

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GÉNIE CHIMIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ÉTUDE ET RÉALISATION

d'une Tour de Réfrigération pour Circuit Fermé

Application au Hall de Génie Chimique

Proposé par :

R. BELABBES

Etudié par :

F. TALABOULMA

Dirigé par :

**R. BELABBES
K. BOUAMOUD**

PROMOTION : JUIN 87

// ((

E M E R C I E M E N T S

Que Monsieur R. BELABBES, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (E.N.P.) d'Alger, trouve dans cet ouvrage l'expression de ma profonde gratitude et mes remerciements les plus chaleureux pour l'aide précieuse qu'il m'a accordé pour la réalisation de ce projet.

Je remercie Monsieur M.K. BOUAMOUZ Maître Assistant à l'E.N.P pour avoir conseillé et guidé dans l'élaboration de ce projet.

Les remerciements vont également à Monsieur N. YOUNSI, Maître Assistant à l'E.N.P pour m'avoir fait l'honneur de présider ce Jury, à Madame F. MEZIANI Chargé de Cours à l'E.N.P POUR AVOIR pour avoir bien voulu participer à ce Jury et pour les conseils qu'elle m'a donnés, et enfin à Monsieur M. BOUDIAF Chargé de Cours à l'Ecole Polytechnique d'Architecture et d'Urbanisme (E.P.A.U) pour sa contribution et son assistance à l'élaboration de ce travail et pour avoir accepté de participer à ce Jury.

Enfin, que tous ceux qui m'ont aidés encouragés au long de ce travail, et ceux qui ont contribués à ma formation trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

DEDICACES

A MES PARENTS.

A MES FRERES ET SOEURS.

A TOUS MES AMIS.

JE DEDIE CE TRAVAIL.

DEDICACES

A MES PARENTS.

A MES FRERES ET SOEURS.

A TOUS MES AMIS.

JE DEDIE CE TRAVAIL.



- Table des Matières

- I - INTRODUCTION 1
- II- GENERALITES SUR LA REFRIGERATION
- III- DIFFERENTS REFRIGERANTS
- IV - CHOIX, DIMENSIONNEMENT ET REALISATION DE LA TOUR DE REFRIGERATION.....
- IV - 1 Choix du circuit fermé de réfrigération.
- IV - 2 Dimensionnement de la tour de réfrigération.
- V - APPLICATION A LA REFRIGERATION DU GENERATEUR D'AZOTE LIQUIDE.....
- VI - CONCLUSION

B I B L I O G R A M I E : I

LISTE DES SYMBOLES UTILISES II

ANNEXE 1 : DETAIL DES CALCULES DE LA TOUR POUR DES TEMPERATURES D'HIVER..... III

ANNEXE 2 : DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE IV

I) INTRODUCTION :

Le rôle des tours sèches dans la vie industrielle a été d'une importance capitale dans les quelques années précédentes. Surtout dans le domaine des industries nécessitant une grande consommation en eau d'appoint et de refroidissement qui limite leur implantation à des lieux où l'eau doit être disponible en abondance.

L'emploi des tours sèches permet de minimiser les exigences en eau et vu les coupures d'eau fréquentes au niveau de l'école polytechnique et le débit insuffisant de cette eau, on se propose au cours de ce travail d'essayer de concevoir et d'installer un système de réfrigération en circuit fermé nous permettant :

- de faire fonctionner le Générateur d'Azote Liquide (G.A.L), appareil nouvellement réceptionné au département du génie chimique, en dépit des coupures d'eau.
- de recycler l'eau de réfrigération habituellement perdue.
- de récupérer les calories introduites dans le circuit, en les faisant participer au chauffage du hall en hiver grâce :
 - * aux conduites d'eau reliant la tour de réfrigération au G.A.L.
 - * à un radiateur de chauffage central, rajouté au circuit et qui accélère la dissipation des calories. Ou encore en rajoutant en série à ce radiateur une pompe à chaleur pouvant servir pour les travaux pratiques.
- d'utiliser le circuit fermé en cas de besoin à tous les appareils du hall du département grâce à des bouchons placés le long des conduites reliant le G.A.L à la tour.

II) GENERALITES SUR LA REFRIGERATION

De nombreux procédés industriels nécessitent l'utilisation de moyens de réfrigération pour le fonctionnement de leurs condenseurs. L'eau est tout naturellement indiquée et retenue lorsque cette dernière est disponible en grande quantité et à coût réduit.

Ce refroidissement s'effectue en cycle ouvert et à eau perdue. Cependant, dans un souci d'économie, à ce cycle ouvert s'est substitué un cycle fermé permettant un gain de 98% environ della quantité globale d'eau de v circulation dans le cas de réfrigérants atmosphériques humides¹.

Là réside l'intérêt de tels réfrigérants rendant leur utilisation pratiquement nécessaire dans la grande majorité des cas, pour le refroidissement des eaux de circulation. Toutefois, dans certains cas particuliers les pénuries d'eau sont telles qu'il serait plus judicieux de choisir le réfrigérant sec qui permet de s'affranchir de tout appoint en eau.

Le schéma general du circuit d'eau sur réfrigérant atmosphérique humide est représenté sur la figure (12).

Le refroidissement du condenseur est assuré par la circulation d'une quantité d'eau dépendant de la puissance du groupe desservi. Cette eau réchauffée lors de son passage dans le condenseur se refroidira dans le réfrigérant atmosphérique humide qui peut être considéré comme un échangeur de chaleur dans lequel l'eau se refroidit au contact direct de l'air.

Le principe de fonctionnement consiste donc à provoquer simultanément par ce contact, l'évaporation d'une fraction d'environ 2% de cette eau chaude du condenseur et le refroidissement corrélatif de l'eau restante. Ainsi l'échange thermique s'effectue à la fois par évaporation partielle de l'eau et par convection entre le circuit d'air de refroidissement et le circuit d'eau alimentant le réfrigérant. La part d'énergie thermique enlevée par l'air par simple convection est plus ou moins importante suivant la température sèche de l'air de ventilation.

Aussi, l'effet de convection permet de enlever environ 40 % de l'énergie thermique échangée par temps très froid, soit une température de l'air sec de 0° Célcius environ. Par contre, en été, lorsque la température de l'air sec atteindra 25°C, la part de la convection dans l'échange thermique total ne sera plus que de 10%¹.

.../...

L'évaporation s'effectue dans la masse même de l'eau apporte les frigorifiques nécessaires afin d'abaisser la température moyenne de l'eau de circulation à une valeur compatible avec l'utilisation industrielle.

Pour obtenir cette évaporation, l'eau chaude pénétrant dans le réfrigérant est tout d'abord pulvérisée en fines gouttelettes puis tombent par gravité sur des surfaces d'échange dont le rôle est d'augmenter la surface et le temps de contact entre l'air et l'eau. La circulation de l'air nécessaire au refroidissement peut être obtenue soit de façon naturelle, soit de façon artificielle au moyen de ventilateurs.

III) DIFFERENTS REFRIGERANTS :

Nous décrivons à présent les différents types de réfrigérants selon le mode retenu pour la circulation de l'air nécessaire au refroidissement, nous pouvons classer les réfrigérants en quatre catégories respectivement : Les réfrigérants à aération naturelle, ceux à gradins et les réfrigérants à tirage naturel par cheminée, ou à tirage artificiel par ventilateur.

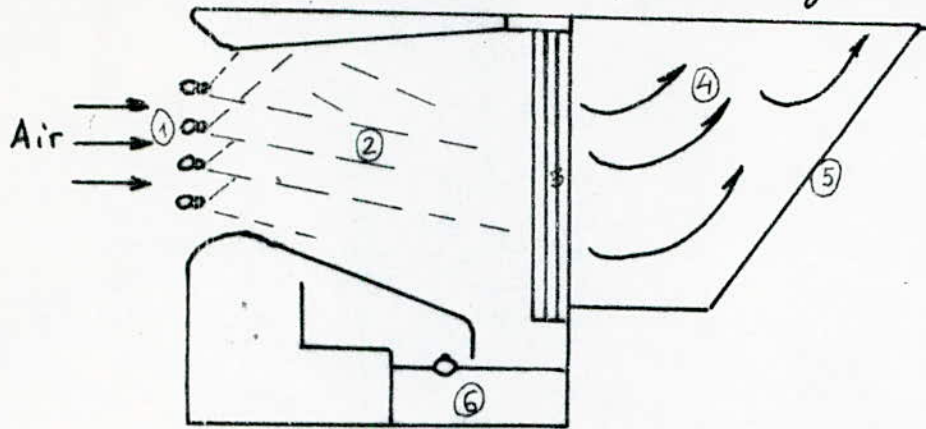
Présentons tout d'abord les réfrigérants à aération naturelle:

II-1 Réfrigérants à aération naturelle:

Il en existe de deux sortes, les bassins à ciel ouvert et les réfrigérants à tuyères pulvérisatrices. Les premières citées sont les plus simples, toutefois ils nécessitent des étendues considérables pour obtenir un refroidissement acceptable. Les surfaces sont de l'ordre de 10 m^2 par m^3 d'eau ².

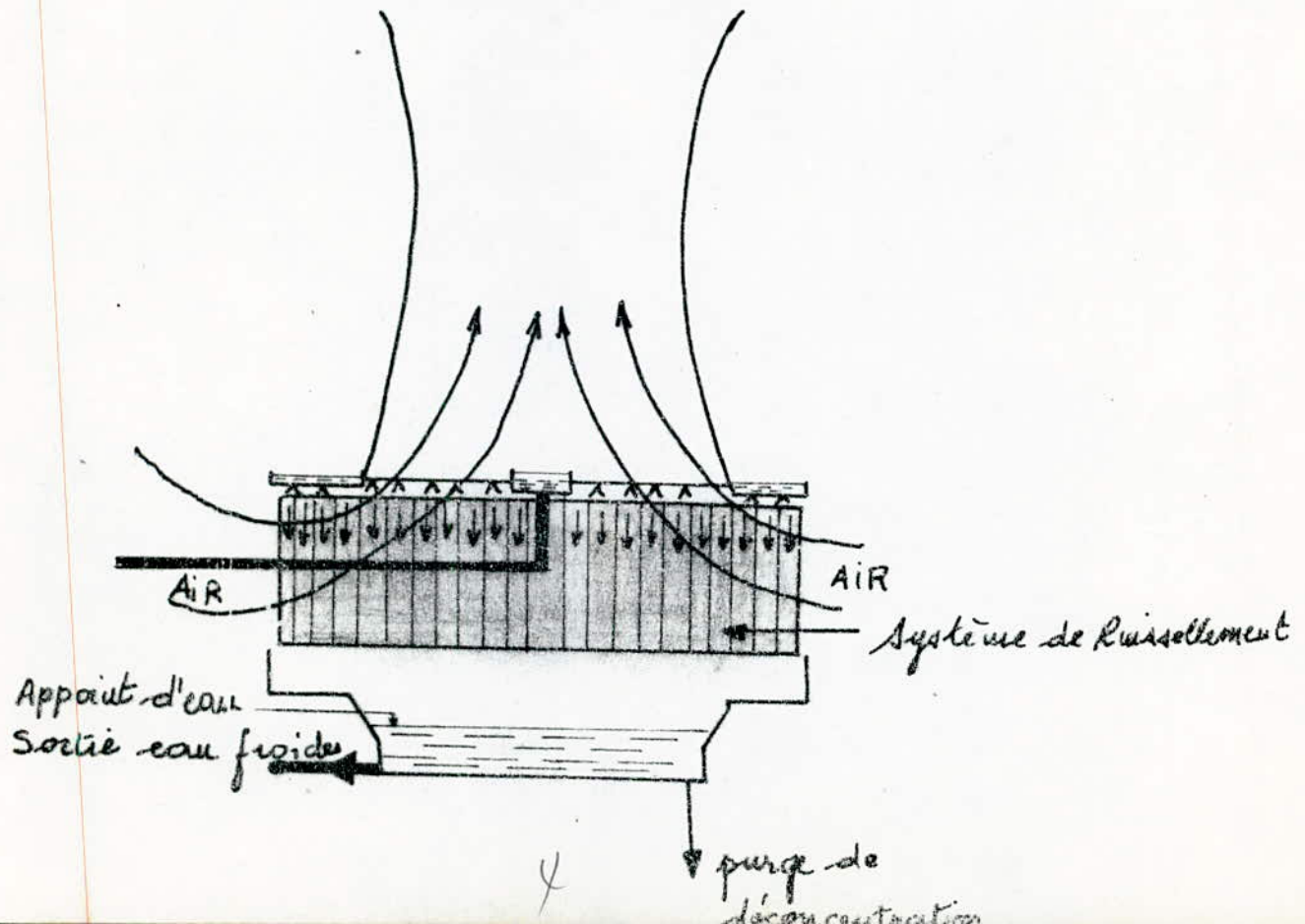
Quant aux réfrigérants à tuyères pulvérisatrices, ils représentent une amélioration des bassins à ciel ouvert. En effet, ils présentent les caractéristiques d'une tour à tirage forcé mais ne comportent ni ventilateur ni surfaces de ruissellement.

Figure 1 : RÉFRIGÉRANT A TUYÈRES PULVÉRISATRICES
 (tiré des techniques de l'ingénieur B353)



- | | |
|--------------------------|-------------------------------|
| ① Rampe de pulvérisation | ④ Air évacué |
| ② Mélange Air-Eau | ⑤ Chambre de refroidissement |
| ③ Éliminateur à chicanes | ⑥ Bac collecteur d'eau froide |

Figure 2 : RÉFRIGÉRANT A TIRAGE NATUREL



.../...

Ils se composent d'un réseau de tuyauteries horizontales munies sur leur génératrices supérieure de tuyères pulverisatrices. Ce type de réfrigérant exige néanmoins des surfaces de bassin assez grandes. Dans la deuxième catégorie de réfrigérants nous trouvons ceux à gradins.

II-2 Réfrigérants à gradins ;

Ces appareils sont constitués par un empilement de lattes de bois sur lesquelles l'eau se répartit en gouttes. Ils sont protégés sur leur pourtour extérieur par des jalousies réduisant ainsi les projections de gouttelattes par l'extérieur.

Les réfrigérants à gradins sont relativement ~~et~~ encombrants et exigent un espace libre périphérique ne faisant pas obstacle à la libre circulation de l'air avoisinant.

Les principaux avantages qu'ils présentent sont d'être simples, et d'un prix de revient réduit. Ils ne nécessitent pratiquement aucun entretien mais donnent par contre des résultats variables avec le vent, inconvénient majeur. Aussi leur préfère-t-on les réfrigérants à tirage naturel ou artificiel.

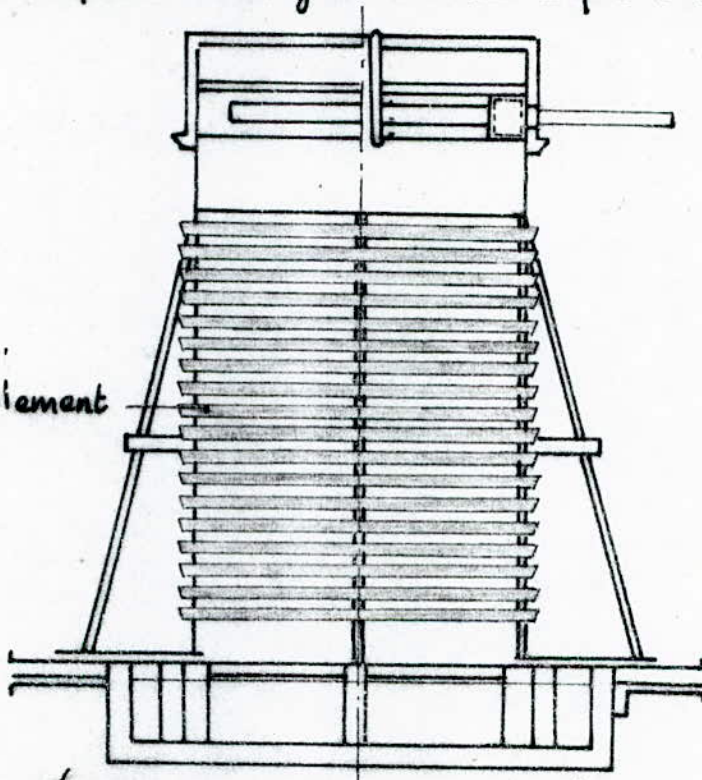
III-3 Réfrigérants à tirage naturel:

L'air chauffé en contact de l'eau de ruissellement crée un tirage dans la cheminée ou coque par différence de densité avec les couches d'air extérieures.

Les débits d'air importants ainsi engendrés permettent un refroidissement efficace de l'eau qui ruiselle ou qui éclate en gouttes sur des surfaces d'échange réalisées de nos jours en bois ou en matière plastique¹. Selon la direction du courant de l'air au travers de la surface d'échange, les réfrigérants à tirage naturel peuvent être classés en deux types : à courants ~~en~~ croisés ou à contre courant.

Figure 3 : RÉFRIGÉRANT A GRADINS
(Techniques de l'Ingénieur : Mécanique et chaleur B353)

surfaces de ruissellement



.../...

Les dispositifs de ruissellement et de distribution d'eau sont généralement analogues à ceux des réfrigérants à gradins, mais l'ensemble est enfermé dans une cheminée d'appel de hauteur et de section bien déterminées.

II- 4 Réfrigérants à tirage artificiel par ventilateur:

Dans ces réfrigérants, la circulation de l'air est assurée par des ventilateurs qui remplacent les cheminées des réfrigérants à tirage naturel.

Les techniques de refroidissement utilisées sont tout à fait semblables à celles décrites précédemment. Là aussi, les deux principaux types rencontrés sont les réfrigérants à courants croisés et à contre courant.

Les vitesses d'air à l'intérieur sont relativement élevées, ce qui assure un débit important et un refroidissement acceptable. Ce refroidissement est dû essentiellement à l'augmentation du coefficient d'échange résultant d'une grande vitesse du courant d'air.

Les surfaces d'échange de ces réfrigérants sont généralement du type à ruissellement par film, leur construction est prévue en bois ou en plastique.

Les matériaux utilisés comme surfaces de ruissellement des réfrigérants atmosphériques sont notamment le bois, l'amiante-ciment et les plastiques. Le bois a constitué pendant longtemps le matériau le mieux adapté pour les tours de refroidissement. Les variétés de bois les plus appropriées pour une bonne tenue en lieu humide sont le sapin, l'épicéa, le pin d'Orégon et le séquoïa de textures assez denses. Quant à l'amiante-ciment, elle est utilisée sous forme de plaques planes ou ondulées tant pour le ruissellement qu'en guise de lattes d'éclatement. Enfin, les matériaux tels que le chlorure de polyvinyle, le polypropylène, le polyéthylène ou les polyesters sont apparus récemment pour la réalisation de lattes d'éclatement. Si la bonne tenue de l'amiante-ciment nécessite un Ph des eaux de circulation supérieurs à 6,5 et l'absence de CO₂ libre et aggrégatif, aucune limite de Ph n'est exigée dans le cas d'utilisation de matériaux plastiques 2 .

Nous avons décrit précédemment les différents types de réfrigérants selon le mode retenu pour la circulation de l'air. Cette description peut aussi bien se faire selon le mode retenu pour le ruissellement de l'eau. Nous distinguons pour cela deux types : le ruissellement à film pur et le ruissellement à gouttes.

Figure 5 Le Psychromètre

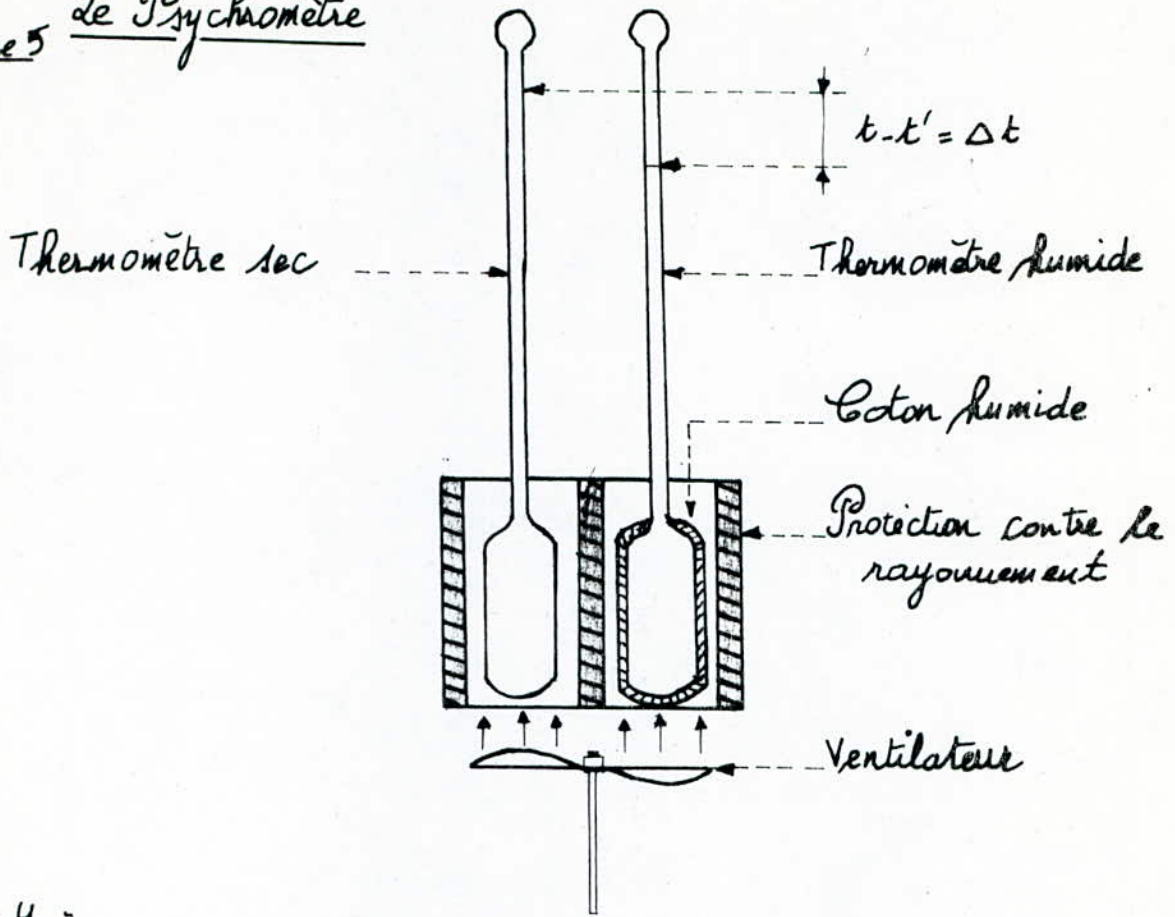
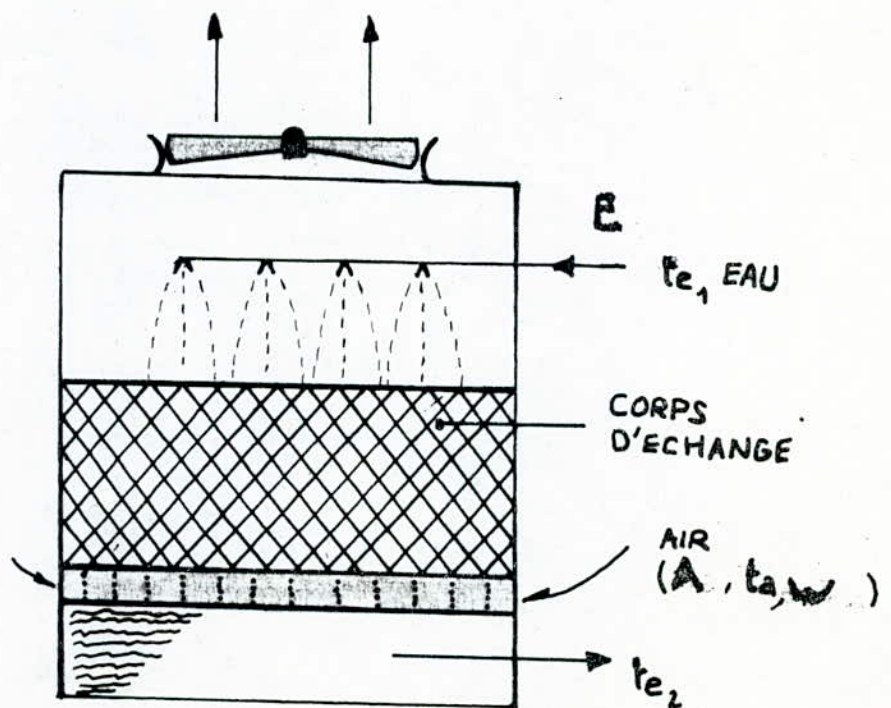


Figure 4 :

Bois de refroidissement, type contre-courant (schéma de principe)



.../...

a/ Ruissellement à film pur :

L'échange peut s'effectuer grâce à des surfaces planes ou ondulées le long desquelles l'eau à refroidir ruisselle sous forme d'un film pur, adhérent à ces surfaces. L'air traverse verticalement, de bas en haut, le réseau de plaques pendant que l'eau tombe par gravité à la surface de ces dernières. Les surfaces de contact entre air et eau sont aussi nettement définies.

Par l'absence de création de gouttes, ce type de ruissellement nécessite une distribution d'eau très homogène sur les surfaces d'échange. En raison des vides peu importants ménagés entre deux surfaces voisines, les risques de bouchage par dépôt de tartre ou d'algues sont à craindre.

b/ Ruissellement à gouttes :

L'échange peut s'effectuer également par l'intermédiaire de surfaces assurant un éclatement d'eau en fines goutelettes, appelé effet "Splash".

Par gravité, l'eau tombe d'un plancher de lattage à un autre en subissant un éclatement créant ainsi des goutelettes qui augmentent les surfaces d'échange entre l'air et l'eau. La disposition plus aérée de ces lattages permet à l'air de circuler dans des directions horizontales, verticales ou obliques. Aussi, on peut placer les surfaces d'échange sur toute leur hauteur jusqu'au niveau du plan d'eau dans le bassin.

IV) CHOIX, DIMENSIONNEMENT ET REALISATION DE LA TOUR DE REFRIGERATION :

Afin de décider du choix d'un type de réfrigérant, il est indispensable de pouvoir classer les diverses solutions techniquement utilisables selon leur critère économique. Aussi est-il nécessaire, dans chaque cas, d'établir un bilan des investissements à réaliser prenant en compte les paramètres d'exploitation de chacune de ces solutions. Les programmes d'optimisation pour ce choix comporte essentiellement les données d'exploitation du circuit considéré et les indications économiques relatives aux coûts des divers matériaux.

1- Choix du circuit fermé de réfrigération :

Le réfrigérant que nous avons choisi est une tour de refroidissement à tirage forcé avec une circulation d'air assurée au moyen d'un ventilateur aspirant. Ce choix est motivé par les faibles débits d'eau utilisés, les écarts peu élevés de températures entre l'entrée et la sortie de la tour, l'entretien quasi nul dû à l'absence de toute pièce mécanique en mouvement et enfin le prix de revient réduit.

Quant au type de ruissellement, nous avons opté pour une dispersion à "EFFET SPLASH" sur un lattis afin d'éviter toute obturation des circuits d'air et d'eau par dépôt de tartre.

Pour la construction de cet ouvrage, nous avons utilisé des lattes en bois de faible épaisseur imprégnées de produit anti-moisissure.

La figure () montre le schéma du circuit fermé préconisé.

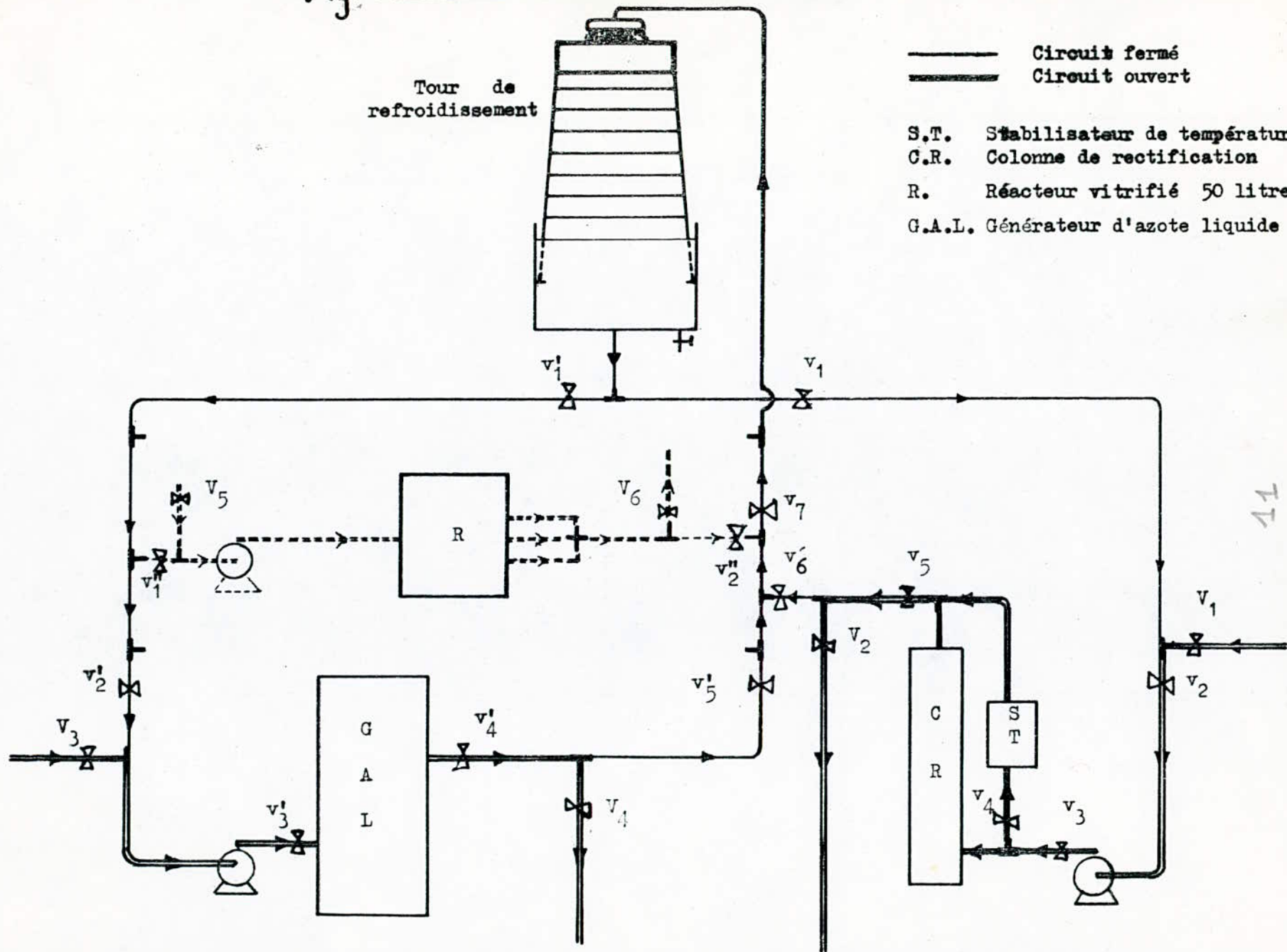
En plus du réfrigérant à gradins, le circuit fermé comprend un système de distribution d'eau chaude arrivant en haut de la tour et et d'eau froide récupérée en bas de celle-ci dans un bac en cuivre.

Il faut noter toutefois que, sur la tuyauterie envenant l'eau chaude au système de distribution, des dérivations ont été prévues pour la récupération de chaleur ou encore pour le branchement d'autres circuits d'appareillages du hall de génie chimique nécessitant l'utilisation d'une eau de refroidissement.

La répartition de l'eau chaude en haut de la tour s'effectue au moyen d'une pomme d'arrosoir en cuivre de 320 mm de diamètre. Des trous de 0,75 mm de rayon, permettent de la pulvériser dans un bac en cuivre de 0,5 m² de surface de base et de 1,5 m de hauteur.

.../...

Fig. 1) CIRCUIT DE FONCTIONNEMENT ENF DE LA REFRIGERATION DU GENERATEUR D'AZOTE LIQUIDE



11

Ce bac est muni de 4 oreilles qui assurent sa fixation sur le toit et de 2 barres pour le relier à la tour.

Afin d'évacuer les poussières apportées par l'air et qui se déposent sous forme de boue au fond du bac, un robinet de vidange a été prévu à cet effet.

Par suite de l'absence de toute pièces mécaniques en mouvement, l'entretien se résume à la vérification périodique des surfaces d'éclatement et de l'état du système de distribution d'eau.

L'eau ainsi refroidie est aspirée à l'aide de pompes au niveau de chaque installation nécessitant une circulation de réfrigération.

Il a été également placé au sommet de la tour un ventilateur de type hélicoïdal afin d'aider la réfrigération notamment en été. Lors d'arrêt prolongés ou en hiver, ce dernier est oté du circuit.

Le choix du type de réfrigération adopté, nous avons procédé au dimensionnement de la tour par calcul des paramètres y intervenant.

IV -2 Dimensionnement de la tour de réfrigération :

IV-2-1 : Paramètres caractérisant le système Air-Eau,

Les éléments les plus importants qui interviennent dans notre système pour le refroidissement étant l'air et l'eau. Nous rappelons à cet effet quelques paramètres caractérisant ces deux éléments et régissant leurs comportements et leurs évolutions.

IV-2-1-1 : L'air et l'humidité,

a/ Composition:

Une composition détaillée fait apparaitre les gaz en pourcentage volumique dans l'air

- oxygène 21,00 %
- azote 78,00 %
- argon, néon, xénon, ozone, CO, ... 0,90 % environ
- gaz carbonique 0,03 % environ
- vapeur d'eau entre 0,05 et 1,5 %

b/ vapeur d'eau :

Comme nous le voyons, la composition de celle-ci dans l'air est très variable et a une importance considérable dans le refroidissement de l'eau. A une température donnée, un m³ d'air ne peut en absorber qu'une quantité limitée: on dit que l'air est saturé. La quantité maximale de vapeur d'eau qu'un kilo d'air peut absorber est une fonction croissante de la température.

c/ humidité relative : (ou degré hydrométrique)

C'est le pourcentage (%) de vapeur d'eau contenue dans l'air par rapport à la quantité contenue dans l'air saturé à la même température.

$$\phi = \frac{P_v}{P_s}$$

où P_v : pression partielle de la vapeur d'eau.

P_s : pression de saturation de la vapeur d'eau à la température considérée.

d/ humidité absolue : (W)

L'unité de concentration ou la teneur en humidité x est définie par la relation :

$$W = \frac{\text{kg d'eau dans l'air sec}}{\text{kg d'air sec}}$$

Si P_a : pression partielle de l'air sec, on applique la

loi de Dalton :

$$P = P_a + P_v$$

.../...

Etant donnée que les composantes occupent le même volume et ont la même température, les équations d'état peuvent s'écrire :

$$P_a = \frac{RT}{M_a} \quad \text{pour 1 kg d'air sec}$$

$$P_v V = W \frac{RT}{M_v} \quad \text{pour x kg d'eau associé}$$

Le rapport de l'équation sur donne :

$$\frac{P_v}{P_a} = W \frac{M_a}{M_v} \quad \text{d'où} \quad W = \frac{M_v}{M_a} \cdot \frac{P_v}{P_a}$$

En combinant les équations , , , x s'écrit alors

$$W = \frac{M_v}{M_a} \frac{P_s}{P - P_s} = \frac{18}{29} \frac{P_s}{P - P_s}$$

$$\text{D'où :} \quad W = 0,622 \frac{P_s}{P - P_s}$$

e/ point de rosée :

En refroidissant un volume d'air déterminé, son degré hygrométrique augmente du fait que W_s diminue avec la température, alors que W reste constant lorsque $W = W_s$, l'air est saturé, on atteint le point de rosée.

.../...

IV-2-1-2 : Diagramme de l'air humide :

Pour permettre d'effectuer avec plus de facilité les différents calculs sur l'air, de nombreuses données ont été rassemblées sur le diagramme de l'air humide (psychrométrie).

Le diagramme comporte généralement les données suivantes : température sèche, température humide, humidité relative, enthalpie, masse d'eau pour 1 kg d'air sec, pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide.

a/ température sèche (t_a)

C'est la température de l'air extérieure mesurée par un thermomètre ventilé et non soumis au rayonnement (échelle en abscisse du diagramme)

b/ température humide (t)

C'est la température marquée par un thermomètre dont le bulbe est gainé par une mousseline imbibée d'eau et ventilé par un courant d'air de 2 à 3 m/s.

c/ Le psychromètre (figure)

La mesure des températures sèches et humides s'effectue avec un psychromètre. Il se compose de deux thermomètres l'un à bulbe sec, l'autre à bulbe humidifié au moyen d'un coton imprégné d'eau. Cette eau s'évapore et le thermomètre indique t , s'il est soumis à un mouvement de l'air ambiant de 2 à 3 m/s, connaissant (t_a) et (t), on peut déterminer sur le diagramme psychrométrique le degré hygrométrique.

d/ coefficient psychrométrique :

L'air en écoulement transfère par convection une partie de sa chaleur à la mèche du thermomètre mouillé. L'eau contenue dans la mèche s'évapore et entraîne un abaissement de température de celle-ci.

- Une chaleur sensible ou chaleur transférée de l'air à la mèche par unité de surface

$$Q_S = h (t_a - t_s) \quad (\text{k cal/h})$$

où h : coefficient de transfert de chaleur par convection (k cal/h m² °C)

- Flux de matière (vapeur d'eau) transféré de la mèche à l'air par unité de surface

$$Q_M = k (W_S - W) \quad (\text{kg/h})$$

où k : coefficient de transfert de matière à travers la couche limite gazeuse (kg/h.m²)

W_S : l'humidité de l'air au voisinage du thermomètre humide (kg eau/ kg air sec).

En supposant que l'air est saturé à la température t_s , à l'équilibre, tout flux de chaleur transféré à la mèche sert à vaporiser le flux de vapeur d'eau.

$$\text{d'où} \quad Q_S = H_0 Q$$

H_0 : chaleur latente de vaporisation de l'eau à T (kcal/kg)

On peut alors écrire en remplaçant les termes de l'équation

$$() \text{ par leurs expressions que: } h(t_a - t_s) = H_0 k(W_S - W)$$

$$\text{d'où} \quad \frac{W_S - W}{t_a - t_s} = \frac{h}{H_0 k}$$

Ecrivons encore les équations de transferts de chaleur et de matière :

$$\text{- de chaleur : } Nu = 0,622 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\text{- de matière : } Sh = 0,622 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Sc^{1/3}$$

Re : nombre de Reynolds.

Pr : nombre de Prandtl.

Nu : nombre de Nusselt

Sh : nombre de Sherwood.

Sc : nombre de Schmidt = /

Le rapport Nu sur Sh donne :

$$\frac{h}{k} \cdot \frac{D}{\alpha} = \frac{Pr^{1/3}}{Sc}$$

α kcal/m h °C : conductibilité thermique.

D m²/s : coefficient de diffusion moléculaire.

$$\text{d'où : } \frac{h}{k} = \frac{\alpha}{D} \cdot \frac{Pr^{1/3}}{Sc}$$

L'expression donne une valeur du rapport (h/k) à peu près égale à la chaleur humide notée Cs

Remplaçons l'expression du rapport dans l'équation

$$\frac{W_s - W}{t_a - t_s} = \frac{C_s}{H_o}$$

L'hypothèse de Lewis :

L'utilisation des relations et permet d'obtenir l'expression exacte du rapport (Nu/Su)

$$\frac{Nu}{Sh} = \frac{Pr^{1/3}}{Sc}$$

.../...

Introduisons le nombre adimensionnel Le (nombre de Lewis) défini comme étant le rapport de Pr sur Sc , il vient :

$$Le = \frac{Pr}{Sc} \text{ et } (Nu/Sh) = Le^{1/3}$$

Si l'on prend pour Sc et Pr les valeurs respectives de 0,6 et 0,7 (cas de l'air), on obtient :

$$Le = 1,17 \text{ et } Nu/Sh = 1,05$$

On caractérise souvent le rapport du transfert de chaleur à celui de masse en introduisant la fonction de Lewis $F(Le)$ définie par

$$F(Le) = \frac{Nu}{Sh \cdot Le} = (Le)^{2/3} = \frac{h}{q \cdot Cs \cdot k}$$

On a ainsi pour l'air : $F(Le) = 1,1$.

L'expérience montre qu'en écoulement d'air turbulent, on obtient également une valeur voisine de l'unité pour $F(Le)$, sous réserve que les pressions de vapeur restent négligeables devant la pression totale, ce qui est vérifié pour des températures d'eau comprises entre 20 et 50°C.

L'hypothèse de Lewis consiste à poser donc, dans ces conditions :

$$F(Le) = 1 \text{ autrement dit } Le = 1$$

Cette hypothèse ne s'applique qu'à l'air. Elle présente l'avantage d'introduire une importante simplification dans nos équations :

$$\frac{h}{q \cdot Cs \cdot k} = 1 \quad q = \frac{h}{Cs \cdot k} = 1$$

* Chaleur sensible :

Elle provoque un abaissement ou une élévation de température de l'air suivant qu'il y a refroidissement ou chauffage.

* Chaleur latente :

Elle correspond à une augmentation ou à une diminution de la masse de vapeur d'eau contenue dans l'air sans changement de température.

IV-2-1-3 : Refroidissement de l'eau par l'air :

Dans toute opération comportant un transfert de matière entre phases, il y a également un transfert de chaleur. L'humidification et la déshumidification sont les plus simples et plus importantes de ces opérations de transfert simultanément de chaleur et de matière.

Dans ce type d'opérations n'intervient que deux constituants et deux phases. La phase liquide (eau) est un constituant pur et la phase gazeuse est un mélange binaire de vapeur du constituant liquide et d'un gaz non condensable (air).

- Position de la ligne opératoire (figure 6)

En admettant que E_1 est pratiquement constant c'est à dire que le débit d'eau vaporisé dans la tour est négligeable devant E_1 , on peut écrire :

$$E_1 (H_{e1} - H_{e2}) = A (H_{A1} - H_{A2}) \quad ()$$

et sous forme différentielle : $E_1 dH_e = AdH_A \quad ()$

$H_e = C_e T_e$ alors l'équation () s'écrit :

$$E_1 C_e (T_{e1} - T_{e2}) = A (H_{A1} - H_{A2}) \quad ()$$

$H_e = C_e T_e$: enthalpie massique de l'eau.

On présente graphiquement l'équation () en portant l'enthalpie de l'air H_A en fonction de t_e température de l'eau. La ligne $O^{\bullet}N$ représentant cette équation s'appelle "ligne opératoire". Elle passe par les points (T_{e1}, H_{A1}) et (T_{e2}, H_{A2}) , qui représentent les points extrêmes de la tour.

La ligne opératoire est une droite de pente $\frac{E_1 C_e}{A}$

si on tient compte de l'hypothèse faite (il y a peu d'évaporation)

$$\frac{H_{A1} - H_{A2}}{t_{e1} - t_{e2}} = \frac{E_1 C_e}{A}$$

Fig: 6

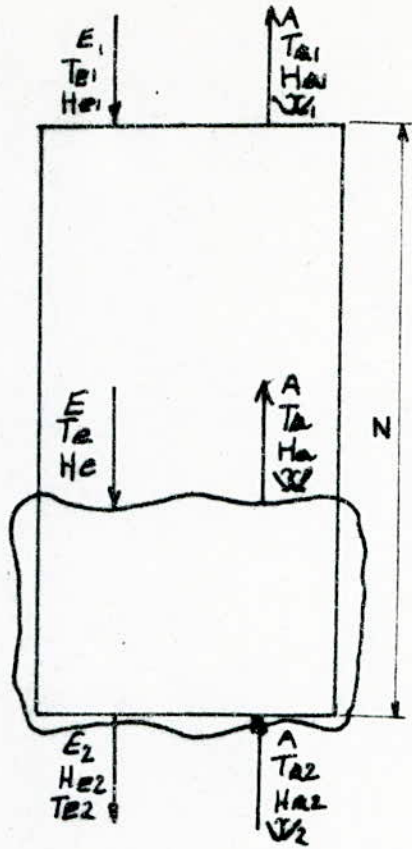


Fig: 7

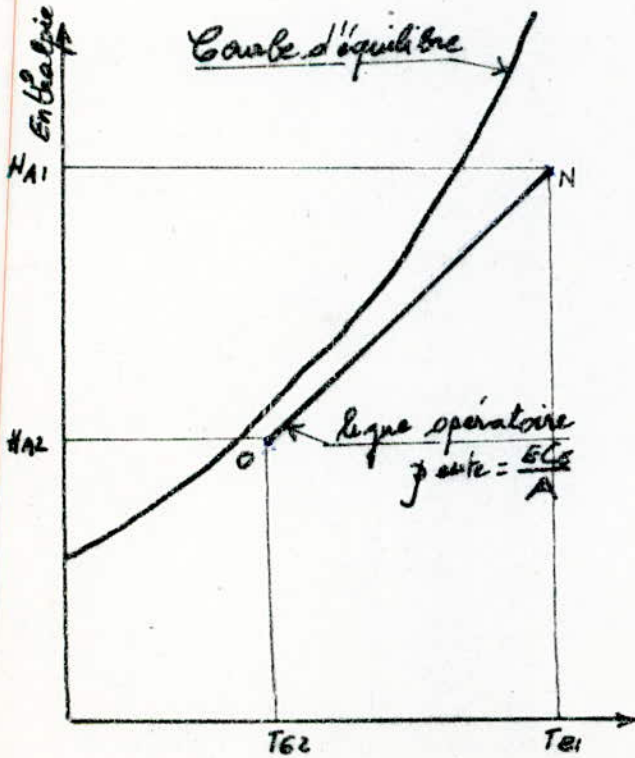
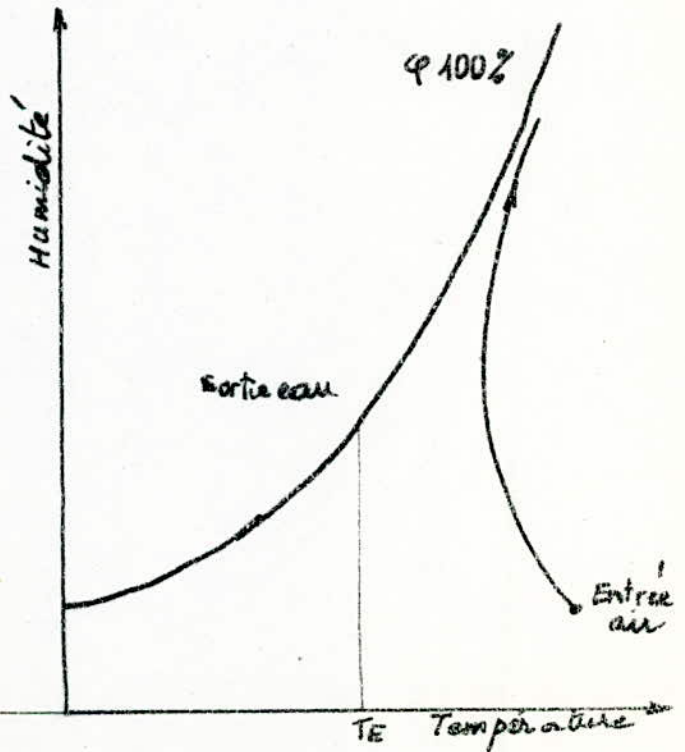


Fig: 8



Remarque : L'indice 1 correspond aux termes en tête de colonne
L'indice 2 pour les termes en bas de colonne.

1°) Equations fondamentales :

Considérons le fonctionnement en régime permanent d'une tour verticale dans laquelle de l'air et de l'eau sont en contact direct mais à contre courant. L'air dont la température mesurée par un thermomètre sec est t_{a2} pénètre en quantité constante A par le bas et sort à la température sèche t_{a1} par le sommet saturé en vapeur d'eau.

L'eau pénètre au sommet avec un débit E_1 , à la température t_{e1} et sort par le bas en quantité E_2 et à la température t_{e2} (figure).

Nous supposons que W représente l'humidité absolue du courant gazeux :

$$W = \frac{\text{masse de vapeur d'eau}}{\text{masse d'air sec}}$$

Le principe de la conservation des quantités d'eau mises en jeu permet d'écrire :

$$E - E_2 = A (W - W_2)$$

$$dE = A dW = dG.$$

L'enthalpie H_A d'un kg d'air sec augmenté de W kg de vapeur d'eau est donnée par la relation suivante :

$$H_A = H_a + W H_v \quad \text{avec } H_a = C_{pa} t$$

$$\text{et } H_v = C_{pv} t + H_o \quad C_{pa} = 0,24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{c}$$

$$H_A = C_{pa} t + W (C_{pv} t + H_o)$$

$$H_A = (C_{pa} + W C_{pv}) t + W H_o$$

$$H_A = C_s t + W H_o$$

$$d H_A = C_s dt + H_o dW$$

Les valeurs adoptées pour H_0 et C_{p_v} diffèrent suivant les auteurs:

- MOLLIER : $H_v = 597 + 0,46 t_a$

- RAMZINE : $H_v = 595 + 0,47 t_a$

- GROSVENOR : $H_v = 597,66 + 0,45 t_a$

Tous les calculs qui sont développés dans cette étude sont effectués à l'aide de l'équation de RAMZINE

$$H_1 = 0,24 t_a + W(595 + 0,47 t_a)$$

Si l'équation de l'enthalpie de 1 kg d'eau de chaleur spécifique C_e s'écrit $C_e t_e$ et si l'opération est adiabatique, le bilan enthalpique dans la partie supérieure de la tour s'écrit :

$$E_1 C_{e1} t_{e1} + A(H_0 W + C_s t_a) = E C_e t_e + A(H_0 W_1 + C_s t_1)$$

En dérivant les membres de l'équation nous retrouvons l'équation suivante :

$$A dH_A = E C_e dt_e$$

$$\frac{A dH_A}{E} = \frac{E dH_E}{E}$$

$$A dH_A = E dH_E = A C_s dt_a + A H_0 dW$$

$$\frac{A dH_A}{A} = \frac{dQ}{t_a} + H_0 dG \quad \text{à } t_a$$

Nous constatons que nous avons entre les deux phases : liquide et gazeuse, un transfert simultané de chaleur et de masse.

La quantité de chaleur transmise à partir des courants liquides à t_e , vers la surface de séparation liquide - gaz à t_i s'écrit :

$$\frac{E dH_e}{E} = h_e b S dZ (t_e - t_i)$$

.../...

.../...

La quantité de chaleur sensible depuis la surface de séparation vers le courant gazeux à t_a s'écrit :

$$\underline{A C_s dt_a = h_a b S dZ (t_i - t_a)}$$

La quantité de vapeur d'eau qui diffuse de la surface de séparation vers le courant gazeux est proportionnelle à l'humidité W_i régnant en cette surface :

$$\underline{A dW = k b S dZ (W_i - W)}$$

L'équation () devient :

$$\underline{A dH_A = h_a (t_i - t_a) + k(W_i - W) H_o \quad b S dZ}$$

Cette équation peut s'écrire sous la forme suivante en faisant apparaître le rapport $q = h_a / C_s k$

$$\underline{A dH_A = k [q C_s (t_i - t_a) + H_o (W_i - W)] b S dZ}$$

Nous avons démontré précédemment que $q = 1$ pour un mélange air - vapeur d'eau.

$$\begin{aligned} A dH_A &= k [C_s t_i - C_s t_a + H_o W_i - H_o W] b S dZ \\ &= k [(C_s t_i + H_o W_i) - (C_s t_a + H_o W)] b S dZ \end{aligned}$$

$$A dH_A = k (H_{Ai} - H_A) b S dZ$$

.../...

.../...

Comme il est difficile de mesurer la température t_1 de la surface de séparation, on suppose habituellement que cette dernière est égale à température moyenne du liquide t_e .

A une valeur quelconque de t_e , la différence de potentiel ($H_{Ai} - H_A$) correspond à la distance verticale entre la courbe de saturation (H_{Ai} en fonction de t_e) et la droite de fonctionnement (H_A en fonction de t_e).

La hauteur de la tour s'obtient par une intégration de l'équation () tout en tenant compte que l'enthalpie augmente dans le même sens que celle - ci :

$$Z = \int_0^Z dZ = \frac{A}{k_A b S} \int_{H_{A2}}^{H_{A1}} \frac{dH_A}{H_{Ai} - H_A}$$

Cette équation s'écrit sous sa forme la plus générale :

$$Z = (H.U.T) \cdot (N.U.T)$$

où : $H.U.T = \frac{A}{k_A a S}$: hauteur d'unité de transfert

$$N.U.T = \int_{H_{A2}}^{H_{A1}} \frac{dH_A}{H_{Ai} - H_A} : \text{nombre d'unité de transfert}$$

2 - Tableau récapitulatif des caractéristiques de l'eau de réfrigération :

Le circuit de réfrigération est installé au hall du génie chimique, Il peut être utilisé pour plusieurs installations

entre autres :

- Générateur d'Azote Liquide
- Colonne de réctification
- Réacteurs en acier vitrifié et inox
- Appareils de distillation moléculaire et Podbéniack .

t (°C)	23,60	23,00	24,20	22,65	23,20	23,30
t (°C)	3,60	3,00	4,20	2,65	3,20	3,30
E(kg/h)	1000	1200	1400	330	560	750
Q(kcal/h)	4200	4320	6720	1072	2150	15

Tableau 1 : Caractéristiques de l'eau de réfrigération.

La température de l'eau à la sortie de la tour est choisie en fonction de tous les appareils y compris le Générateur d'Azote Liquide :
 $t_{e2} = 20^{\circ}\text{C}$.

3°/ Caractéristiques de l'eau en haut
de la tour :

A partir des valeurs regroupées dans le tableau (1), nous obtenons un débit d'eau nécessaire à la réfrigération de tous les appareils existants actuellement dans le Hall : $E = 5240 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$

.../...

et une capacité calorifique de réfrigération égale à :

$$Q = E C_{pe} \quad t = \sum_{j=1}^n H_j \quad t_j$$

$$Q = 20\,937 \text{ kcal. h}^{-1}$$

L'écart de température t serait donc :

$$t = Q/E = 20937/5240 = 4^{\circ}\text{C}$$

d'où la température à l'entrée t_{e1}

$$\begin{aligned} t_{e1} &= t_{e2} + 4^{\circ}\text{C} \\ &= 20 + 4 = 24^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

4°/ Caractéristiques de l'air à l'entrée et à la sortie :

a - L'air à l'entrée :

Soit t_{a2} et ϕ_1 la température et l'humidité relative de l'air à l'entrée de la tour.

L'humidité absolue de l'air s'exprime par la relation suivante :

$$W_2 = 0,622 \cdot P/(1-P)$$

où P : représente la pression partielle de l'eau et égale au produit de sa tension de vapeur par la valeur de son humidité relative.

$$P = P_s$$

L'enthalpie H_{A2} , dépendant de la température et de l'humidité relative de l'air est donnée par la relation suivante:

$$H_{A2} = 0,24 t_{a2} + W_2 (H_o + 0,47 t_{a2})$$

$$H_{A2} = 0,24 t_{a2} + W_2 (595 + 0,47 t_{a2})$$

b/ L'air à la sortie :

Soit ϕ_1 l'humidité relative de l'air à la sortie, comme l'enthalpie H_{A2} et la température de l'eau t_{e2} sont déterminés au bas de la tour (point A de la droite opératoire) la courbe de fonctionnement de la tour est une droite passant par A. Pour atteindre l'abscisse t_{e1} correspondant à la température de l'eau introduite au sommet de la tour, la pente maximum est AB', elle atteint la courbe de saturation en B'. La pente maximum est alors :

$$\frac{H_{A1} - H_{A2}}{t_{e1} - t_{e2}} = \left(\frac{E}{A} \right)_{\max.}$$

Mais afin d'éviter que la hauteur de la tour ne soit exorbitante il est recommandé de se servir d'un rapport (E/A) inférieur à $(E/A)_{\max.}$ en faisant fonctionner le système selon une droite de pente plus faible telle que AB.

L'ordonnée du point B nous donne l'enthalpie H_{A1} de l'air en haut de la tour qui nous servira grâce au diagramme de l'air humide connaissant l'humidité relative ϕ_1 d'avoir la température t_{a1} de sortie et l'humidité absolue w_1 de l'air.

La pente de la droite opératoire (E/A) nous permet de connaître le débit d'air A (kg/h) nécessaire pour baisser une quantité d'eau E(kg/h) d'une température t_{e2} à une température t_{e1} .

5°/ Quantité d'eau évaporée :

La quantité d'eau évaporée peut être obtenue à partir de l'équation du bilan de matière global $E_1 = E_2 + e$

$$E_1 - E_2 = A (W_1 - W_2) \quad (X)$$

$$e = E_1 - E_2 \quad (Y)$$

$$(X) \text{ et } (Y) : e = A(W_1 - W_2)$$

6°/ Diamètre de la tour :

Le rapport de la quantité d'écoulement d'air sec A passant par la section S de la tour détermine la densité de l'air V_A . (l'entraînement du liquide doit être évité pour n'importe quel type de courant utilisé).

$$V_A = A/S \quad S = A/V_A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \left(\frac{4 A}{V_A} \right)^{\frac{1}{2}}$$

7°/ Hauteur de la tour :

$$Z = \frac{A/S}{k \cdot b} \int \frac{dH}{H_{Ai} - H_A} = (H U T) \cdot (N U T)$$

$$H U T = \frac{A/S}{k \cdot b} \quad (\text{hauteur d'unité de transfert})$$

$$N U T = \int \frac{dH}{H_{Ai} - H_A}$$

Quelques caractéristiques (géométriques) sont nécessaires pour le dimensionnement de la tour, à savoir :

- la hauteur d'une planche l (m)
- l'épaisseur d'une planche f (m)
- écart entre deux planches m (m)
- porosité
- surface spécifique b (m^2/m^3)

La seule inconnue dans le rapport de la hauteur d'unité de transfert est le terme k qui peut être calculé à partir des équations adimensionnelles.

$$k = A k_0 \quad A = \text{masse volumique} = 1,221 \text{ kg/m}^3$$

k_0 : coefficient cinématique (m/s)

$$\text{Sh (nombre de Sherwood)} = B \cdot \text{Re}^c \cdot \text{Sc}^n = k_0 d'/D$$

$$d' \text{ où : } \quad k_0 = \frac{D \cdot B \cdot \text{Re}^c \cdot \text{Sc}^n}{d'}$$

Les valeurs des différents termes de l'équation s'obtiennent à partir des relations suivantes :

- Coefficient de diffusion D ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

$$D_t = D_0 \frac{T^{1,5}}{T_0} \quad \text{avec } T_0 = 273 \text{ K}$$

$$\text{et } D_0 = 0,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

- Nombre de Schmidt (Sc)

$$\text{Sc} = \frac{A}{D \cdot A} \quad \text{où } A : \text{viscosité de l'air à } t^\circ\text{C}$$

- Diamètre hydraulique d' (m) ;

$$d' = \frac{4}{b}$$

- Nombre de Reynolds Re :

$$\text{Re} = \frac{A \cdot d'}{S \cdot A}$$

(B, c, n) sont des constantes caractéristiques du garnissage.

Pour un garnissage de grilles de planches on a :

$B = 0,044$: équation de forme géométrique.

$$= 0,875 + \frac{4 f^2 \text{ Re}^{0,4}}{d' l}$$

$$\text{D'où : } B = 0,044 \quad 0,875 + \frac{4 f^2 \text{ Re}}{d^3 l} \quad 0,4$$

$$c = 0,8$$

$$n = 0,33$$

Deux méthodes sont simples pour avoir la valeur du nombre d'unités de transfert, l'une graphique, l'autre est analytique.

Méthode graphique :

La courbe de saturation ayant une faible amplitude pour une enthalpie d'air H_A variable en fonction de t_0 entre H_{A1} et H_{A2} , l'approximation est suffisante tout en utilisant la moyenne arithmétique des forces motrices $(H_{Ai} - H_A)$ prises en cinq points.

$$(H_{Ai} - H_A)_{\text{moy.}} = \frac{(H_{Ai} - H_A)_i}{5}$$

$$\text{N.U.T} = \frac{dH_A}{H_{Ai} - H_A} = \frac{H_{A1} - H_{A2}}{(H_{Ai} - H_A)_{\text{moy.}}}$$

Méthode analytique :

$$\text{N.U.T.} = \frac{H_{A1} - H_{A2}}{\frac{H_{A1} - H_{A2}}{\ln \frac{H_{A1}}{H_{A2}}}}$$

$$\text{Avec } H_A = H_{Ai} - H_A$$

APPLICATION NUMERIQUE

1°/ DIMENSIONNEMENT POUR UNE TEMPERATURE MOYENNE D'AIR SEC PRISE EN ETE :

Nous avons remarqué précédemment que l'air en écoulement absorbe une partie de la chaleur transportée par l'eau de refroidissement.

Cette chaleur se compose de deux parties, d'une chaleur sensible: due au transfert de chaleur (par convection ensuite par conduction) du fluide le plus chaud vers le fluide le moins chaud, et d'une chaleur latente: due au transfert de masse ou évaporation du fluide liquide vers le gaz.

$$Q = Q_s + Q_L$$

En été où la température de l'air sec est plus élevée que celle du liquide à réfrigérer, le refroidissement par transfert de chaleur sensible est impossible.

Le seul paramètre jouant le plus grand rôle dans ce refroidissement serait le transfert de masse, se produisant par une plus ou moins grande humidité relative de l'air, c'est à dire une plus ou moins grande capacité d'absorption de vapeur d'eau par l'air. Plus l'évaporation est grande plus le refroidissement est important.

Exemple : Le centre climatologique de Dar El Beida informe que la valeur la plus valable statistiquement de l'humidité relative (2) de l'air en été et pour une période de 20 ans est de 70%.

Avec une telle valeur d'humidité et une température d'entrée d'air en bas de la tour de $t_{a2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, le refroidissement de l'eau à la température désirée ($\text{ }^\circ\text{C}$) est impossible. Pour l'atteindre il faut des débits d'air excessivement grands ou des tours assez hautes.

Application des calculs pour $t_{a2} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$

1 - Caractéristiques de l'air :

a) à l'entrée de la tour,

La valeur de la pression partielle P_s , à la température d'entrée $t_{a2} = 28^\circ\text{C}$ et une humidité relative $\phi_2 = 70\%$, s'obtient par interpolation aux valeurs voisines sur le graphe $P_s = f(t)$.

$$25^\circ\text{C} \text{ ----- } P_{s1} = 0,032287 \text{ atm}$$

$$28^\circ\text{C} \text{ ----- } P_{s2} = y$$

$$30^\circ\text{C} \text{ ----- } P_{s3} = 0,043254 \text{ atm}$$

$$\text{donc } y = \frac{(30-28)(0,032287) + (28-25)(0,043254)}{5}$$

$$y = 0,038867 \text{ atm} = P_s \text{ à } 28 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\text{Ainsi : } W_2 = 0,622 \left(\frac{\phi_2 P_s}{1 - \phi_2 P_s} \right) = 0,017396 = 1,74 \cdot 10^{-2} \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'air sec}}$$

$$\underline{W_2 = 1,74 \cdot 10^{-2} \text{ kg d'eau/kg d'air sec}}$$

La valeur de l'enthalpie de l'air H_{A2} en bas de la tour est calculée à partir de l'équation ()

$$H_{A2} = 0,24 t_{a2} + \phi_2 (595 + 0,47 \cdot 28)$$

$$\underline{H_{A2} = 17,3 \text{ kcal/kg d'air sec}}$$

b) à la sortie de la tour,

L'air est supposé sortir près de la saturation en haut de la tour, $\phi_1 = 100\%$.

H_{A1} : (ordonnée du point B) est évaluée en traçant la droite opératoire partant du point A (t_{e2} , H_{A2}) avec une pente (E/A) égale à la moitié de la pente $(E/A)_{\text{max}}$.
.../...

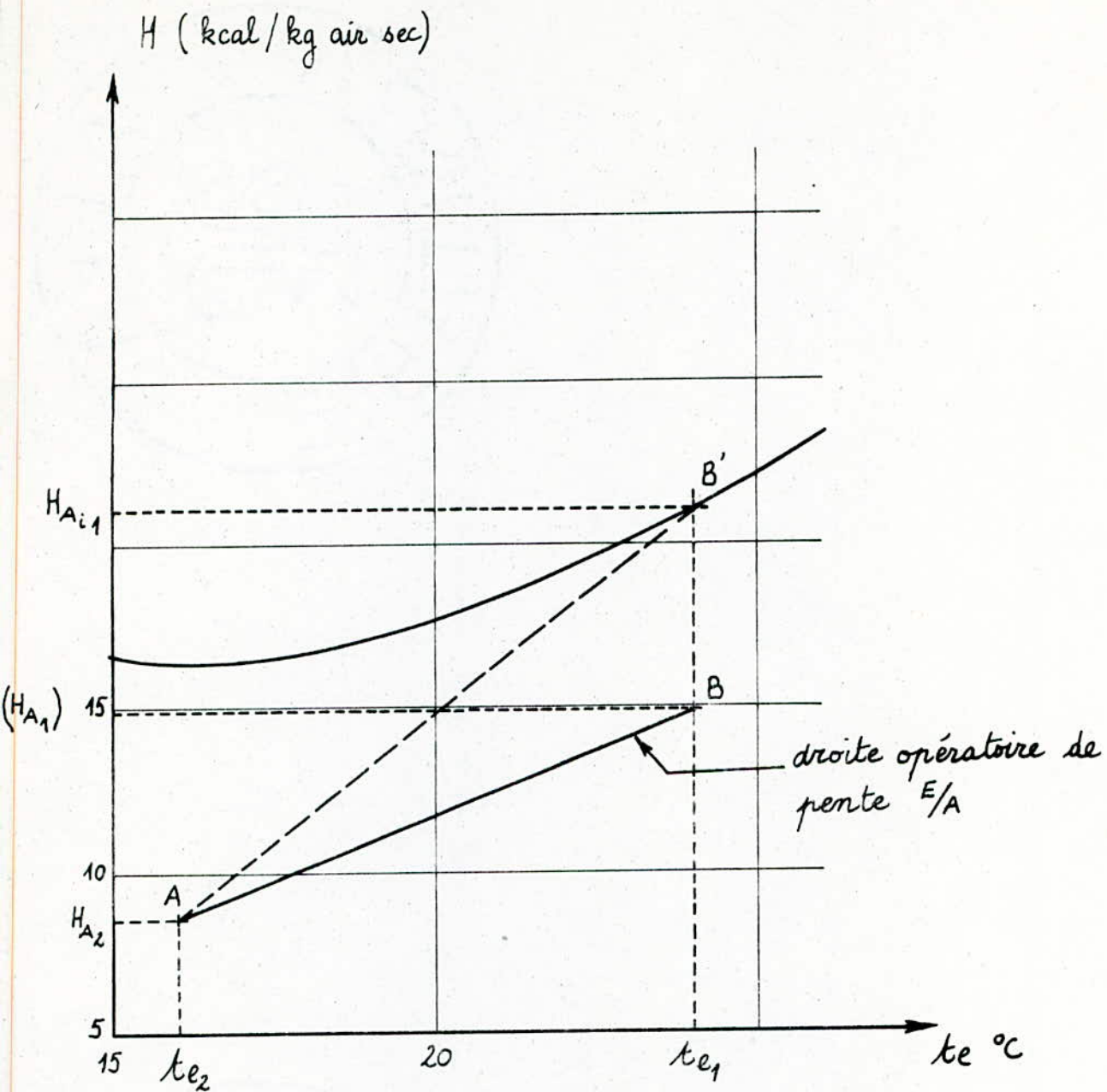
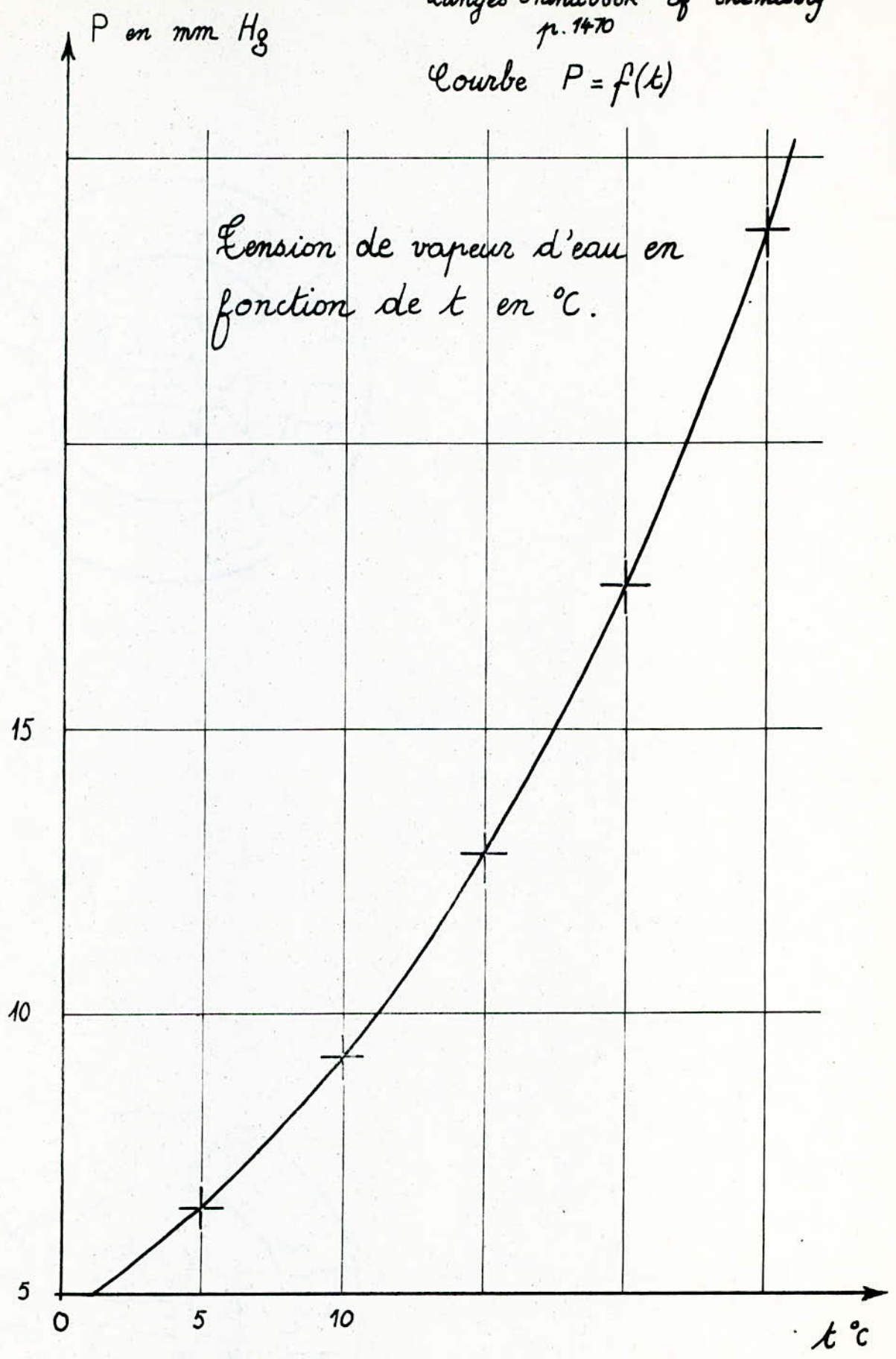


Figure (): Courbe de saturation de l'air

$$H_i = f(t)$$

L'enthalpie de saturation de l'air en fonction des températures de l'eau pour $t_{a2} = 16^\circ\text{C}$ et $\varphi_2 = 70\%$

Courbe $P = f(t)$



$$(E/\Delta)_{\max.} = \frac{H_{A11} - H_{A2}}{24 - 20} = \frac{21,1 - 17,3}{4} = 0,95 \text{ kg d'eau/kg d'air}$$

$$(E/\Delta) = \frac{1}{2} (E/\Delta)_{\max.} = \frac{1}{2} \cdot 0,95 = 0,475 \text{ kg d'eau/kg d'air}$$

d'où $\Delta = E/0,475 = 11032 \text{ KG/h}$

$$\underline{\underline{\Delta = 11032 \text{ KG/h}}}$$

$$\frac{H_{A1} - H_{A2}}{4} = E/\Delta \quad \underline{\underline{\quad}} \quad H_{A1} = \frac{4 \cdot E}{\Delta} + H_{A2}$$

$$H_{A1} = 4 \times 0,475 + 17,3 = 19,2 \text{ Kcal/kg d'air sec}$$

$$\underline{\underline{H_{A1} = 19,2 \text{ Kcal/kg d'air sec}}}$$

Le diagramme de l'air humide nous donne les valeurs de respectivement t_{a1} et W_1 :

$$\underline{\underline{t_{a1} = 26 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

$$\underline{\underline{W_1 = 0,0212 \text{ kg d'eau/kg d'air sec}}}$$

2 - Quantité d'eau évaporée :

$$e = E_1 - E_2 = A(W_1 - W_2) = 11032 \times (2,12 - 1,74) \times 10^{-2}$$

$$e = 41,92 \text{ kg/h} \quad 42 \text{ kg/h} \quad \underline{\underline{\text{d'où } e = 0,8 \% \text{ de } E_1}}$$

$$A = 1,221 \text{ kg/m}^3 \quad e = 34,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

3 - Diamètre de la tour,

A de Pour une densité V_A de $11750 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ et un $\frac{e}{A}$
 et à l'aide de la relation () $d = \frac{4 A}{V_A}^{\frac{1}{2}}$

$$d = \frac{4 \times 11032}{11750 \times 3,14}^{\frac{1}{2}}, \text{ nous obtenons un diamètre équivalent de } d = 1,1 \text{ m.}$$

4 - Hauteur de la tour,

a- caractéristiques choisis pour la tour :

- l: hauteur de la planche = 5 cm
- f: épaisseur de la planche = 2 cm
- m: écart entre deux planches = 8 cm
- : porosité = 0,8
- b: surface spécifique = 20 m²/m³

$$Z = \frac{A/S}{k - b} \frac{H_{A1}}{H_{A2}} \frac{\delta H_A}{H_{Ai} - H_A} = (\text{N U T}) \cdot (\text{H U T})$$

b- Hauteur de l'unité de transfert : (H U T)

$$(\text{H U T}) = (A/S)/(k - b)$$

Calcul des différents termes de l'équation (),

* Le coefficient de diffusion D est calculé à partir de la relation ()

$$D_{28} = 0,22 \cdot 10^{-4} (303/273)^{1,5}$$

$$D_{28} = 0,255 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

* Le nombre de Schmidt est obtenu à partir de l'équation ()

avec

$$\mu_A (\text{à } 28^\circ\text{C}) = 1,78 \cdot 10^{-5} \text{ Poise}$$

$$Sc = \frac{1,78 \cdot 10^{-5}}{0,255 \cdot 10^{-4} \cdot 1,221} = 0,571$$

$$Sc = 0,571$$

* Diamètre hydraulique d' (),
calculé à partir de l'équation ()

$$d' = (4 \times 0,8)/20 = 0,16 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{d' = 0,16 \text{ m}}}$$

* Re : nombre de Reynolds :

Pour cela on utilise l'équation ()

$$Re = \frac{11032 \times 0,16 \times 4}{3600 \times 3,14 \times (1,1)^2 \times 0,8 \times 1,78 \times 10^{-5}} = 36250$$

$$\underline{\underline{Re = 36250}}$$

* (B, c, n) ,

De l'équation () nous retrouvons la valeur de B :

$$B = 0,044 \cdot 0,875 + \frac{4 \times (0,02)^2 \times 36250^{0,4}}{0,16 \times 0,05}$$

$$\underline{\underline{B = 0,227}}$$

Toutes ces valeurs sont ainsi obtenues, nous facilitent le calcul du coefficient cinématique k_o ,

$$k_o = \frac{0,255 \cdot 10^{-4} \cdot 0,227 \cdot (36250)^{0,8} \cdot (0,571)^{0,33}}{0,16} = 0,133 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\underline{\underline{k_o = 0,133 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$k_A = A \cdot k_o = 1,221 \cdot 0,155 = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\underline{\underline{k_A = 0,194 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

La valeur de la hauteur d'unité de transfert est $HUT = (A/S)/(k_A a)$

$$\underline{\underline{HUT = 0,98 \text{ m}}}$$

c- Nombre d'unités de transfert : (NUT)

* Méthode graphique : $(H_{Ai} - H_A)_{\text{moy}} = \frac{0,5 + 0,8 + 1,2 + 1,5 + 1,9}{5} = 1,18 \text{ kcal/kg air sec}$

$$(NUT)_1 = \frac{H_{A1} - H_{A2}}{(H_{A_i} - H_A)_{\text{moy.}}} = \frac{19,2 - 17,3}{1,18} = 1,61 \text{ m}$$

* Méthode analytique,

$$NUT = \frac{H_{A1} - H_{A2}}{\ln \frac{\frac{H_{A1} - H_{A2}}{H_{A1}}}{H_{A2}}}$$

$$(NUT)_2 = \frac{19,2 - 17,3}{\frac{(21,1 - 19,2) - (17,8 - 17,3)}{21,1 - 19,2}} = 1,81 \text{ m}$$

La valeur du nombre d'unité de transfert NUT retenue est la moyenne des valeurs trouvées par les deux différentes méthodes :

$$NUT = \frac{(NUT)_1 + (NUT)_2}{2} = \frac{(1,81 + 1,61)}{2} = 1,71 \text{ m}$$

$$\text{d'où : } Z = (HUT) \cdot (NUT) = 0,98 \times 1,71 = 1,68 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{Z = 1,7 \text{ m}}}$$

V) APPLICATION A LA REFRIGERATION DU GENERATEUR D'AZOTE LIQUIDE :

- Présentation du générateur d'azote liquide :

Le générateur d'azote liquide acquis et réceptionné par le département de génie chimique est du type PLN 1085 PHILIPS. Cette installation produit de l'azote liquide à pression atmosphérique, par traitement de l'air ambiant. Trois parties la composent : le cryogénérateur, le condenseur et la colonne de rectification à reflux dont nous donnons une brève description.

Le cryogénérateur réalise le refroidissement par compression et détente d'hélium ou d'hydrogène dans un cycle fermé appelé "Cycle de Stirling". Le refroidissement ainsi produit entraîne une forte diminution de pression dans le condenseur conduisant à la liquéfaction de l'azote de l'air aspiré dans la colonne de rectification à reflux. Les gaz non condensables sont pompés et rejetés dans l'atmosphère. La figure () montre le schéma de fonctionnement de l'installation.

Le cryogénérateur utilisant le "Cycle de Stirling" produit une température de 77 K dans le condenseur. Aussi afin de l'aider, une circulation d'eau est rendue nécessaire refroidissant par la même l'huile du système de lubrification du cryogénérateur.

La production d'azote liquide s'effectue de la manière suivante : L'air ambiant est aspiré par le centre de la colonne de rectification en raison de la très basse pression régnant dans le condenseur. Après séparation, l'azote gazeux pénétrant dans le condenseur se liquéfie et s'écoule par gravité de la colonne dans un réservoir en vue de son stockage, tandis que l'oxygène liquide est refoulé en bas de colonne vers le rebouilleur. Il est à remarquer que l'efficacité de la colonne dépend du taux de reflux d'azote liquide dans les gaz ascendants à l'intérieur de la colonne. Ce reflux est jugé suffisant quand le niveau d'oxygène liquide dans le rebouilleur est constant. Aussi, l'azote liquide non utilisé dans le processus de rectification se déversera et sera recueilli dans un réservoir. D'autre part, l'on veillera à maintenir, à l'aide de valves un rapport constant et compris entre 25 et 35% des débits de gaz refoulés (O₂, Ar et gaz résiduels) et d'entrée d'air dans la colonne.

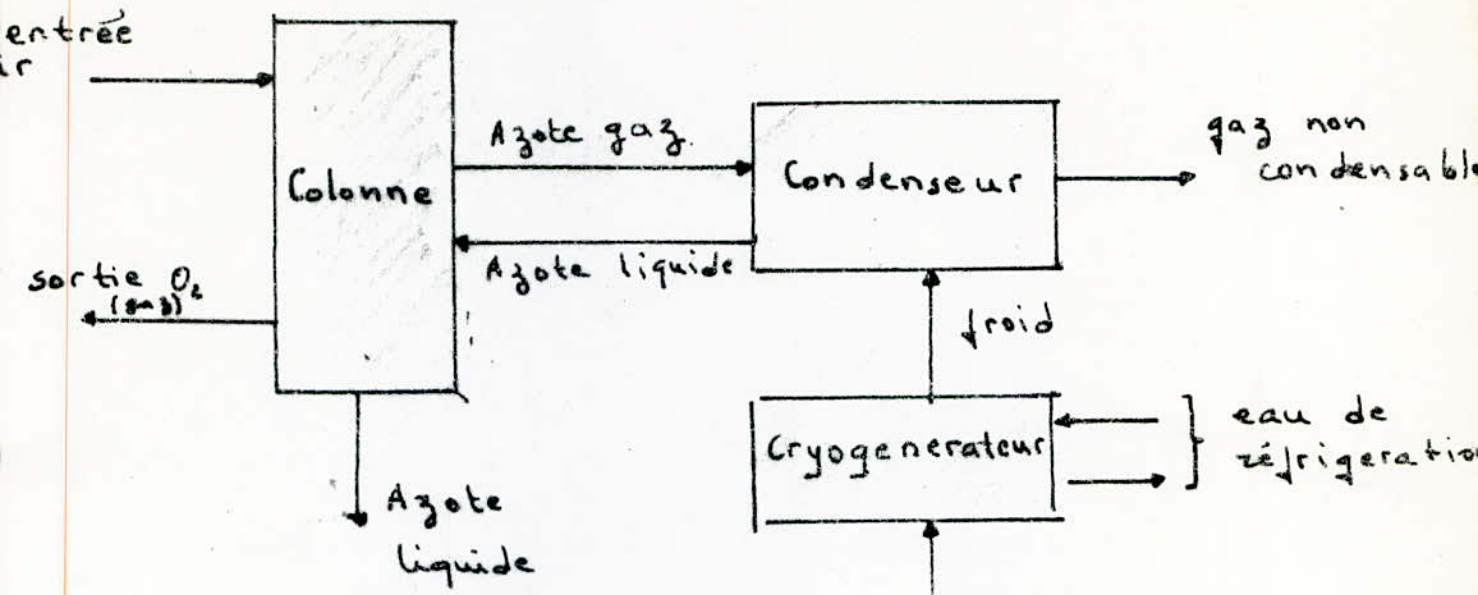


Fig. 10

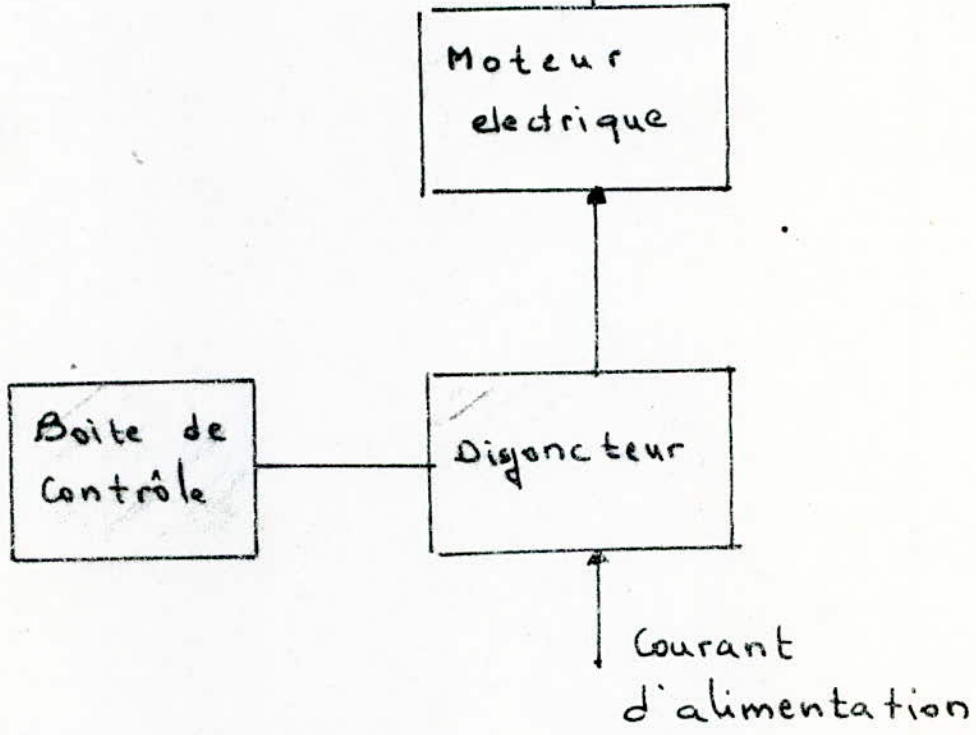


Schéma de Fonctionnement de
l'installation

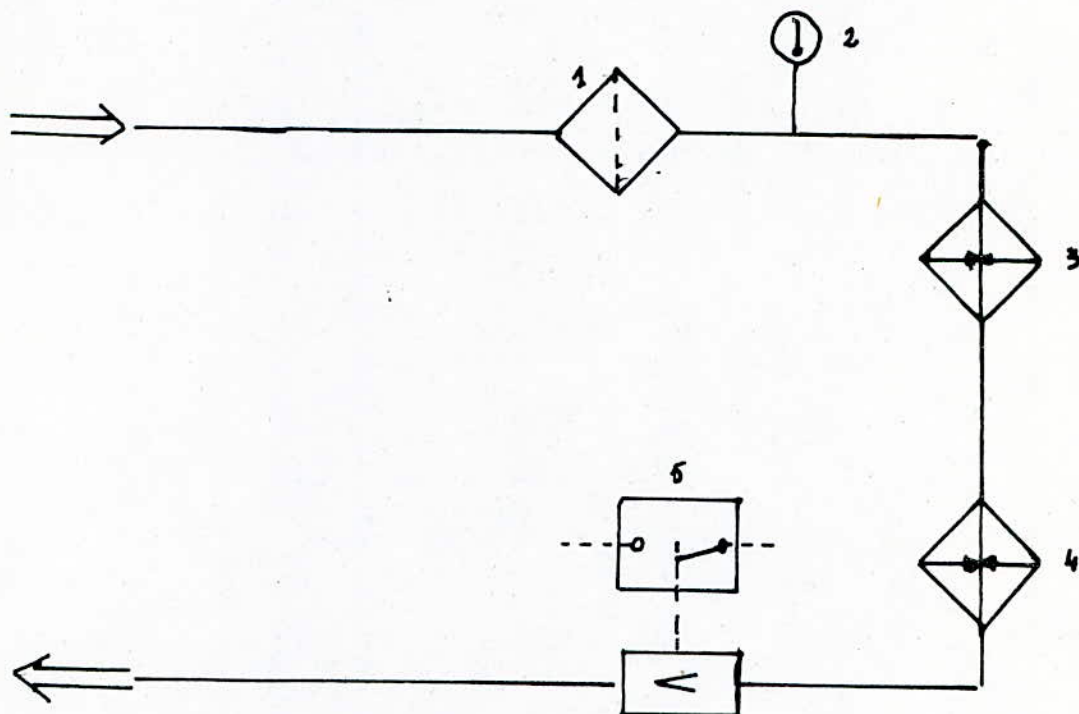
.../...

Notons également qu'une partie du refroidissement intéresse la séparation des vapeurs d'eau et du gaz carbonique de l'air. Ces derniers se condenseront au bas de la colonne, sous forme d'une couche de neige jouant aussi le rôle de filtre, durant la période de fonctionnement de l'installation. Toutefois, lorsque celle-ci est trop importante, elle occasionne une résistance au débit d'air entrant dans la colonne et provoque l'arrêt automatique de l'appareil. Aussi est-il nécessaire de décongeler cette neige et vidanger la colonne avant toute remise en route de l'installation.

Nous donnons ci-dessous quelques caractéristiques techniques relatives à cette installation qui produit 7,5 à 8 l/heure de N₂ liquide à 99,5 % de pureté dans les conditions standard suivantes :

- Pression moyenne maximale d'He dans le cryogénérateur : 30 bar pour une alimentation de courant alternatif de 50 Hertz.
- Débits d'eau de refroidissement :
 - 0,5 m³/h minimum pour une température d'entrée de 15°C.
 - 0,75 m³/h minimum pour une température d'entrée de 25°C.
- Pression d'entrée d'eau : 1,7 bar à la température maximale de 25°C.
- Période de refroidissement de l'installation: 4,5 minutes environ.
- Période de fonctionnement continu: jusqu'à 100 heures dépendant du point de rosée de l'air ambiant.
- Période de décongelation : 3 à 6 heures.
- Cryogénérateur :
 - Gaz cryogénique : Hélium ou hydrogène de pureté minimale de 99,95%.
 - Puissance électrique consommée : 10,5 kW à la pression de travail.
 - Huile de lubrification : huile cryogénique (1,25 l).
 - Moteur électrique : Type A 160 MA-4 ; puissance 11 kW
 - vitesse de rotation: 1460 tours par minute.

Le schéma du circuit d'eau de réfrigération de l'installation est représenté sur la figure () , (chapitre 2 - page 8 du mode opératoire).



Système de refroidissement de l'eau

de l'installation Fig: 11.

- 1: Crépine d'aspiration
- 2: Prise de température
- 3: Condenseur d'huile

- 4: Condenseur principal.
- 5: Electrovanne

L'eau de refroidissement du circuit externe entre dans le système cryogénérateur en traversant un filtre jusqu'au réfrigérant d'huile de lubrification où un thermomètre permet de mesurer la température de l'eau à l'entrée. De l'eau s'écoule jusqu'au réfrigérant du cycle de Stirling. Le réfrigérant absorbe la chaleur du gaz comprimé durant le cycle de refroidissement du cryogénérateur. L'eau sort du système par un débit mètre réglé qui arrête le fonctionnement de l'installation lorsque le débit d'eau tombe en dessous de $0,75 \text{ m}^3/\text{h}$.

Dans le cas d'un entartement du système de refroidissement ou lorsque la température de l'eau est trop élevée, la température dans le cylindre du cryogénérateur augmente jusqu'à atteindre une température maximale de 62°C , déclenchant l'arrêt automatique de l'installation.

Pompe :

C'est une pompe GUINARD du type
Elle a un débit de l'ordre de $5 \text{ m}^3/\text{h}$. Une électrovanne placée en série avec cette pompe évite le fonctionnement de celle-ci en cas où par oubli l'eau n'est pas remplie dans le bac.

La pompe est placée à côté du générateur d'azote liquide pour éviter les pertes de charge, puisque la pression d'entrée de l'eau dans le condenseur est entre 2 et 6 bars 3 .

Principe de fonctionnement du circuit d'eau de réfrigération :

1 - Circuit ouvert : Le circuit ouvert est schématisé sur la figure (12) par un trait double. En marche, les vannes V_2' et V_5' sont fermées, on ouvre les vannes V_3 et V_4 , v_3' , v_4' .

2 - Circuit fermé : Le circuit fermé est schématisé par un trait fin. Avant de mettre en marche, il faudra vérifier d'abord la bonne marche de la pompe, le niveau d'eau dans le bac.

Vérifier que les vannes V_1 , V_3 , V_4 , v_1'' , v_2'' et v_6' sont fermées.

Ouvrir les vannes v_1' , v_2' , v_3' , v_5' , v_7 .

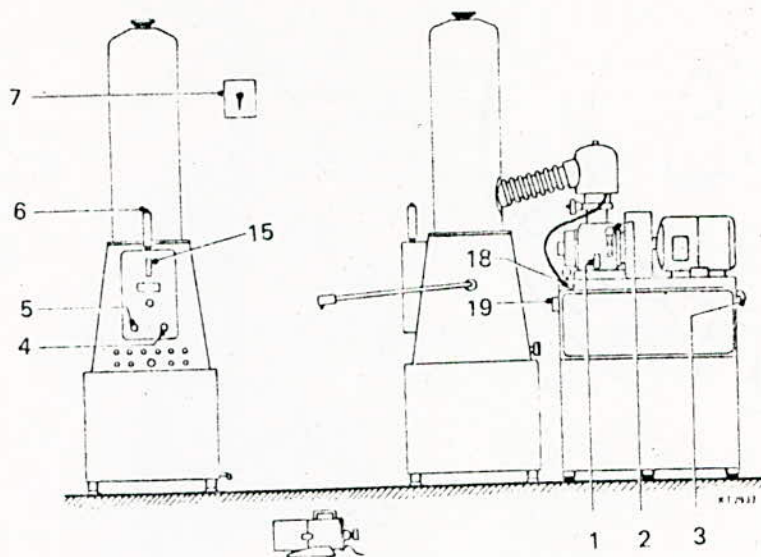
Ouvrir la vanne de sortie de l'eau du condenseur, puis régler le débit de l'eau correspondant à l'aide de la vanne d'entrée.

Les instructions opératoires pour le fonctionnement du
Générateur d'Azote Liquide :

- Démarrage
- Opération
- Arrêt longue durée
- Chauffage
- Drainage

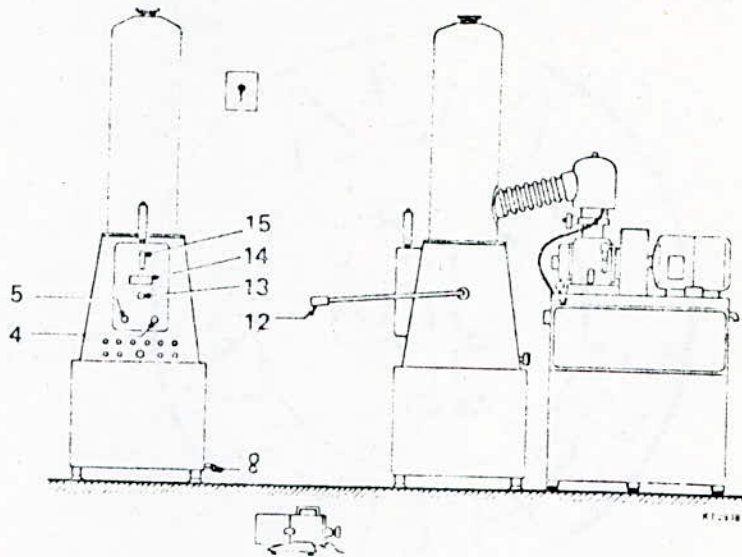
Avant de commencer la première phase de ces opérations, il faut
s'assurer que toutes les d'air sont bien fermées,
vérifier la pression d'huile dans Le Cryogénérateur qui doit
être de 22 bars pour une fréquence d'utilisation de 50 Hertz.

1. - Demarrage :



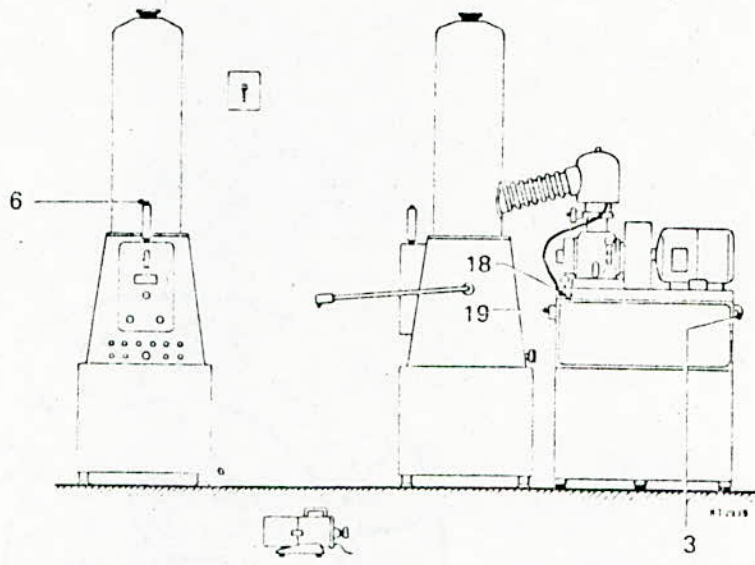
Arrivée d'eau de refrigeration	3	Ouvrir (750 l / h)
Soupape d'admission de l'air	4	Tourner les O2 boutons sur "start"
Soupape d'explosion de O ₂	5	
Demarrage de l'entrée de l'air	6	Ouvert
Interrupteur principal	7	Allumer
Demarrage du Cryogenerateur	18	Tourner le bouton sur "TEST" quand on voit "0" sur le display on tourne sur "RUN".
Soupape d'ajustement des gaz non condensables.	19	Ajuster le robinet à 100 l
Gauge de niveau	15	Attendre 50 à 60mm que le niveau monte et mettre le bouton sur "Operation".

2. OPERATION :



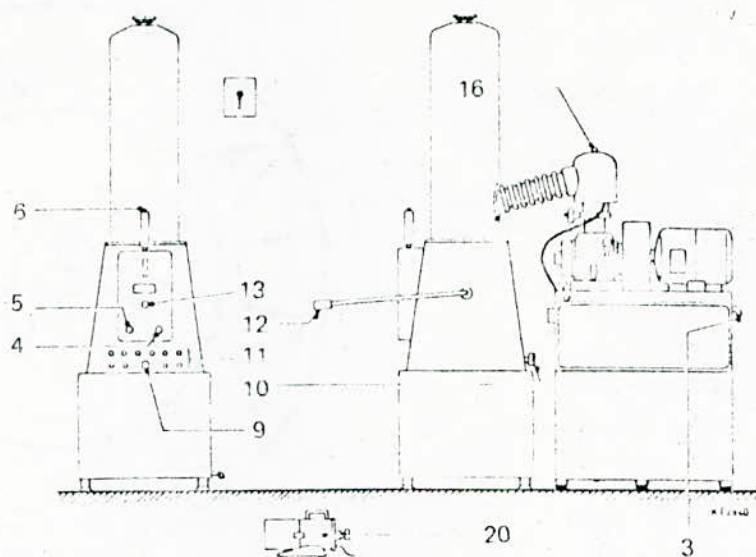
Soupape d'admission de l'air	4	Mettre sur "operation "
Soupape d'explosion de O_2	5	
Ecoulement de l'eau	8	Enlever le bouchon
Tuyau de distribution de N_2	12	Enlever le bouchon du bras d'écoulement
Soupape d'échappement de O_2	13	Ajuster après 15 mn pour que les O_2 niveaux, de l'air entrant et de l' O_2 soient au même niveau.

3. Arrêt longue durée



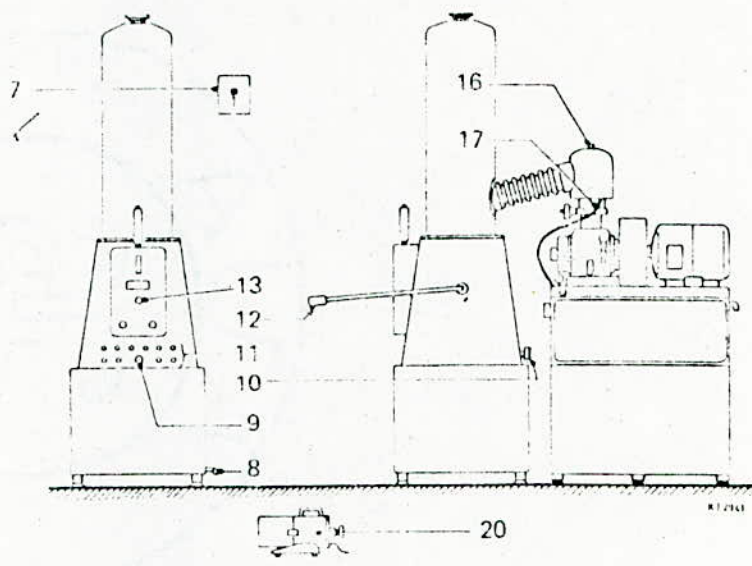
Arrivée d'eau de refrigeration	3	Fermer la soupape.
Demarrage d'entrée de l'air	6	Fermer le bouchon
Arrêt du Cryogenerateur	18	Tourner le bouchon sur " OFF "
Soupape d'ajustement des gaz	19	Fermer la soupape.

4 - Chauffage :



Arrivée de l'eau de refrigeration.	3	Fermer le robinet d'eau.
Soupape d'admission de l'air	4	Mettre sur " Warming up"
Soupape d'explosion de O_2	5	" " "
Demarrage de l'entrée d'air	6	Fermer
Connection du degivreur	9	Ouvrir et connecter
Sortie de l'air degivrant	10	Ouvrir le bouchon
Mamelons de mesure	11	Ouvrir le bouchon
Tuyau de distribution de N_2	12	Fermer le capuchon du bras d'écoulement
Soupape d'échappement de O_2	13	Mettre en position 3
Soupape de secours	16	Ouvrir
Demarrage du chauffage	20	Placer la prise de chauffage attendre jusqu'à ce que l'air sorte chaud du bouchon du haut (16 - 10)

5 - Drainage :



Sortie de l'air chaud	10	On replace le bouchon
Tuyau de distribution de N ₂	12	Ouvrir le bouchon
Soupape de secours	16	replacer le bouchon
Tube plexible	17	Decconnecter du cabinet de contrôl

Vérifications :

Les résultats obtenus pour le Générateur d'Azote Liquide par temps relativement doux sont concluants vu le débit d'azote liquide et son degré de pureté observé sur quatre essais effectués sans l'utilisation d'un ventilateur.

- Pureté d'azote liquide : 99,4 %

- Débit d'extraction : 7 l/h.

Il y a lieu de remarquer que l'utilisation d'un ventilateur sera nécessaire par temps plus chaud.

Pour la période hivernale, un calcul similaire à celui d'été de tous les paramètres a été fait. Les valeurs obtenues sont regroupées dans le tableau suivant, et le détail des calculs est reporté en annexe.

t_{a_1}	21,4 °C
W_1	$16,3 \times 10^{-3} \text{ kg d'eau. kg}^{-1} \text{ air sec}$
W_2	$7,91 \times 10^{-3} \text{ kg d'eau. kg}^{-1} \text{ air sec}$
H_{A1}	14,84 kcal. $\text{kg}^{-1} \text{ air sec}$
H_{A2}	8,6 kcal. $\text{kg}^{-1} \text{ air sec}$
D	$0,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
k_0	0,131 m s^{-1}
k_A	0,16 kg. $\text{m}^{-2} \text{ s}^{-1}$
H.U.T	1,03 m
N.U.T	0,88
Z	0,9 m
A	6707,2 kg. h^{-1}
E_2	5183 kg. h^{-1}
d	0,85 m
Re	36910

Tableau : Valeurs obtenues pour la période hivernale avec la température d'entrée de l'air au bas de la tour $t_{a_2} = 16^\circ\text{C}$ et une humidité relative $\varphi_2 = 70\%$.

VI) CONCLUSION :

Dans cette étude, nous avons dans une première partie établi les équations fondamentales régissant les transferts de masse et de chaleur entrant dans le calcul d'une tour de réfrigération en circuit fermé d'eau.

La seconde partie a consisté en la réalisation du circuit fermé et ce à partir du dimensionnement de la tour à l'aide des caractéristiques principales des appareils du hall du Génie Chimique.

Le calcul a été mené sur deux périodes essentielles de l'année qui sont la période d'hiver et celle, plus importante, d'été où la température de l'air, agent réfrigérant, est plus élevée que la température de l'eau.

L'application ayant été effectuée sur le Générateur d'Azote Liquide, par temps relativement doux, a conduit à des résultats satisfaisants, malgré une température d'air de 22°C.

Aussi y a-t-il lieu de remarquer que l'utilisation d'un ventilateur sera nécessaire par temps plus chaud, ce qui pourra faire l'objet d'une suite à cette présente réalisation. Ce rapport est d'un titre au département du Génie Chimique.

A N N E X E 1 : DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR POUR LA PERIODE HIVERNALE :

La température moyenne d'air sec et son humidité relative pour l'hiver sont aussi des valeurs statistiques.

$t_{a2} = 16^{\circ}\text{C}$, $\phi_2 = 70\%$ à cette température et cette humidité, le refroidissement de l'eau se fait par un transfert simultané de chaleur latente et de chaleur sensible, cela ne nécessite pas donc un grand débit d'air.

1°/ Caractéristiques de l'air :

a- à l'entrée, $t_{a2} = 16^{\circ}\text{C}$ $\phi_2 = 0,7$

* humidité absolue W_2 16°C ----- 0,017939 atm

$$W_2 = 0,622 \frac{\phi_2 P_{s2}}{1 - \phi_2 P_{s2}} = 0,622 \cdot \frac{0,7 \cdot 0,017939}{1 - (0,7 \cdot 0,017939)}$$

$$W_2 = 7,91 \cdot 10^{-3} \text{ (kg d'eau)/(kg air sec)}$$

* Enthalpie H_{A2} (équation)

$$H_{A2} = 0,24 \cdot 16 + 7,91 \cdot 10^{-3} (595 + 0,47 \cdot 16) = 8,6 \text{ kcal/kg air sec}$$

$$H_{A2} = 8,6 \text{ kcal/kg d'air sec}$$

b- à la sortie : $t_{a1} = ?$ $\phi_1 = 100\%$

$(E/A)_{\text{max}}$: pente de la droite opératoire (maximum)

$$(E/A)_{\text{max}} = \frac{H_{A1} - H_{A2}}{24 - 16} = \frac{21,1 - 8,6}{8} = 1,56 \text{ (kg d'eau)/(kg d'air)}$$

$$(E/A) = \frac{1}{2} \cdot (E/A)_{\text{max}} = 0,78 \text{ (kg d'eau)/(kg d'air)}$$

$$\text{d'où : } A = E/0,78 = 6707,2 \text{ kg/h}$$

$$A = 6707,2 \text{ kg/h}$$

$$\frac{H_{A1} - H_{A2}}{8} = E/A \quad \text{=====} \quad H_{A1} = (8E)/A + H_{A2} = (8 \times 0,78) + 8,6$$

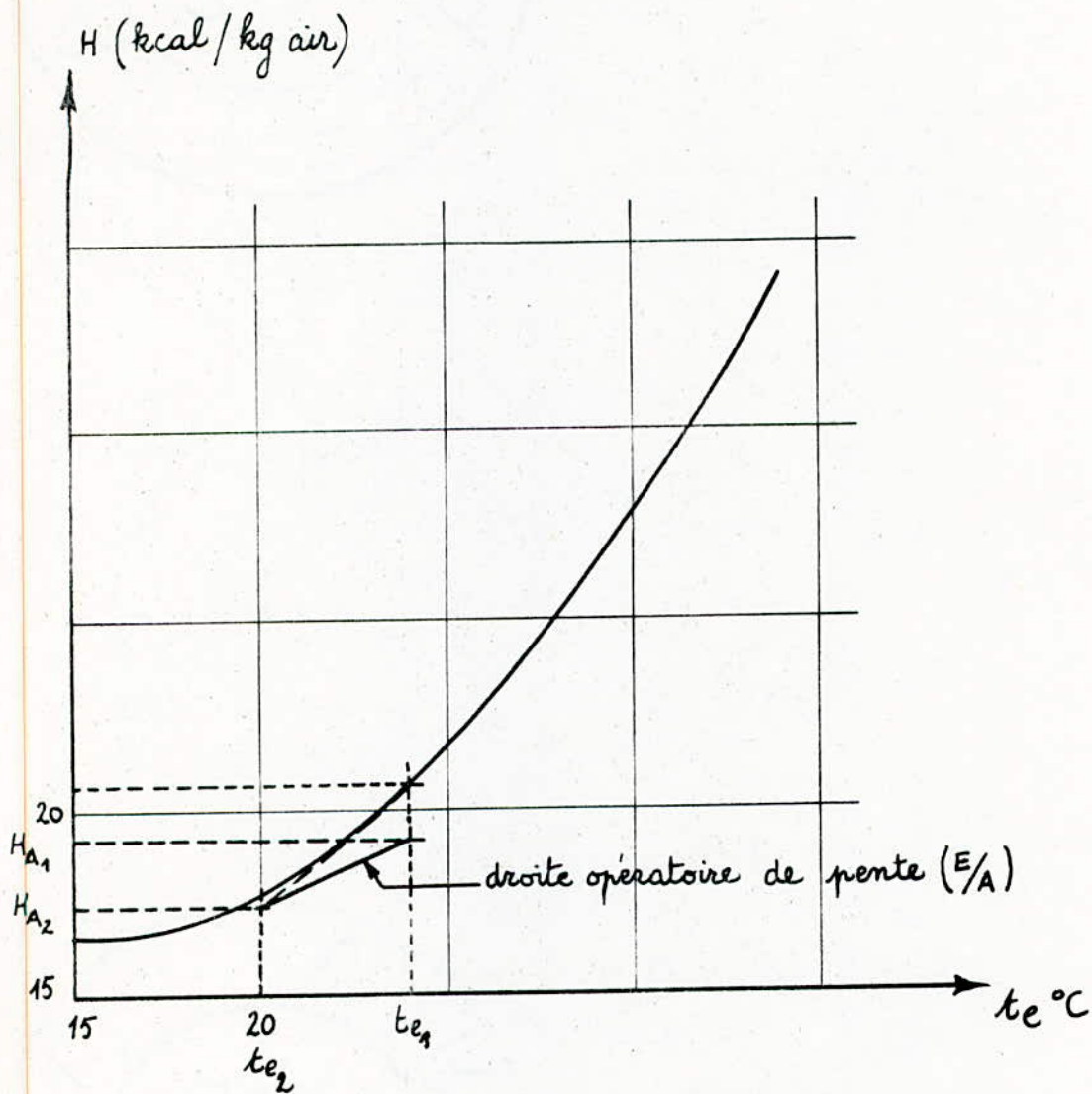


Figure (): Courbe de saturation de l'air

$$H_i = f(t)$$

L'enthalpie de saturation de l'air en fonction des températures de l'eau pour $t_{a2} = 28^\circ\text{C}$ et $\phi_2 = 70\%$

$$\underline{H_{A1} = 14,84 \text{ kcal/kg d'air sec}}$$

Du diagramme de l'air humide, on tire les valeurs de t_{a1} et W_1

$$\underline{t_{a1} = 21,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad W_1 = 0,0163 \text{ kg d'eau/kg air sec}}$$

2°/ Quantité d'eau évaporée :

$$e = E_1 - E_2 = A (W_1 - W_2) = 6707,2 (1,63 - 0,791) \cdot 10^{-2}$$

$$e = 56,27 \text{ kg/h} = 1,07 \% \text{ de } E_1$$

$$\underline{e = 1,07 \% \text{ de } E_1}$$

3°/ Diamètre de la tour: d (m)

V_A : densité de l'air = A/S , pour le cas de grilles croisées

$V_A = 11750 \text{ kg.h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$; De l'équation () on tire d :

$$d = \frac{4 A}{V_A}^{\frac{1}{2}} = 0,85 \text{ m}$$

$$\underline{d = 0,85 \text{ m}}$$

4°/ Hauteur de la tour :

On garde les mêmes caractéristiques géométriques pour la tour que précédemment,

$$Z = \frac{A/S}{k \cdot b} \frac{H_{A1}}{H_{A2}} \frac{dH_A}{H_{Ai} - H_A} = (\text{H U T}) (\text{N U T})$$

a - hauteur de l'unité de transfert (H U T) ,

$$\text{H U T} = \frac{A/S}{k \cdot b}$$

Calculs des différents termes de l'équation () :

* D : coefficient de diffusion (équation)

$$\underline{D_{16} = 0,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}}$$

* Sc : nombre de Schmidt (équation)

$$\Lambda (16 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,78 \cdot 10^{-5} \quad \underline{\underline{\text{Sc} = 0,61}}$$

* d' : diamètre hydraulique (m) (équation)

$$\underline{\underline{d' = 0,16 \text{ m}}}$$

* Re : nombre de Reynolds (équation)

$$\text{Re} = \frac{6707,2 \times 0,16 \times 4}{3600 \times 3,14 \times (0,85)^2 \times 0,8 \times 1,78 \cdot 10^{-5}} = 36910$$

$$\underline{\underline{\text{Re} = 36910}}$$

* B (équation) : $B = 0,044 \cdot 0,875 + \frac{4 \cdot (0,02)^2 \cdot 36910^{0,4}}{0,16 \cdot 0,05}$

$$\underline{\underline{B = 0,228}}$$

* k_o : coefficient cinématique (m/s) (équation)

$$k_o = \frac{0,24 \cdot 10^{-4} \cdot 0,228 \cdot (36910)^{0,8} \cdot (0,61)^{0,33}}{0,16} = 0,131 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\underline{\underline{k_o = 0,131 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$k_A = k_o \cdot \Lambda = 0,131 \times 1,221 = 0,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\underline{\underline{k_A = 0,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$\text{H U T} = \frac{\Lambda / \text{s}}{k_A \cdot a} = \frac{6707,2 \times 4}{0,16 \cdot 3,14 \cdot (0,85)^2 \cdot 20 \cdot 3600} = 1,03 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{\text{H U T} = 1,03 \text{ m}}}$$

* Méthode analytique :

$$(NUT)_2 = \frac{\frac{H_{\Delta 1} - H_{\Delta 2}}{\ln \frac{H_1}{H_2}}}{\frac{14,84 - 8,6}{(21,1 - 14,84) - (15,5 - 8,6)} \cdot \ln \frac{21,1 - 14,84}{16,5 - 8,6}}$$

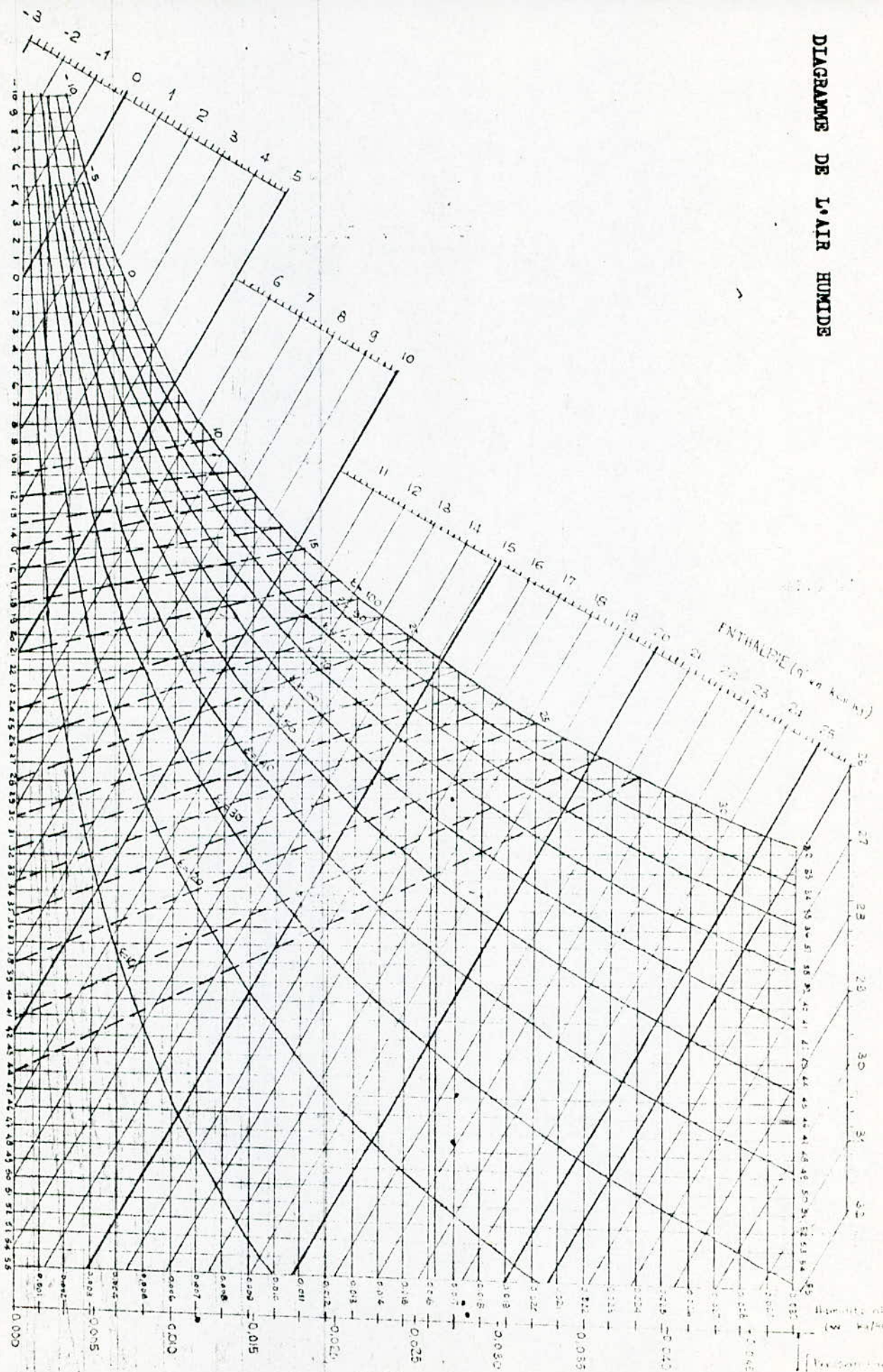
$$\underline{\underline{(NUT)_2 = 0,88}}$$

$$Z = (HUT) \cdot (NUT) = 1,03 ; 0,88 = 0,9 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{Z = 0,9 \text{ m}}}$$

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

température t (°C)




LISTE DES SYMBOLES UTILISES

- A : Débit massique de l'air (kg/s).
E : Débit massique de l'eau (kg/s).
D : Coefficient de diffusion (m^2/s).
W : Humidité absolue (kg d'eau dans l'air sec / kg d'air sec).
R : Constante de Reydberg ($l. atm K^{-1}.mol^{-1}$)
Z : Hauteur de la tour (m).
Q : Quantité de chaleur (kcal/s).
G : Masse transférée par évaporation (kg/s).
S : Surface de base de la tour (m^2).
Ce : Chaleur spécifique de l'eau (kcal/kg °C)
Cs : Chaleur humide (kcal/kg air sec °C).
Ha : Enthalpie d'un kg d'air sec (kcal/kg).
He : Enthalpie de l'eau (kcal/kg).
Hv : Enthalpie de la vapeur d'eau (kcal/kg).
Mv : Masse moléculaire de la vapeur d'eau (kg).
Ma : Masse moléculaire de l'air (kg).
Nu : Nombre de Nusselt.
Pr : Nombre de Prandtl.
Re : Nombre de Reynolds.
Sc : Nombre de Schmidt.
Sh : Nombre de Sherwood.
Ws : Humidité de l'air saturé (kg eau dans l'air sec/kg d'air sec).
Ho : Chaleur latente de l'eau à 0°C (kcal/kg).
Hs : Chaleur latente de vaporisation à t_s (kcal/kg).
Cp_a : Chaleur massique de l'air sec à pression constante (kcal/kg °C).
Cp_v : Chaleur massique de la vapeur d'eau (kcal/kg °C).
t_a : Température de l'air sec (°C).
t_e : Température de l'eau (°C).
t_s : Température de l'air humide (°C).

.../...

- k_0 : Coefficient cinématique ($m \cdot s^{-1}$).
- h : Coefficient de transfert de chaleur.
- k : Coefficient de transfert de masse ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$).
- b : Surface spécifique ($m^2 \cdot m^{-3}$).
- j : Le nombre d'appareils utilisant le circuit fermé.
- d : Diamètre de la tour (m).
- d' : Diamètre hydraulique (m).
- l : Hauteur d'une planche (m).
- f : Epaisseur d'une planche (m).
- m : Ecart entre deux planches (m).
- (B, c, n) : Constantes caractéristiques de garnissage.
- Indice i : Surface de séparation air/eau.
- Indice a : air.
- Indice e : eau.
- ϕ : Humidité relative (%).
- α : Conductivité thermique (kcal/h.m.°C).
- μ : Viscosité cinématique (P I).
- ρ : Masse volumique de l'air (kg/m^3).
- : Porosité.

—ooOO,OOoo—

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

- (1) Technique de l'ingénieur : "Mécanique et chaleur" B 1550.
- (2) W. LEVY, F. SCHLUMBERGER. "Technique de l'ingénieur". "Mécanique et chaleur" B 352 B 353.
- (3) Notice des conditions de fonctionnement du Générateur d'Azote Liquide.
- (4) JACOB DENIS, DEBICKI GERARD "Hygrothermique du bâtiment".
- (5) TREYBAL, "Mass transfert opération", 2nd édition, McGRAW HILL.
- (6) J. RAPIN, "Installation frigorifique" T1, PVC édition 76.
- (7) W.H. Mc ADAMS, "Transmission de la chaleur", 2nd édition Mc GRAW HILL.
- (8) AMANIVICZ , "Transfert de matière", ENP (GC) polycopé de cours (77-78)
- (9) PERRY WILTON KIRKPATRICK, "Perry's chemical engineers' handbook" 4th édition Mc GRAW HILL.
- (10) J.F. SACADURA : "Initiation aux transferts thermiques"
Technique et documentation.

