

21/83

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
Département Génie - Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

THEME

TOUR DE REFROIDISSEMENT
HUMIDE

2 PLANCHES

Proposé par :

Mr. DJEBLOUN

Suivi par :

Mr. GACEM

Etudié par :

DEBOUB Khaled

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
Département Génie - Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

**TOUR DE REFROIDISSEMENT
HUMIDE**

Proposé par :
Mr. DJEBLOUN

Suivi par :
Mr. GACEM

Etudié par :
DEBOUB Khaled

Promotion Juin 1983

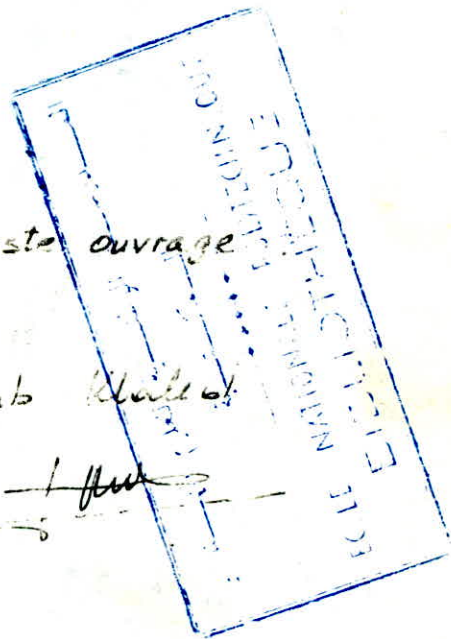
DEDICACES

- A ma mère, a mon père
- A mon Oncle Missaoui aïssa
- A ma Soeur
- A toute ma famille
- A tous mes amis

Je dedie ce modeste ouvrage

Leboub Klouel





REMERCIEMENTS

Toute ma gratitude la plus sincère et la plus profonde à mon promoteur M^r GACEM, qui par sa collaboration effective et ses judicieux conseils, a rendu possible l'élaboration de ce projet.

J'exprime ma vive et sincère reconnaissance à tous les professeurs et assistants qui ont bien voulu répondre à mes questions, ainsi que pour leurs conseils qui m'ont aidé à réaliser ce projet.

Je tiens à remercier tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.

Resumé

Le travail que nous nous proposons de faire est de traiter l'étude d'une tour de refroidissement humide (ou refroidisseur de fluides industriels) dont la capacité d'échange est de $(1.000.000 \cdot \frac{\text{kcal}}{h})$. Le système envisagé est un système de refroidissement évaporatif à circuit fermé. Cette combinaison (Tour + échangeur) a été adoptée dans le but d'économiser de l'eau et afin de réduire les coûts d'exploitation comparé à d'autres systèmes. Le média à refroidir dans notre cas est l'eau. Les conditions choisies sont standards, avec une température ambiante de 22°C et une humidité relative de 60% ainsi qu'un écart de 20°C pour l'échangeur, ce qui conduit à une surface d'échange de $92,88 \text{ m}^2$, résultat acceptable mais qui reste à vérifier par l'expérience. Pour améliorer ce résultat davantage et assurer un bon rendement de la tour, on doit vérifier les limites de la formule utilisée pour calculer h_i ; coefficient de transmission interne de l'échangeur. Les puissances de la pompe ($2,705 \text{ kW}$) et des ventilateurs ($5,437$) avec des rendements estimés respectivement ($0,75$) et ($0,70$) montrent bien qu'avec un choix judicieux des paramètres, on aboutirait à des résultats encore plus précis.

TABLE DES MATIERES

- CHAPITRE . I . INTRODUCTION

1. Utilité	1
2. Historique	2
3. Objectif de l'étude	3
4. Principe de fonctionnement	3
5. Comparaison avec d'autres systèmes	4
6. les réfrigérants atmosphériques	6
7. les échangeurs de chaleur	18

- CHAPITRE . II . ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR

1. Échangeur de chaleur à courants parallèles et à contre courant	
2. Détermination de la température du fluide après contact avec l'échangeur	21
3. Température moyenne logarithmique	21
4. Dimensions de l'échangeur	23
4a. Coefficient global de transmission	24
4b. Calcul des différents coefficients de transmissions (h_e, h_i, \dots)	25
4c. Surface d'échange	31

- CHAPITRE . III . THEORIE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

1. Principe	32
2. Circulation des fluides air / eau	32
3. Étude théorique	32

3.1	Bilan thermique d'une tour à ruissellement	33
3.2	Equations theoriques	33
3.3	Caracteristiques de l'air à l'entrée de la tour	36
3.4	Caracteristiques de l'air à la sortie de la tour	39
3.5	Calcul de la droite de fonctionnement	41
3.6	Représentation de la ligne opératoire	42
3.7	Influence des variables opératoires	44
3.8	Chute de pression dans la tour	45
3.9	Système de distribution d'eau	47
3.10	Entretien de la tour et traitement de l'eau	54

CHAPITRE - IV - APPENDICES

Appendice A :	Dimensionnement de l'échangeur	57
Appendice B :	Calcul de la droite de fonctionnement	62
Appendice C :	Chute de pression dans la tour	63
Appendice D :	Puissance des ventilateurs	64
Appendice E :	Calcul des pertes de charges	65
Appendice F :	Puissance de la pompe	67

- CONCLUSION

- REFERENCES

TABLE DES TABLEAUX

- Tableau 1: Constantes physiques de l'eau	70
- Tableau 2: Constantes physiques de l'air	71
- Tableau 3: Pression de vapeur à saturation	72
- Tableau 4: Caractéristiques de l'air	40
- Tableau 5: Dimensions de la batterie	56

TABLE DES FIGURES

1 -	Schema de la tour	5
2 -	Systeme de refroidissement à passage unique	7
3 -	Tour de refroidissement ouverte	7
4 -	Tour de refroidissement avec échangeur	9
5 -	Refroidisseur à air	9
1a -	Tour de refroidissement à tirage induit	11
1b -	Tour de refroidissement à tirage forcé	11
1c -	Tour de refroidissement atmosphérique	13
1d -	Tour de refroidissement à tirage naturel	13
4.1 -	Echangeur de chaleur à collecteurs nettoyables	20
4.2 -	Ecoulements à courants parallèles	22
4.3 -	Ecoulements à contre-courants	22
4.4 -	variation de la pression dans la section transversale d'un tube	27
6 -	Tour théorique à contre courant	35
7 -	Courbe d'équilibre et ligne opératoire	43
8 -	Buse de pulvérisation	48
9 -	Détermination du coefficient des pertes de charges singulières (ξ)	53

SYMBOLES ET ABREVIATIONS

- A : Surface d'échange
- A_{min} : Section minimale entre les tubes
- A_f : Coefficient
- a : Coefficient de diffusivité.
- B : Largeur de la batterie
- C_p : Chaleur spécifique.
- D_r : Diamètre de la rampe.
- D_s : Diamètre de courbure du serpentin.
- F : Facteur de correction
- f' : Facteur de frottement empirique.
- G_c : Débit d'eau chaude
- G_f : Débit d'eau froide
- G_w ou M_w : Débit d'eau.
- H : Hauteur de la batterie (Chapitre I et II)
- H : Pertes de charges (Chapitre III)
- h_e : Coefficient de transmission de chaleur externe
- h_i : Coefficient de transmission de chaleur interne
- H_r : Humidité relative
- h : Pertes de charges
- h_f : Pertes de charges par frottement
- h_c : Pertes de charges locales
- h_b : pertes de charges au niveau des buses
- h_1 et h_2 : Pertes de charges au niveau du collecteur

- I : Enthalpie absolue
 k : Coefficient de transfert de chaleur de la paroi du tube
 L : Longueur de la batterie, L_t : Longueur totale d'un tube.
 l_r : longueur de la rampe
 N_t : Nombre de tubes (total)
 N_r : Nombre de tubes par rangée
 n_{rt} : Nombre de rangées (sinuations) par tube.
 P_v : Pas vertical
 P_h : Pas horizontal
 P_s : Pression partielle
 P_t : Pression totale
 P_v : Puissance des ventilateurs.
 P : Puissance de la pompe
 P_m : Puissance du moteur
 Q : Quantité de chaleur échangée
 Re : Nombre de REYNOLDS
 r_i : Rayon interne du tube
 r_e : Rayon externe du tube
 r_m : Rayon moyen du tube
 S : section du tube
 S_e : Surface spécifique
 T : Température
 T_m : Température moyenne
 T_f : Température du film
 T_{stw} : Température de saturation

U : Coefficient global de transmission

v : vitesse linéaire

v_m : vitesse linéaire moyenne

V : Volume

X : Humidité absolue.

ΔP : Pertes de pression

$\Delta_m T$: Température moyenne logarithmique.

m.c.e : Mètres de colonne d'eau

INDICES :

e : Eau

a : Air

c : Eau chaude

f : Eau froide

1 : Entrée

2 : Sortie

LETTRES GRECQUES

η : Rendement

φ : Angle d'inclinaison

μ : Viscosité dynamique

ν : Viscosité cinématique

λ : Conductivité thermique du matériau

ρ : Masse volumique

ϵ : Coefficient des pertes de charges

CHAPITRE I . INTRODUCTION

I.1 - Utilité des Tours de refroidissement .

Les tours de refroidissement d'eau sont utilisées dans de nombreux cas industriels (conditionnement d'air, réfrigération, refroidissement de fluides industriels, etc...) où il est nécessaire de refroidir de grandes quantités d'eau; c'est en particulier le cas de refroidissement de l'eau circulant dans les condenseurs d'un circuit frigorifique d'une installation de réfrigération ou de congélation, quand elles sont conçues avec système économiseur qui permet de limiter le débit d'eau d'appoint en eau froide . Les tours de refroidissement peuvent être utilisées dans n'importe quel processus dans lequel l'eau est utilisée comme véhicule pour l'enlèvement de la chaleur et quand il est désirable de faire un rept final de chaleur dans l'air atmosphérique . L'eau remplissant les fonctions de fluide de transfert de chaleur, cède cette dernière à l'air atmosphérique et ainsi l'eau de refroidissement récupérée et recirculée à travers le système, fournissant une opération économique . En circuit fermé le réfrigérant atmosphérique peut être à tirage naturel ou à tirage forcé ; Ce dernier implique une dépense énergétique certaine, mais présente des avantages non négligeables par sa faible consommation d'eau et simplicité dans le fonctionnement . Les tours sont généralement à l'extérieur, au sol ou sur la terrasse d'un bâtiment (Dans certains cas) ; Elles peuvent

être installés à l'intérieur à condition que le soufflage d'air soit gainé jusqu'à l'extérieur et que l'air extérieur puisse se faire facilement ; la gaine sur le soufflage peut entraîner une réduction sensible du débit d'air et par conséquent un abaissement de la puissance calorifique dégagée.

I.2. Historique

Les tours de refroidissement d'eau (« Cooling towers » en anglais), sont aussi appelées : Aérorefrigérants, économiseurs d'eau et réfrigérants atmosphériques ...

Elles sont importantes chaque fois qu'un important besoin en eau « fraîche » est nécessaire. Cette eau de plus en plus rare, donc de plus en plus chère ! De plus, certains règlements s'opposent à la consommation d'eau potable à des fins industrielles. Dans le but de trouver une solution à ce problème, des travaux ont été faits par les physiciens suivants : LEWIS (1922), MOLLIER (1923), MERKEL (1925), NOTTAGE (1941), LICHTENSTEIN (1944), SHERWOOD (1946), MICKLEY (1949) et G. RIGOT [3]. L'étude théorique qui suit est en partie une synthèse des travaux réalisés par les physiciens cités ci-dessus. La tour étudiée est du type ; Refroidisseurs de fluides industriels de type VX, réalisation récente par (B.A.C) Baltimore air coil.

I.3 Objectif de l'étude .

Le but de cette étude est de dimensionner une tour de refroidissement huide dans le cas d'une aérorefrigeration à tirage forcé . Les lattes sont dans ce cas remplacées par un échangeur (serpentin); donc le travail consiste à déterminer la surface d'échange du serpentin et le dimensionnement de la tour en tant qu'ensemble (section échange et section bassin) et le choix des auxiliaires en tenant compte de l'encombrement . L'étude comportera une partie théorique sur les échangeurs de chaleur et sur les tours de refroidissement; une deuxième partie réservée aux différents calculs nécessaires pour le dimensionnement de l'échangeur et de l'ensemble .

I.4. Principe de fonctionnement de la tour choisie .

Le fluide à refroidir circule dans les tubes de l'échangeur de chaleur (voir fig. 1). A travers la paroi des tubes, la chaleur du fluide se transfère à l'eau ruisselant sur les tubes . Un courant ascendant est forcé à travers la batterie, provoquant l'évaporation d'un faible pourcentage de l'eau de ruissellement, absorbant ainsi la chaleur latente d'évaporation et la rejetant à l'atmosphère . L'eau de ruissellement tombe dans le bassin et est recirculée par la pompe . Les gouttes d'eau entraînées par l'air sont arrêtées par des éliminateurs placés au

au sommet de l'appareil et retombent dans le bassin.

La consommation d'eau se limite à la quantité évaporée, plus une faible qu'on purge ponctuellement à dessein, afin de limiter la concentration des impuretés dans le bassin.

I.5 Comparaison avec d'autres systèmes.

5.1. Passage unique : (fig. 2)

C'est le système le moins économique ne se justifiant que par l'utilisation d'une installation à proximité d'une rivière du fait du rejet total de l'eau de refroidissement.

5.2. Tour de refroidissement ouverte : (fig. 3).

Les tours de refroidissement ouvertes sont des économiseurs d'eau, mais l'eau à refroidir y est en contact avec le mouvement d'air, dont les impuretés le contaminent, causent ainsi des problèmes d'entartrage et de corrosion des échangeurs de chaleur. Par contre le système choisi élimine les problèmes d'encrassement et d'entartrage des circuits de refroidissement, le liquide à refroidir circulant dans un système propre fermé, étanche.

5.3. Tour de refroidissement avec échangeur. (fig. 4)

Cette combinaison économise l'eau et présente les avantages du refroidissement en circuit fermé mais plus honorerent qu'un refroidisseur évaporatif puisqu'il est constitué

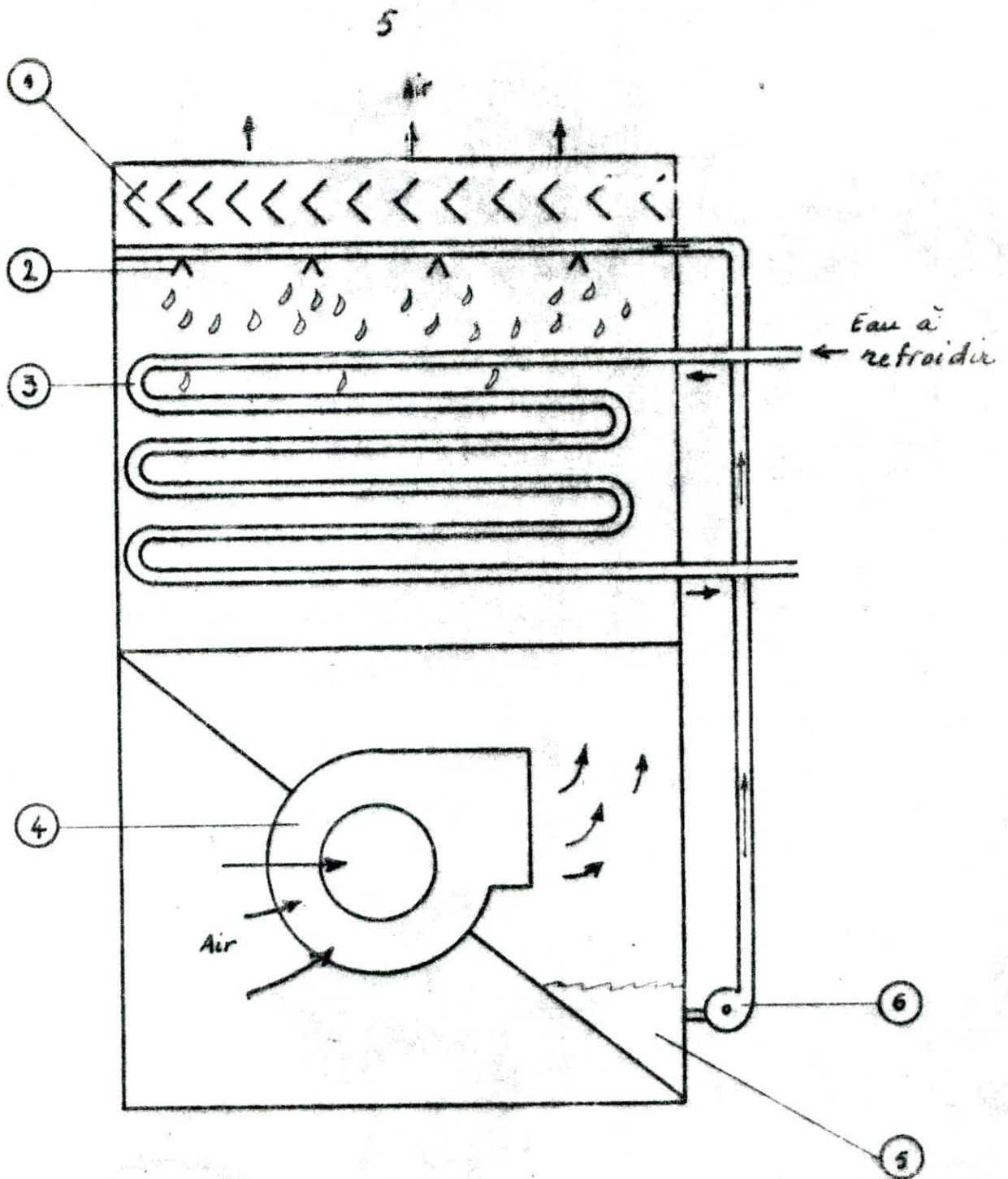


Fig.1 Schéma de la tour

- (1) Eliminateurs.
- (2) Elements de dispersion.
- (3) Echangeur de chaleur.
- (4) Ventilateur.
- (5) Bassin de recuperation.
- (6) Pompe de recirculation.

de deux éléments à installer et à raccorder. Le coût d'exploitation est également plus élevé, puisque la tour de refroidissement demande une plus grande pompe pour son circuit d'eau de renouvellement.

5.4 Refroidisseurs à air ou Aerorefrigerant (fig 5).

Son efficacité est déterminée par le transfert de la chaleur sensible et demande un débit d'air plus élevé et une plus grande surface d'échange que le refroidisseur évaporatif. Son emploi est plus intéressant du fait de l'élimination de tout le circuit hydraulique (Pompe, tuyauterie... etc) et peut se justifier pleinement dans les endroits manquant d'eau en grande quantité.

I.6. Les réfrigérants atmosphériques.

6.1. Mode de la réfrigération.

Le transfert de chaleur de l'eau chaude à l'air froid est accompli essentiellement par évaporation et dans une certaine mesure par transfert de chaleur sensible. Quand l'air entre son humidité relative est généralement inférieure à 100%, il sort avec température sèche plus grande et avec une teneur en humidité plus proche de la saturation. La quantité d'eau évaporée est relativement

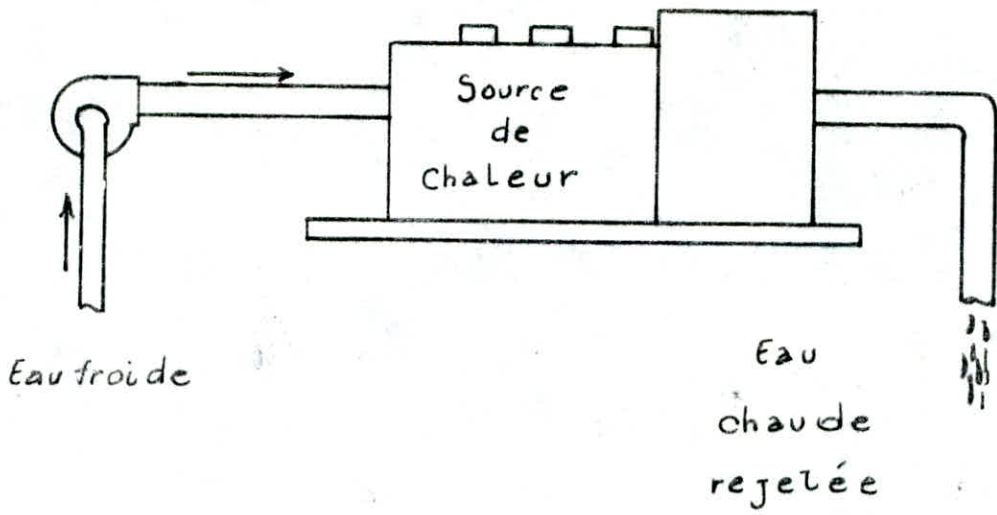


Fig.2 : . Système de refroidissement à passage unique

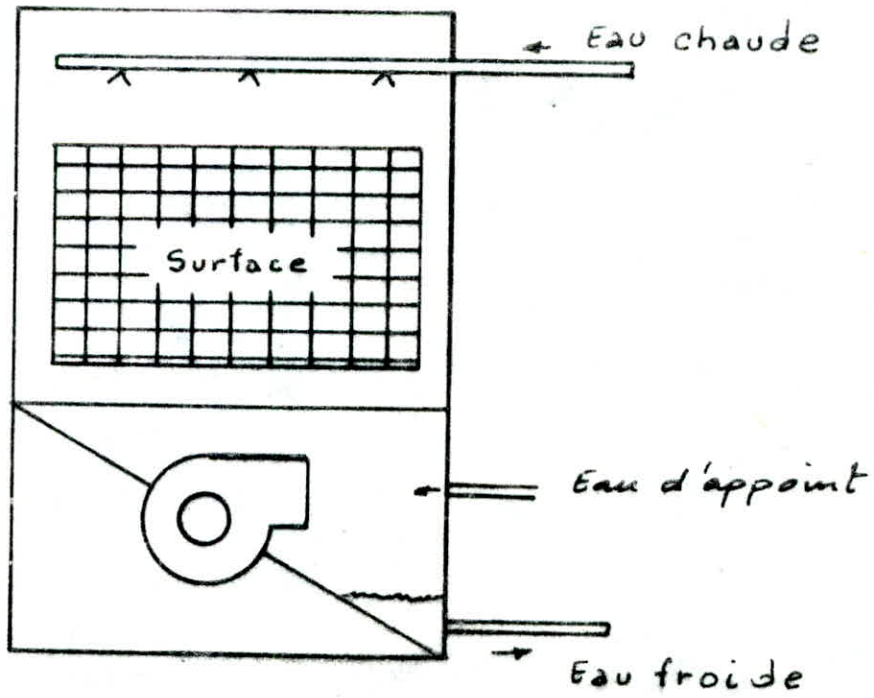


Fig:3 . Tour de refroidissement ouverte

faible, elle représente typiquement 1% de l'eau de circulation pour chaque 10°C de refroidissement. Les pertes sont généralement de 0,1 à 0,2% de l'eau de circulation de la tour et doivent être additionnées aux pertes par évaporation pour faire le compte de toute l'eau perdue dans l'opération pratique du refroidissement.

6.2. Classification des tours de refroidissement.

On peut classer ces tours selon 2 types principaux; les tours à tirage mécanique et les tours à circulation naturelle.

6.2.1. Tour à tirage mécanique.

Dans les tours à tirage mécanique, l'air peut être distribué de deux façons.

- a - Tours à tirage induit : (Fig. 1.a)

Les tours de cette classe sont les plus demandées actuellement, la tendance vers ces tours ne s'est accentuée que ces dernières années; Elle représente néanmoins une transition logique, un tour les avantages qu'elle offre sur les autres.

Dans ces tours, l'air peut entrer sur une ou plusieurs largeurs entières du mur, il en résulte que la hauteur de la tour requise pour l'entrée de l'air est réduite. L'air aspiré se décharge à travers le ventilateur à grande

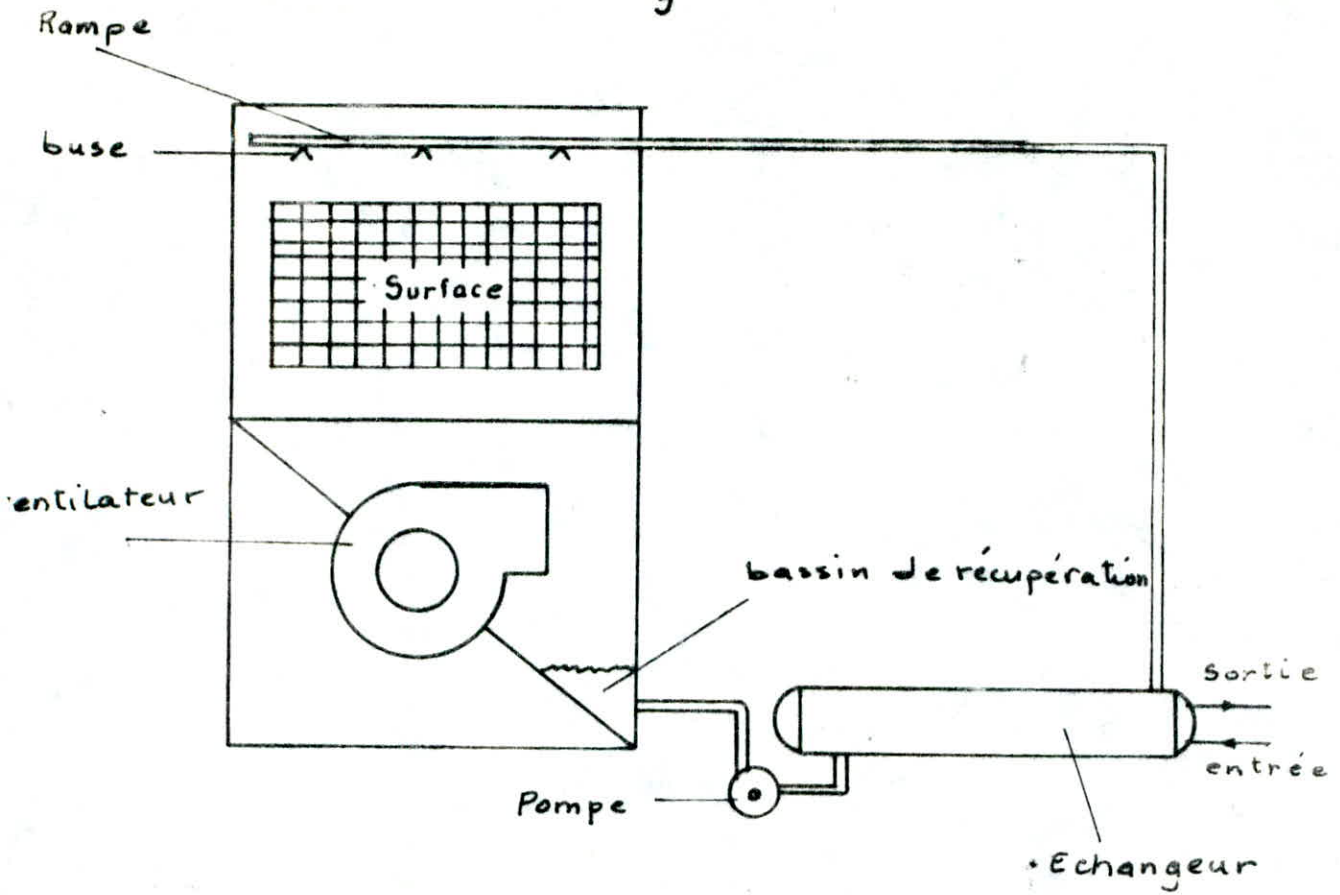


Fig:4 TOUR de refroidissement avec échangeur de chaleur

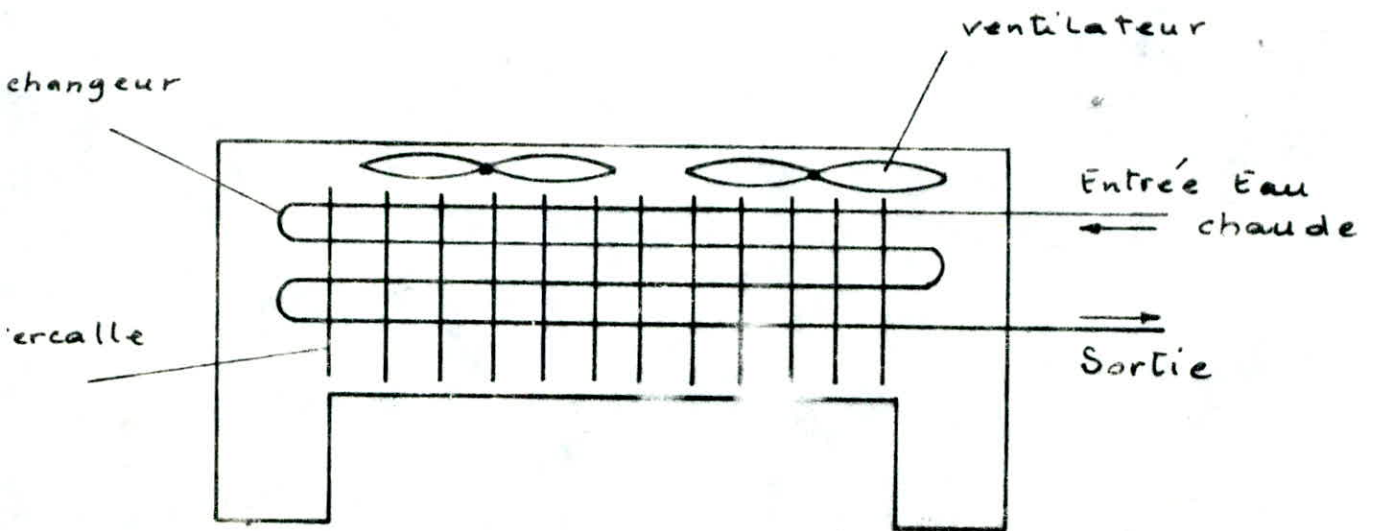


Fig:5 Refroidisseur à air

vitese comme dans les courants d'air naturels. Cependant la chute de pression se trouve du côté de la prise d'air du ventilateur, ce qui augmente la puissance totale de ce dernier. La grande vitesse de décharge du tirage induit produit aussi entraînement substantiel de gouttelettes d'eau du système par le courant d'air.

- b - Tours à tirage forcé: (Fig. 1b).

Dans ce type de tirage, l'air entre à travers l'ouverture circulaire du ventilateur, alors une grande hauteur et un volume de la tour relativement inefficaces doivent être pourvu d'un espace d'arrivée d'air. La distribution de l'air est pauvre car celui-ci doit de 90° et à grande vitesse.

Dans ces tours, l'air se décharge à une vitesse faible pour une grande ouverture au sommet. Dans ces conditions, l'air possède une petite vitesse d'entrée et tend à s'installer sur le chemin de la prise d'air du ventilateur. Ceci signifie que la prise d'air frais est contaminée par l'air partiellement saturé, qui est déjà passé à travers la tour auparavant. Quand cela se produit, il y a recirculation et réduit alors la capacité de performance de la tour de refroidissement.

6.2.2 Tour à circulation naturelle.

Elles sont de deux types aussi:

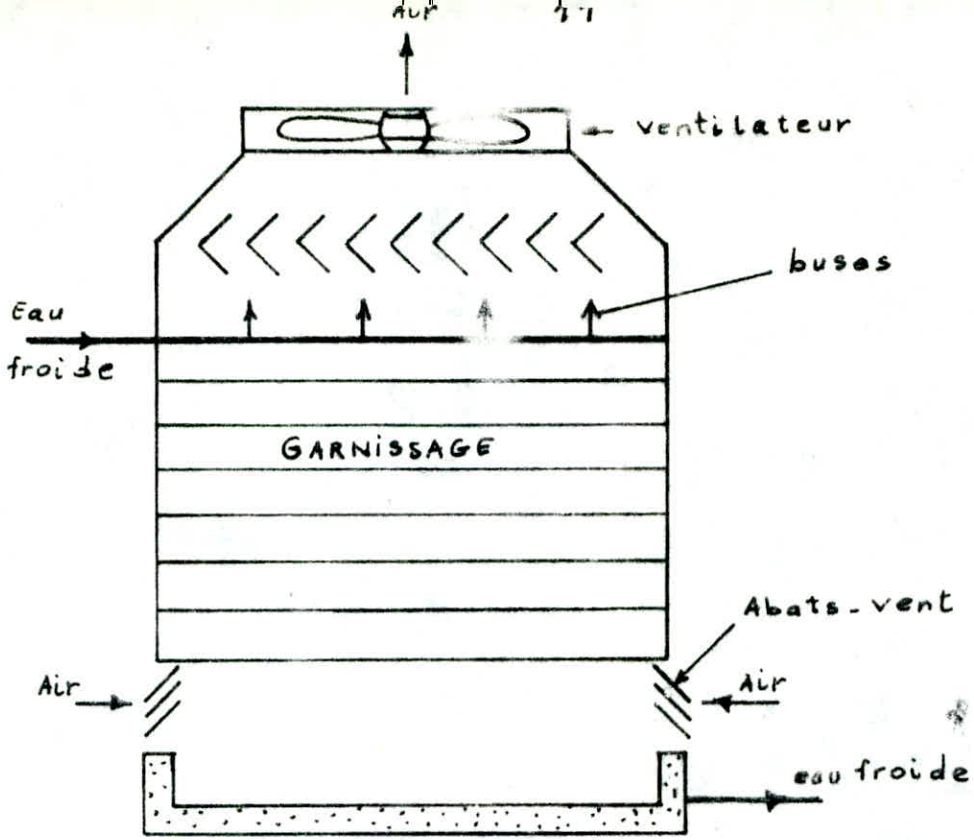


Fig. 1.a: Tirage induit

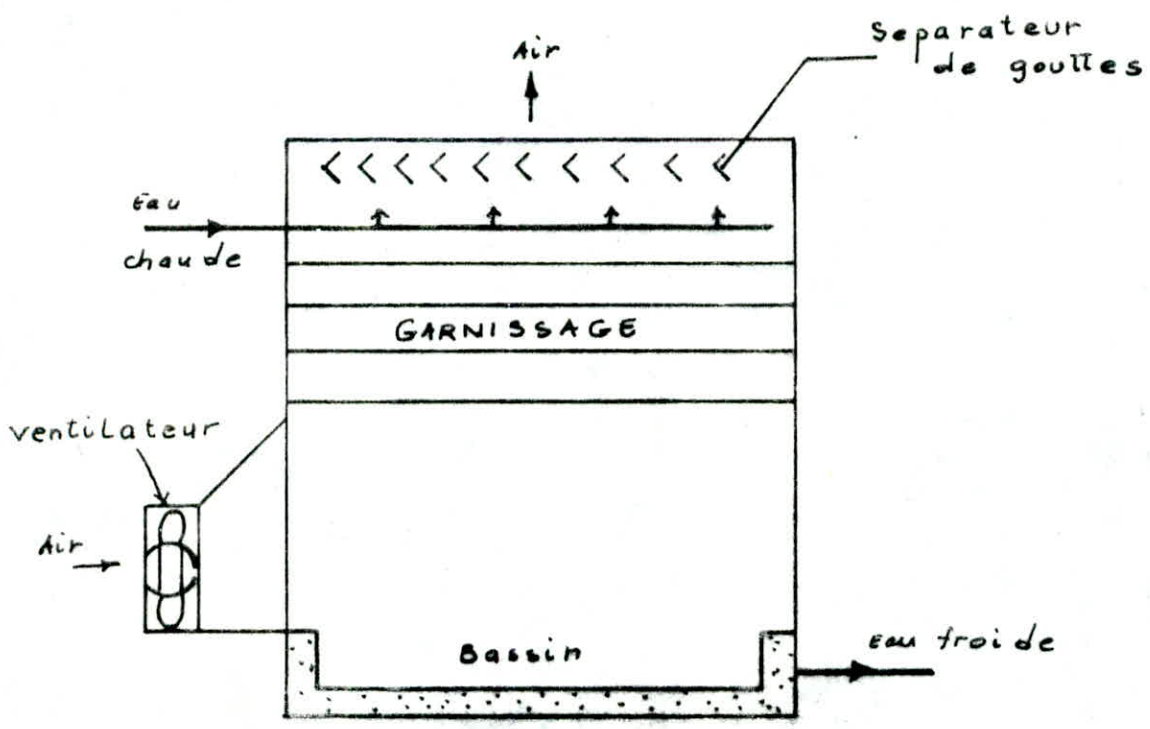


Fig. 1.b: Tirage forcé.

- a - Tour atmosphérique . (Fig. 1c) .

La Tour atmosphérique utilise les courants de vent atmosphérique l'air entre sur les côtés latéraux à travers des abats-vents dans direction à la fois changeant avec le temps dans l'année et d'autres conditions atmosphériques, dans les lieux ayant des vitesses moyennes de vent de 8 ou 9 km/h et partout où la puissance coûte chère; la tour atmosphérique est considérée comme le type le plus économique. Sachant que les courants atmosphériques doivent pénétrer sur toute la longueur de la tour, cette dernière est construite très étroite en comparaison avec les autres types, mais elle doit être très longue pour avoir une capacité égale. Elle devrait pour cela atteindre 600 mètres, ce qui est un non-sens, les pertes se produisent sur le côté latéral en entier et sont plus importantes que pour les autres types. Ces tours n'utilisent pas efficacement le potentiel disponible, sachant qu'elles opèrent à courant-croisés, alors que l'utilisation la plus efficace du potentiel est donnée par le contre-courant.

Quand l'eau refroidie est désirée à une température proche de la température humide, ce type est incapable de la produire. Les tours atmosphériques sont par conséquent de grande dimension et ont un grand coût initial et quand l'air se calme, elles peuvent cesser d'opérer.

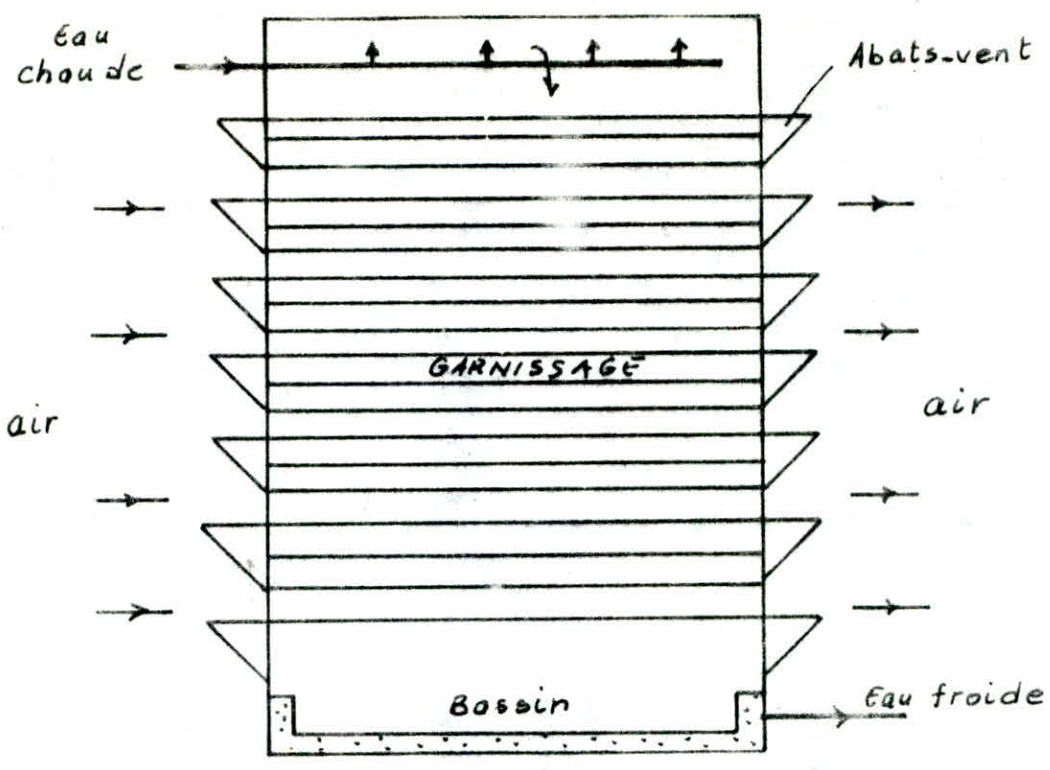


Fig. 1.c: Tour atmospherique

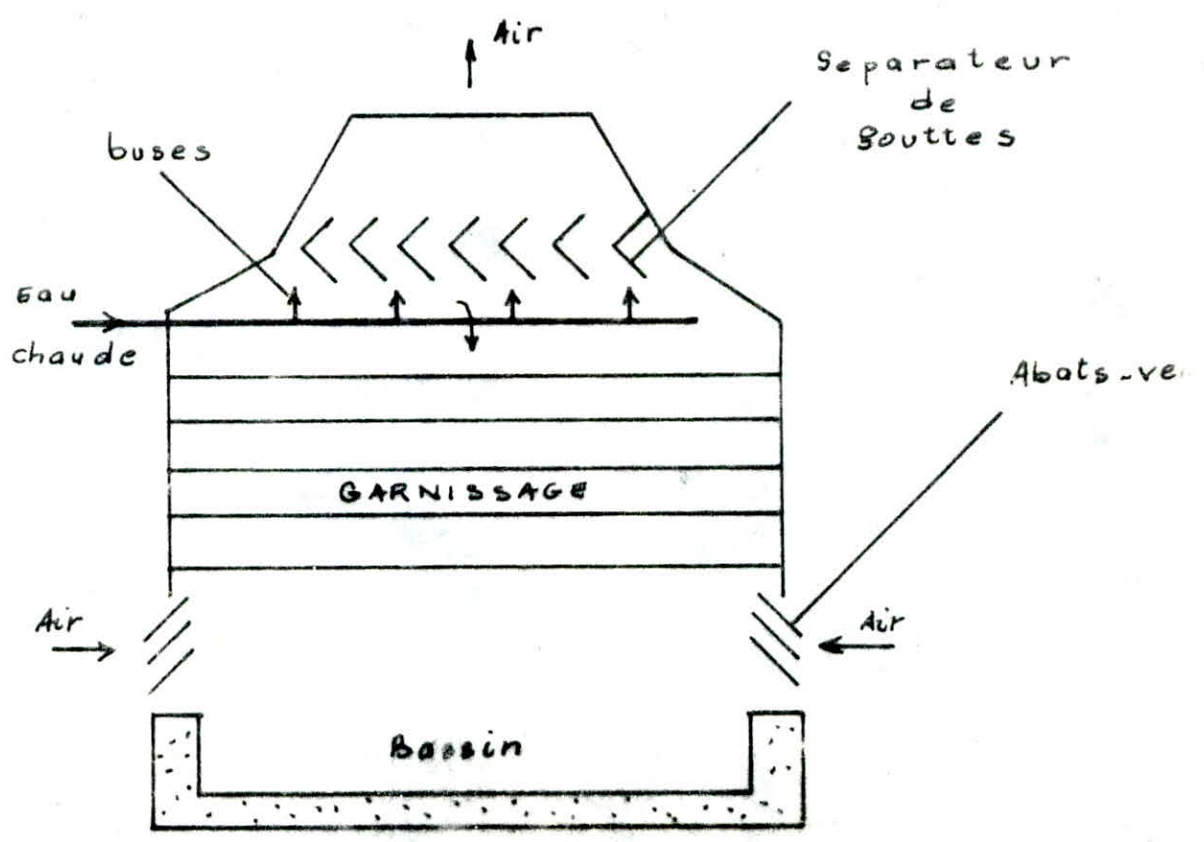


Fig. 1.d: Tour à tirage naturel

Elles ont un grand avantage cependant, c'est celui d'éliminer le coût de l'opération principale des tours à tirage mécanique c'est à dire le coût de la puissance du ventilateur.

Dans les régions où les vitesses moyennes du vent sont faibles, les charges fixes et les coûts de pompage compensent cet avantage.

- b - Tour humide à tirage naturel : (Fig. 1 d).

Les tours humides à tirage naturel opèrent de la même façon que les cheminées de hauts fourneaux; l'air est chauffé dans la tour par contact avec l'eau chaude, ce qui entraîne un abaissement de sa densité. La différence entre les densités de l'air à l'intérieur de la tour et l'extérieur crée un écoulement naturel de l'air froid vers l'intérieur par le bas et le rejet de l'air chaud de densité plus basse, vers le sommet. Les tours humides à tirage naturel doivent être hautes pour avoir aussi de larges sections transversales de croisement à cause du faible taux de vitesse dans lequel circule l'air comparé avec celui du tirage forcé. Ces tours humides à tirage naturel consomment plus de puissance de pompage que les Tours à tirage induit ou forcé; cependant elles éliminent le coût de la puissance des ventilateurs. Dans ce type de tour, la première considération

doit être donnée par les caractéristiques de la température de l'air.

6.3. Les composants de la tour choisie

6.3.1. Section d'échange.

- L'échangeur de chaleur représenté sur la figure 4.1 est un serpentini continu en tube d'acier lisse, éprouvé à une pression d'air de 2415 kpa sous immersion d'eau. Il est étudié pour une faible perte de charge et ses tubes sont inclinés afin de permettre une purge aisée du fluide à refroidir.

La batterie est montée dans un châssis en acier et l'ensemble est galvanisé à chaud.

- Le système de distribution d'eau.

Il comprend un collecteur d'amenée d'eau et des rampes de distribution en tube, acier galvanisé, munies de buses de pulvérisation en plastique, de grand diamètre et de large orifice, du type non-obstruable, disposée de façon à permettre un arrosage uniforme de la batterie sous toutes conditions d'opération. Les buses, les rampes et les collecteurs sont raccordés au moyen de bagues en caoutchouc qui permettent un démontage rapide pour nettoyage.

- Les Eliminateurs.

Ils ont un profil à trois changements de directions, avec angle finisseur, étudié pour retenir effectivement les gouttelettes

d'eau entraînées par l'air. De plus, ce profil augmente la vitesse de refoulement et oriente le flux d'air loin de l'aspiration des ventilateurs; montés en sections de manipulation facile; les éliminateurs peuvent être enlevés pour donner accès au système de distribution d'eau.

6.3.2 Section bassin.

La section bassin est en forme de V, avec un ventilateur monté sous son plan incliné. L'ensemble est réalisé en acier galvanisé en plein bain et protégé par un fini au chromate de zinc et aluminium.

La section bassin est constituée comme suit: -

- Des portes de visite circulaires donnent aisément accès à l'intérieur du bassin pour inspection et réglage de la vanne à flotteur, nettoyage des tamis et rinçage du bassin.

- Une pompe de recirculation est une unité centrifuge monobloc, en bronze avec garniture mécanique. La tuyauterie est prévue depuis l'aspiration de la pompe jusqu'au système de distribution d'eau par aspersion; installée verticalement la pompe se vide en même temps que le bassin.

Le moteur électrique est doté d'un capot de protection.

- Une conduite de purge permanente est montée entre le refoulement de la pompe et l'évacuation du trop-plein.

Une vanne permet de régler son débit.

- La vanne d'appoint d'eau en laiton est commandée par un flotteur en plastique, de large orifice (diamètre); le niveau d'eau se règle aisément au moyen d'écrous papillons disposés sur la tige du flotteur.

- Le tamis est de forme cylindrique et peut être aisément démonté pour nettoyage de sa surface perforée.

- Les moteurs des ventilateurs sont du type fermé à carcasse ventilée. Prévus pour service à l'extérieur, ils sont montés sous le plan incliné du bassin et sont ainsi protégés des intempéries.

6.4. Rôle de l'échangeur dans la tour.

La section d'échange dans ce cas d'étude remplace le garnissage des tours humides ordinaires. L'utilisation dans ce cas de gicleurs capables de produire ~~de~~ fines gouttelettes, produisant une grande surface pour le contact air/eau; permet d'atteindre des performances élevées par mètre cube dans le cas du garnissage et par mètre carré dans le cas de l'échangeur. La disposition des tubes de l'échangeur en quinque permet de retarder la chute de la surface de la goutte à travers l'appareil et permet la dispersion du liquide sur une grande surface.

I.7. Les échangeurs de chaleur

7.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un appareil parcouru par deux médiums ou davantage, dont l'un cède aux autres de la chaleur ou du froid. On peut dire qu'un échangeur de chaleur est appareil mettant deux fluides en contact thermique tout en ne mettant pas la continuation de l'un par l'autre. Les principes de transmission de chaleur en conduction et en convection sont appliqués pour concevoir et dimensionner un échangeur de chaleur. La surface d'échange nécessaire à l'accomplissement d'un service sera évaluée par la relation de NEWTON.

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta_m T} \quad (1.1)$$

où :

A = Surface d'échange effective

Q = Taux de chaleur transmise par unité de temps.

U = Coefficient global de transmission.

$\Delta_m T$ = Ecart moyen logarithmique entre les fluides chauds et froids.

Le coefficient global de transmission dépend des grandeurs géométriques caractérisant l'enceinte dans laquelle se produit l'écoulement du médium, de la nature de

l'écoulement, de constantes physiques du médium et de la plage des températures.

7.2. Choix de l'échangeur.

L'échangeur choisi est à collecteurs nettoyables représenté sur la figure 4.1; ce type n'est recommandé que pour les systèmes fermés, sous pression, refroidissement des fluides, qui pourraient former des dépôts solubles dans les tubes.

Des plaques démontables aux collecteurs d'entrée et de sortie de la batterie, permettent l'accès à chaque serpentin pour nettoyage aisé par pression ou au moyen de solvants.

Les tubes sont des serpentins en acier au carbone de surface lisse, d'un diamètre extérieur 26,7 mm galvanisés à chaud à l'extérieur seulement. Ils sont inclinés dans le sens de circulation du fluide pour assurer une vidange libre.

Les collecteurs et leurs plaques démontables sont exécutés en acier lourd et galvanisés après fabrication. Les échangeurs sont éprouvés à une pression hydraulique de 860 kPa.

Il existe en option des joints pour des pressions plus élevées; des raccords coudés permettent d'enlever les plaques d'accès sans perturber la tuyauterie.

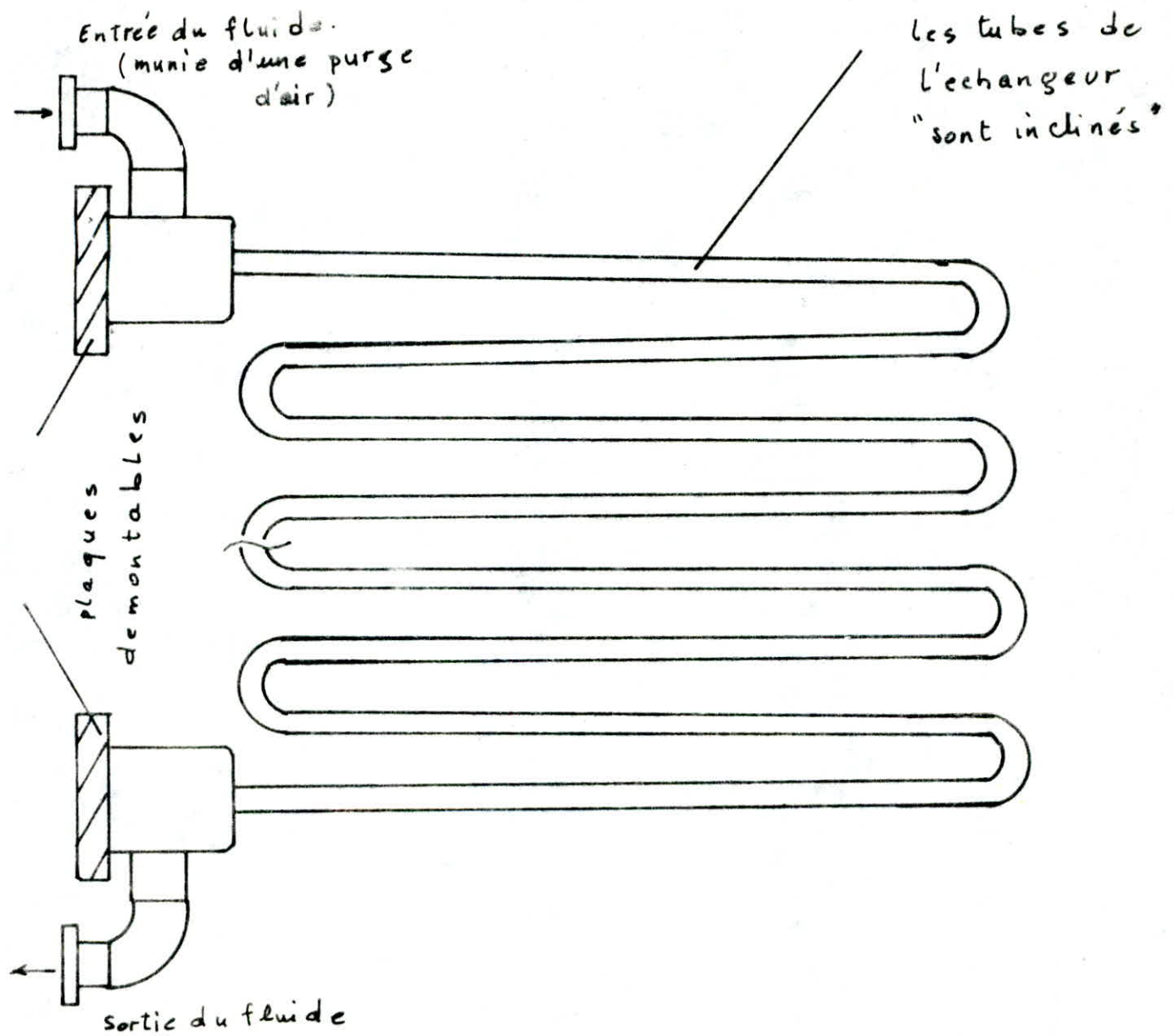


Fig. 4.1: Echangeur à collecteurs
nettoyables

CHAPITRE II : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR

II.1 Échangeur de chaleur à courants parallèles et à contre-courant.

Sur les figures 4.2 et 4.3 on voit les écoulements dans le cas des deux échangeurs cités. Si l'on considère les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides dans un échangeur de chaleur, on établit le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, et l'on néglige les pertes.

$$Q = G_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c1} - T_{c2}) = (\pm) G_f \cdot C_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) \quad (2.1)$$

(+) . Pour l'écoulement parallèle.

(-) . Pour l'écoulement à contre courant.

L'écoulement à contre courant est le cas considéré ici.

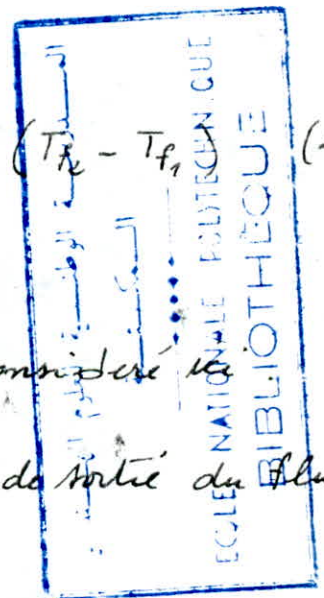
II.2 . Détermination de la température de sortie du fluide froid.

L'équation (2.1) permet d'écrire :

$$G_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c1} - T_{c2}) = G_f \cdot C_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) \quad (2.2)$$

ou :

$$\frac{G_c \cdot C_{pc}}{G_f \cdot C_{pf}} (T_{c1} - T_{c2}) = (T_{f2} - T_{f1})$$



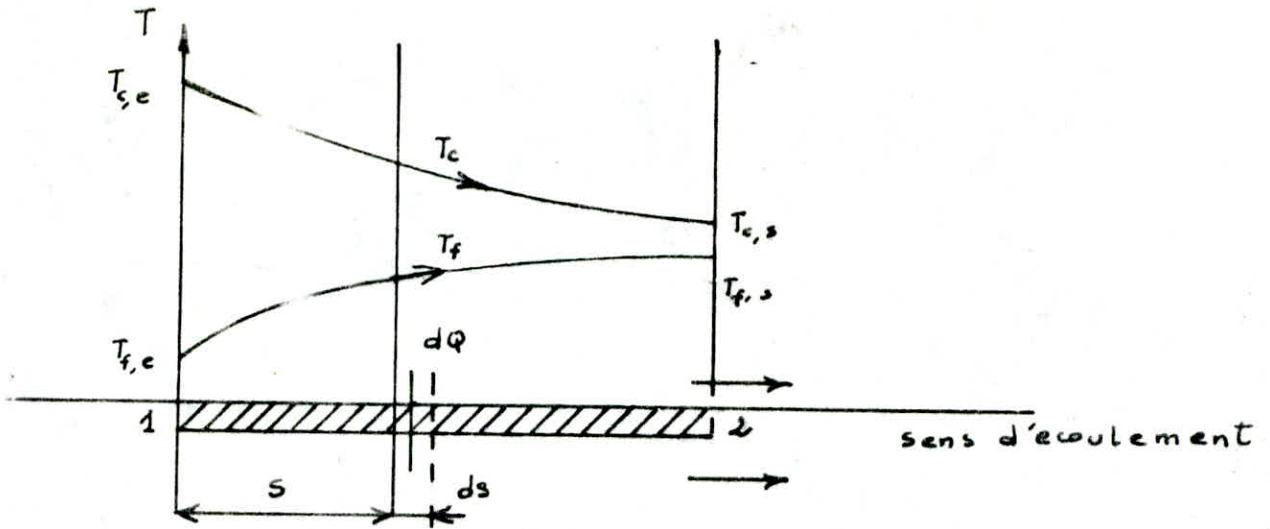


Fig. 4.2: Écoulement à courants parallèles.

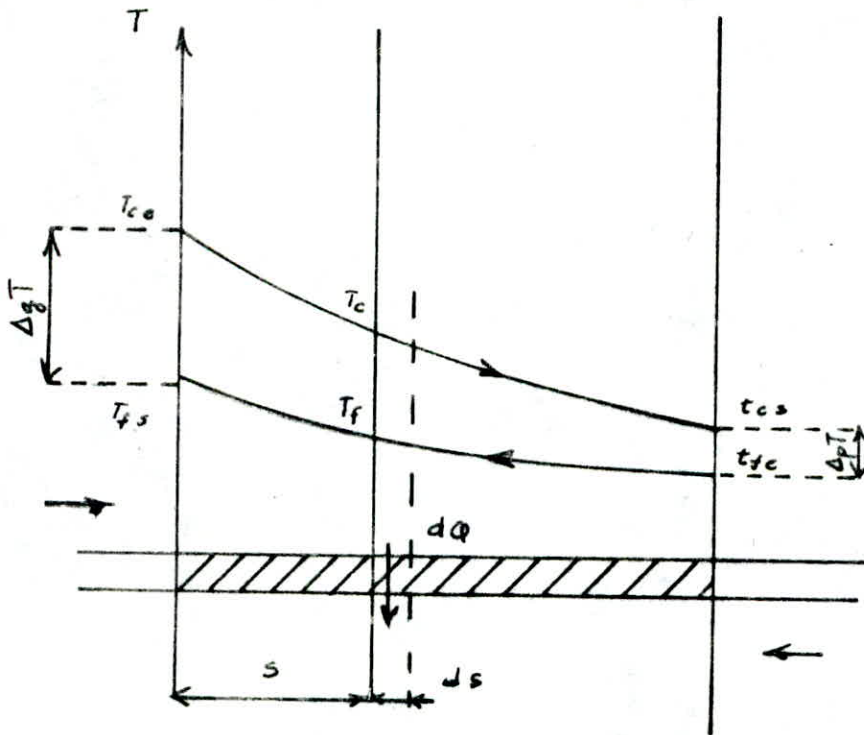


Fig. 4.3: Écoulement à contres-courants

ce qui donne :

$$T_{f_2} = T_{f_1} + \frac{G_c \cdot C_{p_c}}{G_f \cdot C_{p_f}} (T_{c_1} - T_{c_2}) \quad (2.3)$$

Exemple de calcul :

Données :

Avec : $G_c = 13,89 \text{ l/s}$

$$G_f = 29 \text{ l/s}$$

$$C_{p_c} = C_{p_f} = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{f_1} = 36,58^\circ\text{C}$$

II.3 Détermination de l'écart moyen logarithmique : $\Delta_m T$

On peut définir une différence moyenne de température conforme à la formule :

$$Q = \int_0^S U (T_c - T_f) dA = K.S. \Delta_m T \quad (2.4)$$

La différence moyenne choisie ainsi introduite peut-être exprimée au moyen des valeurs particulières que prend $(T_c - T_f)$ aux deux extrémités de l'appareil. En général l'une est plus grande que l'autre, nous désignerons pour $\Delta_g T$ la plus grande de ces différences et $\Delta_p T$ la plus petite.

Alors : $G_c \cdot C_{p_c} < G_f \cdot C_{p_f}$

$$\begin{aligned} \Delta_g T &= T_{c_1} - T_{f_2} \\ \Delta_p T &= T_{c_2} - T_{f_1} \end{aligned} \quad \text{d'où : } \Delta_m T = \frac{\Delta_g T - \Delta_p T}{\log \frac{\Delta_g T}{\Delta_p T}} \quad (2.5)$$

L'expression (2.5) est attribuée à : HAUSBRA

Dans le cas d'un écoulement croisé cette expression est multipliée par un facteur de correction F extraits d'abaques.

On a :

$$\Delta_g T = 13,42^\circ\text{C}$$

$$\Delta_p T = 3^\circ\text{C}$$

$$\Delta_m T = \frac{13,42 - 3}{\text{Log} \frac{13,42}{3}} = 7,0^\circ\text{C}$$

La détermination du facteur de correction nécessite l'évaluation des paramètres R et S .

$$R = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{\bar{T}_{f1} - \bar{T}_{f2}} \quad \text{et} \quad S = \frac{\bar{T}_{f1} - \bar{T}_{f2}}{T_{c2} - T_{c1}}$$

$$\text{d'où : } R = 0,87 \quad \text{et} \quad S = 0,48$$

$$\text{d'après les abaques on trouve : } F = 0,77$$

On aura alors :

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta_m T \quad (2.6)$$

II. 4. Détermination du Coefficient global de transmission de la chaleur (basé sur le diamètre extérieur).

Il est donné par la formule suivante; Pour des tubes cylindriques. (voir le calcul appendice A)

$$U_i = \left(\frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} + r_e \cdot \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{k} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (2.7)$$

où : r_i = rayon interne du tube

r_e = rayon externe du tube.

Les tubes sont en acier lisse d'où la conductivité de la paroi

$$k = 26 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft} \cdot ^\circ\text{F}} = 45,01 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Détermination de h_i et h_e :

1°) Vitesse d'écoulement dans les tubes.

$$N_t = 48 \text{ tubes.}$$

$$N_r = 24 \text{ tubes.}$$

Les tubes sont disposés en quinconce, ce qui donne :

$$v = \frac{G_c}{S_t} = \frac{G_c}{N_t \cdot S}$$

2°) Calcul du nombre de REYNOLDS.

Définition :

Le nombre de REYNOLDS caractérise pour un fluide donné le type d'écoulement. Dans les conduites fermées

l'écoulement est laminaire si $Re < 2100$.

l'écoulement est transitoire si $2100 < Re < 8000$.

l'écoulement est turbulent si $Re > 8000$.

Le nombre de REYNOLDS est caractérisé par cette relation

$$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu} \quad (2.8)$$

où : v = vitesse d'écoulement (m/s).

les propriétés thermophysiques du fluide sont calculées à la température moyenne du film définie par :

$$T_{mf} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Avec : $T_f = 40^\circ\text{C}$

$$\mu = 653,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

$$\rho = 992,2 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 0,84 \text{ m/s}$$

$$d_i = 20,93 \text{ mm}$$

d'où : $Re = 26701,46$; donc l'écoulement est turbulent.

Remarque :

Dans nos calculs pour l'écoulement on utilise des équations d'intérêt pratique liant le nombre de REYNOLDS au nombre de PRANDTL à la configuration géométrique du système, au gradient de température et aux conditions thermiques.

3°) calcul du nombre de PRANDTL

Le nombre de PRANDTL est fonction exclusivement des propriétés du fluide. Il est pour la température moyenne du fluide chaud égal à :

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{ou :} \quad \begin{array}{l} \nu \text{ en } (\text{m}^2/\text{s}) \\ a \text{ en } (\text{m}^2/\text{s}) \end{array}$$

Pour $T_f = 40^\circ\text{C}$, on a : $Pr = 4,35$

4°) Calcul du nombre de NUSSELT

Pour un écoulement développé de l'eau à l'intérieur de tubes lisses, DITTUS et BOETTNER recommandent la corrélation :

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.9)$$

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

$$Re = 2670,46$$

$$\text{d'où : } Nu = 124,34.$$

$$Pr = 4,35$$

5) Calcul du coefficient de transmission : côté eau chaude

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda_c} \quad (2.10)$$

$$\lambda_c = 0,540 \frac{W}{^{\circ}C \cdot m}$$

$$\text{d'où : } h_i = \lambda_c \cdot \frac{Nu}{d_i}$$

$$h_i = 3207,23 \frac{W}{^{\circ}C \cdot m^2}$$

Mais étant donné que notre échangeur est en tubes en serpentin, ceci nous conduit à faire une correction.

Vu que la pression qui s'exerce sur la section transversale d'écoulement d'un serpentin tubulaire n'est, par suite de l'action des forces d'inerties, pas constante.

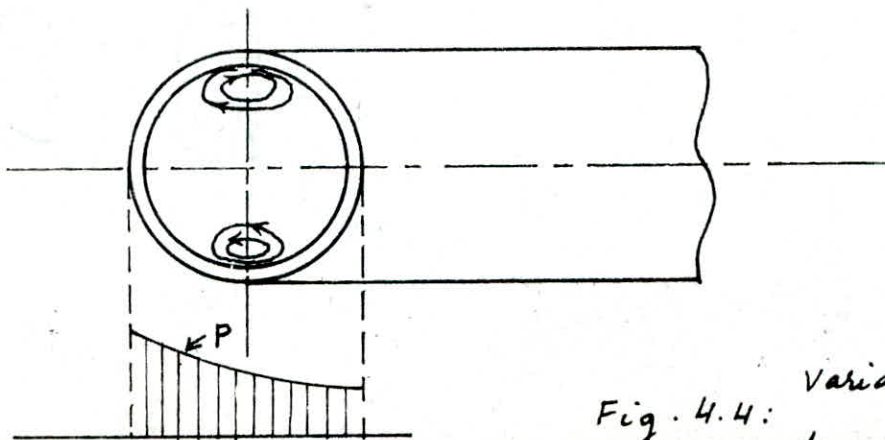


Fig. 4.4: Variation de la pression
dans la section transversal

Les forces d'inertie sont, dans les zones périphériques relativement peu importantes car le médium qui s'écoule adhère plus à la paroi externe du tube.

Les particules en mouvement dans cette zone sont soumises aux forces du champ de la pression dans la section perpendiculaire à la direction du flux principal. Il en résulte la formation d'un écoulement dit secondaire dans le serpentin. Par suite de ce mouvement secondaire, la transmission de chaleur dans un serpentin tubulaire s'améliore et peut suivant JESCHKE s'exprimer par :

$$h_i = h_i^* \left(1 + 3,54 \frac{d_i}{D_s} \right) \quad (2.11)$$

où : h_i^* : coefficient de transmission pour les tubes droits
 on doit ici tenir compte du fait que le régime commence à devenir turbulent dans les serpentins pour des valeurs du chiffre de REYNOLDS plus élevées que dans les tubes droits

$$h_i^* = 3207,23 \frac{W}{\text{cm}^2}$$

d'où

$$h_i = 8151,70 \frac{W}{\text{cm}^2}$$

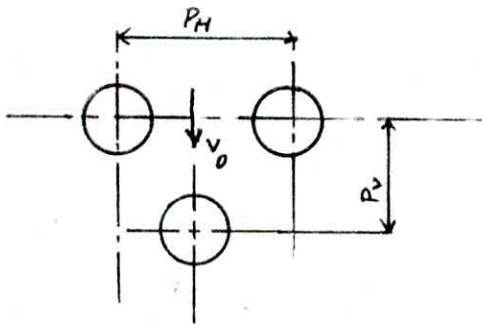
6°) Calcul du coefficient de transmission côté eau froide
 Pour déterminer le coefficient de transmission côté eau froide. Nous avons à faire à un écoulement presque perpendiculaire sur les éléments de l'échangeur, l'inclinaison des tubes d'un angle inférieur à 10° n'affecte

pas la valeur du coefficient de transmission, la longueur de référence dans ce cas, est le diamètre extérieur.

- Disposition des tubes en quinconce.

P_V = pas vertical

P_H = pas horizontal



- Calcul du nombre de REYNOLDS.

$$Re_f = \frac{v_{max} \cdot D_o}{\nu_f} \quad (2.12)$$

pour calculer la vitesse maximum, on doit tout d'abord trouver la vitesse d'écoulement basée sur la section libre de passage du fluide. (calcul dans l'appendice A).

$$A_{min} = l_t \cdot (P_H - D_o) \cdot 23,5 \cdot 10^{-3} \quad (2.13)$$

l_t = longueur du tube par rangée.

Avec

$$l_t = 2,750 \text{ m}$$

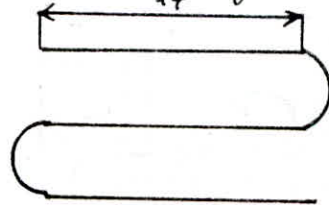
$$P_H = 34,71 \text{ mm}$$

$$D_o = 26,7 \text{ mm}$$

$$A_{min} = 0,518 \text{ m}^2$$

v_o = vitesse basée sur la section minimum libre.

$$v = 5,598 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$$



- calcul de la vitesse maximum : V_{max}

Dans le cas d'une disposition en quinconce, si $\frac{S_L}{S_t}$ est petit d'où $\sqrt{S_L^2 + S_t^2} < S_t + \frac{D_0}{2}$

$$V_{max} = V_0 \frac{S_L}{\sqrt{S_L^2 + S_t^2} - \frac{D_0}{2}} \quad (2.14)$$

Avec :

$$S_L = P_v = 24,03 \text{ mm}$$

$$S_t = \frac{P_H}{2} = 17,36 \text{ mm}$$

$$\frac{S_L}{S_t} = 1,38 \text{ mm}$$

$$V_{max} = 0,33 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de REYNOLDS.

$$Re_f = \frac{V_{max} \cdot D_0}{\nu_f}, \quad T_f = 27^\circ\text{C} \text{ d'où } \nu_f = 0,8619 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

On a alors :

$$Re_f = 10223$$

$Re_f > 6000$ d'où régime turbulent

- Détermination du nombre de NUSSELT.

On a pour $Re_f \in (10^3 \div 10^5)$ la formule suivante d'après GRIMSON.

$$Nu_f = 0,41 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_A \quad (2.15)$$

L'indice P , pour une évaluation à la température de la paroi.

$$T_P = \frac{1}{2} (T_{c1} + T_{c2})$$

$$T_f = 27^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_s = \left(P_H / P_V \right)^{1/6} \quad \text{pour } P_H / P_V < 2$$

Les tables nous donnent les valeurs suivantes :

$$Pr_f = 5,90$$

$$\nu_f = 0,8619 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$T_p = 40^\circ\text{C} \quad \text{d'où : } Pr_p = 4,35$$

$$Nu_f = 214,44$$

- coefficient d'échange côté eau froide :

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{D_o} \quad \text{Avec } \lambda_f = 0,6082 \frac{\text{W}}{\text{C} \cdot \text{m}}$$

$$h_f = 4884,7 \text{ W/C} \cdot \text{m}^2$$

- h_f, h_c, k étant connus, on peut calculer le coefficient global de transfert. En tenant compte de la résistance thermique côté eau chaude dans les tubes. $R_{se} = 2 \cdot 10^{-6} (\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W})$

On ne fait pas intervenir la résistance thermique à l'extérieur des tubes, car ils sont protégés contre la corrosion.

$$U = \left[\frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h_c} + r_e \cdot \frac{\log \frac{r_e}{r_i}}{k} + \frac{1}{h_f} + R_{se} \right]^{-1} \quad (2.16)$$

les calculs en fin de compte nous donnent une surface d'échange de $92,88 \text{ m}^2$.

CHAPITRE - III - THEORIE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT HUMIDES

III. 1 : Principe.

Le principe physique est l'évaporation de l'eau au contact de l'air.

III. 2 : Circulation des fluides air / eau.

L'eau et l'air peuvent circuler :

- En courants parallèles.
- En courants croisés.
- A contre-courant.

Dans la majeure partie des cas, l'eau s'écoulera par gravité le long de la surface de ruissellement, donc du haut vers le bas de la tour. Le chemin que prendra l'air sera fonction du type de circulation choisi, du type de ventilateur choisi.

Dans l'étude théorique générale qui suit, l'eau et l'air circulent à contre-courant. C'est le cas le plus efficace, car la vitesse relative des deux fluides est la plus forte, donc l'échange est meilleur, l'écart de température est également le plus fort.

III. 3. Etude théorique.

L'étude qui suit est basée sur la synthèse des travaux effectués par G. RIGOT. [3].

3.1. Bilan thermique d'une tour à ruissellement.

La chaleur entrant par le sommet de la tour à ruissellement avec l'eau froide (comme c'est indiqué sur le schéma de la figure 6) est :

$$Q_1 = G_{w_1} \cdot T_{w_1} \cdot C_p \quad (3.1)$$

La chaleur entrant avec l'eau d'appoint sera :

$$\Delta Q = M_{w_1}^2 \cdot (T_{ap} - T_{w_2}) \cdot C_{pw} \quad (3.2)$$

T_{ap} = température de l'eau d'appoint

La chaleur sortant par le bas de la tour sera :

$$Q_2 = M_{w_1} \cdot T_{w_2} \cdot C_{pw} \quad (3.3)$$

On a :

$$M_{w_1} - M_{w_2} = \Delta M_{w_1}^2 \quad (3.4)$$

Autrement dit, la différence d'énergie entre le débit d'eau entrant au sommet de la tour et celui récupéré dans le bassin correspond à l'évaporation compensée par l'eau d'appoint $\Delta M_{w_1}^2$.

3.2. Equations théorique

Le système est décrit en figure 6.

Le volume de la batterie formant surface de ruissellement est V_0 , la section de passage brute de l'air et de l'eau est S_0 et la hauteur de la batterie est égale à H_0 .

$$V_0 = S_0 \cdot H \quad (3.5)$$

$$dV_0 = S_0 \cdot dH$$

La surface d'échange thermique est supposée identique et égale à S_e .

Posons : $a = S_e / V_0$ (3.6)

$$S_e = a V_0 = a S_0 H$$

$$dS_e = a dV_0 = a S_0 dh$$

a) Equation de la continuité pour l'eau.

L'eau qui s'évapore enrichit l'humidité absolue de l'air ; do

$$(M_w - M_{w_2}) = M_a \cdot (x - x_1)$$

$$dM_w = M_a \cdot dx \quad (3.7)$$

Et enfin :

$$M_{w_1} - M_{w_2} = M_a \cdot (x_1 - x_2) \quad (3.8)$$

b) Equation de la conservation d'énergie.

Selon le premier principe de la thermodynamique en absence de travail on peut écrire que la chaleur cédée par l'eau est récupérée par l'air ; donc donc :

$$M_a \cdot dI = M_w \cdot c_{pw} \cdot dT_w \quad \xrightarrow{\text{d'où}} \quad \frac{dI}{dT_w} = \frac{M_w}{M_a} \cdot c_{pw} \quad (3.9)$$

Cette équation est l'équation fondamentale des tours de refroidissement ainsi que tous les appareils fonctionnant selon le même principe ou l'eau et l'air sont en contact direct. Par intégration du haut au bas de la tour entre 1 et 2 on a

$$\frac{I_2 - I_1}{T_{w_1} - T_{w_2}} = \frac{M_w}{M_a} \cdot c_{pw} \quad (3.10)$$

Puisque le terme $\frac{M_w}{M_a} \cdot c_{pw}$ est une constante.

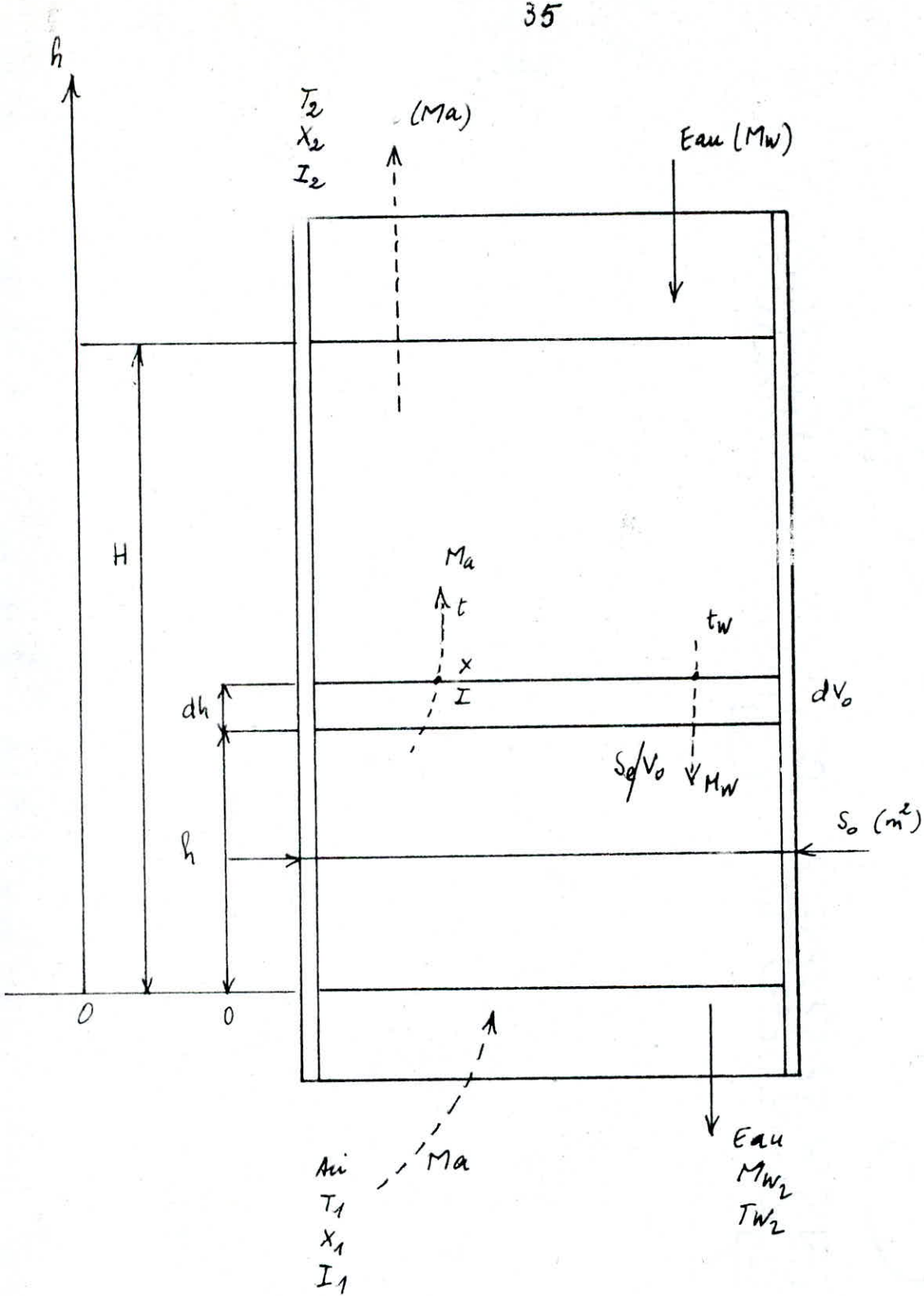


Fig. 6: ~~Tour~~ theorique à contre-courant.

c) Quantité d'air nécessaire à la réfrigération.

$$M_a = M_w \cdot c_{pw} \cdot \frac{T_{w1} - T_{w2}}{I_2 - I_1} \quad (3.11)$$

où : M_a représente le débit massique de l'air nécessaire au refroidissement pour l'écart de température donné.

3.3 Caractéristiques de l'air à l'entrée de la tour.

- Température humide = $T_{hi} = 22^\circ\text{C}$.
- Humidité relative = $H_r = 50\%$.
- Température sèche = $T_s = 30^\circ\text{C}$.

La valeur de la température sèche a été obtenue à partir du diagramme de l'air humide à partir de la température humide de l'air et son degré d'humidité relative.

L'humidité absolue est définie par le rapport de la masse de vapeur d'eau à la masse de l'air sec.

$$X = \frac{m_a}{m_b}$$

Sachant que $m_a = m_a \cdot m_a = \frac{P_a \cdot V}{RT} \cdot m_a$

et $m_b = m_b \cdot m_b = \frac{P_b \cdot V}{RT} \cdot m_b$

le rapport des deux masses donne :

$$\frac{m_a}{m_b} \cdot \frac{P_a}{P_b} = \frac{18}{29} \cdot \frac{P_a}{P_b} = 0,622 \cdot \frac{P_a}{P_b}$$

D'après la loi de DALTON, on a :

$$P_t = P_a + P_b$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{P_a}{P_t - P_a} \quad (3.12)$$

L'humidité relative est définie comme le rapport de la pression partielle de la vapeur à la pression de saturation, correspondant à la température donnée.

$$H_r = \frac{P_a}{P_s} \quad (3.13)$$

En remplaçant la pression P_a par l'expression de l'équation

$$(3.13) \text{ on a : } x = 0,622 \cdot \frac{H_r \cdot P_s}{P_t - H_r \cdot P_s} \quad (3.14)$$

où :

P_t = est la pression totale

P_s = est la pression partielle de la vapeur à saturation.

Le tableau 3 - nous donne P_s à la température de saturation. 30°C .

$$P_s = 31,824 \text{ mm Hg}$$

$$\text{d'où } x_i = 0,622 \cdot \frac{950 \cdot 31,824}{760 - 0,50 \cdot 31,824}$$

$$x_i = 1,33 \cdot 10^{-2} \text{ (kg d'eau / kg d'air sec).}$$

- Enthalpie de l'air I.

La valeur de l'enthalpie de l'air humide est :

$$I = c_{p_a}^v \cdot T + L_v \cdot x \quad (3.15)$$

$$\text{on a : } c_{p_a}^v = (c_{p_a} + c_{p_v} \cdot x)$$

Avec : $C_{p_a}^v$: chaleur spécifique de l'air humide .

C_{p_a} : chaleur spécifique de la vapeur d'eau .

L_v : Chaleur latente de vaporisation de l'eau .

$$C_{p_a} = 0,24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{p_v} = 0,46 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{p_w} = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} .$$

$$I = C_{p_a} \cdot T + C_{p_v} \cdot X \cdot T + L_v \cdot X$$

$$I = C_{p_a} \cdot T + X \cdot (C_{p_v} \cdot T + L_v) \quad (3.16)$$

d'où l'on peut tirer la valeur de l'enthalpie de l'air à l'entrée .

$$I_1 = C_{p_a} \cdot T_{a1} + X_1 \cdot (C_{p_v} \cdot T_{a1} + L_v)$$

$$\text{d'où l'on a : } I_1 = 0,24 \cdot 30 + 1,33 \cdot 10^{-2} \cdot (0,46 \cdot 30 + 597,7)$$

$$I_1 = 15,53 \text{ (Kcal/Kg d'air sec).}$$

- Température humide et sèche .

La température humide est la température atteinte par l'air sec lorsqu'il devient saturé au contact de l'eau .

Considérons une goutte de liquide immergée dans un courant rapide de mélange air - vapeur (voir figure 6) .

Si initialement la température du liquide est supérieure à celle du point de rosée de l'air, la pression de vapeur du liquide à la surface de la goutte sera plus grande que la pression partielle de la vapeur de l'air .

Le liquide va donc s'évaporer et diffuser dans

La chaleur latente requise pour l'évaporation sera prise en premier lieu dans la chaleur sensible de la goutte qui sera refroidie. Dès que la température du liquide devient inférieure à la température sèche de l'air, l'écoulement de la chaleur se fera du gaz vers le liquide. Eventuellement le taux de quantité de chaleur qui passe du gaz au liquide sera égal à la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation, et ainsi la température du liquide reste constante et assez basse en valeur; et est la température du bulbe humide. L'approche est la différence de température entre celle de l'eau sortant de la tour et la température humide de l'air entrant.

$$\text{Approche} = T_{w_1} - T_{h_2}$$

Dans le cas présent, Approche = 5°C

3.4. Caractéristiques de l'air à la sortie de la tour

D'après l'équation (3.10) on a :

$$\frac{I_2 - I_1}{T_{w_1} - T_{w_2}} = \frac{M_w}{M_a} \cdot c_{pw}$$

On remarque que si le temps de contact entre l'eau et l'air est infini (Surface de ruissellement infini), l'air sortira de la tour saturé à la température d'entrée de l'eau, soit T_{w_1} .

On aura donc :

$$\left(\frac{M_w}{M_a} \cdot c_{p_w}\right)_{\max} = \left(\frac{I_2 (ST_{w1}) - I_1}{T_{w1} - T_{w2}}\right) \quad (3.17)$$

L'humidité absolue est donnée par l'équation (3.14)

$$x_2 = 0,622 \cdot \frac{H_r \cdot P_s}{P_t - H_r \cdot P_s}$$

$$ST_{w1} = 36,58^\circ\text{C}$$

$$P_s = 46,015 \text{ (mmHg)}$$

$$x_2 = 0,622 \cdot \frac{1 \cdot 46,015}{760 - 1 \cdot 46,015}$$

$$x_2 = 4,009 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg d'eau / Kg d'air sec)}$$

- Calcul de l'enthalpie :

$$I_2 = c_{p_a} \cdot T_{w1} + x_2 (c_{p_v} \cdot T_{w1} + L_v)$$

$$I_2 = 0,24 \cdot 36,58 + 4,009 \cdot 10^{-2} (0,46 \cdot 36,58 + 597,7)$$

d'où $I_2 = 33,42 \text{ (Kcal / Kg d'air sec)}$.

TABLEAU RECAPITULATIF

Caractéristique Air	Ta (°C)	Hr %	P _s (mmHg)	x (Kg d'eau / Kg d'air sec)	Kcal / Kg d'air sec
Entrée	30	50	31,824	1,33 · 10 ⁻²	15,33
Sortie	36,58	100	46,015	4,009 · 10 ⁻²	33,42

Tableau 4 : Caractéristiques de l'air

3.5 : Calcul de la traite de fonctionnement.

Celle-ci est représentée sur la figure 7.

Pour calculer l'enthalpie de l'air à la sortie de la sortie, on avait supposé que ; $T_{a_2} = STW_1$ ce qui donne :

$$\left(\frac{M_w}{M_a} \cdot c_{pw} \right)_{\max} = \frac{I_2 \cdot STW_1 - I_1}{TW_1 - TW_2} = \text{tg } \varphi_{\max}$$

avec $c_{pw} = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

et M_w sensiblement constant.

$$A \cdot \text{tg } \varphi_{\max} = \text{tg } \varphi \quad (3.18)$$

$$A \cdot \left(\frac{M_w}{M_a} \right)_{\max} = \frac{M_w}{M_a} \quad (3.19)$$

La valeur du coefficient A est généralement comprise entre $(2/3 \text{ et } 3/4)$: Elle est naturellement, toujours inférieure à l'unité. La valeur de A choisie est $3/4$, soit la limite supérieure etant donné que la longueur des tubes compense la hauteur faible de la batterie, de même que la disposition des tubes qui permet d'avoir une grande surface de contact et d'échange entre l'eau et l'air. La méthode choisie est une méthode approchée, puisque ces résultats devraient être vérifiés par l'expérience et corrigés par une bonne utilisation et une efficacité convenable. La pente de cette traite est obtenue à partir de l'équation (3.18). Pour le calcul (voir appendice B).

d'après les calculs on trouve une pente d'angle $\varphi = 54,8^\circ$

3.6 Représentation graphique de la courbe d'équilibre et de la ligne opératoire.

On trace sur un même graphique en coordonnées (I, T_w) la droite opératoire et la courbe d'équilibre. La ligne opératoire correspond aux conditions d'entrée et de sortie de l'air et de l'eau.

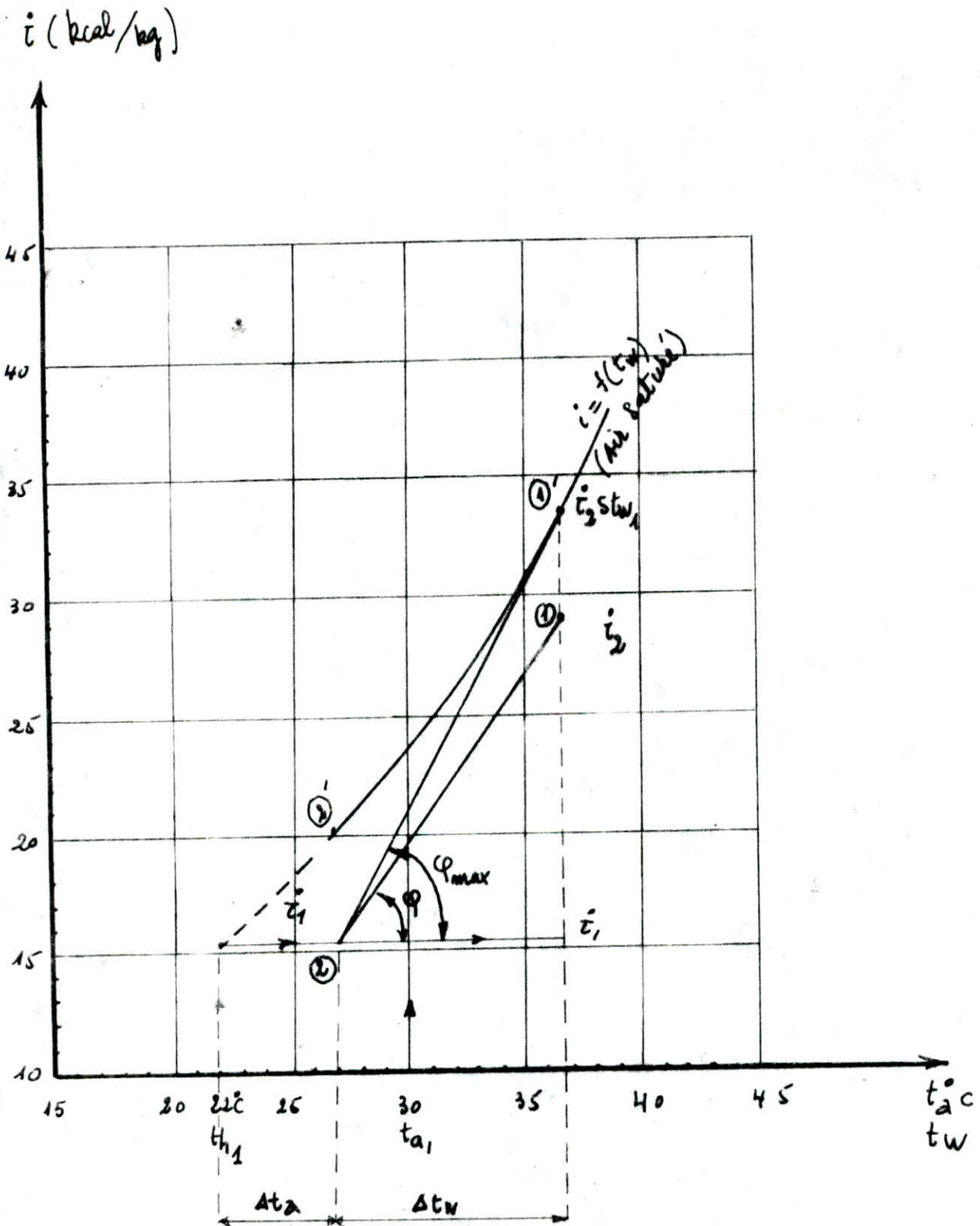
la pente déjà calculée ($\text{tg } \varphi = \frac{M_w}{M_a}$).

la courbe d'équilibre correspond à la courbe de saturation de l'air, représentée par $I = f(T_w)$. Les résultats sont donnés par le tableau suivant :

T_w	27	30	33	35	36	36,58
I_{s, T_w}	20,32	23,82	27,83	30,83	32,44	33,42

on en déduit la quantité d'air nécessaire égale à 73.521,13 kg/h et une quantité d'eau évaporée de 1969,6 kg/h dont un pourcentage par rapport à l'eau recirculée de 1,625% (voir appendice B).

Fig. 7 : Courbe d'équilibre et ligne opératoire



- [1, 2]. droite de fonctionnement
- [1', 2']. droite de pente maximum
- [1', 2']. ligne opératoire: $i = f(t_w)$

3.7. Influence des variables opératoires .

Sachant que la tour de refroidissement utilise l'atmosphère comme milieu de refroidissement elle est sujette aussi aux variations dans l'atmosphère. Quand on opère à une température humide désignée, la tour produira l'eau à l'écart et à la température spécifiée dans la garantie. Cependant, quand la température humide chute, cela revient à augmenter le potentiel dans la tour.

Si la charge de chaleur dans la tour et les valeurs de M_w et M_a circulant à travers la tour sont toutes gardées constantes, l'eau subit encore le même nombre de degrés de refroidissement à l'intérieur, mais les températures entrante et sortante sont plus faibles que celles garanties. La tour de refroidissement est seulement capable d'enlever la même charge de chaleur de l'eau par réduction automatiquement de la différence de potentiel; les températures de l'eau descendant en conséquence avec la température humide.

Quand le refroidissant reçoit l'eau à un taux constant qui est plus froid que celui pour lequel il était estimé, le fluide chaud est refroidit sous la température de sortie désirée.

3.8 Chute de pression dans la tour.

Les principaux facteurs affectant la chute de pression dans la tour sont :

- La taille et la forme de la batterie (Échangeur).
- Le débit d'air.
- Le nombre de REYNOLDS
- les différentes températures qui permettent de déterminer les viscosités dynamiques correspondantes.

La chute de pression à travers un faisceau tubulaire, pour un écoulement turbulent est donnée par la formule suivante (de JACOBS)

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f' \cdot Ma_{(max)}^2 \cdot N}{\rho} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_a} \right)^{0,16} \quad (3.20)$$

où : f' ; facteur de frottement empirique qui peut être déterminé d'après JACOBS par la formule suivante :

$$f' = \left(0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{P_H - D_0}{D_0} \right)^{1,08}} \right) \cdot \left(\frac{Ma_{(w)} \cdot D_0}{\mu_a} \right) \quad (3.21)$$

Pour $Re > 1000$

où ; μ_s : Viscosité dynamique à la température du fluide d'écoulement (eau) qui entoure les tubes.

μ_a : Viscosité dynamique de l'air.

(pour le calcul voir appendice C)

- Vitesse d'entrée de l'air, donnée par la formule suivante :

$$u = \frac{Ma}{S}$$

$$S = 2,87 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où : } u = 6,11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Après calcul, on trouve une chute de pression de $217,11 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$.

REMARQUE :-

Cette valeur de la chute de pression est seulement approximative, étant donné que l'écoulement des deux fluides dans la tour est turbulent et que la relation linéaire entre la chute de pression et la vitesse de l'air, dans le système choisi l'air et l'eau en écoulement à contre-courant traversant l'échangeur, on ne peut alors qu'estimer les pertes de charges, en supposant que le fluide (eau) entoure carrément les tubes pour pouvoir appliquer la formule (3.20) qui doit être vérifiée par l'expérience. Ce qui est en pratique une tâche laborieuse.

Le calcul des pertes de charges dans la tour, nous permet de déterminer la puissance des ventilateurs.

(voir appendice D).

La puissance s'exprime par la formule suivante :

$$P_v = \frac{M_{av} \cdot \Delta P}{\eta_v} \quad (3.22)$$

3.9. Système de distribution d'eau.

L'eau sera distribuée uniformément sur la batterie d'échange. La herse de distribution comprendra, un collecteur et des rampes munies de buses spéciales en plastique utilisées par certains constructeurs, comme BALTIMORE par exemple, ayant un orifice de 19×8 (mm). Les branches et les buses seront maintenues en place par des bagues en caoutchouc permettant un démontage aisé pour nettoyage.

Les buses sont situées à 160 mm de la batterie. En supposant que l'arrosage se fait approximativement sur une portée de 200 mm, d'après la pression et la vitesse d'éjection au niveau de la buse (voir Fig. 8).

Soit S_a la surface arrosée.

$$\text{d'où : } S_a = \frac{\pi \cdot P^2}{2} = \frac{\pi (200)^2}{2} = 62.831,85 \text{ mm}^2$$

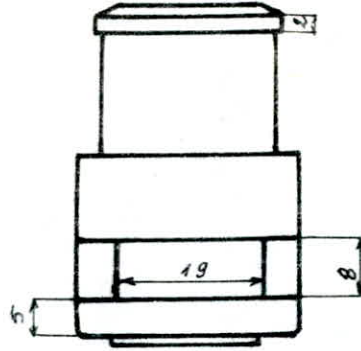
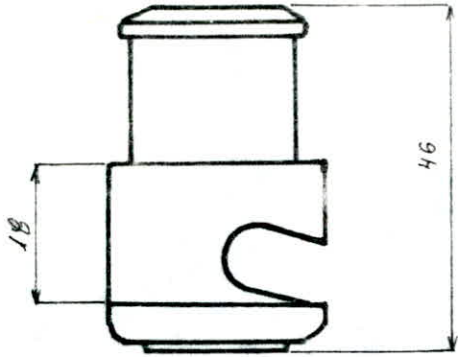
La surface de la batterie : $S = 2,34 \text{ m}^2$

- Nombre de buses.

$$n_b = \frac{S}{S_a} = \frac{2,34}{0,062831} = 37,24 \quad (\text{on doit lire } 37)$$

Pour qu'il y ait une bonne répartition de buses dans les rampes ; on a jugé utile de prendre 38 buses. L'écart entre deux buses successives est de 20 mm.

Fig 8



BUSE DE
PULVERISATION

Echelle
1
d'après
B.A.C

- Ecart entre un couple de buses.

$$1^{\circ}) \text{ Espace libre : } E_f = L_r - (2 \cdot d + 20)$$

où : d : Diamètre extérieur d'une buse.

L_r : Longueur d'une rampe.

2°) Le nombre de buses dans chaque rampe est de 12 buses aux rampes extrêmes et 14 buses au milieu, ce qui permet d'avoir un arrosage uniforme.

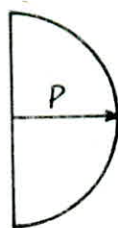
$$\text{On a donc : } E_f = 2900 - (2 \cdot 28 + 20) = 2824 \text{ mm}$$

L'écart entre un couple de buses est égal à :

$$E_f / 7 = 403,43 \text{ mm}$$

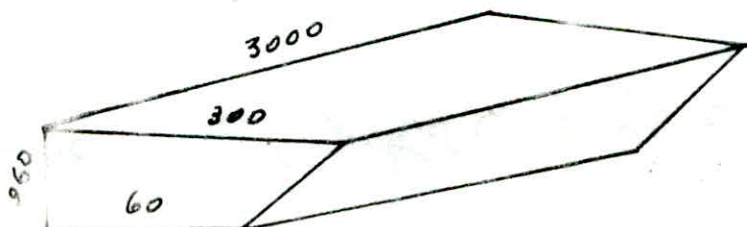
REMARQUE.

Les couples de buses sont disposés en zig-zag



Surface arrosée par une buse

a) Un bannin de récupération largement dimensionné simplifie le nettoyage intérieur de l'appareil.



Les éléments que contient le bassin ont été cités dans le chapitre I, I:4 selon des modèles fournis par certains constructeurs de tour de refroidissement.

b) Choix de la pompe de recirculation.

Les pertes de charges dans le circuit fermé de ruissellement dans la tour se composent des pertes par frottement, des pertes locales dans la conduite et des pertes au niveau des buses. (voir appendice E).

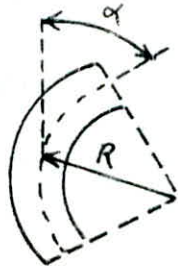
1°) Les pertes de charges par frottement sont données par la formule suivante :

$$h_f = \zeta_f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad (3.23)$$

où : $\zeta_f = \frac{0,32}{Re^{0,25}}$ (Formule de BLASIUS) (3.24)

2°) Les pertes de charges locales : celles-ci sont exprimées par la relation empirique :

$$h_c = \zeta_c \cdot \frac{V_m^2}{2 \cdot g}$$



Dans les pertes de charges locales, le calcul du coefficient des pertes de charges locales tient compte du rapport du rayon

de courbure du coude et du diamètre de la conduite R/D .

$$\text{d'où } \xi_c = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R} \quad \text{pour } \alpha = 90^\circ$$

$$\text{et } \frac{R}{d} \geq 1 \quad (3.25)$$

Pour un angle différent de 90° le coefficient doit être multiplié par un coefficient de correction correspondant à l'angle choisi. Donc pour $\alpha = 30^\circ$ il est égal à 0,4 pour un coude arrondi.

$$\text{d'où : } \xi_c = \xi_{c_1} + \xi_{c_2}$$

$$\alpha = 90^\circ \Rightarrow \frac{R}{d} = \frac{0,130}{0,100} = 1,30$$

$$\xi_{c_1} = 3 \left(0,051 + 0,19 \cdot \frac{0,1}{0,150} \right) = 0,59$$

$$\alpha = 30^\circ \Rightarrow \frac{R}{d} = \frac{0,170}{0,100} = 1,70$$

$$\xi'_{c_2} = 2 \left(0,051 + 0,19 \cdot \frac{0,1}{0,170} \right) = 0,33$$

d'où l'on tire le coefficient des pertes de charges locales corrigé :

$$\xi_{c_2} = \xi'_{c_2} \cdot 0,4 = 0,132$$

$$\text{d'où : } \xi_{c_2} = \xi_{c_1} + \xi_{c_2} = 0,132 + 0,59 = 0,722$$

$$\xi_c = 0,722$$

- Evaluation des pertes de charges au niveau des buses.

Cela correspond à l'écoulement de l'eau à travers des orifices dans l'atmosphère. Ce cas est caractérisé par le fait qu'au cours de l'écoulement, toute l'énergie dont dispose le liquide se transforme, avec des pertes plus ou moins grandes, en énergie cinétique du jet libre. Ces pertes sont exprimées par la relation empirique :

$$h_b = \xi_b \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad (3.26)$$

où :

$$\xi_b = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right) \quad (3.27)$$

Avec : S_2 = surface d'entrée de la buse
 S_1 = surface de l'orifice de sortie.

- Evaluation des pertes de charges au niveau du collecteur.

1°) Entrée (conduite dans le collecteur)

Les pertes s'expriment par la formule suivante :

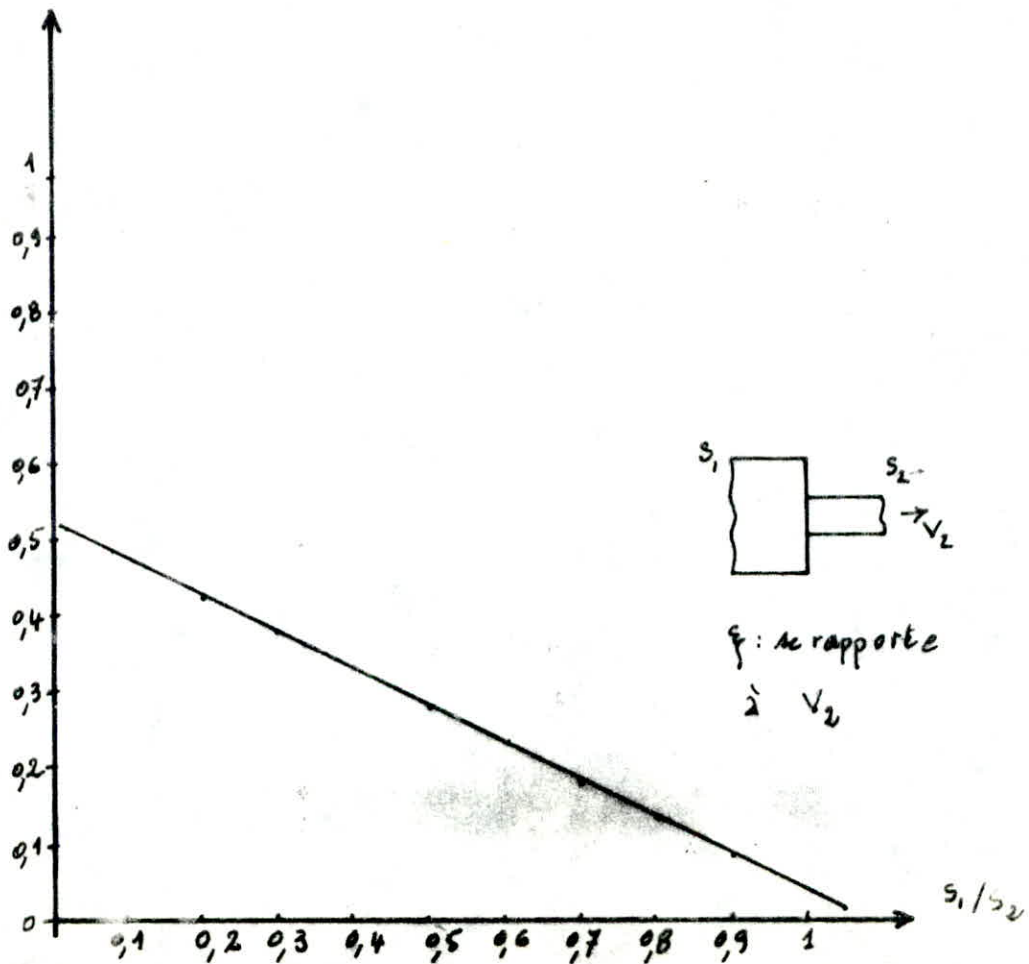
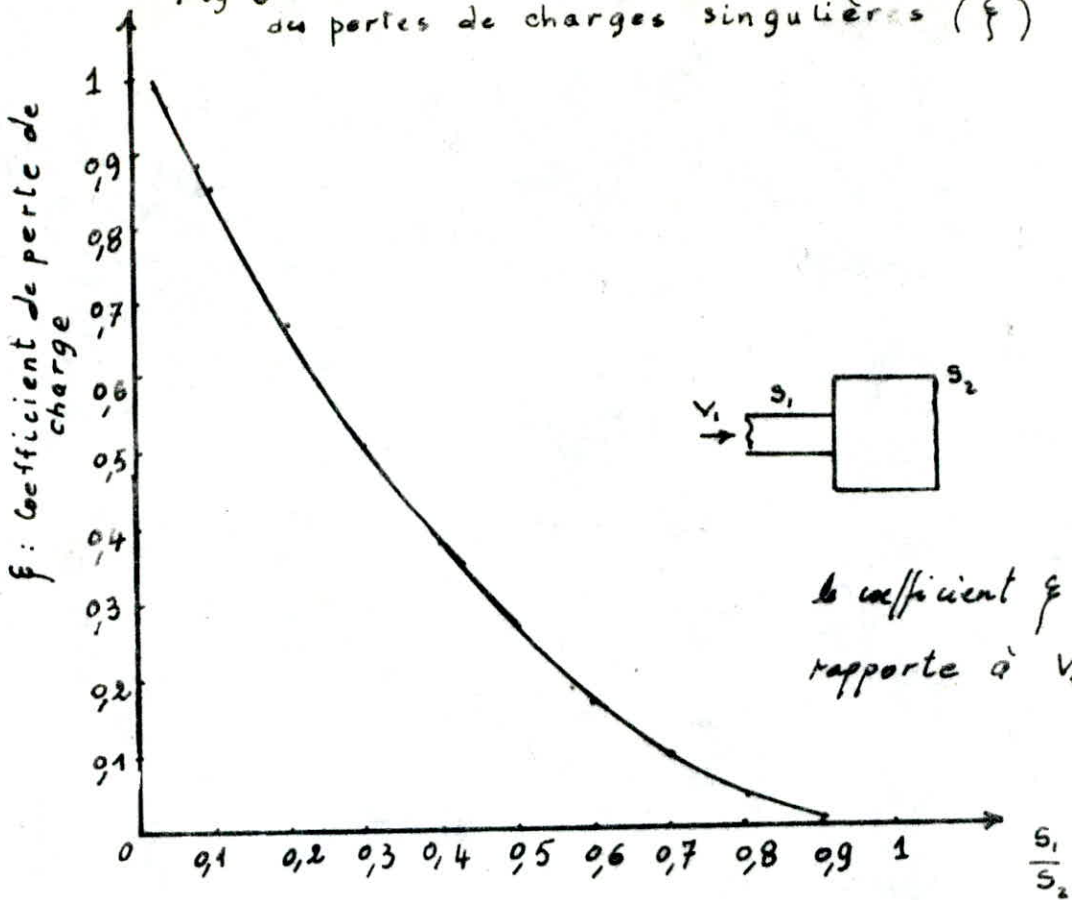
$$h_1 = \xi_1 \cdot \frac{V_m^2}{2} \quad (3.28)$$

où : $\xi_1 = 0,96$ (valeur tirée d'une abaque par extrapolation) voir figure 9

2°) Entrée (collecteur dans la rampe)

$$\xi_2 = 0,5 \quad (\text{voir figure 9})$$

Fig. 3: - Détermination du coefficient
des pertes de charges singulières (ξ)



La puissance de la pompe est exprimée par la formule suivante :

$$P = \frac{M_w \cdot L \cdot \gamma \cdot H}{\eta} \quad (3.29)$$

avec $H = L + h_r + h_f + h_c + h_b + h_1 + h_2$

le calcul nous donne une valeur de H égale à 7,13 (voir appendice E) ce qui nous donne une puissance dépensée par la pompe de 2,705 KW, avec un rendement supposé de 0,75.

3.10. Entretien de la tour et traitement de l'eau.

La tour choisie, à tirage forcé, nécessite un entretien périodique. On vérifiera périodiquement l'état des ventilateurs, du flotteur, du système de distribution d'eau et de l'échangeur.

Les poussières apportées par l'air, se déposent sous formes de boue au fond du bassin, on fera donc le nettoyage et la vidange périodiquement afin d'éliminer ces dépôts éventuels. Il faut noter que l'eau à la sortie du bassin passe par un tamis et un filtre, ce qui réduit la quantité des impuretés véhiculées dans le circuit.

Le filtre peut être aisément démonté pour nettoyer sa surface perforée. Il est nécessaire de traiter l'eau recirculée pour garantir la bonne conservation de l'appareillage du circuit fermé. Le nettoyage du serpentin se fait aisément en

en démontant les plaques des collecteurs d'entrée et de sortie
de la batterie par pression ou au moyen de solvants.

A	92,88 m ²
L	2776,70 mm
H	882,15 mm
B	842,39 mm
L _t	2307 mm
N _n	16 rangées
n _{rt}	8 simulations

Tableau . 5 : Dimensions de la batterie

APPENDICES

Appendice . A

Données de base :

$$d_e = 26,7 \text{ mm}$$

$$d_i = 20,93 \text{ mm}$$

$$e = d_e - d_i$$

$$e = 5,77 \text{ mm}$$

$$T_{c_1} = 50^\circ\text{C} \quad \text{température d'entrée du fluide chaud}$$

$$T_{c_2} = 30^\circ\text{C} \quad \text{Température de sortie du fluide chaud}$$

$$Q = 1.000.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \quad \text{Quantité de chaleur échangée}$$

$$T_{f_1} = 27^\circ\text{C} \quad \text{Température d'entrée du fluide de refroidissement de la tour.}$$

$$G_f = 29 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad \text{Débit d'eau froide.}$$

- Température de sortie du fluide froid

$$T_{f_2} = T_{f_1} + \frac{G_c \cdot C_{pc}}{G_f \cdot C_{pf}} (T_{c_1} - T_{c_2}) \quad (2,3)$$

$$T_{f_2} = 36,58^\circ\text{C}$$

- Ecart moyen logarithmique.

$$\Delta_m T = \frac{\Delta_{gT} - \Delta_{pT}}{\log \frac{\Delta_{gT}}{\Delta_{pT}}} = \frac{13,42 - 3}{\log \frac{13,42}{3}} = 7,0^\circ\text{C}$$

$$\Delta_m T = 7,0^\circ\text{C}$$

- Facteur de correction : F

$$R = 0,87 \text{ et } S = 0,48 \quad \text{d'où } F = 0,77.$$

- Détermination de h_i :

$$v = \frac{G_c}{S_t} = \frac{G_c}{N_4 \cdot S}$$

$$S = \frac{\pi}{4} (d_i)^2 = 344,06 \text{ mm}^2$$

$$S_t = N_t \cdot S \text{ d'où : } S_t = 16514,66 \text{ mm}^2$$

$$N_t = 48$$

$$v = 0,48 \text{ m/s.}$$

- Nombre de REYNOLDS.

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{992,2 \cdot 0,48 \cdot 20,13 \cdot 10^{-3}}{653,3 \cdot 10^{-6}} \text{ d'où}$$

$$Re = 26701,46. \text{ Écoulement turbulent.}$$

- Nombre de PRANDTL.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \text{ pour } T_f = 40^\circ\text{C on a : } Pr = 4,53.$$

- Nombre de NUSSELT.

$$Nu_d = 0,23 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^n$$

$$n = 0,3$$

$$Re = 26701,46 \text{ d'où } Nu = 124,34.$$

$$Pr = 4,35$$

- Coefficient de transmission : côté eau chaude.

$$h_i^* = \lambda_c \frac{Nu}{d_i} \text{ où } \lambda_c = 0,540 \frac{\text{W}}{\text{C.m}}$$

$$\text{donc } h_i^* = 3207,23 \frac{\text{W}}{\text{C.m}^2}$$

cette expression doit être corrigée pour des serpentins

d'où on a :

$$h_i = h_i^* \left(1 + 3,54 \frac{d_i}{D_s} \right) \quad (2.11)$$

$$h_i = 8151,70 \frac{\text{W}}{\text{C.m}^2}$$

- Détermination du coefficient de transmission : côté eau froide.
 Dans ce cas, il faut déterminer la section minimale de passage de l'eau.

$$A_{\min} = l_f \cdot (P_H - D_o) \cdot 23,5 \cdot 10^{-3} \quad (2.13)$$

$$l_f = 2750 \text{ m}$$

$$P_H = 34,71 \text{ mm} \quad \text{d'où} \quad A_{\min} = 0,518 \text{ m}^2$$

$$D_o = 26,7 \text{ mm}$$

v_0 : vitesse basé sur la section minimum libre.

$$v_0 = 5,598 \cdot 10^{-2} \text{ m/s.}$$

1) Nombre de REYNOLDS

$$Re = \frac{v_{\max} \cdot D_o}{\nu_f}$$

$$v_{\max} = v_0 \cdot \frac{S_L}{\sqrt{S_L^2 + S_t^2} - D_o} \quad (2.14)$$

avec :

$$P_v = S_L = 24,03 \text{ mm}$$

$$S_t = \frac{P_H}{2} = 17,36 \text{ mm}$$

$$\frac{S_L}{S_t} = 1,38 < 2 \quad \text{d'où} :$$

$$\sqrt{S_t^2 + S_L^2} < \frac{D_o}{2} + S_t$$

$$29,64 < 30,71.$$

donc : $v_{\max} = 0,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

d'où $Re = \frac{0,33 \cdot 26,7 \cdot 10^{-3}}{0,86 \cdot 19 \cdot 10^{-6}} = 10223$

$Re = 10223 > 6000$ d'où Ecoulement turbulent

2) Nombre de NUSSELT.

$$Nu_f = 0,41 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right) \cdot \epsilon_A \quad (2.15)$$

$$T_f = 27^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_A = (P_H/P_V)^{1/6} \quad \text{pour } P_H/P_V < 2$$

$$P_H = 5,90 \quad ; \quad v_f = 0,2619 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$T_p = 40^\circ\text{C} \quad \text{d'où } Pr_p = 4,35$$

$$\text{d'où : } Nu_f = 0,41 (10222)^{0,6} \cdot (5,90)^{0,33} \cdot (5,90/4,35)^{0,25} \cdot 1,06$$

$$Nu_f = 214,44$$

$$\text{et finalement : } h_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{D_o} \quad \text{avec } \lambda_f = 0,6082 \frac{\text{W}}{\text{C} \cdot \text{m}}$$

$$\text{d'où } h_f = 4884,7 \frac{\text{W}}{\text{C} \cdot \text{m}^2}$$

h_f, h_c, k etant connus on peut determiner le coefficient global de transfert.

$$U = \left(\frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h_c} + r_e \cdot \frac{\text{Log} \frac{r_e}{r_i}}{k} + \frac{1}{h_f} + R_{se} \right)^{-1} \quad (2.16)$$

$$U = \left[\frac{26,7}{20,93} \cdot \frac{1}{8151,7} + 26,7 \cdot \frac{\text{Log} \frac{26,7}{20,93}}{2,45,02} + \frac{1}{4884,7} + 2 \cdot 10^{-4} \right]^{-1}$$

d'où :

$$U = 2332,6 \frac{\text{W}}{\text{C} \cdot \text{m}^2}$$

- Surface d'echange.

$$A = \frac{Q}{U \cdot F \cdot \Delta_m T} = \frac{1.000.000}{2008,92 \cdot 0,77 \cdot 6,96} = 92,88 \text{ m}^2$$

$$A = 92,88 \text{ m}^2$$

- Surface d'échange par tube.

$$A_t = \frac{A}{n_t} = 1,94 \text{ m}^2$$

- Longueur totale d'un tube.

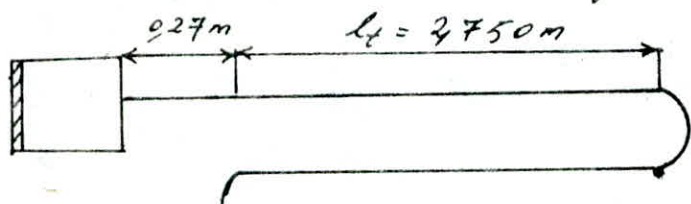
$$L_t = A_t / D_o = 23,07 \text{ m}$$

- Nombre de rangée par tube (suivants).

$$n_{rt} = L_t / l_t = 7,39, \text{ on doit lire } (n_{rt} = 8).$$

- Nombre de rangées de la batterie.

$$N_r = n_{rt} \cdot 2 = 16 \text{ rangées.}$$



- Hauteur de la batterie.

les tubes de l'échangeur sont inclinés de 2% par rapport à l'horizontale, d'où une élévation de 55 mm.

$$H = 15 P_v + D_o + 9,55$$

$$H = 15(24,03) + 26,7 + 9,55 = 882,15 \text{ mm}$$

C'est ce qui correspond à la hauteur active dans une tour de refroidissement d'eau avec garnissage.

- Dimensions de l'échangeur.

$$H = 882,15 \text{ mm}$$

Hauteur de la batterie

$$B = 23,5 P_H + D_o$$

largeur de la batterie

$$B = 842,39 \text{ mm}$$

$$L = l_t + D_o = 2750 + 26,7 = 2776,70 \text{ mm}$$

$$L = 2776,70 \text{ mm}$$

Longueur de la batterie

APPENDICE . B

- Calcul de la droite de fonctionnement

$$\operatorname{tg} \varphi = A \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{3}{4} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\max}$$

$$\text{où : } \operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{I_2 s_{w1} - I_1}{T_{w1} - T_{w2}} = \frac{33,42 - 15,33}{36,58 - 27} = 1,89$$

$$\text{d'où on tire la valeur de } \operatorname{tg} \varphi = \frac{3}{4} \cdot 1,89 = 1,42$$

$$\text{donc : } \varphi = 54,80.$$

- Calcul du débit d'air nécessaire.

D'après l'équation (3.19), on a :

$$\frac{M_w}{M_a} = \operatorname{tg} \varphi \quad \text{d'où} \quad M_a = \frac{M_w}{\operatorname{tg} \varphi}$$

$$M_a = \frac{104.400}{1,42} = 73.521,13 \text{ (kg/h)}$$

- Quantité d'eau évaporée.

L'équation donnant la conservation des masses (3.8) nous donne la quantité d'eau évaporée au cours du processus de refroidissement ; on a donc :

$$M_{w1} - M_{w2} = M_a \cdot (x_2 - x_1)$$

$$\Delta M_{w1}^2 = 73521,13 \cdot (4,009 - 1,33) \cdot 10^{-2}$$

$$\Delta M_{w1}^2 = 1969,6 \text{ Kg/h.}$$

d'où $\% \Delta M_{w1}^2 = \frac{1969,6}{104.400} = 1,925\%$ pourcentage de l'eau évaporée par rapport à l'eau recirculée.

APPENDICE C.

- Chute de pression dans la tour.

1°) vitesse d'entrée de l'air :

$$u = \frac{Ma}{S} \quad \text{d'où} \quad u = 6,11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$S = 2,87 \text{ m}^2$$

2°) Nombre de REYNOLDS.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_0}{\mu_w}$$

$$\text{avec : } \rho = 1,165 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_w = 702 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\text{d'où } Re = \frac{1,165 \cdot 6,11 \cdot 26,7 \cdot 10^3}{1,165 \cdot 10^{-2}}$$

$$Re = 10163 \quad \text{d'où } Re > 1000$$

On peut maintenant calculer f' .

3°) Facteur de frottement.

$$f' = \left(0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{34,71 - 26,7}{26,7} \right)^{1,08}} \right) \cdot 10220^{-0,16}$$

$$\text{d'où : } f' = 0,156$$

Enfin on tire la valeur de ΔP qui est égale à :

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f' \cdot \rho \cdot u^2 \cdot N}{D_0} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\rho} \right)^{0,14}$$

le terme $\left(\frac{\mu_w}{\rho} \right)^{0,14}$ est négligé pour gaz.

$$\text{d'où : } \Delta P = \frac{2.0,156 \cdot (1,165 \cdot 6,11)^2 \cdot 16}{1,165}$$

$$\Delta P = 217,11 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

APPENDICE D :

- Puissance des ventilateurs.

Elle peut être calculer à l'aide de la formule suivante :

$$P_v = \frac{M_{av} \cdot \Delta P}{\eta_v}$$

où : η_v : Rendement des ventilateurs

M_{av} : Débit volumique de l'air

ΔP : Chute de pression

Le rendement des ventilateurs a été estimé à 0,70

$$\text{d'où : } P_v = \frac{17,53 \cdot 217,11}{0,70} = 5437 \text{ W} = 5,437 \text{ KW}$$

Avec un rendement de 0,60, la puissance du moteur sera

$$P_m = \frac{P_v}{\eta} = \frac{5,437}{0,60} = 9,06 \text{ KW}$$

APPENDICE. E.

- Détermination des pertes de charges.

1°) Pertes de charges par frottement.

Elles s'expriment par la formule suivante :

$$h_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad (3.23)$$

pour cela il faut déterminer la vitesse linéaire moyenne, V_m .

$$V_m = \frac{4 \cdot M_w}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,029}{\pi (0,1)^2}$$

d'où : $V_m = 3,69 \text{ m/s}$.

- Nombre de REYNOLDS.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_m \cdot d}{\mu_w} = \frac{10^3 \cdot 3,69 \cdot 0,1}{670 \cdot 10^{-6}}$$

d'où : $Re = 550 \cdot 746$

- Coefficient des pertes de charges exprimé par la formule (3.24)

$$f = \frac{0,32}{(550746)^{0,25}} = 1,175 \cdot 10^{-2}$$

La longueur de la conduite est de (3m) environ :

$l = 3 \text{ m}$, avec 3 coudes à 90° et 2 coudes à 30° on a donc

$$h_f = 1,175 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3(3,69)^2}{0,1 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,24 \text{ m d'eau}$$

ce qui équivaut à une différence de pression équivalente

à : $\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_f = 10^3 \cdot 0,24 \cdot 9,81 = 2354 \text{ N/m}^2$.

2°) Pertes de charges locales ; celles-ci sont exprimées par la relation empirique .

$$h_c = \zeta_c \cdot \frac{V_m^2}{2 \cdot g}$$

pour $\alpha = 90^\circ$ d'où $\frac{R}{d} = \frac{0,130}{0,100} = 1,30$

$$\zeta_c = 3 \left(0,051 + 0,19 \cdot \frac{0,1}{0,130} \right) = 0,59.$$

pour $\alpha = 30^\circ$ d'où $\frac{R}{d} = \frac{0,170}{0,100} = 1,70$

$$\zeta'_c = 2 \cdot \left(0,051 + 0,19 \cdot \frac{0,1}{0,170} \right) = 0,33.$$

d'où d'on tire le coefficient des pertes de charges locales corrigé :

$$\zeta_{c2} = \zeta'_c \cdot 0,4$$

$$\zeta_{c2} = 0,132$$

$$\text{d'où : } \zeta_c = \zeta_{c1} + \zeta_{c2} = 0,132 + 0,59 = 0,722$$

de là on peut tirer la valeur des pertes de charges locales

$$h_c = 0,722 \cdot \frac{3,69^2}{2 \cdot 9,81} = 0,50$$

Soit une différence de pression de : $\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_c$

$$\Delta P = 10^3 \cdot 0,500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N/m}^2.$$

3°) Pertes de charges au niveau des buses. celles-ci sont exprimées par la relation empirique :

$$h_b = \zeta_b \cdot \frac{V_m^2}{2 \cdot g} \quad (3.26)$$

avec : $\xi_b = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)$

$$S_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (19)^2}{4} = 283,53 \text{ mm}^2$$

$$S_1 = 19.8 = 152 \text{ mm}^2$$

d'où : $\xi_b = \left(1 - \frac{152}{283,53}\right) = 0,230$

$$h_b = 0,23 \cdot \frac{3,69^2}{2 \cdot 9,81} = 0,160 \text{ m.c.e}$$

4°) Pertes de charges au niveau du collecteur

a) $h_1 = \xi_1 \cdot \frac{V_m^2}{2}$

avec $\xi_1 = 0,96$

$V_m = 3,69 \text{ m/s}$ d'où $h_1 = 0,67 \text{ m.c.e}$

$D_r = 60 \text{ mm}$

b) $\xi_2 = 0,52$

d'où : $h_2 = 0,36 \text{ m.c.e}$

Appendice F :

La puissance de la pompe est exprimée par la relation (3.29)

$$P = \frac{M_w \cdot L \cdot g \cdot H}{\eta}$$

où $H = L + l_r + h_f + h_2 + h_b + h_1 + h_2$

$$H = 3 + 2,20 + 0,24 + 0,50 + 0,160 + 0,67 + 0,36$$

$$H = 7,13 \text{ m}$$

Le rendement de la pompe estimé à 0,75 nous permet d'avoir une puissance dépensée de la pompe de :

$$P = \frac{29 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 7,13}{0,75} = 2704,55 \text{ W} \quad (3.29)$$

d'où : $P = 2,705 \text{ kW}$.

CONCLUSION

Les résultats de cette étude de dimensionnement d'une tour de refroidissement humide sont résumés dans le tableau 5. On voit que la surface d'échange est un peu faible, donc un choix judicieux des paramètres et la correction du coefficient de transmission interne dans le cas des serpentins peut nous donner une valeur non excessive de la surface d'échange du serpentin; ce qui conduit à un dimensionnement plus exact. Il aurait été souhaitable de faire l'expérience et vérifier les résultats trouvés, ce qui est en pratique une tâche laborieuse. Le calcul des chutes de pression dans la tour est seulement approximatif d'où le résultat peut influencer sur le choix des ventilateurs et la puissance du tirage forcé.

Notre étude nous a donc permis de contribuer modestement à trouver une solution économique à l'utilisation de l'eau de réfrigération dans les sites qui se distinguent par une très faible disponibilité en eau.

TABLEAU - 1 - CONSTANTES PHYSIQUES DE L'EAU
Pression 1 atm (D'après GREGORIG). [2]

T	ρ	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\alpha \cdot 10^8$	$\mu \cdot 10^6$	$\sigma \cdot 10^4$	P_r
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{deg}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{deg}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$	
0	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	756,4	13,67
10	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	744,6	9,52
20	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	726,9	7,02
30	995,7	4,174	61,8	14,9	804,5	712,2	5,42
40	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	696,5	4,31
50	988,1	4,174	64,8	15,7	549,4	674,9	3,54
60	983,2	4,179	65,9	16,0	469,9	662,2	2,98
70	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	643,5	2,55
80	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	625,9	2,21
90	965,3	4,208	68,0	16,8	314,9	607,2	1,95
100	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	588,6	1,75

[2]: Référence.

TABLEAU - 2 - CONSTANTES PHYSIQUES DE L'AIR
 Pression latm - (D'après GREGORIG) - [2]

T	ρ	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$l \cdot 10^8$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot \text{deg}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{deg}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,6	0,705
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,39	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699

[] : Référence

TABLEAU - 3 - PRESSION DE LA VAPEUR
A SATURATION (D'après [5])

T [°C]	P _s [mm Hg]		T [°C]	P _s [mm Hg]
16	13,644		29	30,043
17	14,530		30	31,824
18	15,477		31	33,695
19	16,477		32	35,663
20	17,535		33	37,729
21	18,650		34	39,898
22	19,237		35	42,175
23	21,078		36	44,563
24	22,377		37	47,067
25	23,756		38	49,692
26	25,209		39	52,442
27	26,739		40	55,324
28	28,349			

[5]: Référence.

REFERENCES

1. "Processus Heat transfert".
KERN
Mc GRAW-HILL book company, Newyork, 1968
2. Echangeurs de chaleur.
GREGORIG
Edition DUNOD, 1950
3. La transmission de la Chaleur; (Tome I.)
G. RIGOT
T.F.F 1968
4. Refroidisseurs de fluides industriels de type V
(B.A.C); Revue technique. Mai 1979
5. Projet de fin d'etude
A. SMATI
END, Genie mecanique, Juin 1982
6. Cours de THQ (thermique) FEN 146.
M^r AIT ALI
7. Absorption, distillation and cooling towers
W.S NORMAN
Longmans 1962.
8. Le calcul des pertes de charges
A. BOUSSICAUD
Edition DUNOD, 1976

PM02183 A.1

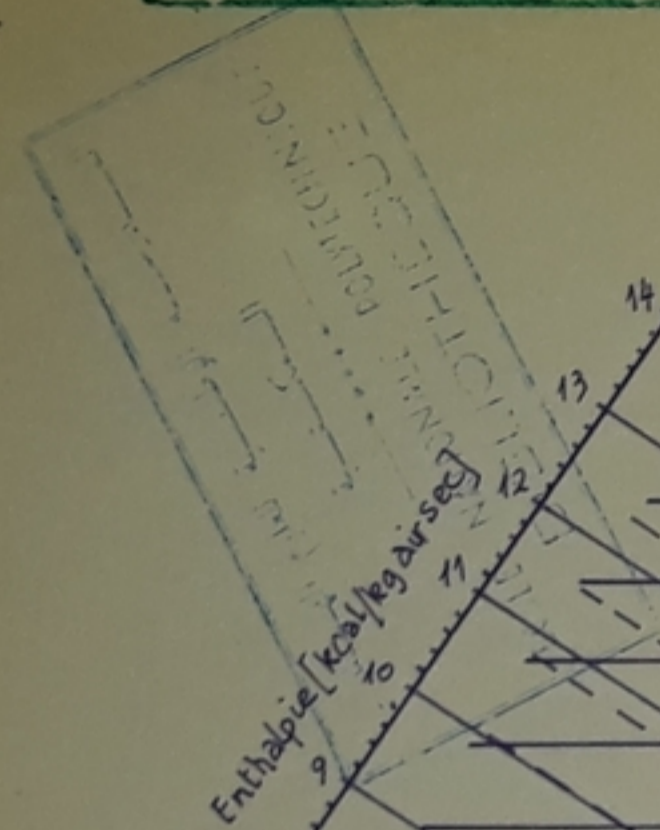
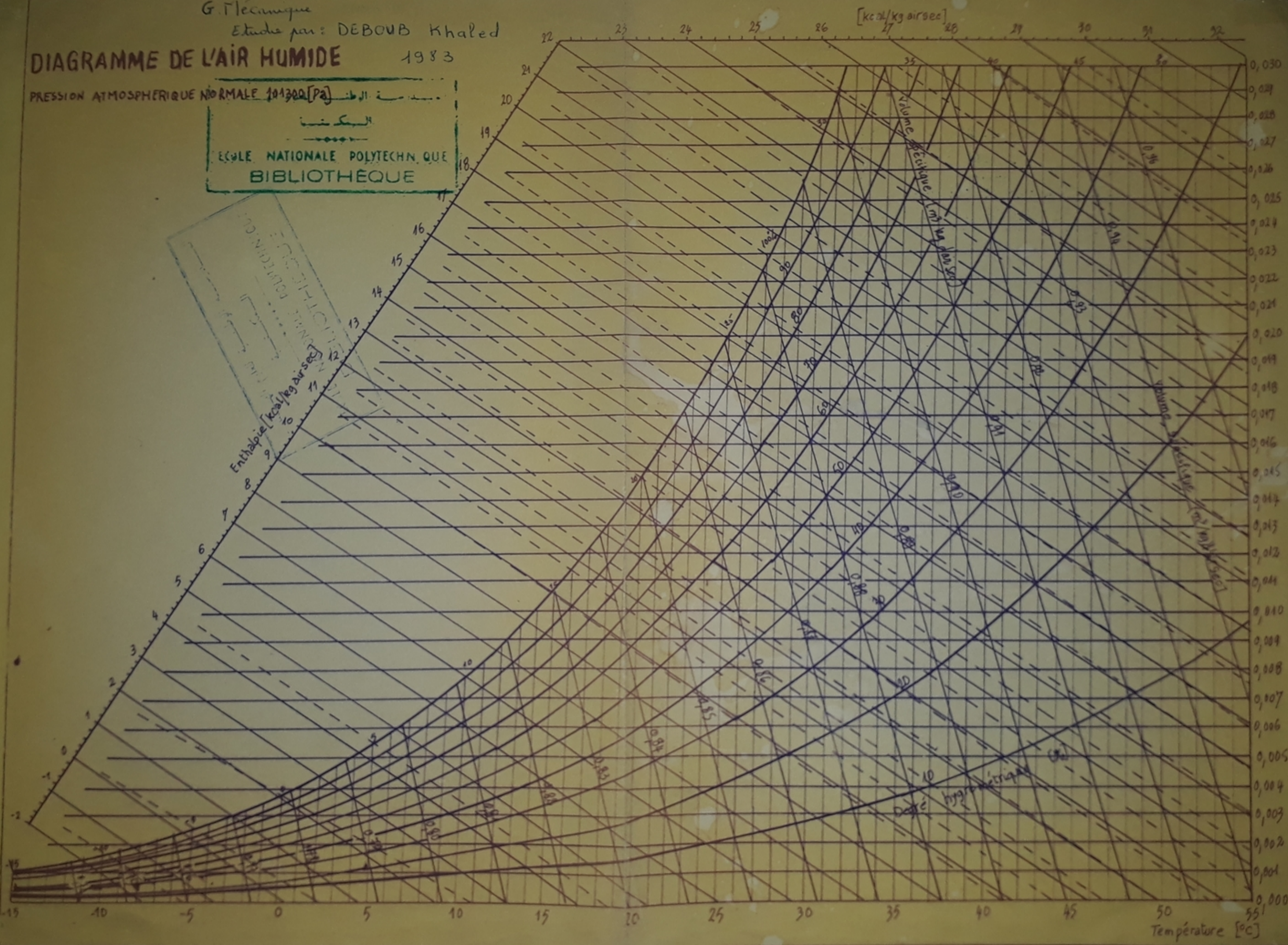
G. Mécanique

Etude par: DEBOUB Khaled

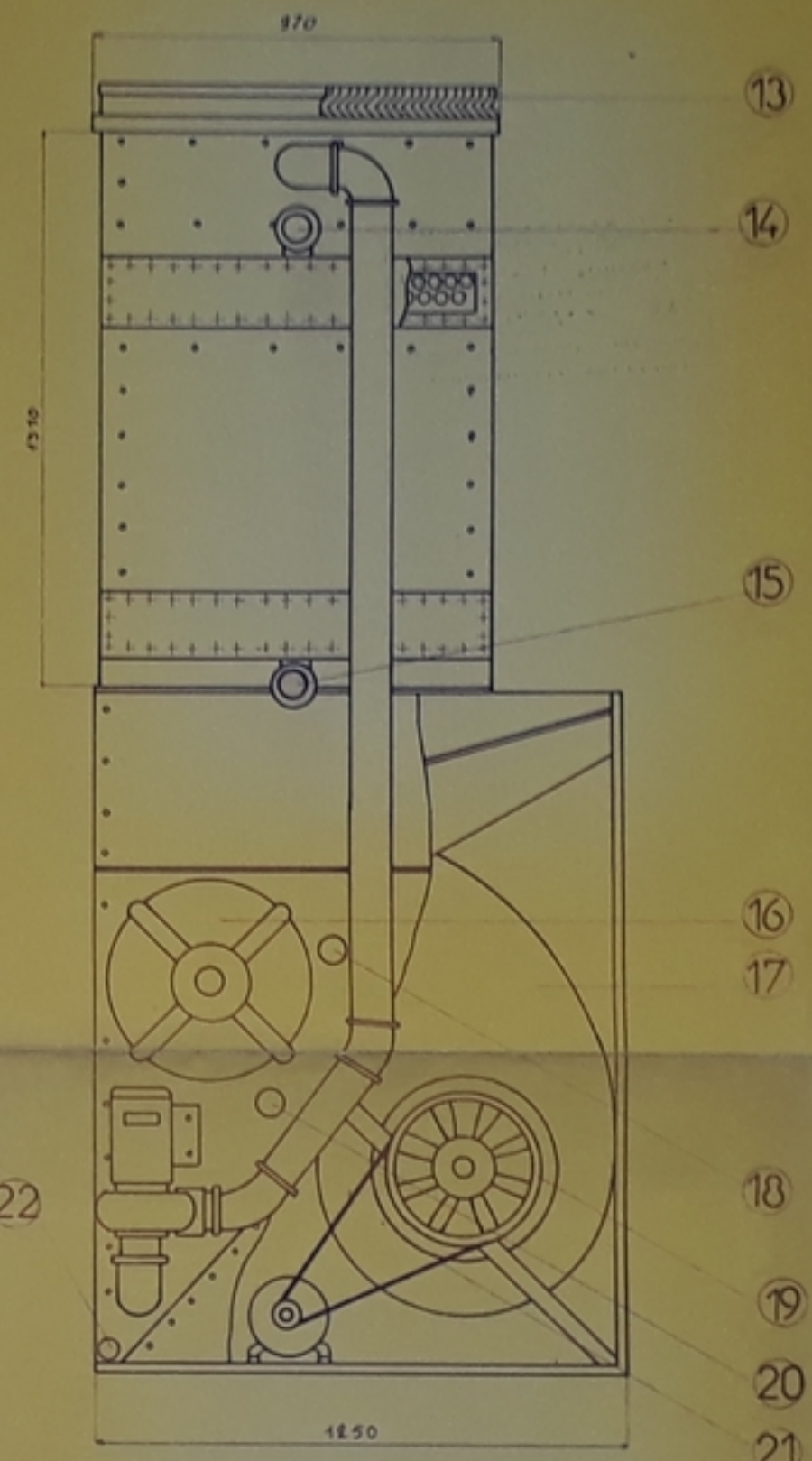
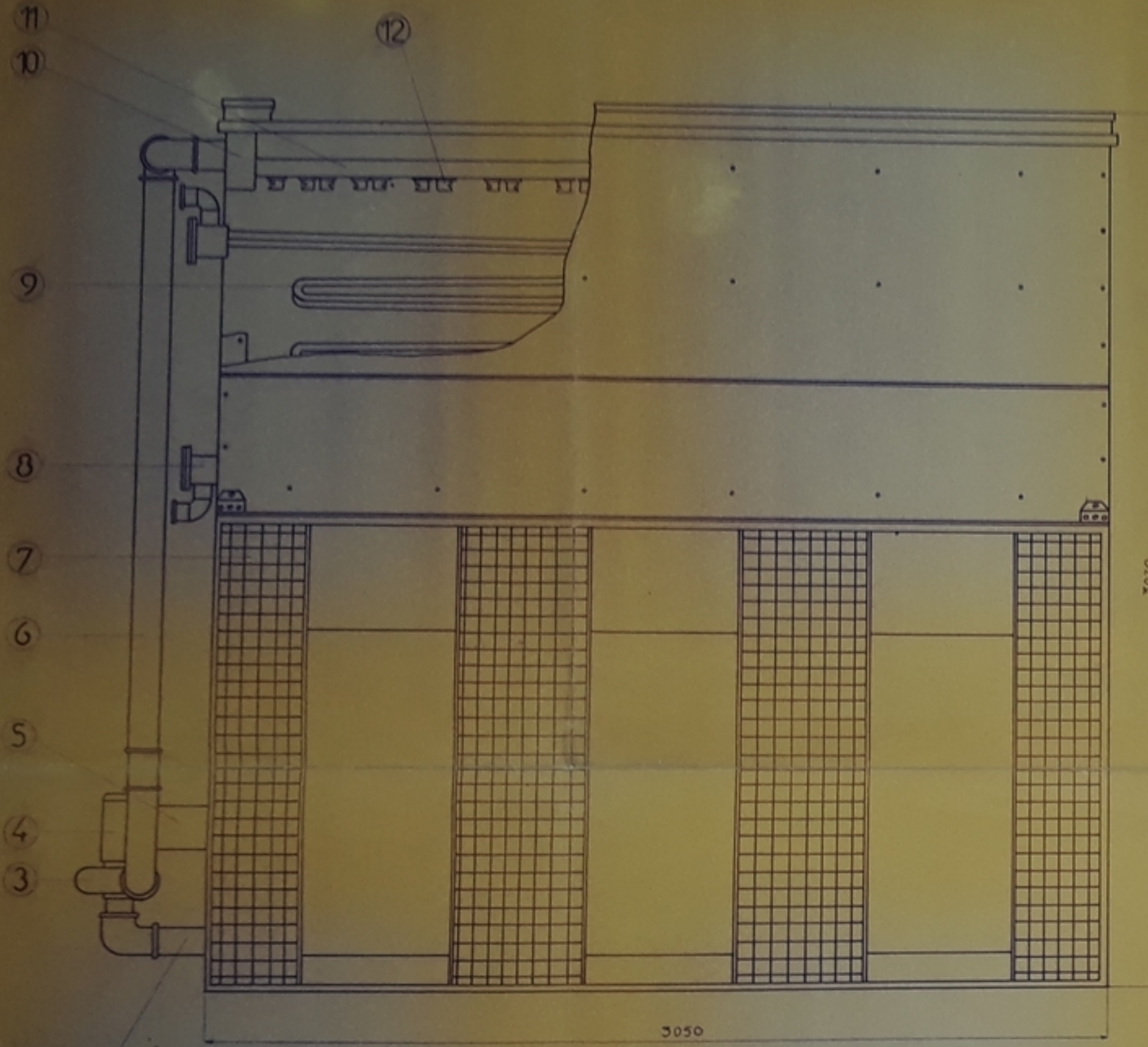
DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE 1983

PRESSION ATMOSPHERIQUE NORMALE 101300 [Pa] الضغط الجوي العادي

الجامعة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE



Teneur en humidité $[kg/kg \text{ air sec}]$



جمهورية مصر العربية
 المعهد القومي للتكنولوجيا
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

PM02A83
 A-2

22	-	Vidange	1			
21	TR 00 14 01	Couverture impégnéale	5		Cuir	multi-purps
20	-	Trap plein	1			
19	-	Poulie	1		Foote	Coulée
18	-	feu d'appoint (vanne)	1		laiton	commenceuse
17	TR 00 42 01	Ventilateur	3		Acier	oxydable
16	TR 00 41 01	Porte de visite	1		Acier	galvanisé
15	-	Bouche d'évacuation	1			
14	-	Purge	4			
13	TR 00 40 01	Éliminateurs			Acier	
12	TR 00 09 01	Buse	18		Plastique	non oxydable
11	TR 00 08 01	Rampe 60x8	3		Acier	galvanisé
10	TR 00 07 01	Collecteur	1		Acier	galvanisé
9	TR 00 06 01	tubes de l'échangeur à plat	18		Acier feu	galvanisé
8	TR 00 05 01	Collecteur	2		Acier	galvanisé
7	-	Grillage de protection	4		Acier	peint
6	-	Tube 100x40	1		Acier	
5	-	Branchement électrique	1			
4	TR 00 04 01	Moteur électrique	1		Acier	peint
3	TR 00 03 01	Pompe centrifuge	1		Bronce	à spirales mécaniques
2	TR 00 02 01	Section d'éliminateurs	18		Acier	galvanisé
1	TR 00 01 01	Tuyau de dissipation	1		Acier	galvanisé
Rp	N° dessin	Designation	Nb		Mat	Observ

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	1:10		TOUR DE REFRIGERISSEMENT
Étudiant	Abou		ENPA
Pr. M. Garem			dép. MECANIQUE
			TR000001

