étant un cycle idéal réversible, sa réalisation est impossible. Il sert plutôt d'étalon contre lequel on compare les cycles actuels. Les cycles réels par contre, sont irréversibles et leurs rendements sont inférieurs au rendement du cycle de Carnot. Pour augmenter le rendement des cycles réels, il faudrait donc augmenter la température de la source chaude et diminuer celle de la source froide.

Pratiquement on ne peut augmenter indéfiniment la température de la source chaude car la résistance des matériaux des aubages de turbine impose une limite qui ne peut être dépassée. Pour diminuer la température de la source froide, on utilise un condenseur dans lequel règne un vide relativement important ; l'étanchéité du condenseur et la température de la source froide constituent des obstacles limites.

1.2. Caractéristiques du cycle de Rankine

Le cycle de base des machines à vapeur est le cycle de Rankine représenté sur la figure 1.2 ; celui-ci ne peut qu'approcher le cycle

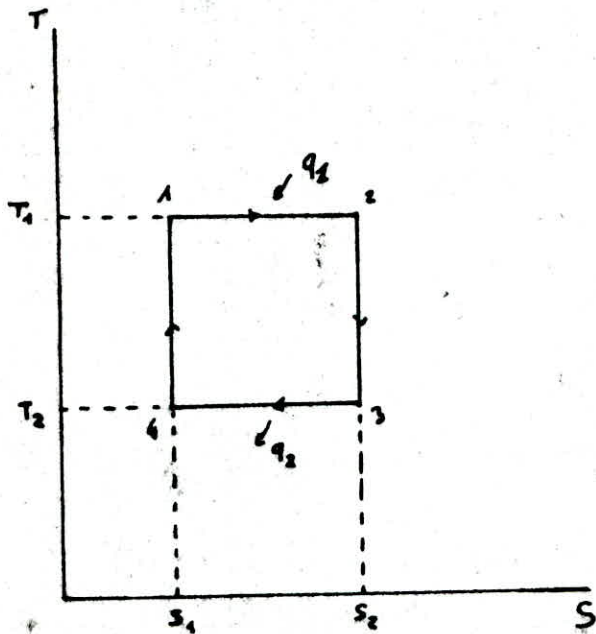


Fig 1.1 : Diagramme T-S du cycle de CARNOT

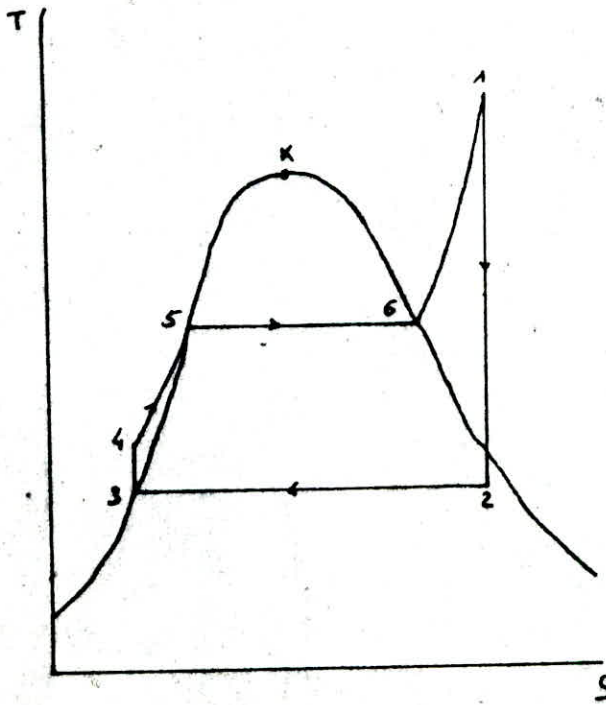


Fig 1.2 : Diagramme T-S du cycle de RANKINE simple

théorique de Carnot. Toutefois le principe est le même.

Le rendement d'un cycle actuel peut être exprimé par la relation suivante :

$$\eta_a = \eta_{\text{Carnot}} \times \eta_{\text{énergétique}} \quad (1.2)$$

Le rendement énergétique caractérise l'efficacité d'utilisation de l'énergie consommée pour obtenir un travail électrique ou mécanique. Il englobe toutes les pertes thermodynamiques des processus réels mis en jeu dans la réalisation du cycle thermique obtenu. Les valeurs typiques du rendement actuel des centrales thermiques modernes approchent les 40% pour un rendement de Carnot d'environ 75%. Le rendement énergétique correspondant se situe à 53%.

Comme on le voit sur la figure 1.2, le cycle de Rankine est un cycle à changement de phase du fluide moteur. Ce fluide est en général de l'eau car elle est abondante dans la nature et son coût est insignifiant. De plus, l'eau ainsi que sa vapeur possèdent des propriétés thermodynamiques avantageuses.

Dans les centrales thermiques, l'eau se trouve successivement vaporisée puis condensée après avoir accompli une détente dans les machines ; elle retourne à la chaudière pour y être à nouveau vaporisée. Elle décrit donc un cycle.

Une autre caractéristique du cycle de Rankine est la surchauffe de la vapeur. Après la surchauffe la vapeur sèche se détend dans les étages de la turbine. Pour extraire de la vapeur un travail aussi grand que possible, il faut que la pression de la vapeur soit aussi faible que possible à la sortie de la turbine. Dans ce but, la vapeur sortant de la turbine est envoyée dans le condenseur dans lequel on maintient une pression inférieure à la pression atmosphérique. À l'aide d'une circulation de fluide extérieur, on enlève à la vapeur la chaleur latente de vaporisation. La vapeur se condense à pression et à température constante. [2]

Le refroidissement de la vapeur est un problème fondamental des installations thermiques à vapeur. C'est dans le but d'augmenter le rendement thermique du cycle qu'on refroidit la vapeur sortant de la turbine.

1.3 - Différents types de sources de refroidissement

Il existe plusieurs types de sources de refroidissement :

a) Le refroidissement naturel

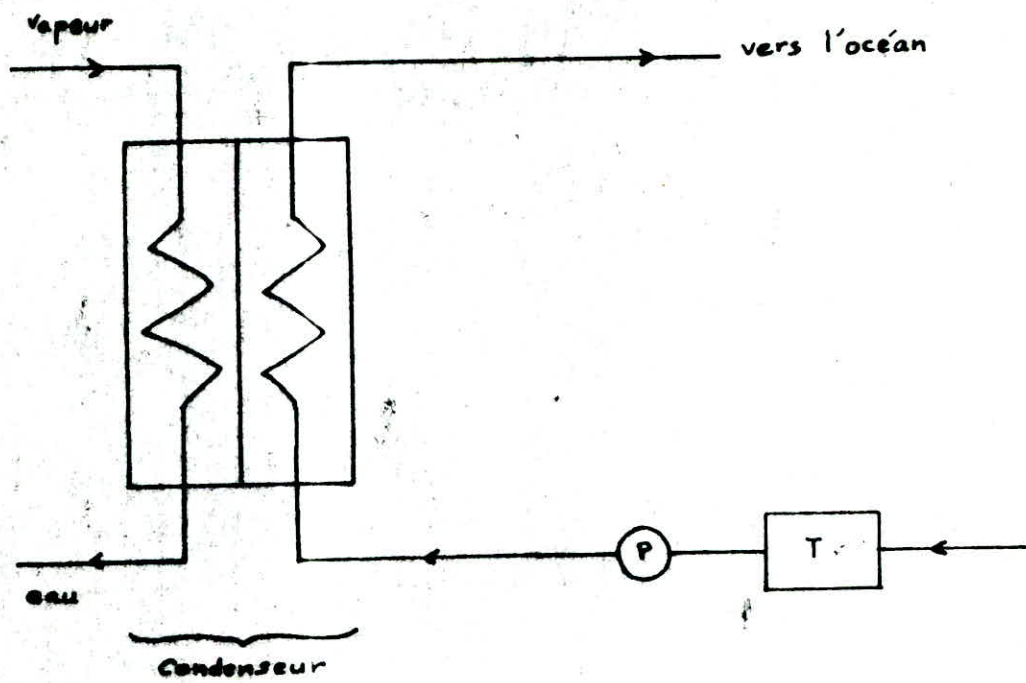
• Refroidissement par l'océan (fig. 1.3)

Le principe est le suivant : l'eau de mer de refroidissement est puisée dans l'océan ; elle passe dans un élément pour y être traitée afin d'éliminer les micro-organismes, les substances solides et les corps susceptibles de se déposer sur les tubes de l'échangeur. Une pompe refoule l'eau traitée vers le condenseur d'où elle sort à une température supérieure avant d'être rejetée vers la mer.

L'avantage essentiel de ce type de refroidissement est l'abondance de l'eau de mer à une température relativement basse et constante. Par contre le traitement est coûteux et les problèmes de corrosion induits très sévères. Ces derniers imposent l'utilisation de matériaux spéciaux résistant à la corrosion dans les pompes, éléments de condenseur et autres conduites.

• Refroidissement par l'eau de rivières et lacs

Le principe et le schéma de fonctionnement sont les mêmes que ceux du refroidissement par eau de mer. Les avantages sont les mêmes mais l'eau douce est moins corrosive que l'eau de mer. En plus du traitement, il faut éliminer la boue qui accompagne le fluide lors de son pompage pour qu'elle ne se dépose pas sur les tubes de l'échangeur. Bien entendu l'eau de cycle et celle de refroidissement



P - pompe

T - poste de traitement d'eau.

Fig 1.3 : Condenseur eau - eau de mer

sont séparées. L'eau de cycle subit un traitement spécial et coûteux contre la corrosion et les gaz en solution.

Le refroidissement naturel convient aux centrales ou installations situées à proximité des réserves naturelles d'eau importantes.

b) Refroidissement artificiel

Si de telles réserves d'eau n'existent pas dans le voisinage d'une installation à vapeur, on est obligé de refroidir la vapeur partiellement ou totalement. [3]

Un fluide intermédiaire refroidit la vapeur avant d'être refroidi à son tour par l'air atmosphérique. Ce type de refroidissement est quelquefois appelé refroidissement à circuit fermé si le fluide intermédiaire décrit un parcours fermé sans entrer en contact avec la vapeur ou avec l'air.

1.4. Tours de refroidissement

Les tours de refroidissement à air ne sont utilisées aussi souvent que les tours humides parce qu'elles nécessitent un plus gros investissement. Il existe trois types de tours de refroidissement :

- la tour de refroidissement humide
- la tour de refroidissement sèche
- la tour de refroidissement mixte

a) La tour de refroidissement humide

C'est une installation d'échange de chaleur dans laquelle l'eau à refroidir s'écoule par gravité en contact avec l'air atmosphérique ascendant. L'eau de refroidissement évolue en circuit fermé mais du fait du contact avec l'air, une partie importante s'évapore. Cette évaporation nécessite un appoint pour compenser l'eau évaporée (fig 1.4). La transmission de chaleur se fait donc par convection et avec échange de matière, le rayonnement est négligeable.

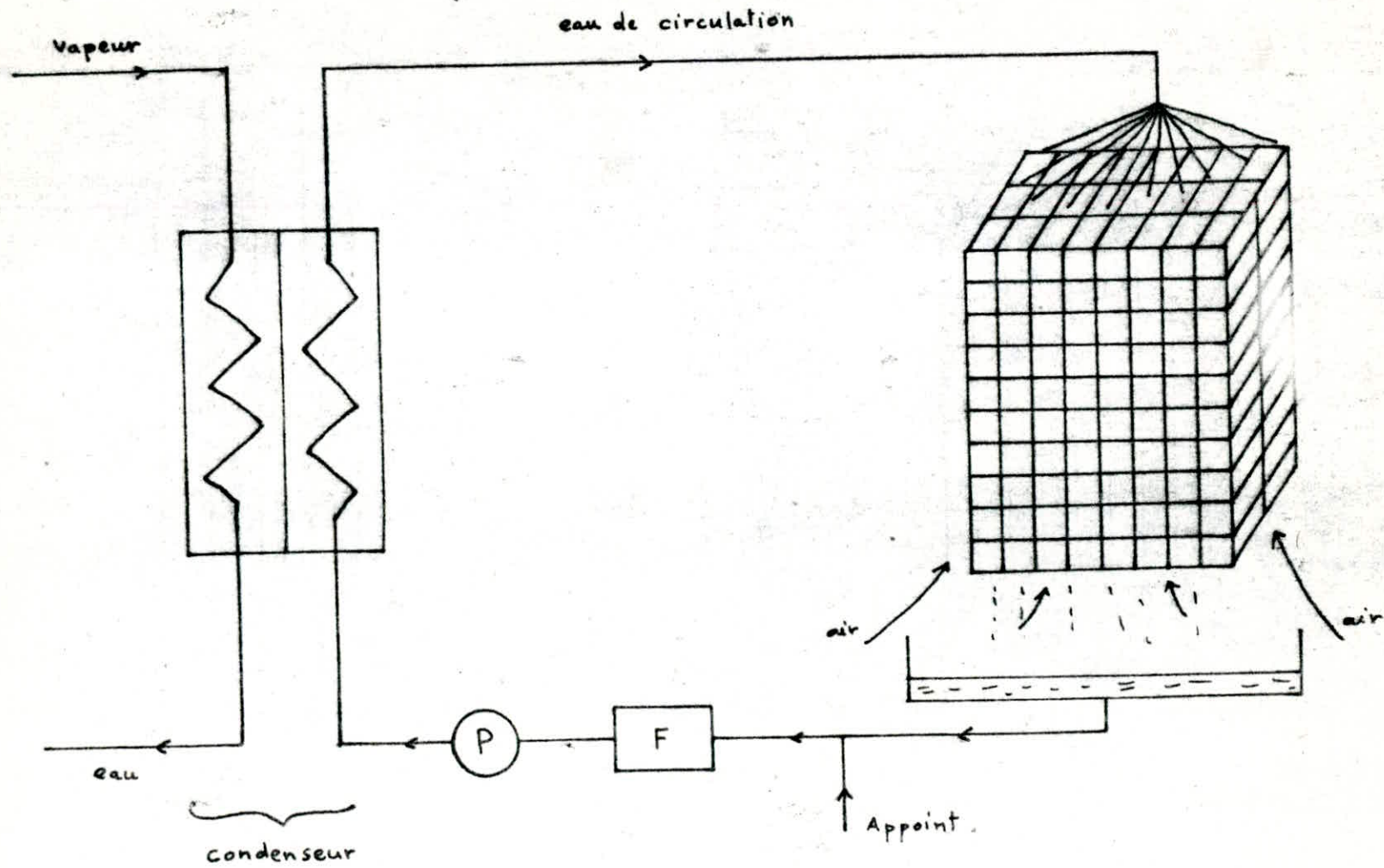


Fig 1.4: Schéma de refroidissement par tour humide

L'eau après son passage dans les éléments de l'échangeur est filtrée des particules qu'elle a pu charrier de par son contact avec l'air avant d'être refoulée dans le condenseur. L'inconvénient majeur du refroidissement par tour humide est la compensation de l'eau dont l'appoint peut dépasser les ressources disponibles.

Un exemple de calcul d'eau d'appoint montre que les pertes par évaporation au contact de l'air sec sont de l'ordre de 1% par heure (voir le calcul dans l'appendice A)

b) Tour de refroidissement sèche

Dans certains cas, la pénurie d'eau d'appoint est telle qu'il faut envisager le refroidissement de l'eau dans un circuit fermé refroidie à l'air. [3]

Il existe deux types de tours de refroidissement sèches (on dit aussi aérocondensation) :

- l'aérocondensation directe
- l'aérocondensation indirecte

Le principe de l'aérocondensation directe (fig 1.5) est le suivant : la vapeur est directement condensée dans des batteries de tubes ailetés placés dans la tour, l'eau de refroidissement est inutile. Ce refroidissement présente l'avantage de la simplicité et l'absence de toute énergie de pompage d'eau de circulation. Par contre le procédé nécessite un collecteur de vapeur de grand diamètre et de grande longueur. D'autre part les éléments d'échange sont placés sous vide, ce qui rend assez délicate toute détection d'éventuelles fuites d'air. [3]

L'aérocondensation indirecte (fig 1.6) consiste à utiliser un fluide intermédiaire (eau de circulation) qui est refroidi dans les batteries d'échange à surfaces ailetées. L'aérocondensation indirecte diminue considérablement le diamètre du collecteur

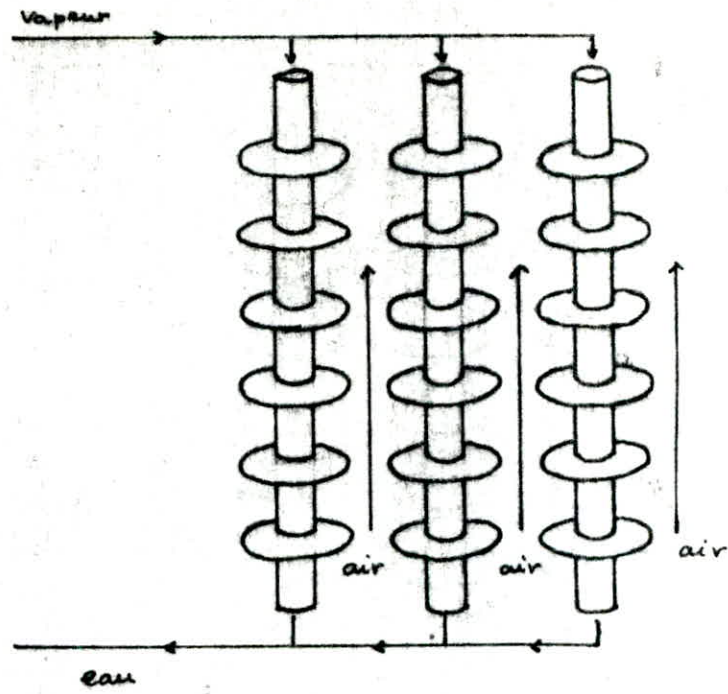


Fig. 1.5 : Aérocondensation directe

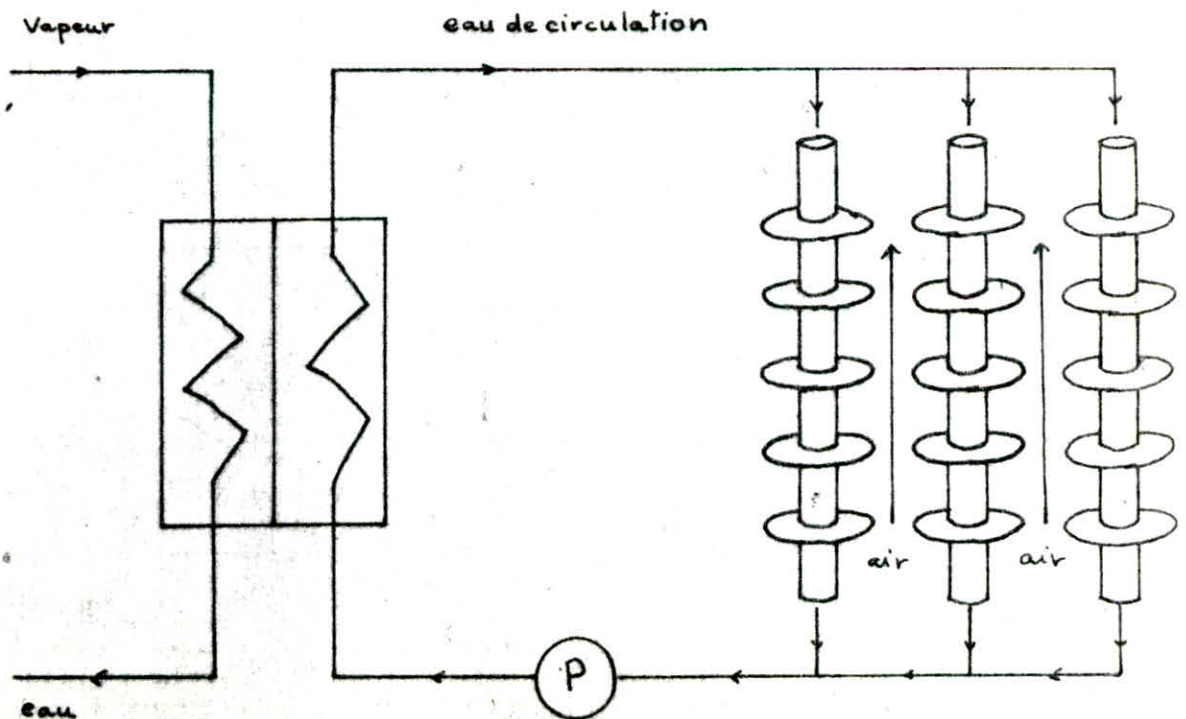


Fig. 1.6 : Aérocondensation indirecte

d'eau de refroidissement. Par contre elle entraîne la construction d'un condenseur par mélange et l'utilisation de surfaces ailetées plus importantes que dans le cas de l'aérocondensation directe. [3]

c) Tour de refroidissement mixte

Les échangeurs à air étant de surface considérable, on utilise parfois le refroidissement mixte. C'est une tour où le refroidissement de l'eau se fait par contact avec l'air et à la fois sans contact c'est à dire qu'une partie de l'eau entre en contact avec l'air.

Dans les tours de refroidissement sèches, les pertes en eau sont très faibles que l'on peut les négliger; il n'y a donc pas d'eau d'appoint.

L'aérocondensation de vapeur est envisagée dans les pays où l'absence d'eau d'appoint se fait sentir. [3]

1.5. Objectif de l'étude.

Le but de cette étude est de dimensionner une tour de refroidissement sèche dans le cas d'une aérocondensation indirecte. Le condenseur est un condenseur par mélange et l'eau de circulation passe dans les batteries de tubes ailetés situées à la base de la tour sous la pression atmosphérique. On prendra l'exemple d'une centrale nucléaire produisant une puissance électrique de 400 MWe.

On va donc dimensionner la tour suivant le mode de tirage de l'air. Le second chapitre sera consacré au calcul de la tour munie d'un ventilateur c'est à dire que le tirage est artificiel. Le chapitre suivant pour le dimensionnement de la tour à tirage naturel.

Comme la température de l'air ambiant n'est pas constante durant l'année, on cherchera les performances des tours dimensionnées pendant la saison froide. Puis on comparera les dimensions des deux tours obtenues car la présence du ventilateur va modifier surtout la hauteur de la tour.

Enfin le chapitre sera consacré aux conclusions générales et éventuellement quelques recommandations pour la continuation de l'étude.

Tous les détails de calcul sont donnés dans les appendices.

2. DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR - TIRAGE ARTIFICIEL

2.1. Hypothèses de calcul

Comme on a vu dans le chapitre 1 paragraphe 1.5, on prend l'exemple d'une centrale nucléaire.

Puissance électrique $N_e = 400 \text{ MWe}$

Puissance des auxiliaires : $0,2 N_e$

Rendements

Turbinés		Alternateurs	Pompes	Ventilateur
η_s	η_T	η_{AIT}	η_p	η_v
0,8	0,8	0,97	0,6	0,75

Paramètres des fluides

	$\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$C_p \text{ [Kcal/kg}^\circ\text{C]}$	$V \text{ [m/s]}$	$R_s \text{ m}^\circ\text{C/w}$
eau	1000	1	2,2	$2 \cdot 10^{-4}$
air	-	0,24	10	$4 \cdot 10^{-4}$

Température de l'eau à l'entrée du condenseur

$$T = 38^\circ\text{C}$$

Températures de l'air ambiant

Hiver 5°C

Printemps 20°C

Eté 35°C

Echangeur air/eau

Tubes en aluminium disposés en quinconce

conductivité thermique $\lambda_A = 203 \text{ w/m}^\circ\text{C}$

$$d_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$d_i = 18,9 \text{ mm}$$

$$e' = 0,5 \text{ mm}$$

$$d'_e = 63,5 \text{ mm}$$

$$d'_i = d_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$\text{pas triangulaire } p = 63,5 \text{ mm}$$

Pression atmosphérique

$$P_0 = 101325 \text{ N/m}^2$$

Accélération de la pesanteur

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Sur la figure 2.1 est représenté le schéma de l'installation.
Détermination des coefficients d'échange thermique (Appendice B)

Pour l'écoulement de l'air à travers une batterie de tubes disposés en quinconce dont le nombre excède 10, la corrélation de Grimson suggère que le nombre de Nusselt donné par la corrélation de Knudsen et Katz

$$\frac{h_{ad}}{d_f} = C \left(\frac{V_{od}}{v_f} \right)^m Pr^{1/3} \quad (2.1)$$

doit être déterminé avec les constantes $C = 0,488$ et $m = 0,562$ d'après les rapports écartements sur diamètre extérieur des tubes; l'indice f indique que les propriétés doivent être évaluées à la température du film

$$t_f = \frac{1}{2} (t_{\text{paroi}} + t_{\text{écoulement central}}) \quad (2.2)$$

La température de l'écoulement central est déterminée en sachant que la puissance électrique est de 100% de la puissance nominale pour un débit d'air minimum. Pour ce débit d'air elle est de 75% de la puissance nominale en été.

Avec le diagramme de la figure 2.2 et les valeurs du tableau 2.1, on détermine le débit d'air minimum et la température de l'écoulement central. On trouve :

$$t_f = 38^\circ\text{C}$$

$$h_a = 103,2 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Pour un écoulement développé de l'eau à l'intérieur de tubes lisses, Dittus et Boelter recommandent la corrélation

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^m \quad (2.3)$$

$$\text{où } m = \begin{cases} 0,4 & \text{pour un échauffement} \\ 0,3 & \text{pour un refroidissement} \end{cases}$$

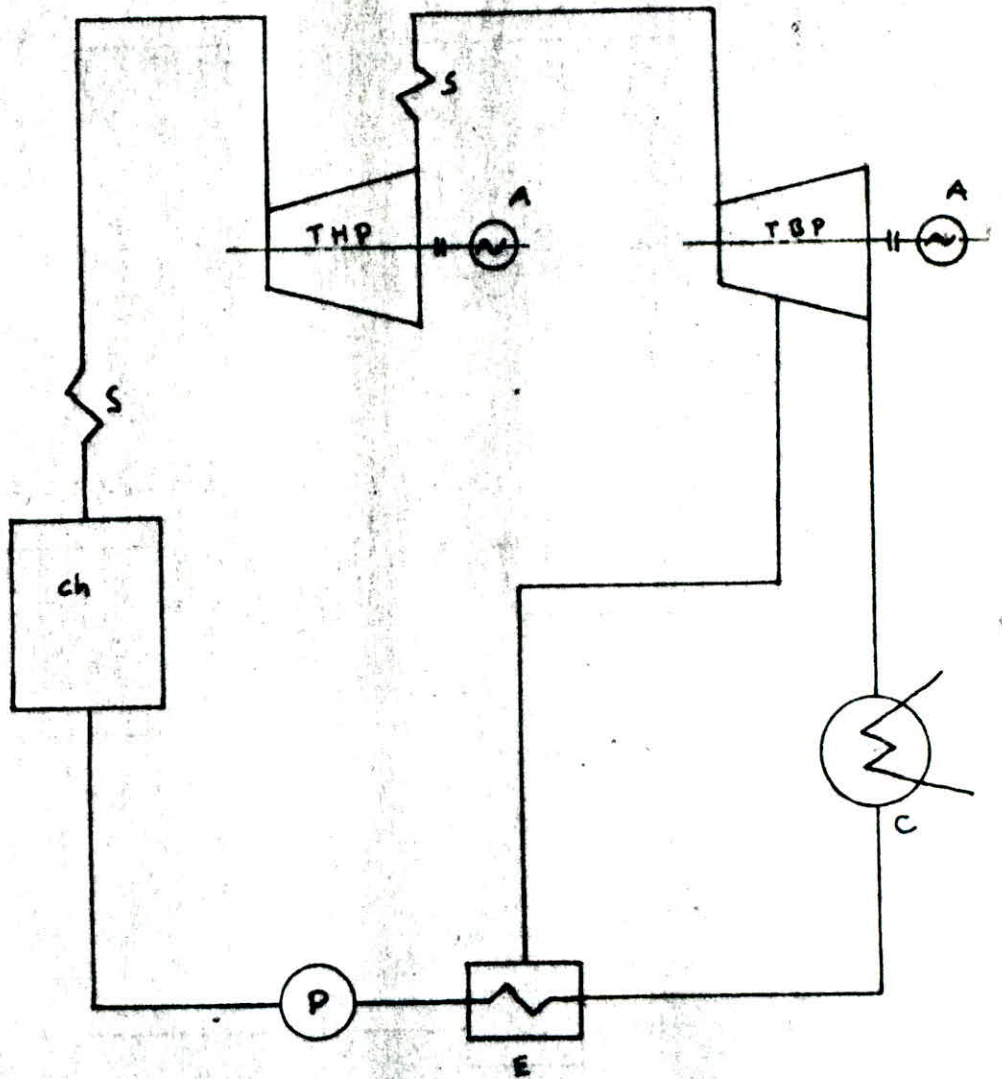


Fig 2.1 Schéma de l'installation

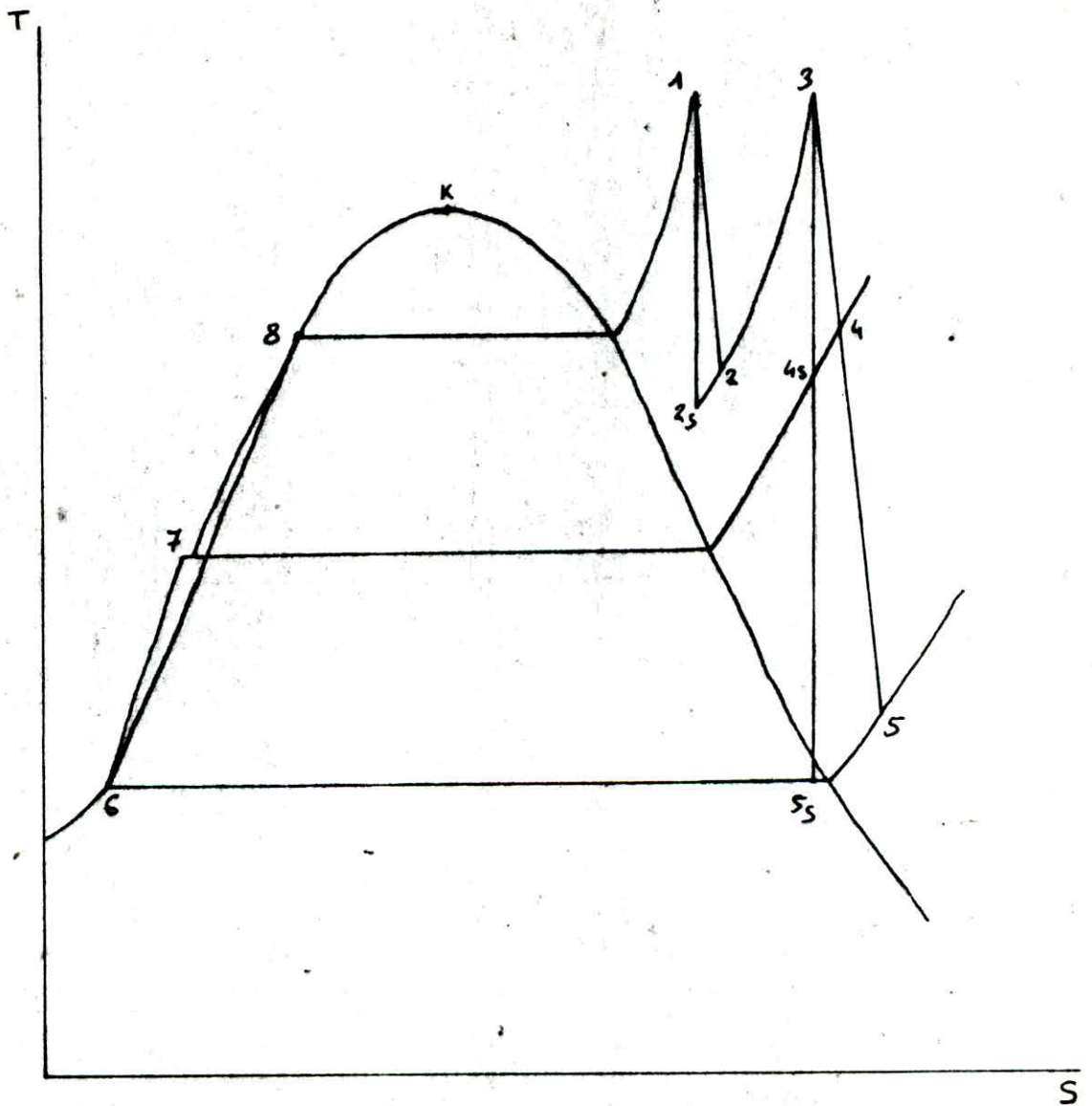


Fig. 2.2. Diagramme T-S de la vapeur.

Etat°	Température °C	Pression bars	Enthalpie Kcal/kg	Entropie Kcal/kg°C	Volume massique m ³ /kg	Titre =kg/kg vap	Débit kg/kg
1	600	40	878	1,762		-	1
2s	360	9	760	1,762		-	1
2	440	9	784	1,782		-	1
3	600	9	883	1,925		-	1
4s	498	5	830	1,925		-	1
4	516	5	841	1,942		-	1
5s	49	0,12	618	1,925		1	0,868
5	161	0,12	671	2,07		-	0,868
6	49	0,12	49	-	0,001011	0	0,868
7	151,1	5	152,3	-	0,001089	0	1
8	249,2	40	257,2	-	0,00125	0	1

Tableau 2.1 : Différents états de la vapeur

On détermine les propriétés de l'eau sont déterminées à la température moyenne

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2} = 44^\circ \text{C}$$

Dans notre cas $n = 0,3$ et le coefficient d'échange par convection est :

$$h_e = 8555,88 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Avec ces deux coefficients d'échange on peut déterminer le coefficient d'échange global en tenant compte des résistances d'encrassement R_s .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + R_{se} + R_{sa}} \quad (2.4)$$

$$U = 96 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Cette valeur du coefficient d'échange global nous permettra de déterminer la surface d'échange totale.

2.2 - Calcul de la surface d'échange (Appendice C)

La surface d'échange dépend surtout de la chaleur à dissiper. En négligeant les pertes calorifiques entre le condenseur et l'échangeur de chaleur situé dans la tour, la température de l'eau à l'entrée du condenseur est égale à la température à la sortie de la tour. On a donc une aérocondensation indirecte comme celle indiquée sur la figure 2.3.

La chaleur à dissiper étant

$$\dot{q}_c = \dot{M}_v (i_s - i'_s) \quad (2.5)$$

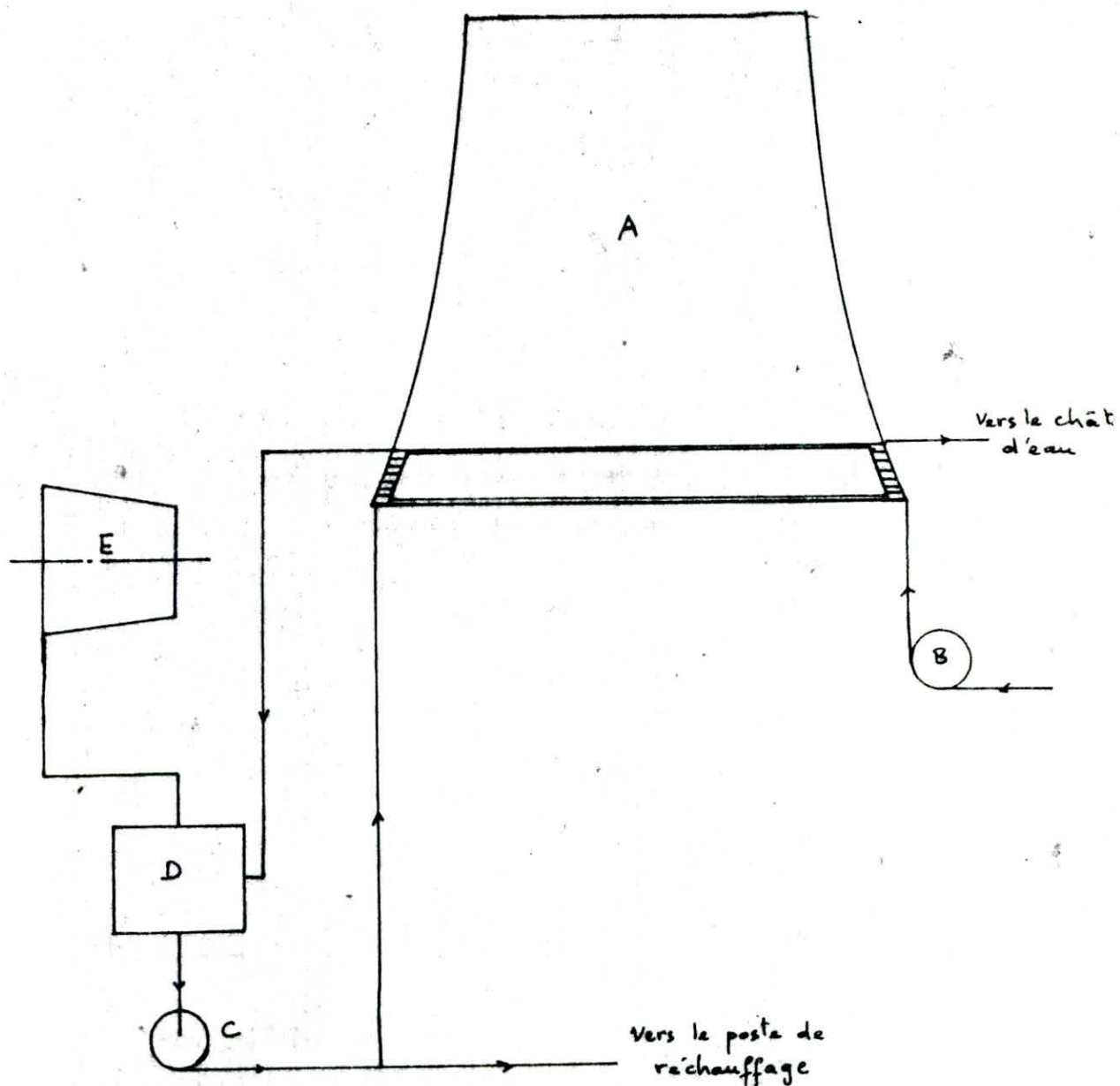
$$\dot{q}_c = 1136890,8 \text{ Kw}$$

Pour une première approximation, considérons un échangeur à contre-courant pur dont la distribution de température est représentée sur la figure 2.4.

D'après le bilan d'énergie

$$\dot{q}_c = \dot{M} c_{pe} (T_a - T_s) = \dot{m} c_{pa} (t_s - t_e) \quad (2.6)$$

l'équation (2.6) ci-dessus n'est vérifiée que si le débit d'air \dot{m} et les températures t_s et t_e sont constantes. On sait que



- A - aérorefrigérant
- B - pompe du château d'eau
- C - pompe d'extraction
- D - Condenseur par mélange
- E - groupe turboalternateur

Fig 2.3 : Aérocondensation indirecte ou système Hellen.

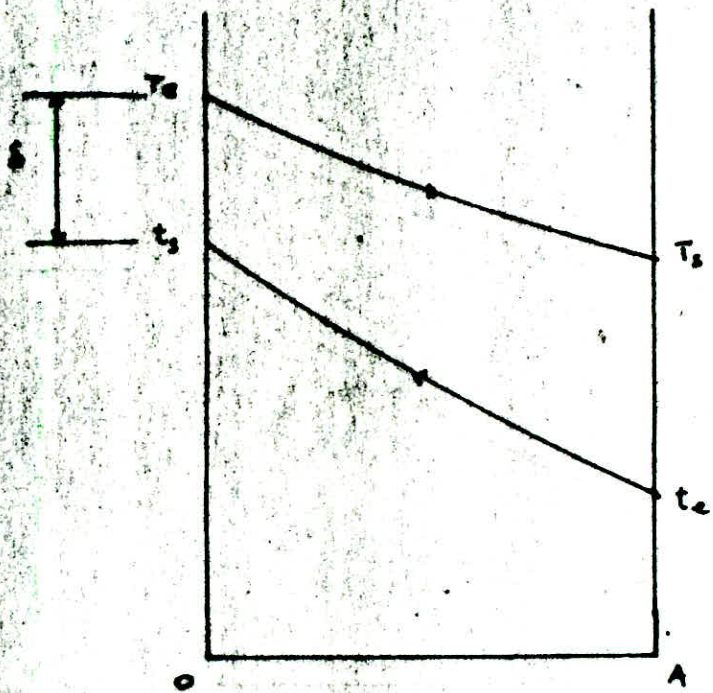


Fig. 4 Distribution de température dans un échangeur à contre-courant pur.

durant l'année la température varie donc le débit d'air variera aussi. La variation du débit d'air \dot{m} est représentée sur la figure 2.5 en fonction de $\delta = T_e - t_s$ définie sur la figure 2.4.

On remarque sur la figure 2.5 que le débit d'air \dot{m} augmente lorsque la différence $\delta = T_e - t_s$ augmente; l'équation donnant ce débit d'air étant

$$\dot{m} = \frac{\dot{M} c_{pe} (T_e - T_s)}{c_{pa} (t_s - t_e)} \quad (2.7)$$

$$\text{or } \delta = T_e - t_s \quad (2.8)$$

$$\text{d'où } t_s = T_e - \delta \quad (2.9)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{M} c_{pe} (T_e - T_s)}{c_{pa} (T_e - \delta - t_e)} \quad (2.10)$$

La surface d'échange, pour un échangeur à contre-courant pur est donnée par

$$\dot{q}_c = U A \Delta \theta_m \quad (2.11)$$

$$A = \frac{\dot{q}_c}{U \Delta \theta_m} \quad (2.12)$$

$$\text{où : } \Delta \theta_m = \frac{(T_s - t_e) - (T_e - t_s)}{\ln \frac{T_s - t_e}{T_e - t_s}} \quad (2.13)$$

La surface A donnée par l'équation 2.12 varie aussi en fonction de la différence δ ; cette variation est représentée sur la figure 2.6.

Sur cette figure, la surface A diminue lorsque $\delta = T_e - t_s$ augmente.

On a fixé $\delta = 5^\circ\text{C}$ pour les calculs bien que pour $\delta = T_e - t_s$ plus grand, on peut obtenir une surface plus petite. Le choix de δ est déterminé par la puissance des auxiliaires fixée dans le paragraphe 2.1. On a vu que les débits d'air sont faibles pour δ faible; pour satisfaire aux conditions de l'hypothèse on a préféré diminuer le débit d'air que la surface d'échange A .

En réalité, la circulation des deux fluides est croisée et dans ce cas la différence de température logarithmique moyenne est multipliée par un facteur de correction F donné par des abaques.

$$A = \frac{\dot{q}_c}{UF\Delta\theta_m} \quad (2.14)$$

Les paramètres permettant d'obtenir le facteur F sont

$$\frac{T_s - T_e}{t_e - T_e} = 0,647$$

$$\frac{t_e - t_s}{T_s - T_e} = 1,091$$

En connaissant ces deux valeurs, on lit F [8]

$$F = 0,77$$

La surface d'échange A est :

$$A = 2804013,9 \text{ m}^2$$

Cette surface est composée de la surface totale des ailettes et de la surface des tubes.

Soit A_e la surface d'échange par unité de longueur de tube

$$A_e = A_p + \varepsilon A_{ail} \quad \text{m}^2/\text{m} \quad (2.15)$$

$$\varepsilon = 0,698 \quad [5]$$

$$\text{et } A_e = 2,267 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m}$$

2.3 - Diamètre de la jupe (Appendice D)

Le diamètre de la jupe est déterminé en considérant les tubes de l'échangeur horizontaux et circulaires. Ce diamètre est donné par le rapport de longueur d'un tube par la constante π .

$$D_s = \frac{L_1}{\pi} \quad (2.16)$$

$$L_1 = 309,112 \text{ m}$$

$$D_s = 98,393 \text{ m}$$

Déterminons aussi la hauteur de la jupe. Cette hauteur est donnée par l'équation

$$Z_s = n_r \cdot p \quad (2.17)$$

où p est le pas des tubes disposés en quinconce

Connaissant n_r et p , la hauteur de la jupe est

$$Z_s = 44,132 \text{ m}$$

On détermine la perte de charge dans l'échangeur. On suppose que la pression à l'entrée de la tour est égale à la pression atmosphérique.

$$\Delta P_E = \frac{2f' G^2 R}{\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (2.18)$$

Le terme $\left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14}$ est négligé car le fluide est de l'air.

$$\Delta P_E = 932,2 \text{ N/m}^2$$

2.4 - Puissance du ventilateur (Appendice E)

La circulation de l'air est représentée sur la figure 2.7.

Pour pouvoir déterminer la puissance du ventilateur, supposons que l'entrée du ventilateur se situe à une altitude $Z_A = 52 \text{ m}$ et que la vitesse au point A soit $V_A = 48 \text{ m/s}$.

En supposant que l'air est un gaz parfait, on écrit l'équation de Saint-Venant entre le point 2 et le point A

$$\frac{V_2^2}{2} + g Z_2 = \frac{V_A^2}{2} + g Z_A + \frac{P_A - P_2}{\rho_2} \quad (2.19)$$

L'équation 2.19 permet d'évaluer la pression au point A

$$P_A = 99741,2 \text{ N/m}^2$$

De la même manière on détermine la vitesse V_2 à la sortie de l'échangeur

$$\frac{V_2^2}{2} + g Z_1 = \frac{V_2^2}{2} + g Z_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho_1} \quad (2.20)$$

$$V_2 = 41,35 \text{ m/s}$$

La valeur de V_2 portée dans l'équation 2.19 a permis de déterminer la pression P_A .

La puissance du ventilateur est donnée par l'équation

$$N_V = \frac{H \dot{m}}{\eta_V} \quad (2.21)$$

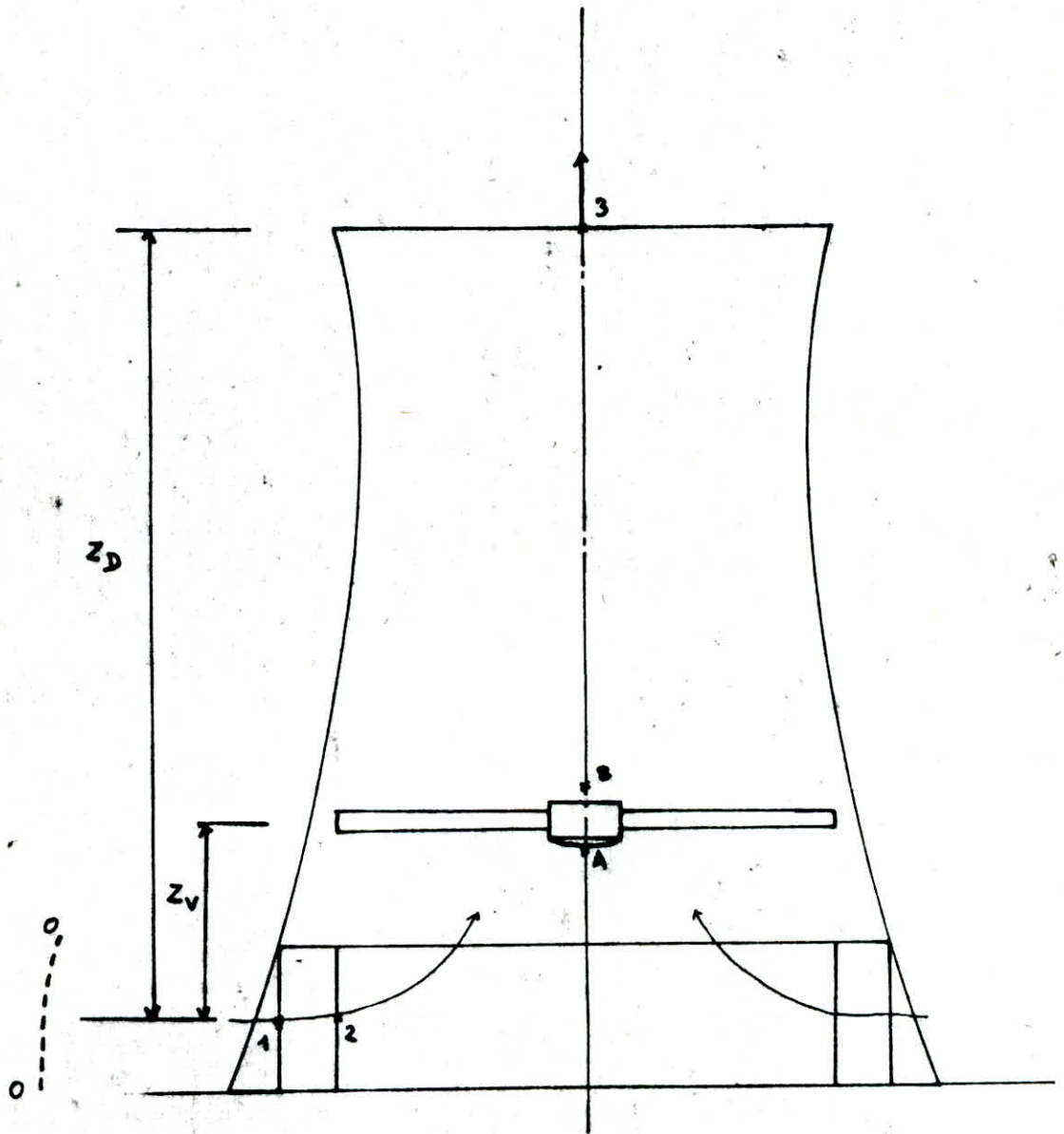


Fig 2.7 : Schéma de la tour - Circulation de l'air.

En tenant compte des vitesses relatives et des vitesses tangentielles ainsi que des vitesses absolues (voir fig. 2.8),

$$H = u V_{Bu} \quad [6] \quad (2.22)$$

$$H = 659,53 \text{ J/kg}$$

en supposant que la vitesse de rotation du ventilateur $n = 50 \text{ tr/mn}$ et l'angle $\beta_2 = 41^\circ$.

La puissance du ventilateur est :

$$N_V = 83,343 \text{ MW}$$

Cette valeur est acceptable vu la puissance des auxiliaires qu'on a fixé au début égale à $0,2 N_e$ soit 80 MW .

L'élevation de pression fournie par le ventilateur est

$$\Delta P_V = H \rho_A = \frac{\rho_A}{2} [(V_B^2 - V_A^2) + (u_B^2 - u_A^2) + (w_A^2 - w_B^2)] \quad (2.23)$$

Dans l'équation 2.23, $u_B = u_A$ car le ventilateur est axial.

On trouve donc

$$\Delta P_V = 724,16 \text{ N/m}^2$$

2.5- Hauteur de la tour (Appendice F)

En combinant les six équations de l'appendice F, on obtient l'équation donnant Z_D défini sur la figure 2.7

$$\frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} + \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{\rho_V^*}{\rho_E^*} \right) = (\rho_V^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_V^*} \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{\rho_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} \quad [7] \quad (2.24)$$

Dans cette équation,

$$\rho_E^* = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$\rho_V^* = \frac{\rho_B}{\rho_A}$$

La section S_3 est évaluée par l'équation de continuité

$$\dot{m} = \rho V S \quad (2.25)$$

Comme la pression et la vitesse au point 3 ne peuvent être

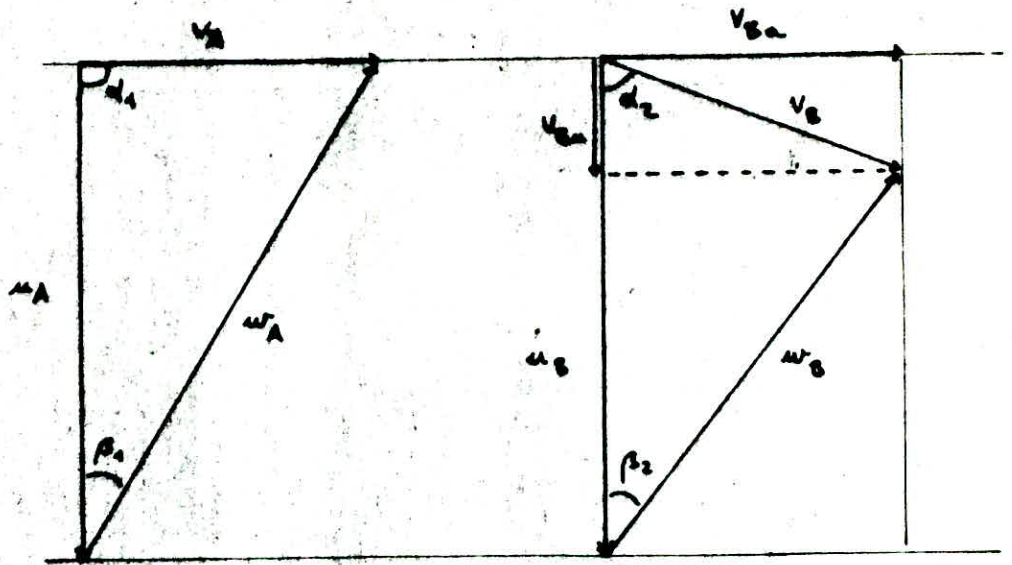


Fig. 2.8 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du ventilateur.

déterminées, on estime la section de sortie S_3 égale $0,75 S_1$.

Connaissant cette valeur de S_3 , on peut déterminer la hauteur

Z_D :

$$\frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{P_V^*}{P_E^*} \right) = (P_V^* - 1) \left\{ \frac{P_E^*}{P_V^*} \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{P_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} - \frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{P_1 \frac{V_1^2}{2}} - \left[(P_E^* - 1) - P_E^* \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \right] \quad (2.25)$$

Dans cette équation, $S_A = S_B = S_V$

Z_V est connu

On trouve donc

$$Z_D = 719,291 \text{ m}$$

2.6 - Section et diamètre de sortie (Appendice G)

Puisqu'on a estimé la section S_3 , on peut déterminer le

diamètre D_3

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 S_3}{\pi}}$$

$$D_3 = 88,389 \text{ m}$$

$$S_3 = 6136,07 \text{ m}^2$$

2.7 - Conclusion

Le cycle à vapeur ne se prête pas très bien au refroidissement par tour sèche parce qu'il optimise avec de faible température de condensation donc de faible valeur de la DTLM.

La conséquence directe est que la surface d'échange thermique est d'autant plus grande. Les dimensions obtenues pour une seule tour donneraient de grosses difficultés de réalisation; il conviendrait de choisir deux ou trois tours de dimensions plus réduites ou de concevoir plutôt une centrale thermique avec un cycle de turbines à gaz. L'avantage de ce dernier c'est qu'il optimise à des températures d'entrée et de sortie de turbine plus élevées d'où une DTLM de deux à trois fois plus élevée

que celui du cycle à vapeur.

Il faudrait diminuer la quantité de chaleur transférée dans la tour en diminuant le débit de vapeur condensée en choisissant un niveau de régénération à température plus élevée avec une enthalpie de vaporisation plus faible. Ceci nécessiterait une augmentation de la pression dans la chaudière principale et une resurchauffe de façon à augmenter le rendement et la puissance fournie pour le même débit de fluide caloporteur.

Ces conditions permettraient éventuellement de choisir une température de condensation plus élevée d'où une DTLM plus élevée et une surface d'échange comparativement réduite.

3. DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR - TIRAGE NATUREL

3.1. Calcul de la surface d'échange (Appendice H)

Pour ce chapitre, on détermine la surface d'échange avec le même coefficient global calculé dans le second chapitre. Comme le tirage se fait sans ventilateur, la puissance des auxiliaires est supposée nulle. Ceci diminuerait le débit de vapeur et la chaleur à dissiper. La surface d'échange diminue donc, dans l'appendice H, se trouvant les calculs intermédiaires, on trouve

$$A = 2243211,2 \text{ m}^2$$

On maintient les mêmes dimensions de tubes ainsi que leur disposition et les dimensions des ailettes.

Pour la surface d'échange par unité de longueur de tube, la valeur reste inchangée

$$A_e = 2,267 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}$$

3.2. Diamètre de la jupe (Appendice I)

La longueur des tubes ainsi que le nombre diminuent car on a vu que la surface d'échange a diminué. Les calculs donnent

$$D_s = 98,403 \text{ m}$$

C'est le même diamètre de la jupe calculé au second chapitre. Ceci vient du fait que la longueur totale des tubes et leur nombre ont diminué car le débit d'eau circulant à l'intérieur des tubes a aussi diminué à cause de la quantité de chaleur.

Pour la hauteur de la jupe on trouve

$$Z_s = 35,306 \text{ m}$$

Elle est inférieure à celle du second chapitre car le nombre de tubes a diminué.

Comme la vitesse de l'air est la même, on détermine la chute de pression dans l'échangeur. Dans les calculs on trouve le même nombre de rangées de tubes, ceci amène à la même

chute de pression

$$\Delta P_E = 932,2 \text{ N/m}^2$$

La pression à la sortie de l'échangeur est

$$P_2 = 100392,8 \text{ N/m}^2$$

La disposition de l'échangeur est représentée sur la figure 3.1

3.3- Hauteur de la tour (Appendice F)

L'équation donnant la hauteur de tour est obtenue des équations de l'appendice F.

Comme il n'y a pas de ventilateur, l'élévation de pression fournie par celui-ci est nulle.

Dans l'équation 2.24, $\Delta P_V = 0$ et $P_V^* = 1$.

En tenant compte de ces deux résultats et en estimant la section S_3 de la même manière qu'au second chapitre, l'équation donnant la hauteur Z_D est

$$\left(1 - \frac{1}{P_E^*}\right) \frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} = \frac{\Delta P_E}{P_1 \frac{V_1^2}{2}} + P_E^* \left(\frac{S_1}{S_3}\right)^2 - (P_E^* - 1) \quad (3.1)$$

$$Z_D = 1924,938 \text{ m}$$

3.4- Section et diamètre de sortie

Comme on a vu dans le paragraphe précédent, la section de sortie est de 0,75 fois la section de passage autour des tubes de l'échangeur. Cette section est inférieure à celle qu'on a déterminée dans le chapitre 2 car la chaleur à évacuer est elle aussi plus faible.

$$S_3 = 4908,85 \text{ m}^2$$

Le diamètre D_3 est

$$D_3 = \sqrt{\frac{4S_3}{\pi}}$$

$$D_3 = 79,058 \text{ m}$$

En principe la section de sortie est déterminée par l'équation de continuité en connaissant la pression et la température en ce point

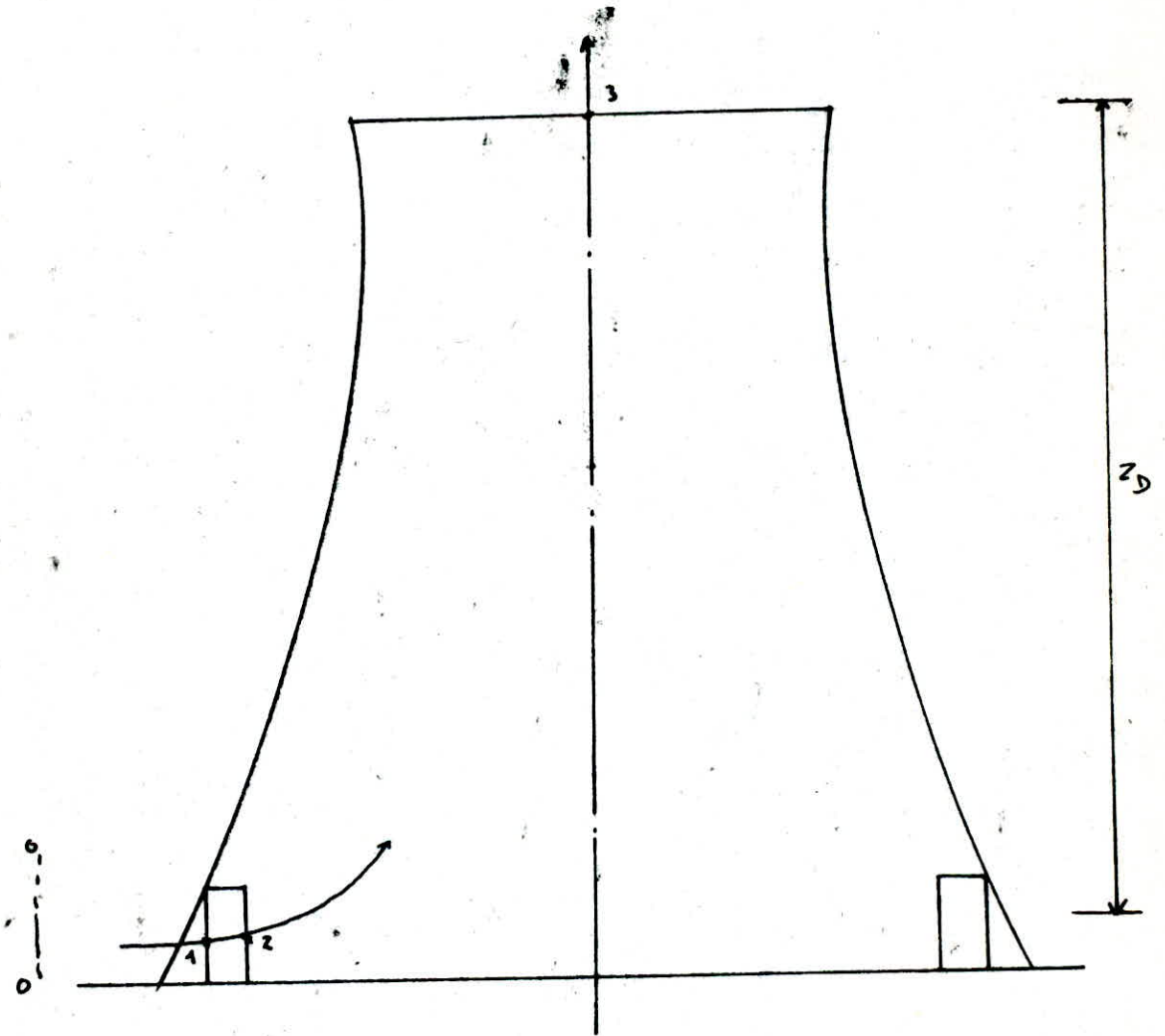


Fig. 3.1 : Schéma de la tour et circulation de l'air.

3.5- Conclu

Pour un même coefficient global, on constate que le tirage naturel diminue la hauteur de la jupe mais celle de la tour est trop importante. Du point de vue réalisation, la tour à tirage naturel est dans ce cas impossible à réaliser.

La tour à tirage artificiel est encore plus avantageuse car sa hauteur est relativement faible comparée à celle de la tour à tirage naturel bien que celle-ci ne refroidit qu'une quantité d'eau un peu faible.

4. PERFORMANCE DES DEUX SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT COMPARAISON

4.1 - Tirage artificiel (Appendice J)

On recalcule la hauteur de tour pour la saison froide tout en maintenant les autres dimensions ainsi que la puissance du ventilateur.

Comme la température ambiante est basse en hiver, la masse volumique de l'air augmente car cette masse volumique est donnée par la relation

$$\rho = \frac{P}{rt}$$

où r est la constante universelle et vaut $r = 287 \text{ J/kg K}$ et t la température en Kelvin.

La chute de pression est donnée par la même relation

$$\Delta P_E = \frac{2f' G_{\max}^2 R}{\rho}$$

Elle diminue donc lorsque la température ambiante est basse car la masse volumique de l'air augmente.

Cette chute de pression est :

$$\Delta P_E = 840,22 \text{ N/m}^2$$

La hauteur de la tour est obtenue avec la même relation

2.25

$$\frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{\rho_V^*}{\rho_E^*} \right) = (\rho_V^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_V^*} \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{\rho_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} - \frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} - \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \right]$$

$$\boxed{Z_D = 348,721 \text{ m}}$$

En hiver, on remarque que la hauteur nécessaire pour l'évacuation de l'air est réduite environ de moitié. La tour est donc plus performante lorsque la température ambiante est basse.

4.2 - Tirage naturel (Appendice J)

Comme pour celui du paragraphe précédent, le calcul de la hauteur de tour est exécuté lorsque la température est basse. La relation 3.1 permet de déterminer cette hauteur en tenant compte de la masse volumique de l'air et de la chute de pression en hiver.

Cette hauteur est

$$Z_D = 1272,205 \text{ m}$$

Dans ces deux paragraphes, on a supposé que l'air entre à la température de 5°C au point 1 et sort à la température de 20°C au point 2.

4.3 - Comparaison

Sur les tableaux 4.1 on peut voir les différentes valeurs permettant de faire la comparaison entre les deux tirages.

Comme on a pris le même coefficient de transfert global, les diamètres de jupe sont égaux bien que les chaleurs à évacuer sont différentes.

Pour les hauteurs, on remarque que le ventilateur fournit une pression de telle sorte que la hauteur de la tour est réduite. Dans le cas de tirage naturel, comme l'élévation de pression est nulle, cette hauteur est importante. Ces calculs ont été faits en estimant la section de sortie égale à 0,75 fois la section d'entrée S_1 . Les hauteurs Z_D sont donc fonction de cette section et de plusieurs autres paramètres tels que la puissance \dot{q}_c , la chute de pression ΔP_E

On remarque aussi que la saison froide réduit considérablement la hauteur de la tour car on a vu que lorsque la température ambiante est faible, la densité de l'air augmente et cette augmentation diminue la chute de pression à travers les tubes de l'échangeur.

	Tirage artificiel	Tirage naturel
\dot{q}_c en kW	11 36 890, 8	909512,66
\dot{m} kg/s	94 741	75 792,72
D_s m	98, 393	98, 403
Z_s m	44, 132	35, 306
Z_D m	719, 291	1924, 998
D_3 m	88, 389	79, 058

(a)

	Tirage artificiel	Tirage naturel
\dot{q}_c kW	1136890,8	909512,66
\dot{m} kg/s	94741	75792,72
D_s m	98,393	98,403
Z_s m	44,132	35,306
Z_D m	348,721	1272,205
D_3 m	88,389	79,058

(b)

Tableau 4.1 Dimensions des tours

(a) en été

(b) en hiver

	Tirage artificiel	Tirage naturel
A totale	2.800.000 m ²	2.240.000 m ²
A primaire tubes	7,82.10 ² m ² /m	7,82.10 ² m ² /m
A ailettes	21,28.10 ² m ² /m	21,28.10 ² m ² /m
Longueur totale tubes	12.360.000 m	9.800.000 m
Coefficient côté air	103,2 W/m ² °C	103,2 W/m ² °C
Coefficient côté eau	8555,88 W/m ² °C	8555,88 W/m ² °C
Coefficient global	96 W/m ² °C	96 W/m ² °C
DTLM	5,5 °C	5,5 °C
Vitesse air	10 m/s	10 m/s
Température sortie air	44 °C	44 °C
Δt tirage = $t_s - t_a$	44 - 32 = 12 °C	12 °C

(a)

	Tirage artificiel	Tirage naturel
A totale	4,2.10 ⁵ m ²	3,4.10 ⁵ m ²
A primaire tubes	7,82.10 ² m ² /m	7,82.10 ² m ² /m
A ailettes	21,28.10 ² m ² /m	21,28.10 ² m ² /m
Longueur totale tubes	1,86.10 ⁶ m	1,5.10 ⁶ m
Coefficient côté air	94,5 W/m ² °C	94,5 W/m ² °C
Coefficient côté eau	8556 W/m ² °C	8556 W/m ² °C
Coefficient global	88,4 W/m ² °C	88,4 W/m ² °C
DTLM	30,95 ≈ 31 °C	31 °C
Vitesse air	9,12 m/s	9,12 m/s
Température sortie air	20 °C	20 °C
Δt tirage = $t_s - t_a$	15 °C	15 °C

(b)

Tableau 4.2 Caractéristiques des tours: (a) en été
(b) en hiver

4.4- Conclusion

Du point de vue réalisation, la tour à tirage artificiel est plus avantageuse car elle a des dimensions plus réduites. Mais les calculs ont été faits sans pouvoir déterminer exactement la section S_3 .

Pour pouvoir réduire la hauteur Z_D , il faudrait augmenter l'élevation de pression ΔP_V fournie par le ventilateur et réduire la vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur. Ceci permettrait de réduire la perte de pression à travers les tubes de l'échangeur; le coefficient de transfert global diminue aussi si la vitesse de l'air est réduite. Or la surface d'échange augmente si ce coefficient global diminue. Comme on a vu à la fin du second chapitre, on doit chercher à diminuer la surface d'échange; il reste donc à élever la DTLM pour pouvoir réduire la surface d'échange et par suite les dimensions de la tour.

5. CONCLUSIONS

Les résultats de cette étude préliminaire de dimensionnement d'une tour de refroidissement sèche sont résumés dans les tableaux 4.1 et 4.2. On voit que les surfaces d'échange sont prohibitives et les hauteurs démesurées, même pour les conditions ambiantes prévalant en hiver.

Un choix plus judicieux des surfaces d'échange permettrait de réduire de moitié la surface des échangeurs, donc les diamètres et hauteur de jupe ainsi que la vitesse de l'air et la puissance du tirage forcé.

Cependant la cause principale de ces dimensions excessives demeure la faible valeur de l'écart moyen logarithmique qui est de $5,5^{\circ}\text{C}$ en été. Une basse température de condensation limite la température de sortie de l'air de l'échangeur, donc son potentiel de tirage naturel par rapport à l'ambiante. Celui-ci qui est de 12°C en été et 15°C en hiver, influence directement la hauteur de la tour. Par contre l'utilisation d'une température de condensation élevée permettra de réduire à la fois la surface de l'échangeur et la hauteur de la tour si la température de sortie de l'air est maintenue élevée. Ces réductions des dimensions se font au détriment du rendement thermodynamique de la centrale, qu'il ne faut négliger étant donné les prix élevés de l'énergie.

Il est donc évident qu'une étude de conception de ce genre devra englober celle du cycle thermodynamique considéré. Par exemple, on peut s'attendre à des résultats différents selon que l'on considère un ensemble cycle Brayton fermé et tour sèche, ou cycle Rankine avec surchauffe et régénération et tour sèche. Pour cette dernière combinaison, l'étendue de la régénération affectera à la

fois les dimensions de la tour et le rendement global du cycle.

Une analyse plus détaillée de ce problème selon les suggestions ci-dessus pourrait être entreprise dans une étude ultérieure.

APPENDICES

Appendice A

Exemple de calcul d'eau d'appoint

On a l'équation suivante:

$$\dot{M}(T_e - T_s) + \dot{M}'T_s = \dot{m}(i_2 - i_1) \quad [4] \quad (A.1)$$

$$\dot{M}' = \dot{m}(y_2 - y_1) \quad (A.2)$$

On suppose que $c_{p_e} = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

En substituant l'équation A.2 dans A.1 on obtient :

$$\dot{M}(T_e - T_s) + \dot{m}(y_2 - y_1)T_s = \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (A.3)$$

De l'équation A.3 on tire \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{\dot{M}(T_e - T_s)}{(i_2 - i_1) - (y_2 - y_1)T_s} \quad (A.4)$$

Pour $\dot{M} = 5000 \text{ Kg/h}$

$$T_e = 33^\circ\text{C}$$

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

$$t_e = 15^\circ\text{C} \quad Y_e = 60\%$$

$$t_s = 22^\circ\text{C} \quad Y_s = 100\%$$

Sur le diagramme de l'air humide on relève les valeurs de

i_1, i_2, y_1, y_2 et on calcule \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{5000(33 - 25)}{(15,3 - 7,4) - (0,0166 - 0,00635)25} = 5233,03 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{M}' = 5233,03(0,0166 - 0,00635) = 53,64 \text{ Kg/h}$$

Ici, \dot{m} est le débit d'air sec

$\dot{M}' = 53,64 \text{ Kg/h}$ le débit d'eau évaporée à compenser par appoint.

Pour cet exemple, on voit que l'appoint représente environ 1% du débit d'eau de refroidissement \dot{M} .

(Y_e et Y_s sont les humidités relatives de l'air).

Appendice B

Calcul des coefficients de transfert thermique

Coefficient d'échange côté air

$$\text{On a } \frac{h_a d}{d_f} = 0,488 \left(\frac{V_{\text{air}}}{d_f} \right)^{0,562} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{B.1})$$

Evaluons la température du film: $t_f = \frac{1}{2} (t_p + t_{ec})$ (B.2)Prenons t_{ec} la température de l'air pour laquelle le débit d'air minimum est tel que :

$$\dot{m} = \frac{0,75 \dot{q}_c}{c_{pa} (T_e - \delta - t_{ec})} \quad (\text{B.3})$$

C'est-à-dire qu'en été on puissance électrique fournit soit de 750 pour $\delta = (T_e - t_s) = 5^\circ\text{C}$. (B.4)Déterminons le flux de chaleur \dot{q}_c

D'après les valeurs du tableau 2.1 et le diagramme T.S de la figure 2.2 on a :

$$\gamma = \frac{i_7 - i_6}{i_4 - i_6} = \frac{152,3 - 49}{830 - 49} = 0,132 \text{ Kg/Kg} \quad (\text{B.5})$$

Travail des turbines

$$W_{T_1} = (i_1 - i_{2s}) \eta_s = (878 - 760) \times 0,8 = 94,4 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_{T_2} = (i_2 - i_{5s}) \eta_s (1 - \gamma) = (883 - 648) \times 0,8 \times (1 - 0,132) = 184 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_{T_3} = (i_2 - i_{4s}) \eta_s \cdot \gamma = (883 - 830) \times 0,8 \times 0,132 = 5,6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_T = \sum W_{T_i} = 94,4 + 184 + 5,6 = 284 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\text{soit } W_T = 1188,54 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{B.6})$$

Travail des pompes

$$W_{P_1} = \frac{P_7 v_7 - P_6 v_6}{\eta_p} (1 - \gamma) = \frac{(551,7 - 13,4) \cdot 0,868}{0,6} = 778,7 \text{ J/Kg}$$

$$W_{P_2} = \frac{P_8 v_8 - P_7 v_7}{\eta_p} = \frac{5066 - 551,7}{0,6} = 7523,8 \text{ J/Kg}$$

$$W_p = \sum W_{P_i} = 778,7 + 7523,8 = 8302,5 \text{ J/Kg} = 8,3 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{\text{net}} = W_T - W_p = 1188,54 - 8,3 = 1180,24 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{B.7})$$

$$W_{\text{tot}} = W_{\text{net}} \cdot \eta_{\text{Alt}} = 1180,24 \times 0,97 = 1144,83 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{B.8})$$

En tenant compte des 20% de puissance auxiliaire, Le débit de la vapeur sera :

$$\dot{M}_v = \frac{N_e}{W_{tot} \cdot 0,8} = \frac{400000}{1144,83 \times 0,8} = 436,75 \text{ Kg/s} \quad (\text{B. 9})$$

$$\text{d'où : } \dot{q}_c = \dot{M}_v (i'_s - i'_c) = 436,75 (671 - 49) \times 4,185 = 1136890,8 \text{ Kw}$$

$$\dot{m} = \frac{0,75 \times 1136890,8}{1(49 - 5 - 35)} = 94740,9 \text{ Kg/s} \approx 94741 \text{ Kg/s} \quad (\text{B. 10})$$

$$T_e - \delta - t_e = \frac{\dot{q}_c}{\dot{m} c_{pa}} = \frac{1136890,8}{94741 \times 1} = 11,99^\circ\text{C} \approx 12^\circ\text{C}$$

$$t_e = 49 - 5 - 12 = 32^\circ\text{C}$$

$$t_{ec} = t_e = 32^\circ\text{C}$$

Soit $T_s = 38^\circ\text{C}$ la température de l'eau à la sortie de l'échangeur.

$$t_p = \frac{1}{2} (T_e + T_s) = \frac{1}{2} (49 + 38) = 43,5^\circ\text{C} \quad (\text{B. 11})$$

$$\text{soit } t_p = 44^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{1}{2} (44 + 32) = 38^\circ\text{C} \quad (\text{B. 12})$$

Pour cette température, on a :

$$v = 0,167 \text{ cm}^2/\text{s} = 16,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

On détermine la viscosité dynamique par la formule de Sutherland :

$$\mu = 17,08 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 112}{311 + 112} \left(\frac{311}{273} \right)^{3/2} = 18,9 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/m.s}$$

La conductivité thermique est pour $t_f = 38^\circ\text{C}$

$$\lambda = 0,0242 \left(1 + \frac{38}{311} \right) = 0,027 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$c_p = 0,24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} = 1004,4 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{1004,4 \times 18,9 \cdot 10^{-6}}{0,027} = 0,7$$

$$\frac{h_a d}{\lambda} = 0,488 \left(\frac{10 \times 25,4 \cdot 10^{-3}}{16,7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,562} \cdot 0,7^{1/3} = 97,08$$

$$h_a = \frac{0,027 \times 97,08^3}{25,4 \cdot 10^{-3}} = 103,2 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{B. 13})$$

Coefficient d'échange côté eau

$$\text{Soit } T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = 43,5^\circ\text{C} \approx 44^\circ\text{C}$$

$$\text{Pour cette température, } \mu = 607 \text{ g/m.s} = 607 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/m.s}$$

La conductivité thermique est

$$\lambda = 0,4769 (1 + 0,002894 \times 44) = 0,537 \text{ Kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 0,537 \times 1,163 = 0,625 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{4185 \times 607 \cdot 10^{-6}}{0,625} = 4,06$$

$$Re = \rho \frac{Vd}{\mu} = \frac{1000 \times 2,2 \times 18,9 \cdot 10^{-3}}{607 \cdot 10^{-6}} = 68500,8$$

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,3} = 0,023 \cdot 68500,8^{0,8} \cdot 4,06^{0,3} = 258,73$$

$$h_e = \frac{0,625 \times 258,73}{18,9 \cdot 10^{-3}} = 8555,88 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (\text{B.14})$$

Le coefficient de transfert global sera :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{e}{\lambda_A} + \frac{1}{h_e} + R_{se} + R_{sa}} \quad (\text{B.15})$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{103,2} + \frac{3,25 \cdot 10^{-3}}{203} + \frac{1}{8555,88} + 2 \cdot 10^{-4} + 4 \cdot 10^{-4}} = 95,94 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$U = 96 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Appendice C

Calcul de la surface d'échange

$$\dot{q}_c = 1136890,8 \text{ Kw}$$

$$\dot{q}_c = \dot{m} c_{pe} (T_e - T_s) \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{q}_c}{c_{pe} (T_e - T_s)} \quad (\text{C.1})$$

$$\dot{m} = \frac{1136890,8}{4,185 (49 - 38)} = 24696,23 \text{ Kg/s}$$

On a vu dans l'équation 2.7 que

$$\dot{m} = \frac{\dot{m} c_{pe} (T_e - T_s)}{c_{pa} (t_s - t_e)}$$

Pour une température ambiante constante t_e et en tenant de la différence $\delta = T_e - t_s$, le débit d'air \dot{m} varie en fonction de δ ; l'équation de cette variation est:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m} c_{pe} (T_e - T_s)}{c_{pa} (T_e - \delta - t_e)} \quad (\text{C.2})$$

Pour la surface d'échange, supposons que l'échangeur est à contre-courant pur. L'expression donnant la surface d'échange A est

$$\dot{q}_c = UA \Delta \theta_m \quad (\text{C.3})$$

$$\text{avec } \Delta \theta_m = \frac{(T_s - t_e) - (T_e - t_s)}{\ln \frac{T_s - t_e}{T_e - t_s}} \quad (\text{C.4})$$

$$\text{soit } \Delta \theta_m = \frac{(T_s - t_e) - \delta}{\ln \frac{T_s - t_e}{\delta}} \quad (\text{C.5})$$

la surface A dépend donc de δ

$$A = \frac{\dot{q}_c}{U \frac{(T_s - t_e) - \delta}{\ln \frac{T_s - t_e}{\delta}}} \quad (\text{C.6})$$

En réalité, l'échangeur est à courants croisés et la DTLM est multiplié par un facteur de correction F donné par des abaques. Les paramètres d'entrée pour la lecture de ces abaques sont:

$$\frac{T_s - T_e}{t_e - T_e} = \frac{38 - 49}{32 - 49} = 0,647$$

$$\text{et } \frac{t_e - t_s}{T_s - T_e} = \frac{32 - 44}{38 - 49} = 1,091$$

Sur l'abaque, on lit $F = 0,77$ (C.7)

$$\Delta\theta_m = \frac{(38 - 32) - (49 - 44)}{\ln \frac{38 - 32}{49 - 44}} = 5,485^\circ\text{C} \quad (\text{C.8})$$

La surface A est :

$$A = \frac{\dot{q}_c}{UF\Delta\theta_m} \quad (\text{C.9})$$

$$A = \frac{1136890800}{96 \times 0,77 \times 5,485} = 2804013,9 \text{ m}^2$$

Cette surface A est composée de la surface des tubes et de celle des ailettes.

Soit un pas d'ailettes de 25 mm

$$A_e = (A_p + EA_{ail}) \text{ m}^2/\text{m} \quad (\text{C.10})$$

La surface d'une ailette est

$$\frac{\pi}{2} [d_e^2 - d_i^2] = \frac{\pi}{2} [(63,5 \cdot 10^{-3})^2 - (25,4 \cdot 10^{-3})^2] = 5,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Pour 1 m de tube, on a :

$$\frac{1000}{25} = 40 \text{ ailettes/m}$$

$$40 \times 0,5 = 20 \text{ mm/m} \text{ comme épaisseur totale des ailettes}$$

$$40 \times 5,32 \cdot 10^{-3} = 2,128 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m} \text{ comme surface totale}$$

des ailettes

L'efficacité des ailettes est donnée par un abaque dans la référence [5]

$$h = \left(\frac{h_a}{2A \frac{e'}{2}} \right)^{1/2} = \left(\frac{103,2}{203 \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2}} \right)^{1/2} = 45,09 / \text{m}$$

$$b = (r'_e - r'_i) = \frac{1}{2} (63,5 - 25,4) = 19,05 \text{ mm}$$

$$k_b = 45,09 \times 19,05 \cdot 10^{-3} = 0,859$$

$$\frac{r'_e}{r'_i} = \frac{63,5}{25,4} = 2,5$$

Pour des ailettes à section rectangulaire et uniforme on lit sur l'abaque :

$$E = 0,698.$$

La surface primaire est

$$A_p = \pi d_e (1 - 20 \cdot 10^{-3}) = \pi \cdot 25,4 \cdot 10^{-3} (1 - 20 \cdot 10^{-3})$$

$$A_p = 7,82 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{D'où } A_e = 7,82 \cdot 10^{-2} + 0,698 \times 2,128 \cdot 10^{-1} = 2,267 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_e = 2,267 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m} \quad (\text{C.11})$$

Appendice D

Diamètre de la jupe

La longueur totale des tubes est :

$$L = \frac{A}{A_e} = \frac{2804013,9}{2,267 \cdot 10^{-1}} = 12368831 \text{ m} \quad (\text{D.1})$$

Section de passage à l'intérieur des tubes

$$S_i = \frac{\dot{m}}{\rho_e v_e} = \frac{24696,23}{1000 \times 2,2} = 11,226 \text{ m}^2 \quad (\text{D.2})$$

Nombre total de tubes

$$n_t = \frac{S_i}{\frac{\pi d_i^2}{4}} = \frac{11,226 \text{ m}^2}{\frac{\pi (18,9 \cdot 10^{-3})^2 \text{ m}^2}{4}} = 40013,96 \quad (\text{D.3})$$

soit $n_t = 40014$ tubes

Longueur de chaque tube

$$L_1 = \frac{L}{n_t} = \frac{12368831}{40014} = 309,112 \text{ m} \quad (\text{D.4})$$

Diamètre de la jupe

$$D_s = \frac{L_1}{\pi} = \frac{309,112}{\pi} = 98,383 \text{ m} \quad (\text{D.5})$$

Section de passage autour des tubes

$$S_a = \frac{\dot{m}}{\rho_a v_a} \quad (\text{D.6})$$

$$\text{avec } \rho_a = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{101325}{287 \times 305} = 1,158 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{D.7})$$

$$S_a = \frac{24741}{1,158 \times 10} = 8181,43 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes par rangée

$$n_r = \frac{S_a}{L_1} \cdot \frac{1}{p-d_e} = \frac{8181,43}{309,112} \cdot \frac{1}{(63,5-25,4) \cdot 10^{-3}} \quad (\text{D.8})$$

$$n_r = 694,85 = 695$$

La hauteur de la jupe serait

$$Z_s = n_r \cdot p = 695 \times 63,5 \cdot 10^{-3} = 44,132 \text{ m} \quad (\text{D.9})$$

Chute de pression à travers les tubes

$$\Delta P_E = \frac{2f' G_{\max}^2 R}{\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (D.10)$$

on néglige le terme $\left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14}$ pour les gaz

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_u - d}{d} \right)^{1,08}} \right\} Re_{\max}^{-0,16} \text{ avec } S_u = d_e \quad (D.11)$$

$$R = \frac{m_t}{m_r} = \frac{40014}{695} = 57,57 \approx 58$$

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$

$$A \quad t = 32^\circ C \quad \mu = 17,08 \cdot 10^{-6} \quad \frac{273 + 112}{305 + 112} \left(\frac{305}{273} \right)^{3/2} = 18,62 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$Re = \frac{1,158 \times 10 \times 25,4 \cdot 10^{-3}}{18,62 \cdot 10^{-6}} = 15796,56$$

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{63,5 - 25,4}{25,4} \right)^{1,08}} \right\} 15796,56^{-0,16} = 0,0694$$

$$G = \rho V = 1,158 \times 10 = 11,58 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$$

$$\Delta P_E = \frac{2 \times 0,0694 \times 11,58^2 \times 58}{1,158} = 932,2 \text{ N/m}^2$$

Appendice E

Puissance du vent sur

Soit $Z_A = 52 \text{ m}$

$V_A = 48 \text{ m/s}$

$D_0 = 2 \text{ m}$

$n = 50 \text{ tr/min}$

$\beta_2 = 41^\circ$

$P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101325 - 932,2 = 100392,8 \text{ N/m}^2$

$\rho_2 = \frac{P_2}{v t_2} = \frac{100392,8}{287 \times 347} = 1,103 \text{ kg/m}^3 \text{ car } t_2 = t_1$

Ecrivons l'équation de Saint-Venant entre les points 1 et 2

$$\frac{V_1^2}{2} + g Z_1 = \frac{V_2^2}{2} + g Z_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho_1} \quad (\text{E.1})$$

$Z_1 = Z_2 = Z_{s/2} = 22,066 \text{ m}$

L'équation (E.1) devient

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2 - P_1}{\rho_1} \quad (\text{E.2})$$

$$\text{Soit } \frac{V_2^2}{2} = \frac{V_1^2}{2} + \frac{\Delta P_E}{\rho_1} \quad (\text{E.3})$$

$$\text{et } V_2 = \sqrt{V_1^2 + \frac{2}{\rho_1} \Delta P_E} = \sqrt{48^2 + \frac{2}{1,158} \times 932,2}$$

$V_2 = 41,35 \text{ m/s}$

Entre les points 2 et A,

$$\frac{V_2^2}{2} + g Z_2 = \frac{V_A^2}{2} + g Z_A + \frac{P_A - P_2}{\rho_2} \quad (\text{E.4})$$

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = \frac{V_A^2 - V_2^2}{2} + g (Z_A - Z_2) \quad (\text{E.5})$$

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = \frac{48^2 - 41,35^2}{2} + 9,81 (52 - 22,066) = 590,74$$

$P_2 - P_A = 1,103 \times 590,74 = 651,6 \text{ N/m}^2$

$P_A = P_2 - 651,6 = 100392,8 - 651,6 = 99741,2 \text{ N/m}^2$

La température est

$$t_A = t_2 \left(\frac{P_A}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 317 \left(\frac{99741,2}{100392,8} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 316,4 \text{ K} \quad (\text{E.6})$$

Car on suppose que l'air est un gaz parfait.
L'équation E.6 vient de la relation suivante

$$P v^\gamma = \text{const}$$

$$\text{or } P v = r t \rightarrow v = \frac{r t}{P}$$

$$P v^\gamma = P \left(\frac{r t}{P} \right)^\gamma = \frac{(r t)^\gamma P}{P^{\gamma-1}} = \text{const}$$

$$\frac{(r t_2)^\gamma}{P_2^{\gamma-1}} = \frac{(r t_A)^\gamma}{P_A^{\gamma-1}} \Rightarrow \left(\frac{t_A}{t_2} \right)^\gamma = \left(\frac{P_A}{P_2} \right)^{\gamma-1}$$

$$\text{et } \frac{t_A}{t_2} = \left(\frac{P_A}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\rho_A = \frac{P_A}{r t_A} = \frac{99741,2}{287 \times 316,4} = 1,098 \text{ kg/m}^3$$

Section de passage offerte par le ventilateur

$$\dot{m} = \rho_A V_A S_V \quad (\text{E.7})$$

$$S_V = \frac{\dot{m}}{\rho_A V_A} = \frac{94741}{1,098 \times 48} = 1797,6 \text{ m}^2 \quad (\text{E.8})$$

$$S_V = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) \rightarrow D^2 - D_0^2 = \frac{4}{\pi} S_V$$

$$D^2 = D_0^2 + \frac{4}{\pi} S_V \quad \text{et } D = \sqrt{D_0^2 + \frac{4}{\pi} S_V}$$

$$D = \sqrt{2^2 + \frac{4}{\pi} \cdot 1797,6} = 47,883 \text{ m}$$

Pour les diamètres D_0 et D voir figure E.1

Le diamètre moyen sera :

$$D_m = \frac{D_0 + D}{2} = \frac{47,883 + 2}{2} = 24,942 \text{ m}$$

$$u_A = u_B = \frac{\pi D_m n}{60} = \frac{\pi \times 24,942 \times 50}{60} = 65,3 \text{ m/s}$$

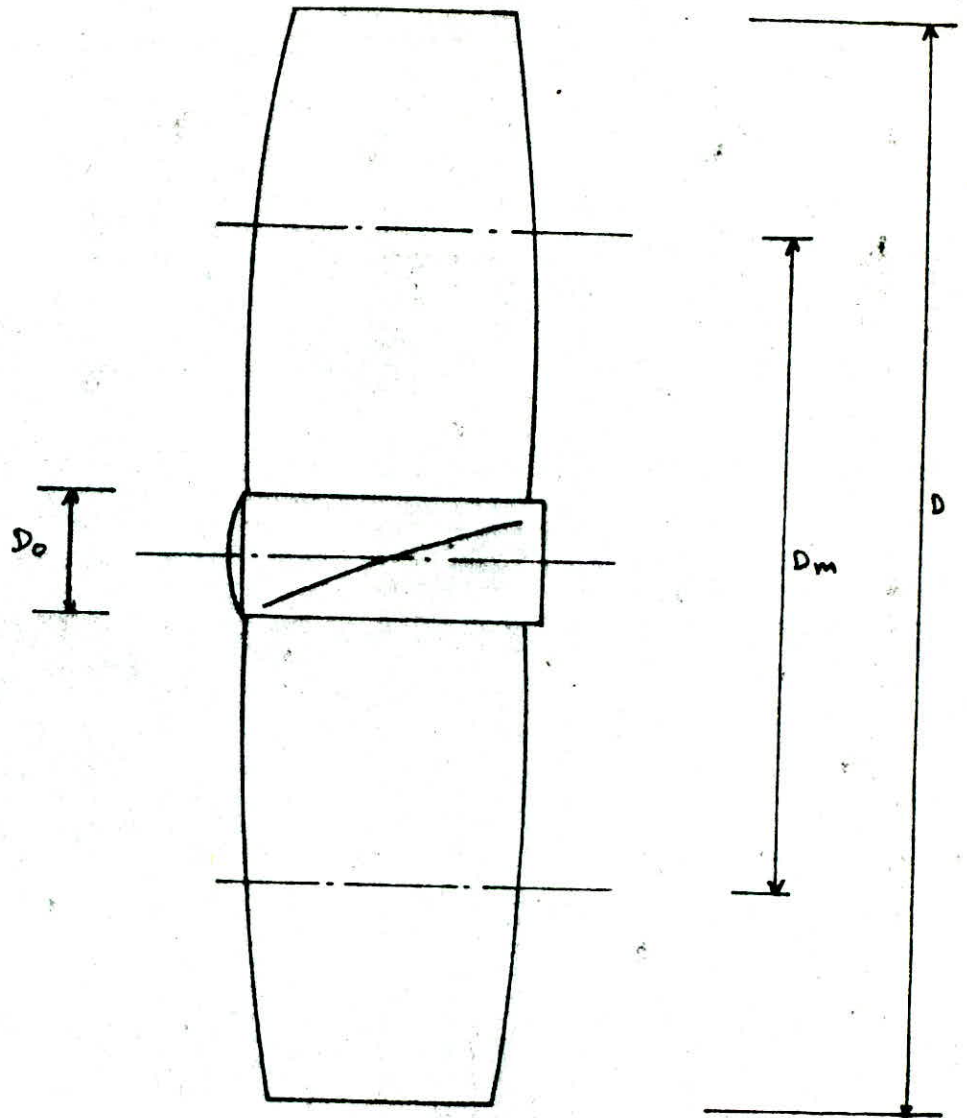


Fig E.1 : Dimensions du ventilateur

Soit $V_A = V_{Ba}$ (voir fig 2.8)

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{V_{Ba}}{u - V_{Bu}} \rightarrow u - V_{Bu} = \frac{V_{Ba}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{Bu} = u - \frac{V_{Ba}}{\operatorname{tg} \beta_2} = 65,3 - \frac{48}{\operatorname{tg} 41^\circ} = 10,1 \text{ m/s} \quad (\text{E.9})$$

Le travail accompli par le ventilateur est

$$H = u V_{Bu} = 65,3 \times 10,1 = 659,53 \text{ J/kg} \quad (\text{E.10})$$

Puissance du ventilateur

$$N_V = \frac{H \dot{m}}{\eta_V} = \frac{659,53 \times 94741}{0,75} = 83312709 \text{ W} \quad (\text{E.11})$$

$$N_V = 83,313 \text{ MW}$$

L'élevation de pression fournie par le ventilateur est

$$\Delta P_V = H \rho_A = 659,53 \times 1,098 \quad (\text{E.12})$$

$$\Delta P_V = 724,16 \text{ N/m}^2$$

Pression au point B

$$P_B = P_A + \Delta P_V = 99741,2 + 724,16 \quad (\text{E.13})$$

$$P_B = 100465,4 \text{ N/m}^2$$

En supposant que $t_A = t_B$,

$$\rho_B = \frac{P_B}{r t_B} = \frac{100465,4}{287 \times 316,4} = 1,106 \text{ kg/m}^3$$

Appendice F

Hauteur de la tour

Equation générale [7]

$$\frac{P_0 - P_1}{\rho_0} = \frac{V_1^2}{2} + g(z_1 - z_0) \quad (\text{F.1})$$

$$P_1 - P_2 = \Delta P_E \quad (\text{F.2})$$

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = \frac{V_A^2 - V_2^2}{2} + g(z_A - z_2) \quad (\text{F.3})$$

$$\Delta P_V = P_B - P_A \quad (\text{F.4})$$

$$\frac{P_B - P_3}{\rho_B} = \frac{V_3^2 - V_B^2}{2} + g(z_3 - z_B) \quad (\text{F.5})$$

$$P_0 - P_3 = \rho_0 g (z_3 - z_0) \quad (\text{F.6})$$

En combinant ces 6 équations on obtient l'équation donnant la hauteur Z_D .

Pour le tirage artificiel

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} + \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{\rho_V^*}{\rho_E^*} \right) \\ = (\rho_V^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_V^*} \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{\rho_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} \quad (\text{F.7}) \end{aligned}$$

Dans l'équation F.7,

$$\rho_E^* = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{1,158}{1,103} = 1,0498$$

$$\rho_V^* = \frac{\rho_B}{\rho_A} = \frac{1,106}{1,098} = 1,0073$$

$$S_1 = S_A = 8181,43 \text{ m}^2$$

$$S_A = S_V = 1797,6 \text{ m}^2$$

$$S_3 = 0,75 S_1 = 6136,07 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{\rho_V^*}{\rho_E^*} \right) = (\rho_V^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_V^*} \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{\rho_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} - \frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} \\ - \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 \right] \quad (\text{F.8}) \end{aligned}$$

En négligeant l'épaisseur du ventilateur,

$$Z_V = Z_A - Z_B = 52 - 22,066 = 29,934 \text{ m}$$

et la hauteur $Z_D = 713,291 \text{ m}$

Pour le tirage naturel,

$$\Delta P_V = 0$$

$$P_V^* = 1$$

En tenant compte de ces deux résultats, l'équation F.7 donne la hauteur Z_D pour le tirage naturel

$$\left(1 - \frac{1}{P_E^*}\right) \frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} = \frac{\Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} + P_E^* \left(\frac{S_1}{S_3}\right)^2 - (P_E^* - 1) \quad (\text{F.9})$$

En estimant $S_3 = 0,75 S_1$ comme pour le tirage artificiel,

$$Z_D = 1924,998 \text{ m}$$

Appendice G

section et diamètre de sortie

Comme on a vu dans l'appendice F,

$$S_3 = 0,75 S_1$$

$$S_3 = 0,75 \times 8181,43 = 6136,07 \text{ m}^2$$

Le diamètre de sortie est :

$$S_3 = \frac{\pi D_3^2}{4}$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 S_3}{\pi}}$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times 6136,07} = 88,389 \text{ m}$$

$$D_3 = 88,389 \text{ m}$$

Appendice H

Surface d'échange dans le cas de tirage naturel.

Débit de vapeur

De l'équation B.9 on détermine le débit de vapeur

$$\dot{M}_v = \frac{M_e}{W_{tot}} = \frac{400000}{1144,83} = 349,4 \text{ Kg/s} \quad (\text{H.1})$$

$$\dot{q}_c = \dot{M}_v (i_s - i_c) = 349,4 (671 - 49) \cdot 4,185 \quad (\text{H.2})$$

$$\dot{q}_c = 909512,66 \text{ KW}$$

Débit d'eau de refroidissement

$$\dot{M} = \frac{\dot{q}_c}{c_{pe}(T_e - T_s)} = \frac{909512,66}{4,185(49 - 30)} = 19756,98 \text{ Kg/s} \quad (\text{H.3})$$

$$\dot{M} \approx 19757 \text{ Kg/s}$$

Débit d'air

$$\dot{m} = \frac{0,75 \times 909512,66}{1(49 - 5 - 35)} = 75792,72 \text{ Kg/s} \quad (\text{H.4})$$

$$t_e = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta_m = 5,485^\circ\text{C}$$

$$U = 96 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$F = 0,77$$

$$\dot{q}_c = U A F \Delta\theta_m \rightarrow A = \frac{\dot{q}_c}{U F \Delta\theta_m} \quad (\text{H.5})$$

$$A = \frac{909512660}{96 \times 0,77 \times 5,485} = 2243211,2 \text{ m}^2$$

$$A_e = 2,267 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m}^2$$

Appendice I

Diamètre de la jupe

Longueur totale des tubes

$$L = \frac{A}{A_e} = \frac{2}{1} = 9895,064,8 \text{ m} \quad (\text{I.1})$$

Section de passage à l'intérieur des tubes

$$S_i = \frac{\dot{M}}{\rho_a v_a} = \frac{19757}{1000 \times 2,2} = 8,98 \text{ m}^2 \quad (\text{I.2})$$

Nombre de tubes

$$n_t = \frac{S_i}{\frac{\pi d_i^2}{4}} = \frac{8,98}{\frac{\pi \cdot (18,8 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 32008,3 \quad (\text{I.3})$$

$$n_t = 32008$$

Longueur de chaque tube

$$L_1 = \frac{L}{n_t} = \frac{9895,064,8}{32008} = 309,143 \text{ m} \quad (\text{I.4})$$

$$D_s = \frac{L_1}{\pi} = \frac{309,143}{\pi} = 98,403 \text{ m} \quad (\text{I.5})$$

Section de passage autour des tubes

$$S_a = \frac{\dot{m}}{\rho_a v_a} = \frac{75792,72}{1,158 \times 10} = 6545,14 \text{ m}^2 \quad (\text{I.6})$$

Nombre de tubes par rangée

$$n_r = \frac{S_a}{L_1} \cdot \frac{1}{p \cdot d_e} = \frac{6545,14}{309,143} \cdot \frac{1}{38,1 \cdot 10^{-3}} = 555,69 \quad (\text{I.7})$$

$$n_r = 556$$

Hauteur de la jupe

$$Z_s = n_r \cdot p = 556 \times 63,5 \cdot 10^{-3} = 35,306 \text{ m} \quad (\text{I.8})$$

Nombre de rangées de tubes

$$R = \frac{n_t}{n_r} = \frac{32008}{556} = 57,56 \approx 58$$

Chute de pression à travers les tubes

$\Delta P_E = 932,2 \text{ N/m}^2$ car les paramètres sont les mêmes que dans le second chapitre.

Appendice J

Performance des deux systèmes de refroidissement en hiver.

a) Tirage artificiel

$$t_1 = 5^\circ\text{C}$$

Les dimensions et la puissance du ventilateur sont maintenues ainsi que celles de l'échangeur.

Chute de pression à travers les tubes

$$\Delta P_E = \frac{2 f' G_{\max} R}{\rho}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R t_1} = \frac{101325}{287 \times 278} = 1,27 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 17,08 \cdot 10^{-6} \frac{273+112}{278+112} \left(\frac{278}{273} \right)^{3/2} = 17,33 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/ms}$$

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 S_a} = \frac{94741}{1,27 \times 8181,43} = 9,12 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} = \frac{1,27 \times 9,12 \times 25,4 \cdot 10^{-3}}{17,33 \cdot 10^{-6}} = 16975,94$$

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{63,5-25,4}{25,4} \right)^{1,08}} \right\} 16975,94^{-0,16} = 0,0686$$

$$G = \rho V = 9,12 \times 1,27 = 11,58 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$\Delta P_E = \frac{2 \times 0,0686 \times 11,58^2 \times 58}{1,27} = 840,22 \text{ N/m}^2$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101325 - 840,22 = 100484,78 \text{ N/m}^2$$

On suppose que $t_2 = 20^\circ\text{C}$

$$\rho_2 = \frac{100484,78}{287 \times 293} = 1,195 \text{ Kg/m}^3$$

$$\frac{V_1^2}{2} + g z_1 = \frac{V_2^2}{2} + g z_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho_1}$$

$$\frac{V_2^2}{2} = \frac{V_1^2}{2} + \frac{\Delta P_E}{\rho_1} = \frac{9,12^2}{2} + \frac{840,22}{1,27} = 703,18 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$V_2 = 37,5 \text{ m/s}$$

Comme dans l'ap... E, equation E.5

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = \frac{V_A^2 - V_2^2}{2} + g(z_A - z_2) = \frac{48^2 - 37,5^2}{2} + 9,81(52 - 22,066)$$

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = 742,53 \rightarrow P_2 - P_A = 1,195 \times 742,53$$

$$P_2 - P_A = 819,75 \text{ N/m}^2$$

$$P_A = P_2 - 819,7 = 100484,78 - 819,75 = 99665,03 \text{ N/m}^2$$

$$P_A = 99665 \text{ N/m}^2$$

$$t_A = t_2 \left(\frac{P_A}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 293 \left(\frac{99665}{100484,78} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 292,32 \text{ K}$$

$$\rho_A = \frac{P_A}{R t_A} = \frac{99665}{287 \times 292,32} = 1,188 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_V = P_B - P_A \rightarrow P_B = P_A + \Delta P_V$$

$$P_B = 99665 + 724,16 = 100389,16 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Posons } t_B = t_A$$

$$\rho_B = \frac{P_B}{R t_B} = \frac{100389,16}{287 \times 292,32} = 1,197 \text{ kg/m}^3$$

Avec ces valeurs, on peut déterminer Z_D

$$\frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{\rho_V^*}{\rho_E^*} \right) = (\rho_V^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_V^*} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \left[\left(\frac{S_1}{S_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{Z_V}{\rho_E^* \frac{V_1^2}{2g}} \right\} - \frac{\Delta P_V - \Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} - \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right]$$

$$Z_D = 348,721 \text{ m}$$

b) Tirage naturel

$$\Delta P_V = 0$$

$$\rho_V^* = 1$$

$$\frac{Z_D}{\frac{V_1^2}{2g}} \left(1 - \frac{1}{\rho_E^*} \right) = \frac{\Delta P_E}{\rho_1 \frac{V_1^2}{2}} + \rho_E^* \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - (\rho_E^* - 1)$$

$$Z_D = 1272,205 \text{ m}$$

REFERENCES

1. Chaleur et Thermodynamique
C. Chaussin, J. Barralis, G. Hilly
Editions DUNOD
2. Thermique générale
Editions de Moscou
3. Techniques de l'ingénieur 8. 353
4. Le pétrole : Raffinage et Génie chimique. Tome 2
Pierre Wuthier
Editions TECHNIP
5. Guide Technique de Thermique
J. Gosse
Editions DUNOD
6. Cours de Machines Thermiques III (FEN 151)
Mr. Dimitrov
7. Thèse de doctorat :
Waste Heat Disposal To Air With Forced And Natural
Draft : Some Analytical Design Considerations.
8. Principles of Heat Transfer
F. Kreith
International Textbook Company. Scranton

BIBLIOTECA
MUSEO
1875