

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL

Université Cheikh Anta Diop
Ecole Polytechnique de Thiès

G.T1. 0107

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

SUJET :

AUGMENTATION DE LA CAPACITÉ
DU RÉFRIGÉRANT ATMOSPHÉRIQUE DE
L'UNITÉ PHOSPHORIQUE

Auteur : *Demba Amadou Mbodji*

Directeurs : *Banda Ndoye*
Paul Demba

Co-directeurs : *Alexandre Ngom*
Abdoul Aziz Diagne

13 juillet 1999

REMERCIEMENT

Nous exprimons nos sincères remerciements et notre vive gratitude:

- A Monsieur Alexandre Ngom, Ingénieur Polytechnicien, chef du projet doublement qui nous a confié ce projet;
- A Monsieur Abdoul Aziz Diagne, Ingénieur qui a beaucoup collaboré avec nous durant l'étude du projet en dépit de ses préoccupations du moment
- A Monsieur Babacar Fall et Momath Ba , Ingénieurs polytechniciens leur soutien moral et technique;
- A Monsieur Banda Ndoy, Docteur d'état, professeur, notre directeur interne, pour sa constante sollicitude envers nous;
- A Monsieur Paul Demba, professeur, notre co-directeur pour sa sollicitude
- A tous nos encadreurs de l'E.P.T pour les sacrifices qu'ils ne cessent de consentir pour notre formation.

Merci à vous tous !

SOMMAIRE

Que ce soit pour des applications en climatisation ou comme source de refroidissement dans une centrale nucléaire, les tours de refroidissements jouent un rôle prépondérant dans l'industrie.

Une tour de refroidissement ou réfrigérant atmosphérique est un appareil qui sert à refroidir l'eau par pulvérisation au contact de l'air atmosphérique. Le phénomène de transfert de masse est à la base de son fonctionnement. En effet on cherche à évaporer une certaine quantité d'eau dans l'air ambiant. Le mélange intime de l'air et de l'eau dans la tour permet l'échange de chaleur dans par évaporation. Ce faisant, l'eau perd son énergie et sa température baisse. Pour faciliter ce transfert de masse, on tend à maximiser la surface d'échange et le temps de contact entre l'eau et l'air. L'eau refroidie tombe dans le bassin où elle est pompée dans le circuit de refroidissement, prête à accomplir un nouveau cycle. Le courant d'air presque saturé quittant la tour passe au travers une série d'éliminateurs empêchant tout entraînement de gouttelette.

Les I.C.S (Industries Chimique du Senegal) ont dans la plate-forme de Darou deux réfrigérants atmosphériques ; l'un à l'unité phosphorique et l'autre à l'unité sulfurique. Par rapport à un besoin croissant de leur production d'acide phosphorique, un projet d'une troisième ligne de concentration est en cours. Ce projet a de grandes répercutions sur le réfrigérant atmosphérique de l'unité phosphorique.

L'objectif de notre étude qui s'applique aux I.C.S, par rapport à la situation actuelle, est d'établir le bilan d'eau (eau chaude et eau froide et eau d'appoint), de déterminer le nombre de cellules de réfrigération nécessaires pour la production demandée, de déterminer la charge thermique évacuée et en fin de déterminer le point de fonctionnement des pompes (eau chaude et eau froide) afin de vérifier si les pompes actuelles peuvent satisfaire les débits théoriques calculés.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT	I
SOMMAIRE	II
INTRODUCTION	1
Chapitre I GENERALITES	
I)Présentation des Industries Chimiques du Sénégal	3
I.1) Historique	3
I.2) Présentation générale de l'unité phosphorique	4
a) But de l'installation	4
b) Description sommaire de l'unité phosphorique	4
c) Description du procédé	5
c.1) Concentration de l'acide phosphorique	5
c.2) Récupération du fluor	6
I.3) Les installations de l'unité phosphorique	7
1.3.1) Tour de refroidissement	7
a) Généralités	7
b) Considérations d'ordre théoriques et thermiques	9
CHAPITRE II	
LE NIVEAU DE PRESSION DANS LES CONDENSEURS	13

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT	I
SOMMAIRE	II
INTRODUCTION	1
Chapitre I GENERALITES	
I)Présentation des Industries Chimiques du Sénégal	3
I.1) Historique	3
I.2) Présentation générale de l'unité phosphorique	4
a) But de l'installation	4
b) Description sommaire de l'unité phosphorique	4
c) Description du procédé	5
c.1) Concentration de l'acide phosphorique	5
c.2) Récupération du fluor	6
I.3) Les installations de l'unité phosphorique	7
1.3.1) Tour de refroidissement	7
a) Généralités	7
b) Considérations d'ordre théoriques et thermiques	9
CHAPITRE II	
LE NIVEAU DE PRESSION DANS LES CONDENSEURS	13

CHAPITRE III

LES DEBITS D'EAU FROIDE ET DE VAPEUR

DANS LES CONDENSEURS

I) Les débits de vapeur condensés	18
1.1) Les débits massiques de vapeur évaporés dans les bouilleurs	18
1.2) Les débits massiques de vapeur condensés dans le condenseur	20
1.3) Les débits d'eau froide admis dans les condenseurs	22

CHAPITRE IV

LE REFRIGERANT ATMOSPHERIQUE

I) La quantité théorique d'eau chaude dans la tour	25
II) Le nombre de cellules de réfrigération et le débit d'appoint total	28
III) La quantité de chaleur évacuée	31
IV) L'efficacité du réfrigérant	34
V) Les débits théoriques d'eau froide à la sortie réfrigérant	36

CHAPITRE V

LES DEBITS REELS D'EAU

Introduction	38
I) Pertes de charges	38
a) Pertes de charges dans les tuyauteries	39
b) Pertes de charges singulières	40
II) Les pompes d'eau chaude	41
a) La résistance de la pompe P2502a	42
b) La conduite principale	44

c) Les deux branches ramifiées	45
c.1) La branche de gauche	45
c.2) La branche de droite	46
III) Le point de fonctionnement de pompes d'eau chaude	47
3.1) La courbe caractéristique de la pompe P2502a	47
3.2) La pompe équivalente	47
3.3) La résultante des pompes équivalentes	48
3.4) La courbe du réseau	49
3.4.1) La courbe équivalente des branches en parallèles	49
IV) Les pompes d'eau froide	51
a) La conduite de la pompe	52
b) La conduite de la troisième ligne	55
c) La conduite de C4	55
d) La conduite de la première et deuxième ligne	56
e) La conduite de C2	57
V) Le point de fonctionnement	58
a) Les trois lignes marchent	58
b) Quand les ligne N°2 et N°3 marchent	59
c) Quand les ligne N°1 et N°2 marchent	
CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS	61
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	64

Annexe [A] : Abaque des pression dans le bouilleur en fonction des températures d'ébullition et de la concentration de l'acide phosphorique	65
Annexe [B] : La tendance des données	66
Annexe [C] : Diagramme psychométrique de l'air	67
Annexe [D] : Courbe caractéristique des pompes	68
Annexe [E] : Schémas	69
• Schéma du procédé • Bilan de l'eau chaude • Circuit pompes eau chaude • Circuit pompes eau froide	
Annexe [F] : Isométries (Circuits des pompes)	70
Annexe [G] : Détails des calculs	71
Annexe [H] : Schéma du bouilleur avec l'échangeur et le circulateur	72

INTRODUCTION

Les I.C.S (Industries Chimiques du Sénégal) constituent un groupe opérant dans filière phosphatière. Elles sont constituées de deux plates-formes ; l'une à Mbao et l'autre à Darou, ainsi que diverses sociétés annexes. La plate-forme de Darou s'occupe uniquement de production d'acide sulfurique et d'acide phosphorique.

Du côté de l'unité phosphorique, le réfrigérant atmosphérique est constitué de sept (07) cellules de réfrigération. Ces dernières ont pour but de refroidir l'eau chaude venant des condenseurs des deux lignes de concentration d'acide phosphorique et de l'attaque-filtration.

Aujourd'hui il y a un projet d'une troisième ligne de concentration d'acide phosphorique pour l'accroissement de la production de ce dernier. Ce projet entraîne une charge thermique supplémentaire à évacuer par la tour de refroidissement et un débit d'eau supplémentaire.

Ce rapport porte sur le dimensionnement de la tour de refroidissement, la détermination des débits d'eau (théoriquement) et enfin la détermination des débits réels de ces pompes en vu de voir si les pompes sont satisfaisantes.

L'étude porte sur quatre cas de marche des trois lignes de concentration d'acide phosphorique. La comparaison de ces trois cas nous permettra de distinguer le cas optimal de marche. Ce sera le cas qui occasionnera le moins de changements possibles au niveau de l'installation.

Pour le choix des pompes, ces dernières doivent être choisies dans des conditions de marche optimale. Le paramètre débit n'est pas le seul critère de choix. Les pompes doivent débiter suffisamment avec un rendement acceptable.

CHAPITRE I

GENERALITES

1)Présentation des Industries Chimiques du Sénégal (I.C.S)

I.1) Historique

La mine de TAÏBA était orientée vers l'exportation de la matière première de 1960 à 1984. Ce n'est qu'en 1984 qu'une part croissante de la production a été transformée localement.

Dès 1974, le gouvernement du Sénégal s'appuyant sur l'expérience de la SIES (Société Industrielle d'Engrais au Sénégal) décide d'entrer dans le circuit des grands producteur d'acide phosphorique.

A cause de la concurrence des pays comme les Etats-Unis, le Maroc etc., la SIES (Société Industrielle d'Engrais au Sénégal) était menacée de disparition. Le Sénégal décide d'utiliser les grands moyens en faisant étudier la construction d'une usine d'acide phosphorique et d'engrais pour transformer sur place une plus grande partie du phosphate extrait localement.

C'est en Novembre 1976 que la Société d'étude s'est constituée. En Novembre 1980, cette dernière se transforme en société d'exploitation.

Le 02 Avril 1981, son excellence Monsieur Abdou Diouf, Président de la république du Sénégal pose la première pierre du complexe des ICS à Darou (environ à 100 Km de Dakar).

En Octobre 1981, les travaux de Darou Khoudoss commencent et en Avril 1982 ceux du cite de Mbao. Les premiers sont confiés à la Société d'Ingénierie KREBS, les seconds à la Société HEURTEY INDUSTRIE.

Le 16 Décembre 1983, les premières tonnes sortant des installations de Darou Khoudoss et le 11 Février 1984, le premier train d'acide phosphorique est chargé.

Le 02 Avril 1984, son excellence Monsieur Abdou Diouf, Président de la république du Sénégal inaugure le complexe des ICS.

I.2) Présentation générale de l'unité phosphorique

a) But de l'installation

Le but de cette installation est de concentrer une solution d'acide phosphorique contenant selon les cas 0.28 ou 0.40 en poids de P_2O_5 , jusqu'à une concentration de 0.40 ou 0.53 en poids de P_2O_5 selon les cas. Une partie importante de l'acide fluosilicique contenu dans la solution d'alimentation est récupérée sous la forme d'une solution contenant 0.22 en poids de H_2SiF_6 .

b) Description sommaire de l'unité

La concentration de l'acide phosphorique est obtenue par évaporation sous vide partiel d'une partie de l'eau contenue dans cette solution. L'énergie nécessaire à cette évaporation est fournie par condensation de vapeur vive dans la calandre d'un échangeur de chaleur. Le produit à condenser passe à l'intérieur des tubes de l'échangeur où il se réchauffe en absorbant la chaleur latente de condensation

cedée par la vapeur. Le produit réchauffé se refroidit au niveau du bouilleur en restituant sous forme de buées l'énergie emmagasinée. Les buées qui s'échappent de l'évaporateur sont lavées avant d'être condensées dans le condenseur.

c) Description du procédé

c.1) Concentration de l'acide

La concentration s'effectue en éliminant une partie de l'eau contenue dans la solution d'alimentation par évaporation sous vide partiel.

L'énergie nécessaire à cette évaporation est fournie par la condensation de la vapeur vive saturée sur les tubes de l'échangeur de chaleur. Le produit à concentrer circule à l'intérieur des tubes de cet échangeur, dans lequel il absorbe l'énergie fournie par la vapeur. Le produit réchauffé pénètre ensuite dans le bouilleur. Sous l'effet du vide partiel régnant dans cet appareil, le produit se détend en restituant sous forme de vapeur d'eau (buées) l'énergie précédemment acquise dans l'échangeur. Le produit est ensuite repris par un circulateur en partie basse du bouilleur pour être renvoyé dans l'échangeur tubulaire. L'ensemble bouilleur plus circulateur plus échangeur forme donc une boucle dans laquelle le produit circule continuellement.

La solution d'acide à concentrer est introduite dans la boucle de concentration entre l'échangeur et le bouilleur. L'acide concentré est prélevé sur cette même boucle entre le circulateur et l'échangeur.

Les buées quittent le bouilleur en partie haute, par l'intermédiaire d'un dévésiculeur captant l'essentiel des gouttelettes de produit susceptible d'être entraînées avec les buées.

Le processus d'évaporation se caractérise par un transfert de masse et de chaleur entre une vapeur et une solution aqueuse.

A la section attaque-filtration, l'acide sulfurique réagit avec le phosphate en provenance de la mine. Cette réaction exothermique produit un mélange d'acide phosphorique à une concentration de 28% de P_2O_5 et du gypse ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$; sulfate de calcium dihydraté). Elle est désignée sous le nom *Attaque*. Ce mélange est filtré avec des filtres rotatifs sous vide (400Torr).

La section clarification a pour but de clarifier l'acide phosphorique produit à la concentration de 28%. La clarification se fait par *déssaturation* et *décantation*. La déssaturation consiste à précipiter les sels dissous dans l'acide phosphorique par un refroidissement dans des bacs légèrement agités. La décantation sépare l'acide déjà clarifié des précipités.

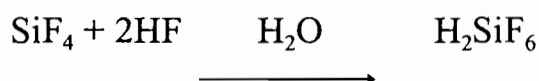
c.2) Récupération de fluor

Les buées qui s'échappent du bouilleur sont dirigées vers une tour de lavage (appelée absorbeur) où elles sont mises en contact par pulvérisation à contre-courant avec une solution recyclée d'acide fluosilicique.

La pulvérisation assurée par des buses se fait d'une façon uniforme sur l'ensemble de la section de l'absorbeur, sur trois niveaux successifs, permettant ainsi un traitement optimal des buées.

La température de cette acide est voisine de celle des buées de façon à éviter presque la condensation de la vapeur d'eau contenue dans ces buées.

Dans ces conditions le fluorure de silicium SiF_4 se décompose en présence de l'eau apportée par la liqueur de circulation et se combine en phase aqueuse avec l'acide fluoridrique HF pour former de l'acide fluosilicique.



A la section attaque-filtration, la réaction entre l'acide sulfurique et le phosphate est très exothermique et dégage beaucoup de fumée. La température des réacteurs est maintenue à 80°C par un balayage forcé d'air à l'aide d'un ventilateur centrifuge qui entraîne les gaz dégagés vers un système d'assainissement (Venturi, colonne de lavage cyclonique). Ces gaz sont lavés par l'eau d'assainissement pour la récupération du fluor.

I.3)Les installations de l'unité phosphorique

I.3.1Tours de refroidissement

a) Généralités

Appelés aussi tour de refroidissement, ces matériels entrent dans la catégorie des économiseurs d'eau qui est la désignation générale, dans

l'industrie, de tout dispositif ou système propre à réduire la consommation d'eau utilisée pour la condensation d'un fluide. Ainsi, parmi de très nombreuses variantes de ces appareils, on peut citer :

■ Refroidisseur d'eau atmosphérique, dans lequel le refroidissement d'eau s'effectue par évaporation partielle dans l'air et que l'on peut subdiviser en deux types ci-après :

- a) Refroidisseur à tirage naturel (dans lequel la circulation d'air est assurée par convection naturelle) et;
- b) Refroidisseur à ventilation forcée (dans lequel la circulation d'air est assurée mécaniquement au moyen d'un ou de plusieurs ventilateurs).

NOTA :

Dans ce dernier cas (ventilation forcée), l'air peut être soit aspiré (tirage induit), soit refoulé à travers l'appareil (tirage forcé).

■ Refroidisseur atmosphérique par aspersion, à bassin d'eau:

Dans ce système (à usage plutôt industriel et à grand débit), l'eau est pulvérisée dans l'air libre au-dessus d'un grand bassin destiné à recueillir l'eau ainsi refroidie.

Dans les refroidisseurs à ruissellement où l'eau chaude arrivant à la partie supérieure de l'appareil est répartie sur les éléments du faisceau refroidisseur (lamelles métalliques ondulées ou lamelles en bois traité, par exemple), l'air de refroidissement peut circuler suivant le type de l'appareil, soit

à contre-courant (verticalement en mouvement ascendant, soit horizontalement)
à courants croisés (perpendiculairement au flux d'eau).

La circulation d'air est assurée le plus souvent par des ventilateurs hélicoïdales, quoique les ventilateurs centrifuges (ou hélico-centrifuges) trouvent également leur utilisation, notamment dans les modèles à tirage induit, le ventilateur étant placé en haut de la tour (Circulation à contre-courant).

Dans les refroidisseurs à ruissellement où l'eau traverse le faisceau de refroidissement, il faut veiller à ce que le flux d'air n'entraîne pas les gouttelettes d'eau, ce qui se traduirait inévitablement par l'érosion et la corrosion des pales du ventilateur.

b) Considérations d'ordre théoriques et thermiques

La température humide maximum à laquelle la quantité totale l'eau de circulation doit être refroidie dans les conditions de fonctionnement prévues dans l'étude, ne doit pas être fixée ni comme étant la température humide la plus élevée enregistrée dans la région considérée, ni comme étant la température moyenne humide prise pendant une période quelconque de l'année.

Dans le premier cas (température humide maximum) on arriverait à un équipement ayant une puissance calorifique plusieurs fois supérieure à la puissance normale nécessaire, tandis qu'en partant d'une température moyenne, on risquerait d'obtenir, la plupart du temps, des températures de condensation beaucoup plus élevées que celles pour lesquelles a été prévue l'installation.

Ainsi les Américains (cf. <<Heating & Ventilating Air Conditioning Guide>>) appliquent souvent, dans le cas des refroidisseurs par aspersion par exemple un procédé d'approche qui consiste à prendre en considération la température ambiante horaire sèche maximum, mais qui n'excéderait cette valeur en saison chaude (Juin-Septembre) que pendant 2.5% du temps horaire total pendant la même période.

Le même procédé peut être appliqué en partant de la température humide horaire maximum possible, mais en admettant alors que cette valeur ne pourrait être atteinte que pendant 5% du temps horaire total.

L'efficacité des tours de refroidissement dépend dans une large mesure de l'état hygrométrique de l'air environnant. En effet la capacité d'absorption de l'air atmosphérique est d'autant plus grande que sa tension (pression) est faible par rapport à l'état de saturation. Il s'en suit que cette capacité varie dans de très grandes proportions.

Théoriquement il faut dégager 1.7g de vapeur d'eau pour abaisser d'un degré la température de 1Kg d'eau ; en d'autres termes, l'évaporation de 1Kg d'eau se traduit par un refroidissement équivalent à 600Kcal.

En partant de cette base, il est donc possible de déterminer approximativement la température de l'eau à la sortie de la tour si l'on connaît la température sèche et l'humidité relative de l'air ambiant.

Généralement, on arrive à faire baisser la température de l'eau de 2.5 à 3.5°C environ au-dessus de la température du thermomètre humide. C'est ce que l'on appelle <<l'approche>> ; la différence entre la température de sortie de l'eau du réfrigérant et sa température humide.

Dès lors, on peut déterminer l'efficacité <<E>> de la tour en appliquant la formule ci-après :

$$E(\%) = \frac{t_e - t_s}{t_e - t_h} * 100$$

avec

t_e : température d'entrée de l'eau chaude (°C)

t_s : température de l'eau froide à la sortie du réfrigérant (°C)

t_h : température du thermomètre humide (°C)

On voit clairement que l'efficacité dépend des conditions atmosphériques et peut varier par conséquent dans de très larges limites (de 40 à 90% environ), suivant la saison, l'état hygrométrique de l'air ambiant et le type même de construction de l'appareil considéré.

La quantité de <<frigories>> produites est proportionnelle au volume d'eau évaporé et, partant, au volume d'air soufflé. D'autres propriétés physiques, moins importantes, de l'air et de l'eau peuvent également influencer les performances de l'appareil, pour ne citer que : masse volumique, chaleur

massique, conductivité, viscosité, pression de vapeur, tension superficielle, chaleur latente, etc.

Indépendamment du type de tour (à circulation naturelle ou forcée de l'air, à contre courant, etc.), la vitesse de l'air dans différentes parties du réfrigérant atmosphérique joue un rôle très important en ce qui concerne l'échange thermique qui en résulte.

Les réfrigérants atmosphériques sont généralement catalogués suivant les principaux paramètres suivants :

- Puissance calorifique ;
- Débit d'eau à refroidir ;
- Taux de refroidissement en fonction du bulbe humide correspondant ;
- Quantité d'eau évaporée (en %) ;
- Puissance et caractéristiques aérauliques et aérodynamiques des ventilateurs, etc.

CHAPITRE II

LE NIVEAU DE PRESSION DANS LES CONDENSEURS

SOMMAIRE

La condensation de l'acide se fait par évaporation sous vide partiel. Ce vide ou niveau de pression dans le bouilleur est fonction de la température d'ébullition de l'acide et de sa concentration. Nous avons une abaque voir l'annexe [A] (Acide phosphorique Température d'ébullition) qui relie ces trois paramètres (température, concentration et pression). Les températures non situées sur les courbes sont déterminées par des fonctions approximant mieux la tendance des données (voir annexe [B]). Pour une concentration donnée, nous avons établi la relation qui lie la température à la pression dans le bouilleur.

La pression dans les condenseurs est déduite de la pression dans le bouilleur sachant expérimentalement que la perte de charge (pression) depuis ce dernier (bouilleur) jusqu'au premier (condenseur) est de 30 Torr. Nous avons la relation

$$P_b = P_c - 30$$

P_b : pression dans le bouilleur (Torr)

P_c : pression dans le condenseur (Torr)

Pour les quatre cas de fonctionnement prévus, nous avons les tableaux ci-dessous qui donnent la pression dans les bouilleurs et dans les condenseurs pour chaque condition opératoire (Température d'ébullition) donnée. Il y a trois lignes

de concentration. La ligne 1 et la ligne 2 ont les mêmes conditions opératoires. La ligne 3 a une condition opératoire différente.

Cas de fonctionnement prévus	1	2	3	4
Température d'ébullition (°C)	83	70	83	70
Pression dans le bouilleur (Torr)	104.13	130	104.13	140
Pression dans le condenseur (Torr)	74.13	100	74.13	110
Pression dans le condenseur (bars)	0.09882	0.1333	0.09882	0.1466

Tableau 2.1 : Les conditions opératoires des lignes 1 et 2

Cas de fonctionnement prévus	1	2	3	4
Température d'ébullition (°C)	85	85	85	85

Pression dans le bouilleur (Torr)	114	114	114	114
Pression dans le condenseur (Torr)	84	84	84	84
Pression dans le condenseur (bars)	0.112	0.112	0.112	0.112

Tableau2.2: Les conditions opératoires de la lignes 3.

CHAPITRE III

LES DEBITS D'EAU FROIDE ET DE VAPEUR

DANS LES CONDENSEURS

SOMMAIRE

Les buées sortant de l'absorbeur sont complètement condensées dans le condenseur à mélange. Un important débit d'eau froide en provenance du réfrigérant atmosphérique arrive dans les condenseurs pour récupérer la totalité de chaleur sensible et de la chaleur latente de condensation des buées. A la sortie des condenseurs, de l'eau chaude saturée retourne dans un bassin pour être aspirée par la suite par des pompes d'eau chaude vers le réfrigérant atmosphérique.

Le niveau de vide atteint par de tels condenseurs dépend de plusieurs paramètres :

- Différence de température entre eau de refroidissement
- Débit d'eau de refroidissement

Pour un circuit de refroidissement donné (et donc une température d'arrivée d'eau de refroidissement fixée) il faut donc jouer sur le débit d'eau de refroidissement arrivant aux condenseurs pour régler le niveau de vide (pression dans le condenseur).

EQUATIONS - BILANS

Hypothèses

- Le régime est permanent dans tous les volumes de contrôle;
- l'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont négligeables;
- Les condenseurs opèrent adiabatiquement.

SCHEMA : Condenseur

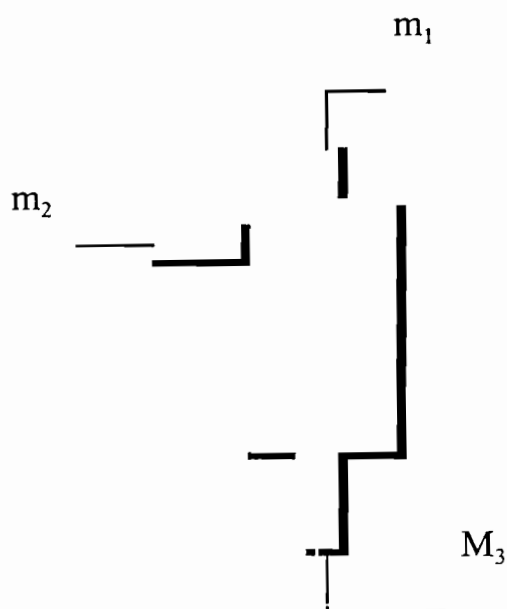


figure 3.1 : Schéma du condenseur

bilan énergétique :

$$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 - \dot{m}_3 * h_3 = \frac{dQ_{vc}}{dt}$$

bilan massique :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = \frac{d m_{vc}}{dt}$$

L'indice cv signifie (Control volume) volume de contrôle. Avec les hypothèses énoncées, nous avons

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_3 * h_3$$

donc nous avons

$$\dot{m}_1 = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_3 - h_1)} * \dot{m}_2$$

$\dot{m}_1$: débit d'eau froide (Kg/s)

$\dot{m}_2$: débit de vapeur à condenser (Kg/s)

$\dot{m}_3$: débit d'eau chaude à la sortie du condenseur (Kg/s)

h_1 : l'enthalpie de l'eau froide (Kj/Kg)

h_2 : l'enthalpie de la vapeur à condenser (Kj/Kg)

h_3 : l'enthalpie de l'eau chaude sortant du condenseur (Kj/Kg)

N.B : L'eau chaude à la sortie du condenseur et la vapeur à condenser sont à l'état saturé. Les propriétés thermodynamiques de l'eau chaude sont déterminées par rapport à la pression à réaliser dans le condenseur à mélange tandis que celles de la vapeur ,il y a une légère différence. Cette vapeur n'est pas de la vapeur d'eau à cent pour cent ; elles contient des traces de Fluor sous formes $\text{H}_2\text{SiF}_6 + \text{HF}$ normal 3.5g/l ,elle nous est donnée par l'ingénieur de process.

I) Les débits de vapeur condensés :

1.1) Le débit massique de vapeur évaporée dans les bouilleurs

Au cours de la concentration de l'acide phosphorique, la masse d'eau évaporée dans les condenseurs dépend de plusieurs paramètres. En effet l'évaporation journalière dépend du facteur de capacité, du rendement des opérations du process (concentration, clarification) et du facteur utilisation du temps. Pour les cas 1 et 2 nous avons un facteur temps de 85% et pour les cas 3 et 4, un facteur temps de 95%.

Nous avons :

$$P_0 = 1350 * f_c$$

avec

1350 : la masse en tonne de P_2O_5 par 24 heures ;

f_c : facteur de capacité ($f_c=0.95$)

Nous avons la masse de vapeur évaporée dans le bouilleur est

$$E_v = P_0 * \left(\frac{1}{C_1} - \frac{\eta}{C_2} \right)$$

avec

C_1 : concentration de l'acide à l'entrée de la ligne ;

C_2 : concentration de l'acide à la sortie de la ligne ;

η : le rendement des concentrations (bouilleurs).

I.2) Le débit massique de vapeur condensée dans les condenseurs

Du fait du lavage des gaz dans l'absorbeur, nous avons environ une perte (condensation) de 7% de masse de vapeur évaporée. Les tableaux ci-dessous nous donne les différentes valeurs des débits massiques évaporés et condensés.

Cas1 :les trois lignes sont en parallèles

Masse évaporés (tonnes/h) pour les lignes 1 et 2	64.098
Masse condensée (Kg/s)	8.28

Masse évaporés (tonnes/24) pour la ligne 3	32.01
Masse condensée (Kg/s)	8.28

Cas2 :les lignes 1 et 2 sont en parallèles et toutes les deux en série avec la ligne 3

Masse évaporés (tonnes/h) pour les lignes 1 et 2	31.05
Masse condensée (Kg/s)	8

Masse évaporés (tonnes/h) pour la ligne 3	29.445
---	--------

Masse condensée (Kg/s)	7.6
------------------------	-----

Cas3 :les lignes 1 ou 2 est en parallèle avec la ligne 3

Masse évaporés (tonnes/h) pour les lignes 1 et 2	43.013
Masse condensée (Kg/s)	11.11

Masse évaporés (tonnes/h) pour la ligne 3	43.013
Masse condensée (Kg/s)	11.11

Cas4 :les ligne 1 ou 2 est en série avec la ligne 3

Masse évaporés (tonnes/h) pour les lignes 1 et 2	45.524
Masse condensée (Kg/s)	11.76

Masse évaporés (tonnes/24) pour la ligne 3	39.704
Masse condensée (Kg/s)	10.26

1.3) Les débits d'eau froide admis dans les condenseurs

Suivant les différentes températures de l'eau froide à admettre dans les condenseurs et par rapport à chaque cas de fonctionnement, nous avons les débits totaux à admettre dans les condenseurs consignés dans les tableaux ci-dessous :

a) Cas1 : Les trois lignes sont en parallèles. L'acide entre dans les trois lignes à la même concentration 27% pour sortir à la même concentration 52%.

Température (°C)	Débit volumique (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	1030.74	3710.67
34	1193.21	4295.57
36	1429.37	5145.72
38	1785.81	6428.92

tableau 3.1 : le débit d'eau froide dans les condenseurs quand les trois lignes sont en parallèles

b) Cas2 : Les lignes 1 et 2 en parallèles et toutes les deux en série avec la ligne 3. L'acide rentre à une concentration de 27.5% dans les lignes 1 et 2 pour être compléter à une concentration de 52% par la ligne 3.

Température (°C)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	758.77	2731.58

34	849.63	3058.65
36	971.58	3497.69
38	1136	4089.72

tableau 3.2 : le débit d'eau froide dans les condenseurs quand les lignes N°1 et N°2 sont en parallèles et toutes les deux en séries avec la ligne N°3.

c) Cas3 : La ligne 1 ou la ligne 2 est en parallèle avec la ligne 3 ; l'une des lignes 1 ou 2 est normale secours.

Température (°C)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	896.89	3228.81
34	1034.06	3722.62
36	1231.64	4433.91
38	1526.10	5493.98

tableau 3.3 : le débit d'eau froide dans les condenseurs quand les lignes N°1 ou N°2 est en parallèle avec la ligne N°3.

d) Cas4 : Les lignes 1 ou 2 sont en série avec la ligne 3. L'une des lignes 1 ou 2 est en stand-by et l'autre en série avec la ligne 3. L'acide rentre dans l'une des lignes 1 ou 2 à une concentration de 27% pour être compléter à 52% par la ligne 3.

Température (°C)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	689.17	2481.03
34	771.36	2776.89
36	881.96	3175.06
38	1031.84	3714.61

tableau 3.4 : le débit d'eau froide dans les condenseurs quand les lignes N°1 ou N°2 est en série avec la ligne N°3

e)Tableau récapitulatif :

	CAS			
	1	2	3	4
Température (°C)	Débit volumique (m³/h)	Débit volumique (m³/h)	Débit volumique (m³/h)	Débit volumique (m³/h)
32	3710.67	2731.58	3228.81	2481.03
34	4295.57	3058.65	3722.62	2776.89
36	5145.72	3497.69	1133.89	3175.06
38	6428.92	4089.72	5493.98	3714.61

tableau 3.5 : les débits d'eau froides dans les condenseurs récapitulé.

CHAPITRE IV

LE REFRIGERANT ATMOSPHERIQUE

Introduction

De l'eau chaude en provenance des trois condenseurs et de l'attaque-filtration est déversée dans un bassin d'eau chaude avant d'être acheminée au-dessus de la tour par des pompes d'eau chaude (P2502). Dans ce bassin aussi arrive de l'eau d'appoint. Cet appoint d'eau est dans le but de compenser les pertes par évaporation au-dessus du réfrigérant, les pertes dues à l'assainissement au niveau de l'attaque-filtration et le lavage de la vapeur évaporée dans les bouilleurs au niveau des absorbeurs. Dans cet appoint il faut en déduire les masses d'eau condensées dans les condenseurs et au niveau de l'attaque-filtration .Au niveau de ce dernier il y a environ la condensation de trois tonnes par heure (3 t/h) d'eau condensées .L'eau d'appoint arrive dans le bassin à une température de 35°C .

I°) La quantité (théorique) d'eau chaude dans la tour :

L'eau chaude refroidie au niveau du réfrigérant atmosphérique provient du bassin d'eau chaude. Elle est aspirée par des pompes d'eau chaude (**P2502** ; position de la pompe à l'intérieur de l'usine) qui l'acheminent au-dessus du réfrigérant atmosphérique. Cette eau chaude provient des condenseurs , de l'attaque-filtration et de l'appoint d'eau dû aux pertes. Outre les pertes dûs à l'évaporation, il y a des pertes au niveau de l'absorbeur (10 m³/h) et au niveau

de l'attaque-filtration ($150 \text{ m}^3/\text{h}$; dûs à l'assainissement). Pour le schéma, il faut voir à l'annexe.

$$App_1 = App_1 + Q_{ev}$$

Par procédure de calcul , nous avons :

Avec

$$App_1 = \frac{(10 + 150)(\text{m}^3/\text{h}) * \rho (\text{Kg}/\text{m}^3)}{3600(\text{s}/\text{h})} - \text{Condensats}$$

$$\text{Condensats} = \sum_{i=1}^3 \left(\dot{m}_2 \right)_i + \frac{3(t/\text{h}) * 10^3 (\text{Kg}/\text{t})}{3600(\text{s}/\text{h})}$$

$10 \text{ m}^3/\text{h}$:débit d'eau perdue au niveau de l'absorbeur

$150 \text{ m}^3/\text{h}$: débit d'eau perdue au niveau de l'attaque-filtration par assainissement

ρ : la masse volumique de l'eau d'appoint

$$\rho = 994(\text{Kg}/\text{m}^3)$$

Le débit théorique des pompes d'eau chaude Q:

$$Q = Q_1 + Q_{ev}$$

Bilan massique :

$$Q_1 = \sum_{i=1}^3 \left(\dot{m}_3 \right)_i + \dot{m}_{aff} + App_1$$

avec

$$\left(\dot{m}_3 \right) = \sum_{i=1}^3 \left(\dot{m}_1 + \dot{m}_2 \right)_i$$

m_1 : masse d'eau froide admise dans le condenseur (Kg/s)

m_2 : masse de vapeur d'eau condensée dans le condenseur (Kg/s)

$$\dot{m}_{af} = \frac{180(m^3/h) * \rho(Kg/m^3) + 3 * 10^3(Kg/h)}{3600(s/h)}$$

Nous avons :

180 m³/h : le débit d'eau froide admis à l'attaque-filtration

3 t/h : la masse d'eau condensée au niveau de l'attaque-filtration

bilan énergétique :

$$\dot{Q}_1 * h_1 = \dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_{af} * h_{af} + \dot{m}_{app} * h_{app}$$

h_{af} : enthalpie de l'eau provenant de l'attaque-filtration (Kj/Kg)

h_{app} : enthalpie de l'eau d'appoint (Kj/Kg)

h_3 : enthalpie de l'eau au sortie des condenseurs (Kj/Kg)

bilan dan le réfrigérant :

bilan massique:

$$\dot{Q}_{a3} = \dot{Q}_{a4} = \dot{Q}_a$$

air sec :

eau :

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{v3} = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{v4}$$

avec

$$\dot{Q}_{ev} = (\omega_4 - \omega_3) * \dot{Q}_a$$

avec

ω_3 : l'humidité absolue de l'air à l'entrée des cellules (Kg/Kg air sec)

ω_4 : l'humidité absolue de l'air à la sortie des cellules (Kg/Kg air sec)

Q_a : débit d'air sec contenu dans l'air humide (Kg/s)

Bilan énergétique :

$$0 = Q_1 * h_1 + Q_{ev} * h_{app} + (Q_{v3} * h_{v3} + Q_a * h_{a3}) - Q_2 * h_2 - (Q_{v4} * h_{v4} + Q_a * h_{a4})$$

Nous avons

$$Q_1 = Q_2,$$

alors nous avons le débit d'air sec Q_a

$$Q_a = \frac{(h_1 - h_2)}{(\omega_4 * h_{v4} + h_{a4}) - (\omega_3 * h_{v3} + h_{a3}) - (\omega_4 - \omega_3) * h_{app}} * Q_1$$

II°) Le nombre de cellules de réfrigération et le débit d'appoint total

La tour est constituée de cellules pour avoir un refroidissement uniforme.

Chaque cellule est équipée d'un ventilateur véhiculant un débit d'air humide

donné. Nous avons le nombre de cellules :

$$n = (1 + \omega_3) * \frac{Q_a}{Q_{vent}}$$

avec

Q_{vent} : débit des ventilateurs (Kg/s)

$$\begin{aligned} Q_{vent} &= 0.9 * 132 \\ &= 118.8 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Quand les ventilateurs marchent à leur capacité maximale (à 100%) , ils débitent 132 m³/s d'air humide. Par mesure d'intensité nous avons constaté qu'ils marchent à 90% de leur capacité maximale. Donc nous avons

Pour les différentes valeurs de la température de l'eau froide, nous avons par rapport à chaque cas de fonctionnement prévu, les débits théoriques des pompes d'eau chaude, l'appoint total d'eau et le nombre de cellules consignés dans les tableaux ci-dessous :

a)Cas1 :

Température (°C)	Débit théorique des pompes d'eau chaude (l/s)	Appoint total (m ³ /h)	Le nombre de cellules de réfrigération réel	Le nombre de cellules de réfrigération théorique
32	1154.32	151.57	8.95	8.59
34	1316.74	151.15	8.91	8.55
36	1552.75	150.65	8.85	8.50
38	1908.91	150.19	8.80	8.45

b)Cas2 :

Température (°C)	Débit théorique des	Appoint total (m ³ /h)	Le nombre de cellules de	Le nombre de cellules de
---------------------	------------------------	--------------------------------------	-----------------------------	-----------------------------

	pompes d'eau chaude (l/s)		réfrigération réel	réfrigération théorique
32	906.4	156.31	8.53	8.19
34	997.1	155.89	8.46	8.12
36	1118.9	155.40	8.38	8.04
38	1283.2	154.93	8.30	7.97

Tableau 4.2.2 : les lignes N°1 et N°2 en parallèles et toute les deux en série avec la ligne N°3.

c)Cas3 :

Température (°C)	Débit théorique des pompes d'eau chaude (l/s)	Appoint total (m³/h)	Le nombre de cellules de réfrigération réel	Le nombre de cellules de réfrigération théorique
32	1040.81	152.90	8.09	7.76
34	1177.83	152.24	8.01	7.69
36	1375.17	151.49	7.94	7.62
38	1669.26	150.77	7.86	7.55

Tableau4.2.3 : les lignes N°1 ou N°2 en parallèles avec la ligne N°3

d)Cas4 :

Température (°C)	Débit théorique des pompes d'eau chaude (l/s)	Appoint total (m³/h)	Le nombre de cellules de réfrigération réel	Le nombre de cellules de réfrigération théorique
32	839.05	152.66	7.98	7.66
34	921.71	151.99	7.91	7.60
36	1032.89	151.25	7.83	7.52
38	1183.48	150.53	7.76	7.45

Tableau 4.2.4 : les lignes N°1 ou N°2 en série avec la ligne N°3**III°) La quantité de chaleur évacuée (Puissance du réfrigérant)**

Comme il a été signalé dans le premier chapitre, la fonction d'un réfrigérant atmosphérique est d'évacuer la chaleur contenue dans l'eau chaude. Cette chaleur transite de l'eau chaude vers l'air humide induit par les ventilateurs.

Alors nous avons la chaleur évacuée ou la puissance du réfrigérant (E) est :

$$E = (h_2^* - h_1^*) * Q_a$$

avec

h_1^* : l'enthalpie massique de l'air humide à l'entrée du réfrigérant (Kj/Kg d'air sec)

h_2^* : l'enthalpie massique de l'air humide à la sortie du réfrigérant (Kj/Kg d'air sec)

Q_1 : le débit massique de l'eau dans le réfrigérant atmosphérique (Kg/s);

E : la quantité de chaleur évacuée par heure (KW).

Par rapport au trois cas de fonctionnements prévus la puissance du réfrigérant qui est consignée dans les tableaux ci-dessous et ceci est effectué par rapport au différentes températures de l'eau froide (32°C,34°C,36°C et 38°C):

Cas1 :

Température de l'eau froide (°C)	Q_a (Kg/s)	h_2 (Kj/Kg)	h_1 (Kj/Kg)	E (KW)
32	1261.90	141.3	87.5	67890.12
34	1255.60	141.3	87.5	67551.39
36	1248.23	141.3	87.5	67154.57
38	1241.26	141.3	87.5	66779.91

tableau 4.3.1 : la puissance du réfrigérant atmosphérique quand les trois lignes sont en parallèles.

Cas2 :

Température de l'eau froide (°C)	Q_a (Kg/s)	h_2 (Kj/Kg)	h_1 (Kj/Kg)	E (KW)
32	1202.72	141.3	87.5	64706.37
34	1192.60	141.3	87.5	64161.84
36	1181.22	141.3	87.5	63549.69
38	1170.23	141.3	87.5	62958.59

tableau 4.3.2 : la puissance du réfrigérant atmosphérique quand les lignes N°1 et N°2 sont en parallèles et toutes les deux en série avec la ligne N°3

Cas3 :

Température de l'eau froide (°C)	Q_a (Kg/s)	h_2 (Kj/Kg)	h_1 (Kj/Kg)	E (KW)
32	1140.45	141.3	87.5	61356.26
34	1130.55	141.3	87.5	60823.52
36	1119.40	141.3	87.5	60223.70
38	1108.64	141.3	87.5	59645.00

tableau 4.3.3 : la puissance du réfrigérant atmosphérique quand les lignes N°1 ou N°2 est en parallèles avec la ligne N°3.

Cas4 :

Température de l'eau froide (°C)	Q_a (Kg/s)	h_2 (Kj/Kg)	h_1 (Kj/Kg)	E (KW)
32	1125.63	141.3	87.5	60558.68
34	1115.76	141.3	87.5	60027.68
36	1104.64	141.3	87.5	59429.68
38		141.3	87.5	58852.80

tableau 4.3.4 : la puissance du réfrigérant atmosphérique quand les 2lignes N°1 ou N°2 est en série avec la ligne N°3.

IV°) L'efficacité du réfrigérant atmosphérique

Cette notion a été évoquée au premier chapitre. Cette partie est dans le but d'évaluer cette grandeur de quantitative.

Nous rappelons que l'efficacité E :

$$E\left(\frac{\%}{0}\right) = \frac{t_e - t_s}{t_e - t_h} * 100$$

a) **Cas1** : Nous avons $t_e = 46.1^\circ C$ $t_h = 27^\circ C$

température de l'eau froide (°C)	E (%)
32	73.82
34	63.35

36	52.88
38	42.41

tableau 4.1 : l'efficacité du réfrigérant atmosphérique quand les trois lignes sont en parallèles.

a) **Cas2 :** $t_e = 49.5^\circ C$ $t_h = 27^\circ C$

température de l'eau froide (°C)	E (%)
32	77.32
34	68.33
36	59.28
38	50.23

tableau 4.2: l'efficacité du réfrigérant atmosphérique quand les lignes N°1 et N°2 sont en parallèles et toutes les deux en série avec la ligne N°3.

a) **Cas3 :** $t_e = 46.34^\circ C$ $t_h = 27^\circ C$

température de l'eau froide (°C)	E (%)
32	74.15
34	63.81
36	53.46
38	43.12

tableau 4.3: l'efficacité du réfrigérant atmosphérique quand les lignes N°1 ou N°2 est en parallèles avec la ligne N°3.

a) **Cas4** : $t_e = 49.7^\circ C$ $t_h = 27^\circ C$

température de l'eau froide (°C)	E (%)
32	77.97
34	69.16
36	60.35
38	54.54

tableau 4.4: l'efficacité du réfrigérant atmosphérique quand les lignes N°1 ou N°2 est en série avec la ligne N°3.

V) les débits (théoriques) d'eau froide à la sortie du réfrigérant

a) **Cas1** :

Température de l'eau froide (°C)	Q (l/s)
32	1125.14
34	1287.64
36	1523.82
38	1880.12

Cas2 :

Température de l'eau froide (°C)	Q (l/s)
32	853.17
34	944.05
36	1066.04
38	1230.52

a) Cas3 :

Température de l'eau froide (°C)	Q (l/s)
32	1014.46
34	1151.67
36	1349.30
38	1643.82

a) Cas4 :

Température de l'eau froide (°C)	Q (l/s)
32	808.28
34	890.14
36	1000.21
38	1149.21

CHAPITRE V

LES DEBITS REELS DES POMPES

Introduction

En ce qui concerne le manque d'eau, si la sécurité sous forme d'un dispositif agissant par tout-ou-rien peut protéger efficacement l'installation contre une baisse soudaine de la pression d'eau, le maintien du débit d'eau à une valeur optimum nécessaire ne dépendra que de la constance de la source utilisée.

Or, la circulation d'eau dans un réfrigérant atmosphérique est généralement assurée par une pompe à eau auxiliaire, c'est des caractéristiques (débit, vitesse, puissance) et du bon fonctionnement de cette pompe que dépendra essentiellement la stabilité (et la valeur) du débit d'eau de refroidissement.

Le calcul et la sélection d'une pompe à eau s'effectuent, ainsi que l'on sait en partant de deux paramètres de base ci-après :

- Le débit ;
- La hauteur manométrique.

I) Les pertes de charges :

La hauteur manométrique (ou pression totale), de laquelle dépendra enfin de compte la pression nécessaire pour assurer précisément le débit prévu, n'est autre chose que la somme des résistances (ou des pertes de charges) offertes par le circuit hydraulique complet du système de circulation considéré et que la pompe doit vaincre avant de pouvoir débiter.

Ainsi la hauteur manométrique se décomposera, dans le cas considéré, de résistances ci-après :

- La résistance de la colonne montante (hauteur d'élévation ou hauteur géométrique). C'est la différence entre le niveau le plus bas (aspiration) et le niveau le plus haut (refoulement).
- Les pertes de charges dans les tuyauteries;
- Les pertes de charges dans les coudes et autres <<accidents>> du parcours (clapet de retenue, robinet, raccord, etc.)

a) Pertes de charges dans les tuyauteries

Les pertes de charges régulières ou pertes de charges linéaires est la perte de pression nécessaire pour vaincre la résistance due au frottement, entre le fluide et les parois qui le contiennent et entre les différents filets du fluide.

Le calcul des pertes de charges tient compte de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). La transition entre ces deux écoulements est déterminée par une valeur critique du nombre de Reynolds << R_e >>

$$R_e = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Où

ρ : la masse volumique du fluide (Kg/m^3)

V : la vitesse moyenne du fluide (m/s)

D :le diamètre de la conduite (m)

μ : la viscosité dynamique du fluide

D'autre part il faut remarquer que tous les écoulements dans l'industrie, le régime est turbulent pour les liquides à faible viscosité et laminaire pour les liquides de hautes viscosité. Nous avons la perte de charge régulière

$$H_f = 0.0826 * f * \frac{L}{D^5} * Q^2$$

avec

f : coefficient dépendant ici seulement de la nature de la conduite (rigosité)

L :longueur géométrique de la conduite (m)

D :diamètre de la conduite (m)

Q :débit d'eau dans la conduite (m³/s)

b)Les pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières ou irrégulières sont occasionnées par des modifications locales des conduites ou par des organes et accessoires interposés sur ces conduites (coudes, retressissements, clapets, vannes, etc.)

Ces pertes de charges s'expriment par la formule générale suivante:

$$H_i = k * \frac{V^2}{2 * g}$$

k :coefficient de perte de charge

g : accélération de la pesanteur

V : vitesse d'écoulement dans une section caractéristique aux pertes de hauteur piézométrique

La longueur équivalente L_e d'une singularité dont le coefficient de perte de charge est k , est la longueur de conduite dans laquelle se trouve la

$$L_e = \frac{K * D}{f}$$

singularité, qui provoquerait, par frottement, la même perte de charge que la singularité. Avec cette définition, nous pourrions condenser l'expression de la perte de charge totale dans une conduite comportant n singularités.

Nous avons

$$L_t = L + \sum_{i=1}^n (L_e)_i$$

avec

$$(L_e)_i = \frac{K_i * D}{f}$$

II) Les pompes d'eau chaude (P2502) (voir schéma à l'annexe)

Ces pompes ont pour but d'acheminer l'eau chaude au-dessus du réfrigérant atmosphérique. Nous avons suggéré l'installation de huit (08) cellules. Cette phase est dans le but de déterminer le point de fonctionnement des pompes afin de voir si elles satisfont les débits théoriques calculés précédemment.

Hypothèse : Les pompes sont identiques et les conduites peuvent être considérées comme des conduites qui sont parallèles. Donc seule la conduite de la pompe P2502a est calculée.

a) La résistance de la conduite de la pompe P2502a

• Refoulement

Les accidents ou irrégularités (voir à l'annexe pour les valeurs de K):

Réducteur : Un réducteur est une irrégularité qui permet, dans une canalisation, la liaison des deux conduites de diamètres différents. Ici c'est une réduction de diamètre, c'est-à-dire le passage d'un diamètre plus grand à un diamètre plus petit.

$$d/D = 0.7$$

$$\alpha = 22.7^\circ$$

Nous avons les longueurs équivalentes (L_e):

$$L_e = 4300 \text{ mm}$$

Raccordement (45°, surface lisse):

$$K = 0.25, \phi = 1m$$

$$f = 0.018$$

$$L_e = \frac{0.25 * 1}{0.018} = 14000.m$$

Nous avons :

La perte de charge due au refoulement :

$$L_1 = 116 + 4300 + 116 + 229 + 592 + 4 + 160 + 4 + 4107 + 1046 + 13 + 1769$$

$$L_1 = 12.456 .m$$

$$L_2 = 14000 + 1691 + 13 + 1796$$

$$L_2 = 17.5 .m$$

alors

$$H_{f_{ref}} = 0.0826 * 0.018 * \left(\frac{12.456}{0.7^5} + \frac{17.5}{1^5} \right) Q^2$$

$$H_{f_{ref}} = 0.136 * Q^2$$

Les longueurs totales (voir les isométries l'annexe):

- Aspiration :

Les accidents :

Crépine (voir annexe N°, page 14) :

$$L_e = \frac{1*1}{0.018} \\ = 55.56 m$$

$$K=1 , f=0.018 , \phi =1000$$

Coude 90° :

$$K=0.5 , f=0.018 , \phi =1000$$

$$L_e = 27.78 m$$

Réducteur : C'est un rétrécissement $K=0.21 , f=0.018 , \phi =1000$

$$L_e = 11.67 .m$$

Nous avons la longueur totale à l'aspiration:

$$L_t = 55560 + 27780 + 11670 + 4 + 4092 + 4156 + 9$$

$$L_t = 103.271.m$$

La perte de charge à l'aspiration est

$$H_{f_{asp}} = 0.0826 * 0.018 * \frac{103.271}{1^5} * Q^2$$

$$H_{f_{asp}} = 0.154 * Q^2$$

La résistance totale de la conduite de la pompe P2502a:

$$H_{f_{pa}} = H_{f_{asp}} + H_{f_{asp}} + H_{f_{ref}} + \Delta Z$$

$$\Delta Z = 1.125.m$$

$$H_{f_{pa}} = 0.29 * Q^2 + 1.125$$

Avec

Q : le débit d'une pompe (m³/s)

H_{fpa} : perte de charge occasionnée par la conduite de la pompe P2502a

b) La conduite principale : C'est la conduite qui lie la conduite des pompes aux deux conduites ramifiées qui vont vers les cellules.

Les accidents :

Coude 90° : K=0.5 , f=0.018 , $\phi=1000$

$$L_e = 27.78 m$$

La longueur totale est

$$L_t = 27780 + 3500 + 1700 + 1496 + 13 + 6892 + 13 + 1486$$

$$L_t = 42.88.m$$

La perte de charge occasionnée :

$$H_{f_p} = 0.0826 * 0.018 * \frac{42.88}{1^5} * Q^2$$

$$H_{f_p} = 0.064 * Q^2$$

avec

Q: la somme des débits des trois pompes (m³/s)

H_{fp}: la perte de charge occasionnée par la conduite principale (m)

c) Les deux branches ramifiées

c.1) La branche de gauche

Les accidents :

Les dérivations (voir annexe) :

$$\left(\frac{Q_a}{Q} \right)_1 = 0.33$$

$$\left(\frac{Q_a}{Q} \right)_2 = 0.5$$

Par interpolation, nous avons les longueurs équivalentes correspondantes

$$L_{e1} = -3.33 \text{ m}$$

$$L_{e2} = 0.556 \text{ m}$$

Coude 90° :

$$L_e = 27.78 \text{ m}$$

La longueur totale est

$$L_t = -3333 + 556 + 27778 + 1900 + 2 * 4500$$

$$L_t = 35.901 \text{ m}$$

La perte de charge totale est

$$H_{f_s} = 0.0826 * 0.018 * \frac{35.901}{1^5} * Q^2$$

$$H_{f_s} = 0.0534 * Q^2$$

avec

Q_g : débit de la conduite de gauche (m^3/s)

H_{fg} : la perte de charge occasionnée par la conduite de gauche (m)

c.2) La branche de droite

Les accidents:

Les dérivations (par interpolation linéaire):

$$\left(\frac{Q_a}{Q}\right)_1 = \frac{1}{6} \Rightarrow K_1 = -0.085 \Rightarrow L_{e1} = -4.722 \text{ m}$$

$$\left(\frac{Q_a}{Q}\right)_2 = \frac{1}{5} \Rightarrow K_2 = -0.080 \Rightarrow L_{e1} = -4.444 \text{ m}$$

$$\left(\frac{Q_a}{Q}\right)_3 = \frac{1}{4} \Rightarrow K_3 = -0.0725 \Rightarrow L_{e1} = -4.028 \text{ m}$$

$$\left(\frac{Q_a}{Q}\right)_4 = \frac{1}{3} \Rightarrow K_4 = -0.06 \Rightarrow L_{e1} = -3.333 \text{ m}$$

$$\left(\frac{Q_a}{Q}\right)_5 = \frac{1}{2} \Rightarrow K_5 = 0.01 \Rightarrow L_{e1} = 0.556 \text{ m}$$

$$\text{Coude: } K = 0.5 \quad L_e = 27.778 \text{ m}$$

La longueur totale

$$L_t = 5 * 4500 - 4722 - 4444 - 4028 - 3333 + 556 + 27778$$

$$L_t = 34.307 \text{ m}$$

La perte de charge totale est:

$$H_{fd} = 0.0826 * 0.018 * \frac{34.307}{1^5} * Q_d^2$$

$$H_{fd} = 0.051 * Q_d^2$$

avec

Q_d^2 : le débit dans la conduite de droite (m³/s)

H_{fd} : la perte de charge occasionnée par la branche de droite (m)

III) Le point de fonctionnement des pompes d'eau chaude

C'est le point de rencontre entre la courbe résultante des pompes équivalentes et la courbe du réseau.

3.1) La courbe caractéristique de la pompe P2502 (voir à l'annexe):

Cette courbe est établie pour une vitesse de rotation de 790 tours par minute.

Q (l/s)	0	100	200	300	400	500	600	700	800
E_p (m)	27	25.2	25	24.5	24.1	23	21	18.1	14

3.2) La de la pompe équivalente :

Cette courbe s'obtient en déduisant, pour un débit donné (Q), la résistance

$$E_{eq} = E_p - H_{fpa}$$

de la conduite de la pompe (H_{fpa}) de la hauteur manométrique totale de la pompe (E_p).

Q(l/s)	Ep(m)	Hfpa (m)	Eeq (m)
0	27	11,25	15,75
100	25,2	11,2527	13,9473
200	25	11,2608	13,7392
300	24,5	11,2743	13,2257
400	24,1	11,2932	12,8068
500	23	11,3175	11,6825
600	21	11,3472	9,6528
700	18,1	11,3823	6,7177
800	14	11,4228	2,5772

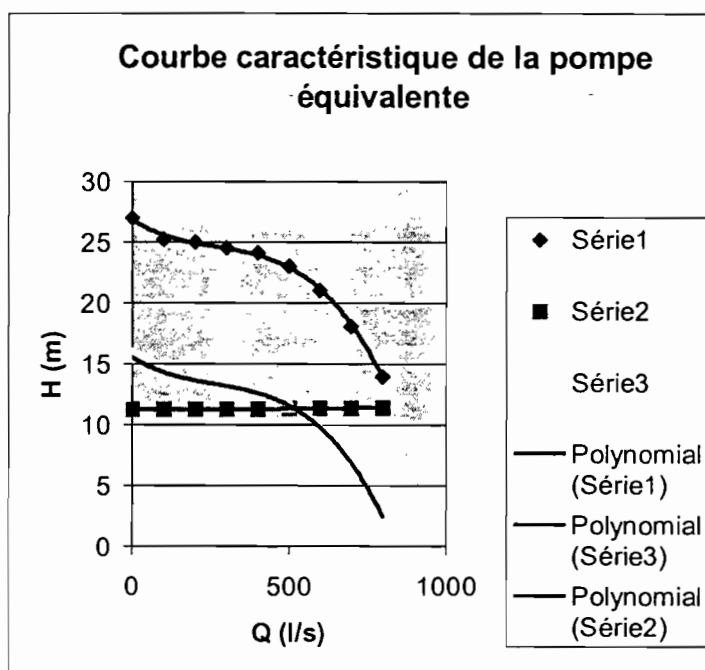


figure1 : la courbe équivalente de la pompe

3.3) La résultante des pompes équivalente en parallèles

Cette courbe s'obtient en faisant, pour une hauteur manométrique totale

donnée, la somme des débits des trois pompes considérées (P2502).

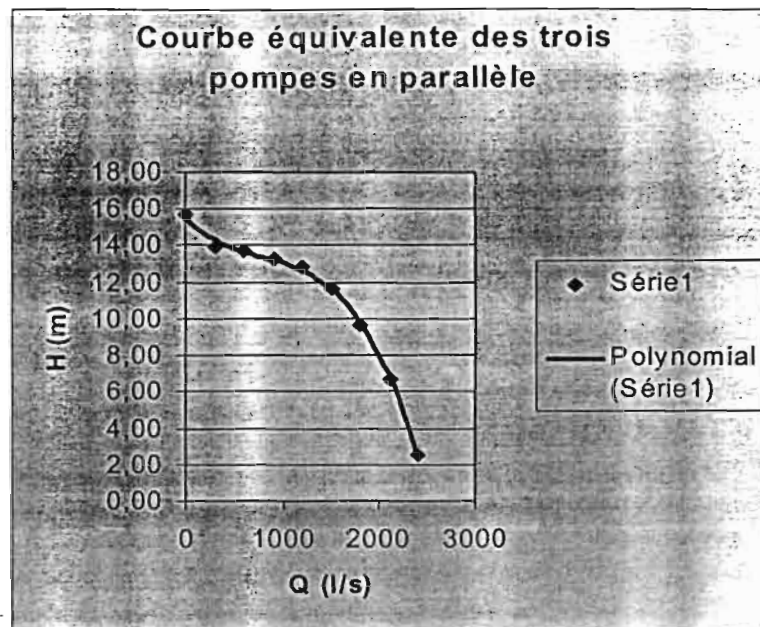


Figure2 : la courbe équivalent des trois pompes en parallèles

3.4) La courbe du réseau

3.4.1) La courbe équivalente des branches en parallèles

Pour la bonne répartition de l'eau chaude dans les neuf cellules (09), le débit de la branche de droite est le double de celle de gauche. La somme de leurs débits est égal aux débits da conduite principale.

$$Q_d = 2 * Q_g$$

$$Q_p = Q_g + Q_d$$

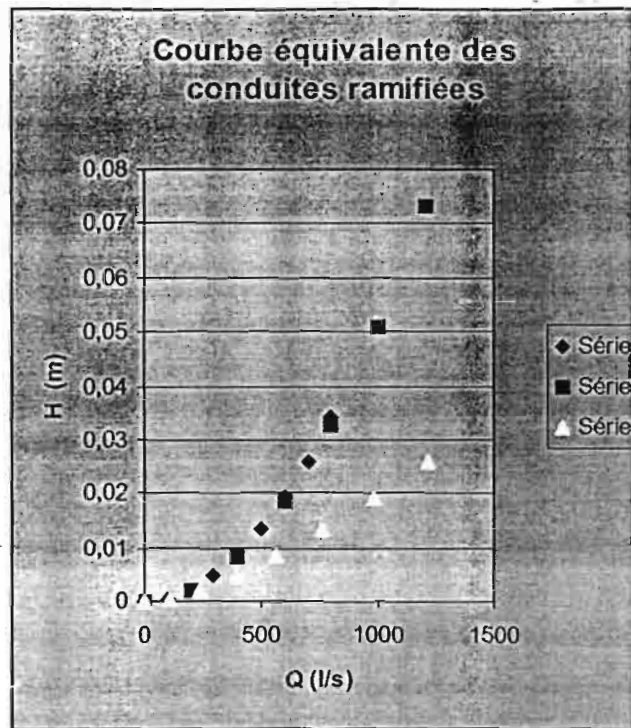


figure3 :la conduite équivalent des conduites ramifiées

Nous avons la conduite principale et celle de la résultante des conduites ramifiées en série. La courbe résultante du réseau est obtenue en faisant, pour un débit donné, la somme des perte de charge des deux conduites.

Le point de fonctionnement est obtenu avec la rencontre de la courbe du réseau et celle de la résultante des pompes équivalentes.

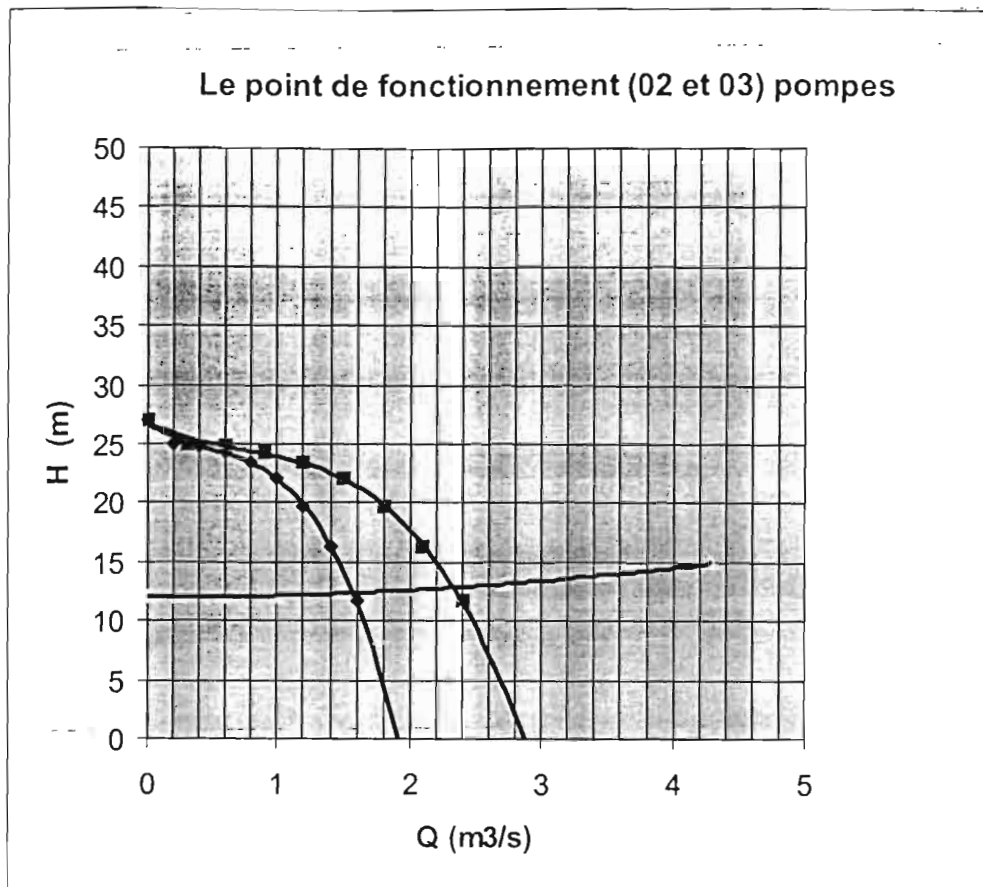


figure4 : le point de fonctionnement de deux pompes et de trois pompes en parallèles avec le réseau.

Le débit est environ

$Q = 1.56 \text{ m}^3/\text{s}$ si **deux pompes** sont en marche ;

$Q = 2.3 \text{ m}^3/\text{s}$ si **trois pompes** sont en marche.

IV) Les pompes d'eau froide

Les pompes d'eau froide ont pour rôle d'acheminer l'eau froide à la sortie du réfrigérant atmosphérique vers les condenseurs, l'absorbeur et à l'attaque- filtration. Le but de cette phase est de voir si ces pompes pourront assurer le besoin par rapport au débit d'eau froide.

Hypothèses :

- Les vannes sont grandement ouvertes;
- Les conduites sont raccordées par rivetage et revêtues avec de l'asphalte
(pour la rigidité absolue moyenne $\varepsilon = 0.61 \text{ mm}$) ;
- Les conduites des pompes sont parallèles.

a) La conduite de la pompe

- **Au refoulement**

Les accidents (voir annexe)

- Compensateur de dilatation :

manchette de dilatation à tube lisse

$$K = 0.6$$

$$\phi = 500 \text{ mm}$$

$$f \approx 0.021$$

$$L_e = \frac{0.6 * 0.5}{0.021}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 14.286 \text{ m}$$

■ **Réducteur** : C'est un élargissement

$$K = 0.05, \phi \approx 600 \text{ m}, f \approx 0.020$$

$$L_e = \frac{0.05 * 0.6}{0.020}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 1.5 \text{ m}$$

■ Clapet de non-retour

$$K = 1.15, \phi \approx 700.m, f \approx 0.02$$

$$L_e = \frac{1.15 * 0.7}{0.02}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 40.25.m$$

■ Vanne papillon (AZJ 700)

$$K = 0.2, \phi = 700.mm, f = 0.02$$

$$L_e = \frac{0.2 * 0.7}{0.02}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 7.m$$

■ Coude 90°

$$K = 0.5, \phi = 700, f = 0.02$$

$$L_e = \frac{0.5 * 0.7}{0.02}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 17.5.m$$

■ Coude à angle vif (angle de déviation 45°):

$$K = 0.35, \phi = 700.mm, f = 0.02$$

$$L_e = \frac{0.35 * 0.7}{0.02}$$

Nous avons la longueur équivalente

$$L_e = 12.25.m$$

La perte de charge engendrée par la conduite de la pompe P2505c:

$$L_1 = 200 + 14286 + 4 + 116 = 14.606.m, \phi = 500.mm$$

$$L_2 = 2.m, \phi = 600.mm$$

$$L_3 = 116 + 9 + 40250 + 229 + 9 + 592 + 7000 + 160 + 4 + 4 + 1907 + 17500 + 2828 + 12250 = 82858.m, \phi = 500.mm$$

$$L_4 = 4000 + 4000 + 496 = 8.496.mm, \phi = 1000.mm$$

Nous avons la perte de charge engendrée au refoulement

$$H_{ref} = 0.0826 * \left(0.021 * \frac{14.06}{0.5^5} + 0.02 * \frac{2}{0.6^5} + 0.02 * \frac{82.858}{0.7^5} + 0.019 * \frac{8.496}{1^5} \right) * Q^2$$

$$H_{ref} \approx 1.68 * Q^2$$

Nous avons

$$H_{asp} = 0.021 * Q^2$$

La perte de charge totale engendrée par la conduite de la pompe

$$H = H_{asp} + H_{ref} + \Delta Z$$

$$\Delta Z = 11.991.m$$

$$H_{C6} = 1.7 * Q^2 + 11.991$$

H_{asp} : perte de charge engendrée par la conduite d'aspiration de la pompe (m);

H_{ref} : perte de charge engendrée par la conduite de refoulement de la pompe (m);

ΔZ : la variation d'altitude de la conduite de la pompe.

b) La conduite de la troisième ligne

Les longueurs équivalentes des accidents sont consignées dans le tableau ci-dessous:

réduction	coudes assemblés	coude 90°	coude à angle vif	vanne de contrôle	réduction	élargissem ent
(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
1.218	5.381	3.364	6.364	8.6215	1.218	0.9091

La perte de charge engendrée par la conduite de la troisième ligne est:

$$L = 1.218 + 5.381 + 3.364 + 6.364 + 1.218 + 0.9091 + 9.6215 + 8.450 + 9.2 + 24.435 + 3.6 + 18.780 + \pi * 2.965 + 1 = 101.8554.m$$

$$H_{cs} = 0.0826 * 0.022 * \frac{101.8554}{0.4^5} * Q^2 + \Delta Z$$

$$\Delta Z = 20.326.m$$

$$H_{cs} = 18.075 * Q^2 + 20.326$$

c) La conduite C₄ (voir schéma à l'annexe)

La longueur équivalente des accidents est consignées dans le tableau ci-dessous:

	Coude 90°	
	assemblés	simple
Longueur équivalente (m)	40	25

La perte de charge engendrée par la conduite C_4 est:

$$L = 40 + 25 + 19.3 + 1.718 + 12.996 + 1.926 + 0.013 + 0.331 = 101.264.m$$

$$H_{C_4} = 0.0826 * 0.02 * \frac{101.264}{1^5} * Q^2$$

$$H_{C_4} = 0.167 * Q^2$$

d) La première et deuxième ligne

• Ligne N°1 (C_3):

La longueur équivalente des accidents est consignées dans le tableau ci-dessous:

	Vanne papillon AZJ 700	Vanne de contrôle FV	Coude 90°	Réducteur	
				Réduction	Elargissement
Longueur équivalente (m)	7	8.6215	45.5	1.218	1.5

La perte de charge engendrée par la conduite C_3 est:

$$L_1 = 646 + 160 + 4 + 1218 + 13 + 1307 + 28 + 3626 + 1561 + 1359923 + 1046 + 45500 + 3183 + 45500 + 3183 + 45500 + 1046 = 110.856 \text{ m, } \phi = 700 \text{ mm;}$$

$$L_2 = 1218 + 909.1 + 730 + 196 + 13 + 618 + 9 + 80 + 9 + 492 + 13 + 196 + 730 + 8621.5 = 13.846 \text{ m, } \phi = 450 \text{ mm;}$$

$$H_{C_3} = 0.0826 * 0.02 * \left(\frac{110.856}{0.7^5} + \frac{13.846}{0.45^5} \right) * Q^2 + 22.436 + \frac{\Delta P}{\rho * g}$$

• **Ligne N°2 (C₁) (voir Annexe [I]) :**

La longueur totale de la ligne N°2 est identique à celle de la ligne N°1, la seule différence est au niveau de leur variation d'altitude. Il y a une légère différence. La perte de charge engendrée par la conduite C₁ est:

$$H_{c1} = 2.33 * Q^2 + 22.537 + \frac{\Delta P}{\rho * g}$$

avec

ΔP : la différence de pression entre le condenseur et le bassin d'aspiration, il dépend des cas de marches prévus (Voir chapitre II)

ρ : la masse volumique du fluide (Kg / m³)

g : l'accélération de la pesanteur (m / s²)

e) La conduite C₂

Accident

Réduteur:

La longueur équivalente est

$$f \approx 0.02, \phi = 1000.m, K = 0.02$$

$$L_e = \frac{0.02 * 1}{0.02} = 1.m$$

$$L_1 = 3492 - 1701 + 13 + 206 + 1000 = 4010.mm, \phi = 1000.mm$$

$$L_2 = 206 + 13 + 4191 = 4410.mm, \phi = 800.mm$$

$$H_{C2} = 0.0826 * 0.02 \left(\frac{4.01}{1^5} + \frac{4.41}{0.8^5} \right) * Q^2$$

Nous avons

$$H_{C2} = 0.03 * Q^2$$

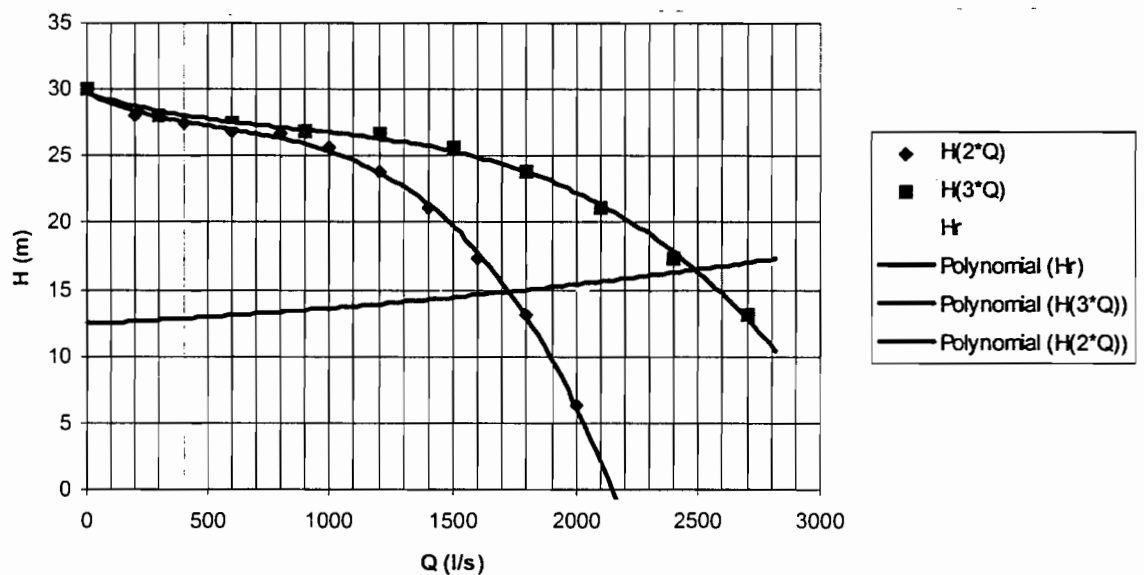
IV) Le point de fonctionnement des trois pompes

a) Les trois lignes marchent

Dans ce cas les trois lignes de concentration peuvent marcher de la manière suivante :

- Cas1 : les trois lignes marchent en parallèles;
- Cas2 : les lignes N°1 et N°2 marchent en parallèle et toutes les deux en série avec la ligne N°3

Point de fonctionnement de (2 et 3) pompes en parallèles



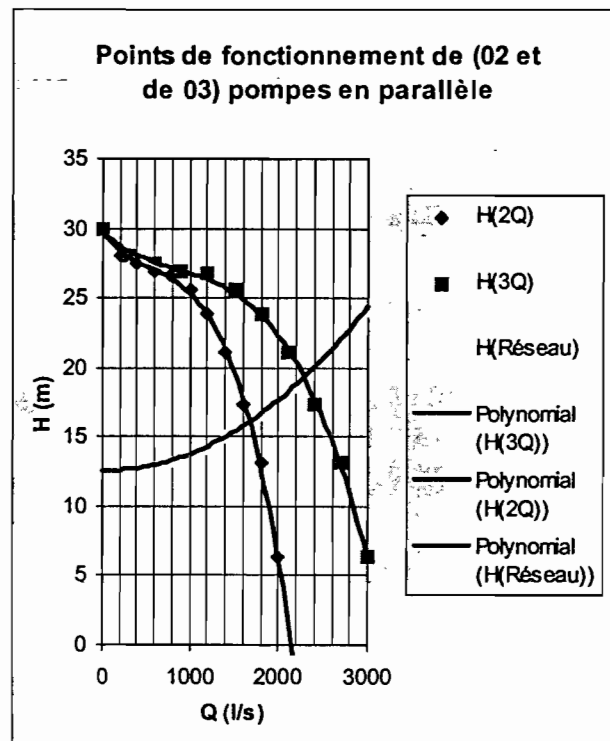
Quand les trois lignes marchent nous avons :

$Q \approx 2460$ l/s : Quand les deux pompes marchent;

$Q \approx 1700$ l/s : Quand les trois pompes marchent.

b) Quand les lignes N°2 et N°3 marchent

La ligne N°1 est en stand-by.



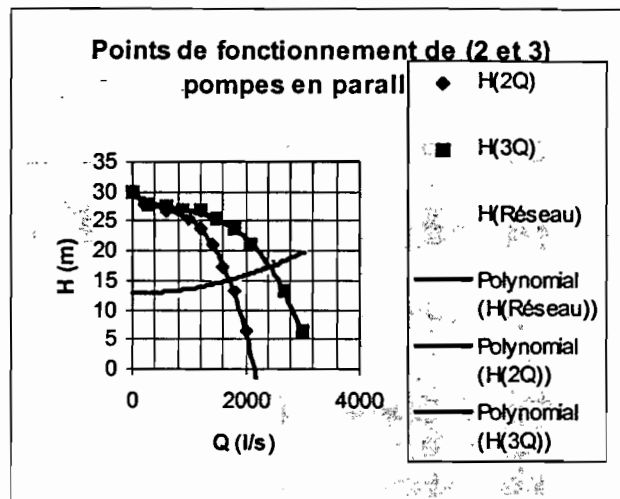
Quand les trois lignes marchent nous avons :

$Q \approx 2280 \text{ l/s}$: Quand les deux pompes marchent;

$Q \approx 1650 \text{ l/s}$: Quand les trois pompes marchent.

c) Quand les lignes N°1 et N°2 marchent

Dans ce cas la ligne N°3 est en stand-by.



Quand les trois lignes marchent nous avons :

$Q \approx 2280 \text{ l/s}$: Quand les deux pompes marchent;

$Q \approx 1650 \text{ l/s}$: Quand les trois pompes marchent.

CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

A l'issu de cette étude, du point de vu débits d'eau et nombre de cellules de réfrigération et d'encrassement, nous constatons que le cas où les lignes N°1 et N°2 marchent en parallèles et toutes les deux en série avec la ligne N°3, c'est à dire le cas2 est le cas optimal de marche. Le cas 4 est intéressant du point de vu débits d'eau, cellules de réfrigération et efficacité de la tour, mais il entraîne une évaporation qui dépasse largement la capacité évaporatoire (valeur du design :38 tonnes de vapeur/heure (cas4 :45.524 t/h pour la ligne 1 ou 2 et39.704 t/h pour la ligne 3)).

Pour produire la quantité voulue de P_2O_5 dans les conditions optimales (cas2), il faut nécessairement avoir neuf (09) cellules de réfrigération. Les cas3 et cas4 sont intéressants du point de vu nombre de cellules et débit d'eau. Dans ces deux cas la capacité évaporatoire est excessive, ce qui entraîne la vitesse des gaz plus élevée et par conséquent plus d'entraînement vésiculaire d'acide. Le rendement de la concentration est plus faible. En plus de ce phénomène, les échangeurs s'encrassent rapidement ; la consommation d'eau de lavage est plus élevée.

Par rapport à ce cas optimal de marche (cas2), nous constatons que deux pompes d'eau chaude suffisent pour admettre les débits théoriques calculés. Dans ce cas il n'y aurait qu'un débordement de 300.15 l/s si le cas2 est adopté et que la température de l'eau froide dans les condenseurs est de

38°C. Mais pour qu'il ait un débordement supérieur à cette valeur, il faut trois pompes si les mêmes conditions de marche sont adoptées.

Du côté de l'eau froide, nous avons une certaine différence entre les débits calculés par les pertes de charges et ceux qui sont obtenus pratiquement lors des essais. Par rapport à nos hypothèses (conduites lisses, vannes grandement ouvertes, pompes neuves), nous remarquons que deux pompes suffisent pour le cas 2. Par rapport aux essais, il faut remarquer que les pompes ne sont plus performantes à cause de leur âge (plus de 5 ans). Les conduites ne sont plus en réalité lisses à cause de l'encrassement et que les conditions de pression dans les condenseurs lors des essais sont différentes de celles de l'étude.

Par rapport à la marche actuelle, il n'y a que sept (07) cellules qui marchent donc la température d'eau froide est supérieure à 38°C. Si la température maximale fixée est supposée à ne pas dépasser 38°C, il faut alors réduire la quantité d'eau évaporée, ce qui entraînerait la réduction de la capacité de production. Cette réduction de capacité de production peut être évitée en augmentant les débits d'eau froide dans les condenseurs.

Au niveau de la tour de refroidissement, nous avons constaté qu'il y a une importante quantité d'énergie et de vapeur d'eau qui est rejetée dans l'atmosphère. Pour économiser cette énergie et cette quantité d'eau évaporée, il est envisageable d'installer à la sortie de la tour un grand

collecteur d'air muni de serpentins au niveau de ses parois. Cette équipement permet tout en récupérant l'énergie calorifique contenue dans l'air, de condenser la vapeur d'eau qui était évaporée pour la recycler ; ce qui diminuera l'appoint total d'eau. Cette installation est susceptible d'engendrer des pertes de charges que les ventilateurs doivent vaincre.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1) Reynolds and Perkins

Engineering Thermodynamics

Second Edition ;

2) m. baillu

Thermodynamique Technique

bordas ;

3) Handbook of Hydraulics

King & Brater

fifth

edition ;

4) Manuel du conditionnement d'air

Tome III : technique du conditionnement d'air

pyc édition ;

5) Cours de climatisation

ANNEXE [A]

Abaque des pressions dans le bouilleur en fonction des températures d'ébullition et de la concentration de l'acide phosphorique.

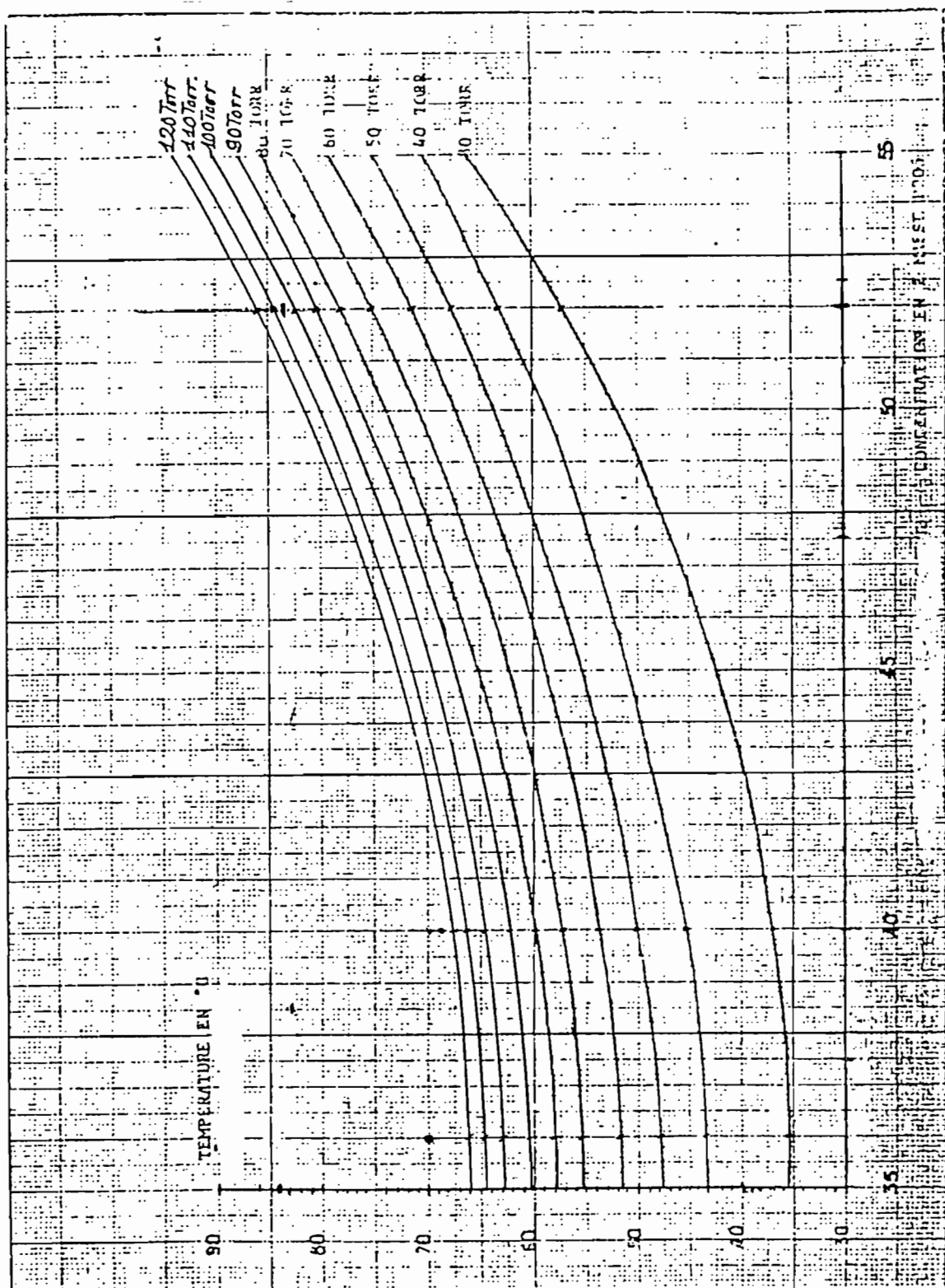


FIGURE 7 -
ACIDE PHOSPHORIQUE
TEMPERATURE D'ÉBULLITION

REV	0	1	2	3
DATE				

krebs

5, rue PLANCHET 75 PARIS 17

307/20. P64.02 - A

REV

0

Folio 7/22

ANNEXE [B]

La tendance des données

PESSION:

Température (°C)	Pression (Torr)
56	30
63	40
67,5	50
71	60
75	70
78,5	80
80	90
82	100
84	110
86	120

$$y = 0,0759x^2 - 7,8431x + 232,23$$

$$R^2 = 0,9965$$

$$T = 83 \quad 85$$

$$P = 104,1278 \quad 113,944$$

$$y = 0,0017x^3 - 0,2882x^2 + 17,743x - 359,93$$

$$R^2 = 0,998$$

$$P = 99,3671 \quad 109,9925$$

Température (°C)	Pression (Torr)
37	30
45,5	40
50	50
53,5	60
57	70
60	80
62	90
64,5	100
66	110
67,5	120

$$y = 0,0824x^2 - 5,7654x + 131,2$$

$$R^2 = 0,9977$$

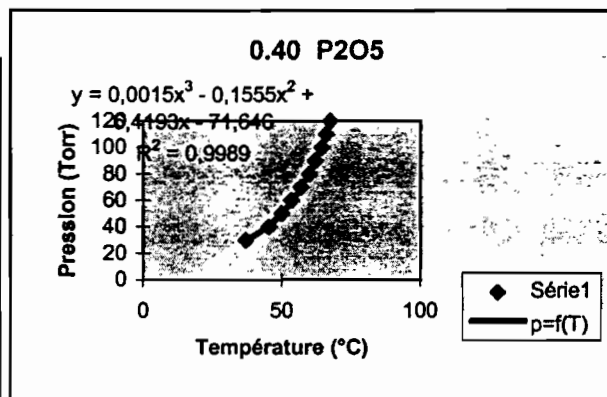
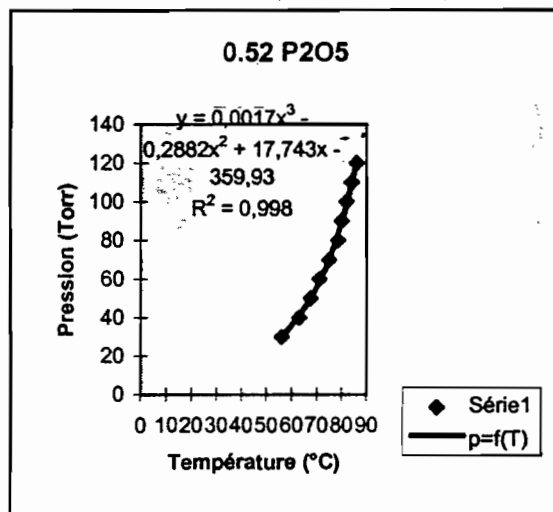
$$T = 70 \quad 75$$

$$P = 131,382 \quad 130,255$$

$$y = 0,0015x^3 - 0,1555x^2 + 6,4193x - 71,646$$

$$R^2 = 0,9989$$

$$P = 130,255 \quad 130,255$$



Température (°C)	Pression (Torr)
35,5	30
43	40
48	50
51,5	60
55,5	70
58	80
60,5	90
63	100
64,5	110
66	120

$$y = 0,0018x^3 - 0,1955x^2 + 8,5671x - 107,86$$

$$R^2 = 0,9989$$

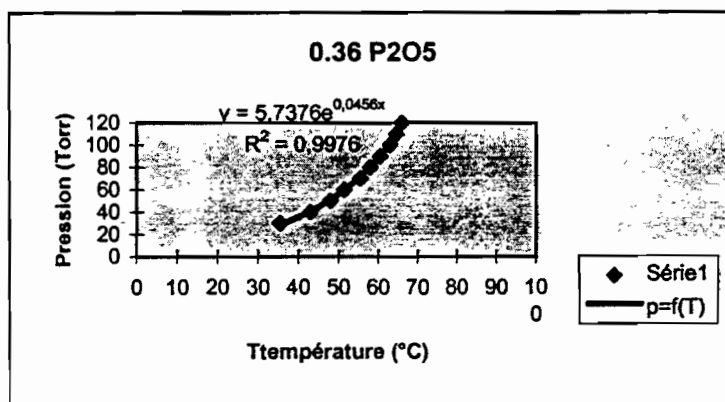
$$T = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P = 151,287 \text{ Torr}$$

$$y = 5,7376e^{0,0456x}$$

$$R^2 = 0,9976$$

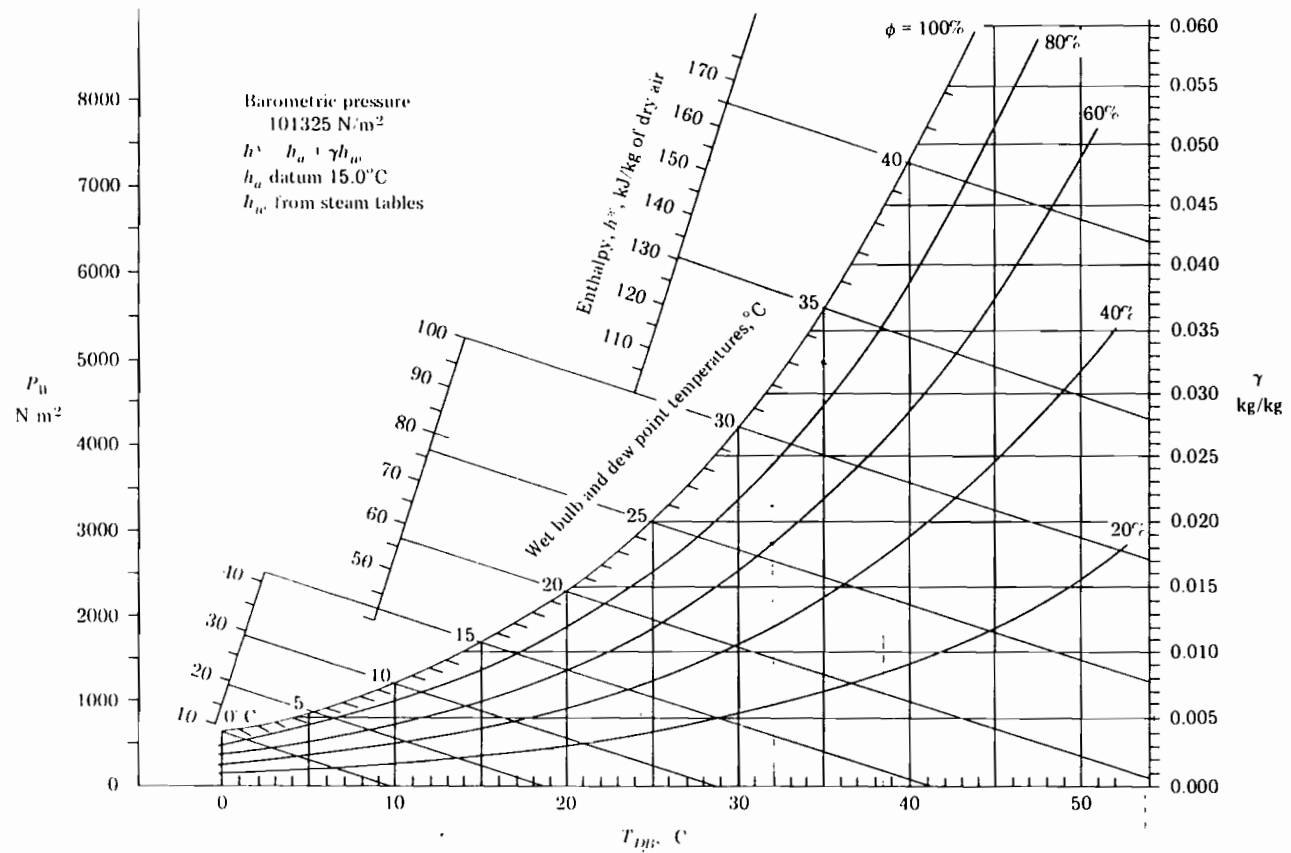
$$P = 139,636275 \text{ Torr}$$



ANNEXE [C]

Diagramme psychométrique de l'air

FIG. B-13b Psychrometric chart (SI).



ANNEXE [D]

- Courbes caractéristiques des pompes

AHLSTRÖM

TRU-50

Z=46069

KÄRNEN PUMPFABRIK
VÄRNHOLM PUMP FACTORY

P2502 B

83- 7- 7

$n = 790$ 1/min

118684 570/535

H/m

40

30

20

10

0

η
%

80

60

40

20

0

0 200 400 600 800 Q/l/s

P/kW

150

100

50

0

0 200 400 600 800 Q/l/s

20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
150
160
170
180
190
200

AHLSTRÖM

TRU-50

P_{2502}

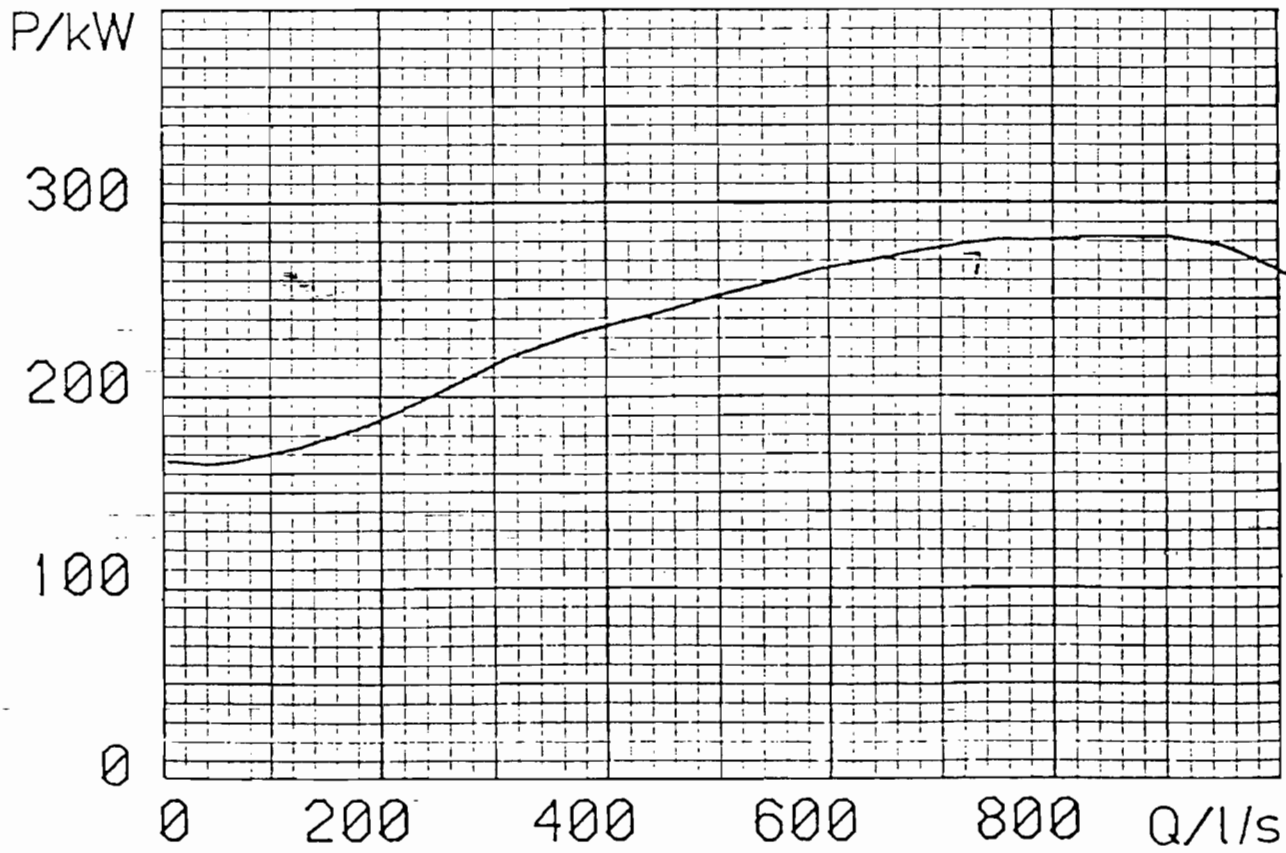
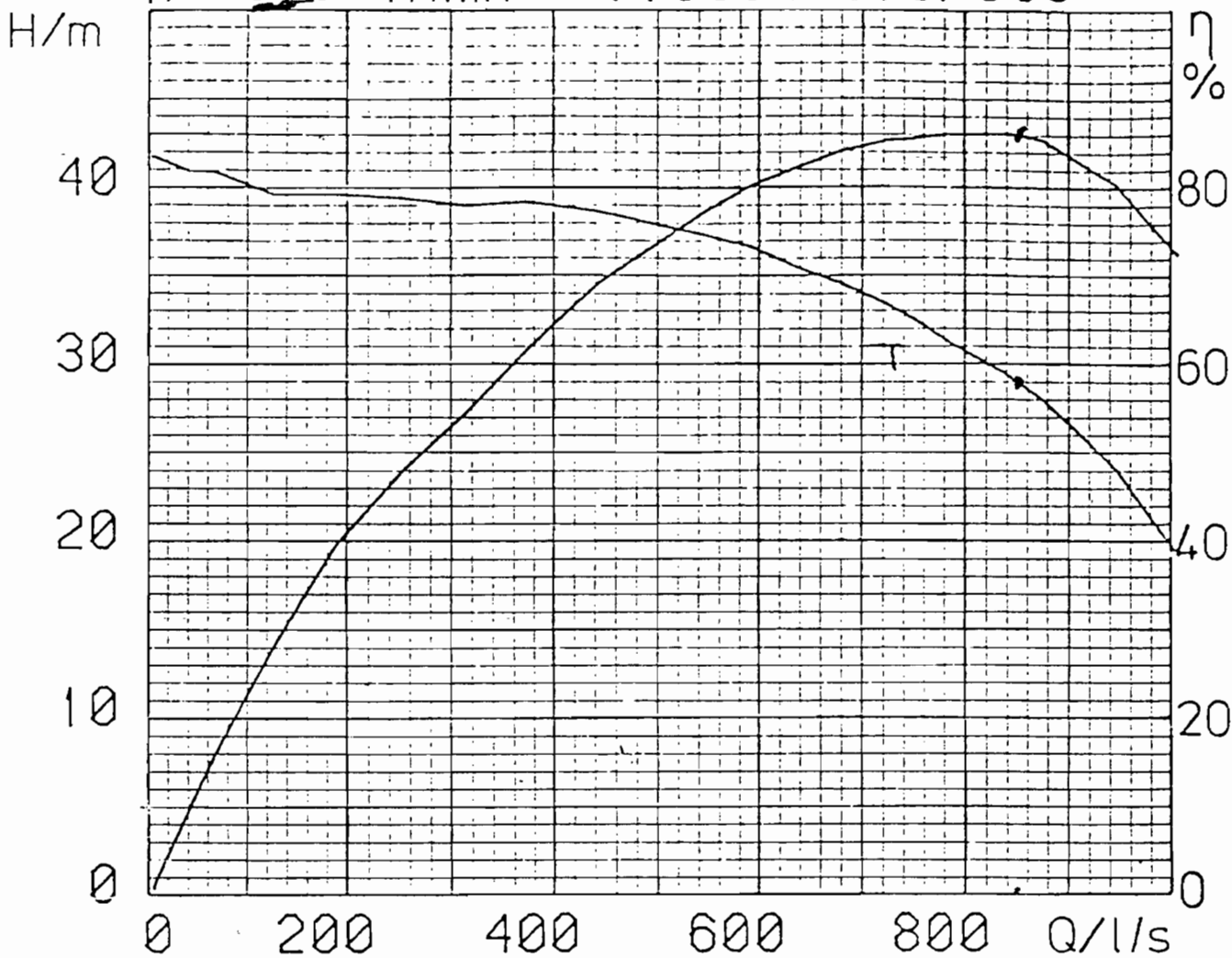
Z-46067

KARHUAN F. MPPUTIH DAS

P2505C

83- 7- 6

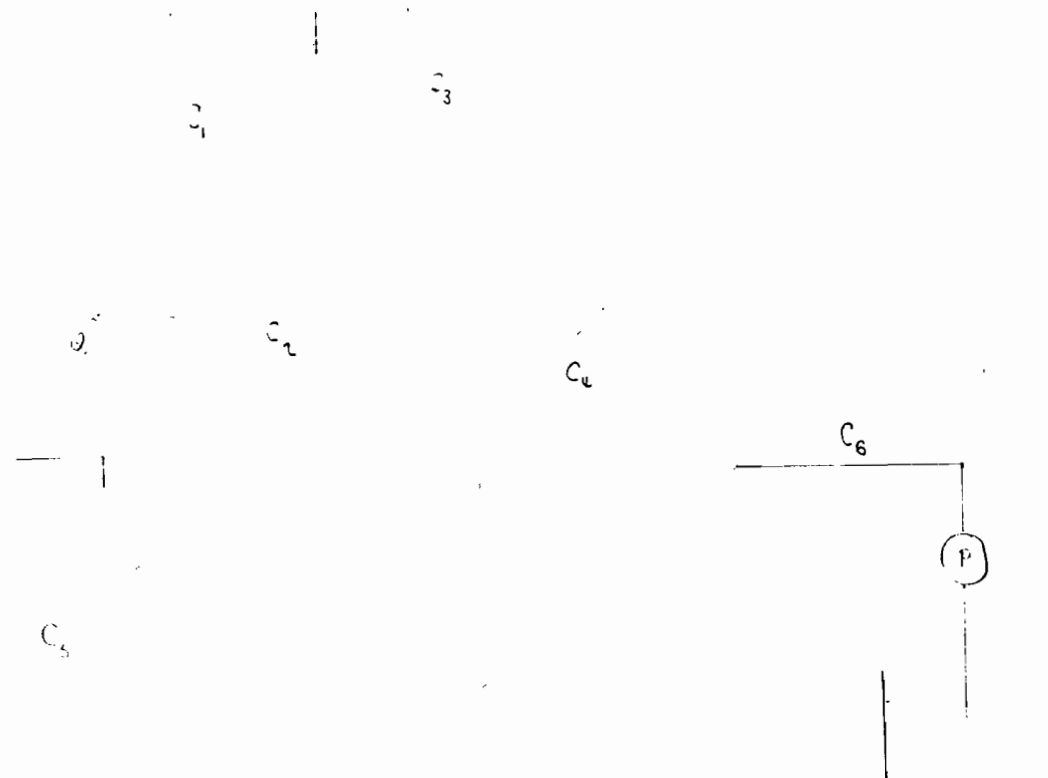
$n = 990$ 1/min 118684 570/535



Handwritten signature or mark.

ANNEXE [E]

Schémas



Circuit pompes eau froide

P2503

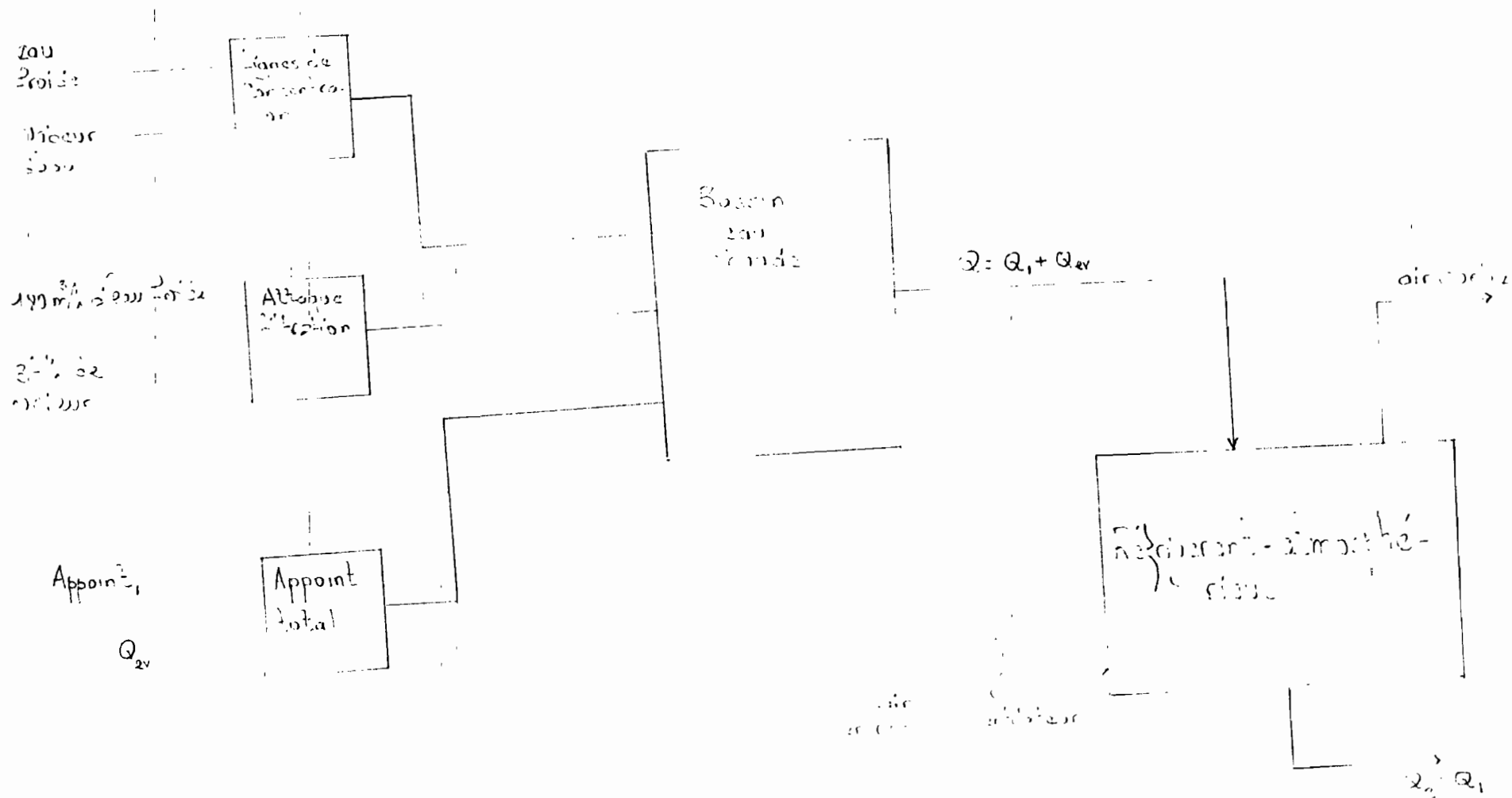
P₁

P₂

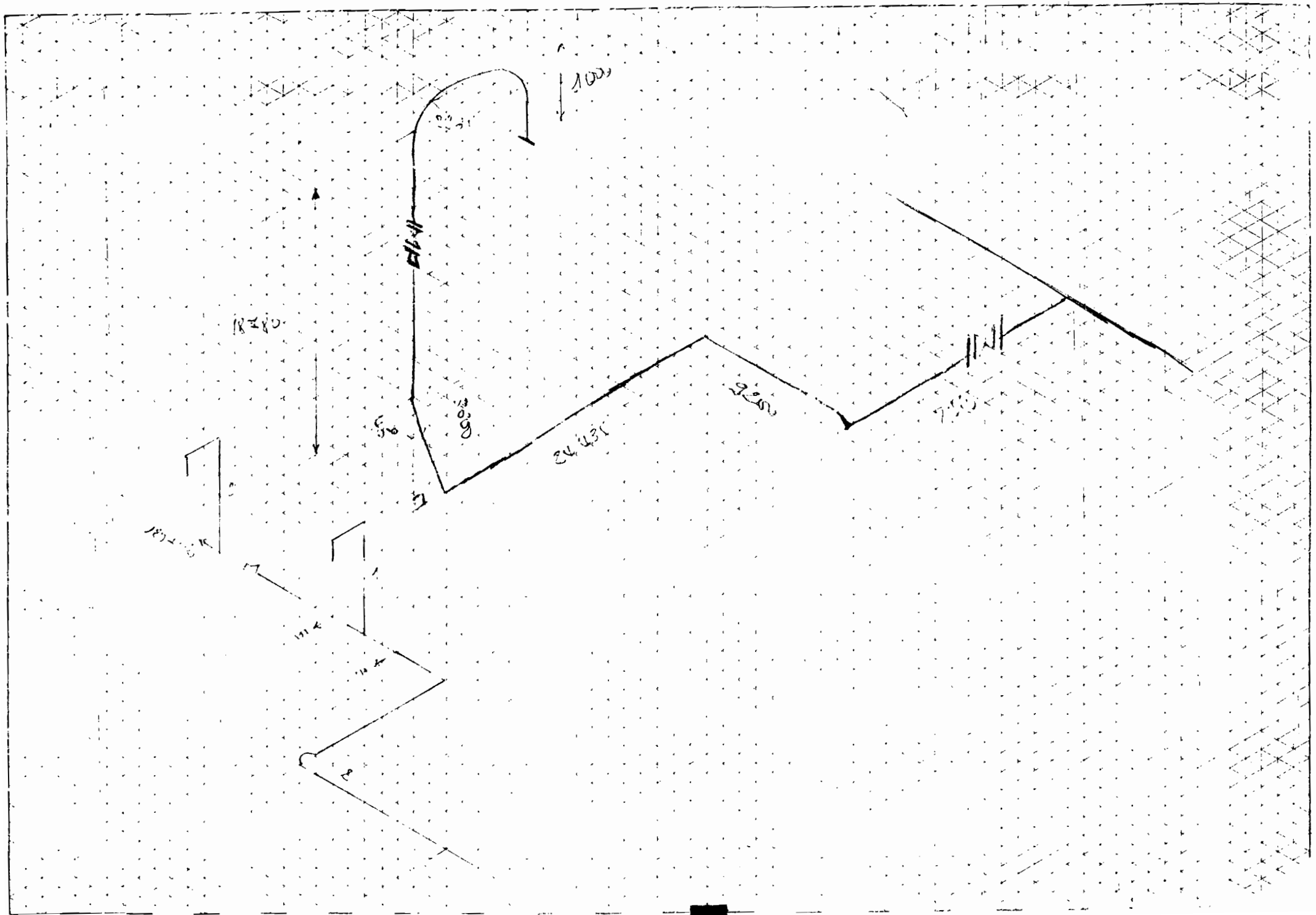
P₃

eau chaude

Circuit pompes eau chaude



Bilan de l'eau chaude (théorique)



ANNEXE [G]

Détails des calculs

LE CALCUL DES DEBITS D'EAU FROIDE

L'équation bilan:

bilan massique : $m_1 + m_2 = m_3$

bilan énergétique: $m_1 \cdot (h_1 + v_1^2/2 + g \cdot z_1) + m_2 \cdot (h_2 + v_2^2/2 + g \cdot z_2) - m_3 \cdot (h_3 + v_3^2/2 + g \cdot z_3) = 0$

I. LA DETERMINATION DES DEBITS D'EAU FROIDE :

CAS1: Les 3 lignes sont en parallèles ;

Les conditions opératoires : lignes 1 et 2

- température dans le bouilleur

$\theta_b = 83^\circ\text{C}$

alors la pression dans le bouilleur est:

$P_b = 104,13$ torrs (voir annexes N°1)

avec la perte de pression de 30 torrs (expérimentale), alors

la pression dans le condenseur est :

$P_c = 74,13$ torrs

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$h_3 = 190,635 \cdot 10^3$ J/Kg $v_3 = 1,010 \cdot 10^{-3}$ m^3/Kg

$\phi_3 = 0,8$ m $Z_3 = 0$ m

Nous avons : les propriétés du gaz

$h_2 = 2644,92 \cdot 10^3$ J/Kg $v_2 = 14,92$ m^3/Kg

$\phi_2 = 1,8$ m $Z_2 = 4,9$ m

Pour l'eau froide à 30°C , on a :

$h_1 = 125,796 \cdot 10^3$ J/Kg $v_1 = 1,0043 \cdot 10^{-3}$ m^3/Kg

$\phi_1 = 0,7$ m $Z_1 = 9,08$ m

Sans négliger l'énergie cinétique et potentielle , nous avons :

Avec :

un facteur d'utilisation de 0,85

condensatoin de 0,07 dans l'absorbeur alors il y'a 0,93 de masse condensée.

masse condensée $m_2 = 8,279325$ Kg/s

alors la masse d'eau froide nécessaire est

$m_1 = 266,829$ Kg/s

#VALEUR!

En négligeant l'énergie cinétique et l'énergie potentielle dans l'équation bilan , nous

avons :

$m_1 = 268,999$ Kg/s

L'erreur commise est :

$\epsilon = 0,008$

Donc on peut conclure que cette erreur est très faible. Dans la suite des calculs , l'énergie cinétique et potentielle sont négligées .

Suivant les température de l'eau froide , nous avons son débit m_1 :

Température ($^\circ\text{C}$)	Enthalpie (eau froide) h_1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h_2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée à P_c) h_3 (Kj/Kg)	masse de gaz m_2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2644,92	190,635	8,279325	362,045847
34	142,5	2644,92	190,635	8,279325	422,142374
36	150,86	2644,92	190,635	8,279325	510,869218
38	159,263	2644,92	190,635	8,279325	647,705698

La ligne N°3:

Les conditions opératoires :

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 85^{\circ}\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 114 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^{\circ}1)$$

avec la perte de pression de 30 torrs (expérimentale) ,alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 84 \text{ torrs}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 201,6 \quad \text{Kj/Kg}$$

$$h_2 = 2644,92 \quad \text{Kj/Kg}$$

Suivant les température de l'eau froide ,nous avons son débit m1 :

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée à Pc) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2644,92	201,6	8,279325	301,520947
34	142,5	2644,92	201,6	8,279325	342,284947
36	150,86	2644,92	201,6	8,279325	398,680338
38	159,263	2644,92	201,6	8,279325	477,809962

Le débit total des 3 pompes suivant la température de l'eau froide est

Température (°C)	Débit des lignes 1 et 2 (Kg/s)	Débit de la ligne 3 (Kg/s)	Débit massique total (Kg/s)	Volumique massique (l/Kg)
32	724,091694	301,5209474	1025,612641	1,005
34	844,284747	342,2849469	1186,569694	1,0056
36	1021,73844	398,6803382	1420,418775	1,0063
38	1295,4114	477,8099619	1773,221358	1,0071

Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m ³ /h)
1 030,74	3710,666536
1 193,21	4295,572144
1 429,37	5145,722687
1 785,81	6428,920427

DETERMINATION DES NOMBRES DE CELLULES ET DE

L'APPOINT PAR EVAPORATION :

CALCUL DE h3 :

$$\text{bilan massique : } m_3 = (m_1 + m_2)_1 + (m_1 + m_2)_2 + (m_1 + m_2)_3$$

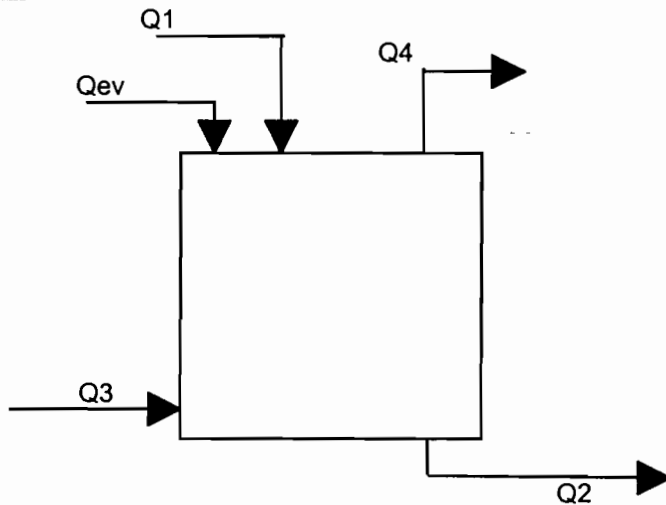
$$\text{bilan énergétique : } m_3 \cdot h_3 = ((m_3 + m_2) \cdot h_3)_1 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_2 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_3$$

(m1+m2)1 en (Kg/s)	h31 (Kj/Kg)	(m1+m2)2 en (Kg/s)	h32 en (Kj/Kg)	(m1+m2)3 en (Kg/s)
370,3251719	190,635	370,3251719	190,635	309,8002724
430,4216987	190,635	430,4216987	190,635	350,5642719
-519,1485433	190,635	519,1485433	190,635	406,9596632

655,985023	190,635	655,985023	190,635	486,0892869
------------	---------	------------	---------	-------------

h33 (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)
201,6	1 050,5	193,8688122
201,6	1 211,4	193,8081162
201,6	1 445,3	193,7225571
201,6	1 798,1	193,5992899

La réfrigérant:



Nous avons:

bilan massique : $\text{maf} = 180 \cdot \rho / 3600 + 3 \cdot 1000 / 3600$

bilan énergétique:

Les 180m³/h et les 3 tonnes se mélangent et sortent à l'état saturé à une température

$t = \text{température d'eau froide} + 9^\circ\text{C}$ (par mesure)

180m³/h ; eau froide

3 tonnes ; vapeur d'eau

Température eau froide (°C)	Volumique massique (l/Kg)	180 ³ /h en Kg/s	masse de vapeur (Kg/s)	t (°C)
32	1,005	49,75124378	0,833333333	41
34	1,0056	49,72155927	0,833333333	43
36	1,0063	49,68697208	0,833333333	45
38	1,0071	49,64750273	0,833333333	47
La masee totale à t (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (j/Kg)			
50,58457711	171,8			
50,5548926	180,3			
50,52030541	188,4			
50,48083606	197			

CALCUL DE h1 :

L'enthalpie de l'eau à l'entrée du réfrigérant atmosphérique : h_1

App1=10m³/h+150m³/h-condensats

condensats= (m2)1+(m2)2+(m2)3+3t/h

bilan énergétique : **Q1*h1 =m3*h3+maf*haf +happ*Appoint1**

bilan massique : **Q1=m3+maf+Appoint1**

$\rho = 994 \quad \text{Kg/m}^3$
 $h_{ap} = 146,7 \quad \text{Kj/Kg}$

Retour attaque filtration (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)	160m ³ /h en (Kg/s)
50,58457711	171,8	1 050,451	193,8688122	44,17777778
50,5548926	180,3	1 211,408	193,8081162	44,17777778
50,52030541	188,4	1 445,257	193,7225571	44,17777778
50,48083606	197	1 798,059	193,5992899	44,17777778

hap (Kj/Kg)	Q1 (Kg/s)	h1 (Kj/Kg)	condensats (Kg/s)	Appoint1 (Kg/s)
146,7	#####	192,0919514	25,67130833	18,50646944
146,7	#####	192,5939468	25,67130833	18,50646944
146,7	#####	192,9703078	25,67130833	18,50646944
146,7	#####	193,2263642	25,67130833	18,50646944

bilan massique :

air sec : **Qa3=Qa4=Qa**

eau : **Q1+Qev+Qv3=Q2+Qv4**

nous avons

Qap=Qev+Appoint1

avec **Qev=Qa*($\omega_4 - \omega_3$)**

Qap=Qa($\omega_4 - \omega_3$)+ Appoint1

bilan énergétique:

0=Q1*h1+Qev*hap+(Qv3*hv3+Qa*ha3)-Q2*h2-(Qv4*hv4+Qa*ha4)

nous avons

Q1 est égal à Q2, alors

0=Q1(h1-h2)+Qa*[(ha3+ ω_3 *hv3)-(ha4+ ω_4 *hv4)+($\omega_4 - \omega_3$)*hap]

La masse d'air est :

Qa=[Q1*(h1-h2)] / [(ha4+ ω_4 *hv4)-(ha3+ ω_3 *hv3)-($\omega_4 - \omega_3$)*hap]

Les valeurs soulignées sont tirées du diagramme psychométrique de l'air .

L'eau d'appoint est à 35°C, alors :

$\rho = 994 \text{ Kg/m}^3$

$h_{ap} = 146,7 \text{ Kj/Kg}$

h1 (Kj/Kg)	h2 (Kj/Kg)	h4 (Kj/Kg)	h3 (Kj/Kg)
192,0919514	134,51	141,3	87,5
192,5939468	142,5	141,3	87,5
192,9703078	150,86	141,3	87,5
193,2263642	159,263	141,3	87,5
w3 (Kg/Kg a.s)	w4 (Kg/Kg a.s)	w4-w3 (Kg/Kg a.s)	
0,021	0,0395	0,0185	
0,021	0,0395	0,0185	
0,021	0,0395	0,0185	
0,021	0,0395	0,0185	

NOMBRE DE CELLULES :

On a : Le nombre de cellules pour la réfrigération

Quand les ventilateurs marchent à leur capacité maximale (100/100), ils débitent 132 m³/s , mais nous avons remarquer que par mesure d'intensité , les ventilateurs marchent à 0,96 de leur capacité, soit ent 126,72 m³/s.

Q1 (Kg/s)	Qa (Kg/sà	Débit volumique cellule (m ³ /s)	air (Kg/m ³) ρ	Débit massique (Kg/s)	Nombre de cellules réel
1 119,542	1261,90	126,72	1,136	143,95392	8,950
1 280,469	1255,60	126,72	1,136	143,95392	8,905
1 514,284	1248,23	126,72	1,136	143,95392	8,853
1 867,047	1241,26	126,72	1,136	143,95392	8,804
		hap (Kj/Kg)	Nombre de cellules théorique		
		146,7	8,592		
		146,7	8,549		
		146,7	8,499		
		146,7	8,452		

Il faut neuf (9) cellules pour le réfrigérant atmosphérique .

La puissance du réfrigérant:

Température de l'eau froide (°C)	P (Kw)
32	67890,12
34	67551,39
36	67154,57
38	66779,91

APPOINT D'EAU :

L'appoint total d'eau pour le réfrigérant est:

$$\text{Appoint total} = \text{Appoint1} + \text{Appoint Qev}$$

w4-w3 (Kg/Kg air sec)	Le masse d'air Qa (Kg/s)	Appoint Qev (Kg/s)	v (m ³ /Kg)
0,0185	1261,89818	23,34511635	0,001006
0,0185	1255,60202	23,22863735	0,001006
0,0185	1248,22618	23,09218442	0,001006
0,0185	1241,26224	22,96335148	0,001006
Appoint total (Kg/s)		Appoint total (m ³ /h)	
41,8515858		151,5697031	
41,7351068		151,1478628	
41,5986539		150,6536848	
41,4698209		150,1871035	

DEBIT D'EAU FROIDE SORTANT DU REFRIGERANT: Q2

température d'eau froide (°C)	Q2 (Kg/s)	v (10 ³ m ³ /Kg)	Q2 (l/s)
32	1 119,542	1,005	1 125,139
34	1 280,469	1,0056	1 287,640
36	1 514,284	1,0063	1 523,824
38	1 867,047	1,007	1 880,116

DEBIT D'EAU CHAUDE ENTRANT DANS LE REFRIGERANT: Q1+Qev

Q1 (Kg/s)	v (10 ³ m ³ /Kg)	Q1+Qev (Kg/s)	Q1+Qev (l/s)	Q1+Qev (m ³ /h)
1 119,542	1,01	1 142,887	1 154,316	4155,536329
1 280,469	1,01	1 303,698	1 316,735	4740,244723
1 514,284	1,01	1 537,376	1 552,749	5589,898078
1 867,047	1,01	1 890,010	1 908,910	6872,076323

CAS 2 : 1 et 2 en parallèle et série avec 3 .

Les conditions opératoires : lignes 1 et 2

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 70^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 130 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la paerte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 100 \text{ torrs}$$

$$P_c = 0,1333 \text{ bar}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 215,336 \cdot 10^3 \text{ J/Kg} \quad h_3 = 215,336 \text{ Kj/Kg}$$

avec:

un facteur d'utilisation de 0,85

condensatoin de 0,07 dans l'absorbeur alors il y'a 0,93 de masse condensée.

$$\text{masse évaporée} \quad m_2 = 8,009625 \text{ Kg/s}$$

Nous avons :

$$h_2 = 627,2 \cdot 4,185 \text{ Kj/Kg} \quad h_2 = 2624,832 \text{ Kj/Kg}$$

alors la masse eau froide nécessaire suivant sa température est est

$$m_1 = 266,829 \text{ Kg/s}$$

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2624,832	215,336	8,009625	238,774149
34	142,5	2624,832	215,336	8,009625	264,967316
36	150,86	2624,832	215,336	8,009625	299,32315
38	159,263	2624,832	215,336	8,009625	344,179184

La ligne N°3: Les conditions opératoires :

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 85^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 114 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la paerte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 84 \text{ torrs}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 201,6 \text{ Kj/Kg}$$

on a :

$$h_2 = 2649,105 \text{ Kj/Kg}$$

$$\text{masse évaporée} \quad m_2 = 7,605333333 \text{ Kg/s}$$

Suivant les température de l'eau froide ,nous avons son débit m1 :

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2649,105	201,6	7,605333333	277,449566
34	142,5	2649,105	201,6	7,605333333	314,959245
36	150,86	2649,105	201,6	7,605333333	366,852412
38	159,263	2649,105	201,6	7,605333333	439,664864

Le débit total des 3 pompes suivant la température de l'eau froide est

Température (°C)	Débit des lignes 1 et 2 (Kg/s)	Débit de la ligne 3 (Kg/s)	Débit massique total (Kg/s)	Masse volumique (l/Kg)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	477,5483	277,449566	754,997864	1,005	758,773	2731,582274
34	529,93463	314,959245	844,893876	1,0056	849,625	3058,651014
36	598,6463	366,852412	965,498711	1,0063	971,581	3497,69287
38	688,35837	439,664864	1128,02323	1,0071	1 136,03	4089,715912

DETERMINATION DES NOMBRES DE CELLULES ET DE L'APPOINT

PAR EVAPORATION :

CALCUL DE h3 :

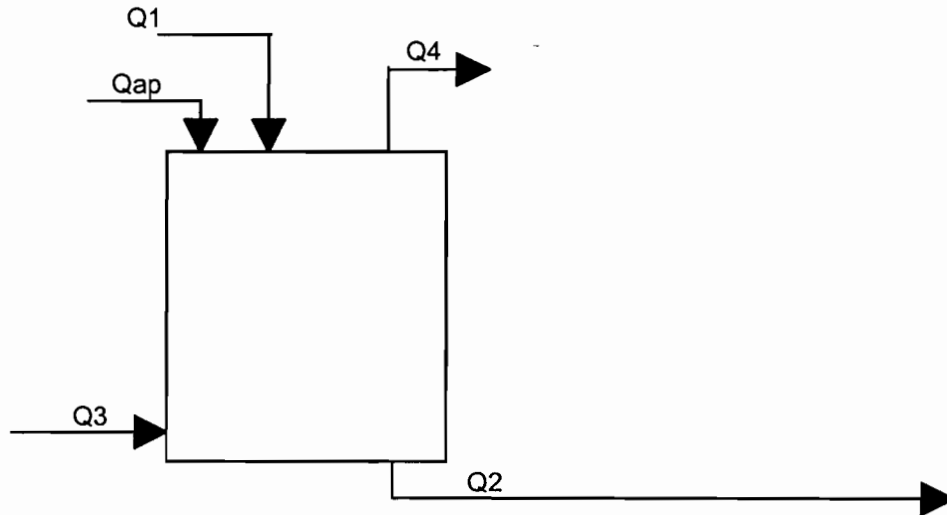
bilan massique : $m_3 = (m_1 + m_2)_1 + (m_1 + m_2)_2 + (m_1 + m_2)_3$

bilan énergétique : $m_3 \cdot h_3 = ((m_3 + m_2) \cdot h_3)_1 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_2 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_3$

(m1+m2)1 en (Kg/s)	h31 (Kj/Kg)	(m1+m2)2 en (Kg/s)	h32 en (Kj/Kg)	(m1+m2)3 en (Kg/s)	h33 (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)
246,7837744	215,336	246,783774	215,336	285,054899	201,6	778,6224478
272,9769406	215,336	272,976941	215,336	322,564578	201,6	868,5184592
307,3327747	215,336	307,332775	215,336	374,4577448	201,6	989,1232942
352,1888093	215,336	352,188809	215,336	447,2701976	201,6	1151,647816

h3 (Kj/Kg)
210,307229
210,2345
210,135888
210,001293

La réfrigération:



Nous avons:

bilan massique : $m_{af} = 180 \cdot \rho / 3600 + 3 \cdot 1000 / 3600$

bilan énergétique:

Les 180m³/h et les 3 tonnes se mélangent et sortent à l'état saturé à une température

$t = \text{température d'eau froide} + 9^\circ\text{C}$ (par mesure)

180m³/h ; eau froide

3 tonnes ; vapeur d'eau

Température eau froide (°C)	Volumique massique (l/Kg)	180 ³ /h en Kg/s	masse de vapeur (Kg/s)	t (°C)	La masee totale à t (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (j/Kg)
32	1,005	49,7512438	0,83333333	41	0,83333333	171,8
34	1,0056	49,7215593	0,83333333	43	0,83333333	180,3
36	1,0063	49,6869721	0,83333333	45	0,83333333	188,4
38	1,0071	49,6475027	0,83333333	47	0,83333333	197

CALCUL DE h1 :

L'enthalpie de l'eau à l'entrée du réfrigérant atmosphérique : h1

$App1 = 10 \text{ m}^3/\text{h} + 150 \text{ m}^3/\text{h} - \text{condensats}$

$\text{condensats} = (m2)1 + (m2)2 + (m2)3 + 3 \text{ t/h}$

bilan énergétique : $Q1 \cdot h1 = m3 \cdot h3 + m_{af} \cdot h_{af} + h_{app} \cdot Appoint1$

bilan massique : $Q1 = m3 + m_{af} + Appoint1$

$\rho = 994$
 $h_{ap} = 146,7$

Kg/m³
Kj/Kg

Retour attaque filtration (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)	160m ³ /h en (Kg/s)	condensats (Kg/s)	Appoint1 (Kg/s)
50,58457711	171,8	778,622448	210,307229	44,17777778	24,4579167	19,71986111
50,5548926	180,3	868,518459	210,2345	44,17777778	24,4579167	19,71986111
50,52030541	188,4	989,123294	210,135888	44,17777778	24,4579167	19,71986111
50,48083606	197	1151,64782	210,001293	44,17777778	24,4579167	19,71986111

hap (Kj/Kg)	Q1 (Kg/s)	h1 (Kj/Kg)
146,7	873,384803	204,859575
146,7	963,25113	205,749534
146,7	1083,82138	206,536992
146,7	1246,30643	207,230846

bilan massique :

air sec : $Q_{a3}=Q_{a4}=Q_a$

eau : $Q_1+Q_{ev}+Q_{v3}=Q_2+Q_{v4}$

nous avons

$Q_{ap}=Q_{ev}+Appoint1$

avec $Q_{ev}=Q_a(\omega_4-\omega_3)$

$Q_{ap}=Q_a(\omega_4-\omega_3)+Appoint1$

bilan énergétique:

$0=Q_1 \cdot h_1 + Q_{ev} \cdot h_{ap} + (Q_{v3} \cdot h_{v3} + Q_a \cdot h_{a3}) - Q_2 \cdot h_2 - (Q_{v4} \cdot h_{v4} + Q_a \cdot h_{a4})$

nous avons

Q_1 est égal à Q_2 , alors

$0=Q_1(h_1-h_2)+Q_a[(h_{a3}+\omega_3 \cdot h_{v3})-(h_{a4}+\omega_4 \cdot h_{v4})+(\omega_4-\omega_3) \cdot h_{ap}]$

La masse d'air est :

$Q_a=[Q_1 \cdot (h_1-h_2)] / [(h_{a4}+\omega_4 \cdot h_{v4})-(h_{a3}+\omega_3 \cdot h_{v3})-(\omega_4-\omega_3) \cdot h_{ap}]$

Les valeurs soulignées sont tirées du diagramme psychométrique de l'air .

L'eau d'appoint est à 35°C, alors :

$\rho=994 \text{ Kg/m}^3$

$h_{ap}=146,7 \text{ Kj/Kg}$

h1 (Kj/Kg)	h2 (Kj/Kg)	h4 (Kj/Kg)	h3 (Kj/Kg)	w3 (Kg/Kg a.s)
204,8595752	134,51	141,3	87,5	0,021
205,749534	142,5	141,3	87,5	0,021
206,5369924	150,86	141,3	87,5	0,021
207,2308456	159,263	141,3	87,5	0,021
	w4 (Kg/Kg a.s)	w4-w3 (Kg/Kg a.s)	hap (Kj/Kg)	
	0,0395	0,0185	146,7	
	0,0395	0,0185	146,7	
	0,0395	0,0185	146,7	
	0,0395	0,0185	146,7	

NOMBRE DE CELLULES :

On a : Le nombre de cellules pour la refrigeration

Quand les ventilateurs marchent à leur capacité maximale (100/100), ils débitent 130 m³/h, mais marchant à 0,90 de leur capacité, débitent 118,8 m³/h.

Q1 (Kg/s)	Qa (Kg/s)	Debit volumique cellule (m ³ /s)	ρ (Kg/m ³)	Debit massique (Kg/s)	Nombre de cellules réel	Nombre de cellules théorique
873,3848027	1202,72	126,72	1,136	143,95	8,53	8,189139429
963,2511296	1192,60	126,72	1,136	143,95	8,46	8,120224052
1083,821377	1181,22	126,72	1,136	143,95	8,38	8,042751231
1246,30643	1170,23	126,72	1,136	143,95	8,30	7,967942743

Il faut six (09) cellules

La puissance du réfrigérant:

Température de l'eau froide (°C)	P (Kw)
32	64706,37
34	64161,84
36	63549,69
38	62958,59

APPOINT D'EAU :

L'appoint total d'eau pour le réfrigérant est:

Appoint total = Appoint1 + Appoint Qev

w4-w3 (Kg/Kg air sec)	Le masse d'air Qa (Kg/s)	Appoint Qev (Kg/s)	v (m ³ /Kg)	Appoint total (Kg/s)	Appoint total (m ³ /h)
0,0185	1202,7207	22,250333	0,001006	41,97019408	151,999255
0,0185	1192,5993	22,0630862	0,001006	41,78294729	151,321122
0,0185	1181,221	21,8525883	0,001006	41,57244946	150,558783
0,0185	1170,234	21,6493297	0,001006	41,36919077	149,822661

DEBIT D'EAU FROIDE SORTANT DU REFRIGERANT: Q2

température d'eau froide (°C)	Q2 (Kg/s)	masse volumique (Kg/l)	Q2 (m ³ /h)	Q2 (l/s)
32	873,384803	1,005	3128,543	869,039605
34	963,25113	1,0056	3448,393	957,886963
36	1083,82138	1,0063	3877,330	1077,03605
38	1246,30643	1,0071	4455,072	1237,52004

DEBIT D'EAU CHAUDE ENTRANT DANS LE REFRIGERANT: Q1+Qev

Q1 (Kg/s)	ν (10 ³ m ³ /Kg)	Q1+Qev (Kg/s)	Q1+Qev (l/s)	Q1+Qev (m ³ /h)
873,385	1,012	895,64	906,4	3262,977926
963,251	1,012	985,31	997,1	3589,696751
1 083,821	1,012	1 105,67	1 118,9	4028,191392
1 246,306	1,012	1 267,96	1 283,2	4619,416424

CAS 3 : 1 ou 2 en parallèle avec 3 .

Les conditions opératoires : lignes 1 ou 2

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 83^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 104 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la paerte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 74 \text{ torrs}$$

$$P_c = 0,098642 \text{ bar}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 190,504 \text{ KJ/Kg}$$

avec:

un facteur d'utilisation de (0,85

et condensatoin de 0,07 dans l'absorbeur alors il y'a 0,93 de masse condensée.

$$\text{masse condensée} \quad m_2 = 11,11169167 \text{ Kg/S}$$

Nous avons :

$$h_2 = 632 \cdot 4,185 \text{ KJ/Kg} \quad h_2 = 2644,92 \text{ KJ/Kg}$$

alors la masse eau froide nécessaire suivant sa température est est

$$m_1 = 266,829 \text{ Kg/s}$$

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2644,92	190,504	11,1116917	487,0649
34	142,5	2644,92	190,504	11,1116917	568,1342
36	150,86	2644,92	190,504	11,1116917	687,9405
38	159,263	2644,92	190,504	11,1116917	872,9783

La ligne N°3:

Les conditions opératoires :

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 85^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 114 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la paerte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 84 \text{ torrs}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 201,6 \text{ KJ/Kg}$$

on a :

$$h_2 = 2649,105 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{masse condensée} \quad m_2 = 11,11169167 \text{ Kg/s}$$

Suivant les température de l'eau froide , nous avons son débit m1 :

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
32	134,51	2649,105	201,6	11,11169167	405,364748
34	142,5	2649,105	201,6	11,11169167	460,167867
36	150,86	2649,105	201,6	11,11169167	535,985828
38	159,263	2649,105	201,6	11,11169167	642,36769

Le débit total des 3 pompes suivant la température de l'eau froide est

Température (°C)	Débit des lignes 1 ou 2 (Kg/s)	Débit de la ligne 3 (Kg/s)	Débit massique total (Kg/s)	Masses volumique (l/Kg)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
32	487,06493	405,3647475	892,4296797	1,005	896,89	3228,811
34	568,13419	460,1678665	1028,30206	1,0056	1 034,06	3722,618
36	687,94052	535,985828	1223,926344	1,0063	1 231,64	4433,893
38	872,97826	642,3676905	1515,34595	1,0071	1 526,10	5493,978

DETERMINATION DES NOMBRES DE CELLULES ET DE L'APPOINT PAR EVAPORATION :

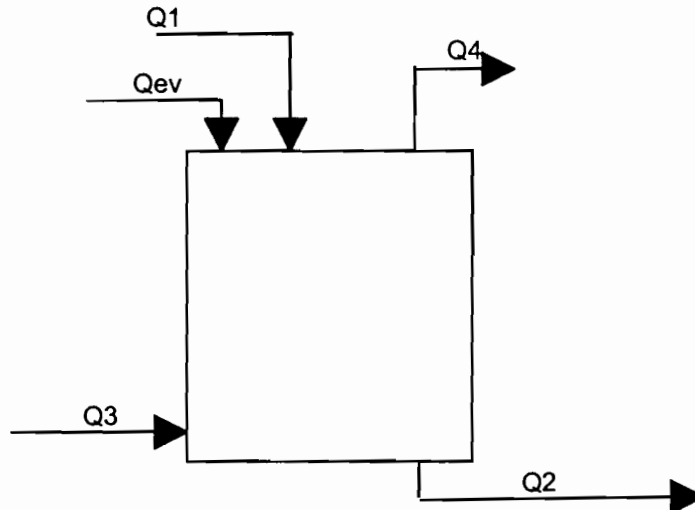
CALCUL DE h3 :

bilan massique : $m_3 = (m_1 + m_2)_1 + (m_1 + m_2)_2 + (m_1 + m_2)_3$

bilan énergétique : $m_3 \cdot h_3 = ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_1 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_3$

(m1+m2) (1 ou 2) en (Kg/s)	h3 (1 ou 2) (Kj/Kg)	(m1+m2)3 en (Kg/s)	h33 (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)
498,1766239	190,504	416,4764392	201,6	914,6530631	195,556432
579,2458849	190,504	471,2795582	201,6	1050,525443	195,481812
699,0522076	190,504	547,0975197	201,6	1246,149727	195,37548
884,0899514	190,504	653,4793822	201,6	1537,569334	195,21989

La réfrigération:



Nous avons:

bilan massique : $m_{af} = 180 \cdot \rho / 3600 + 3 \cdot 1000 / 3600$

bilan énergétique:

Les 180m³/h et les 3 tonnes se mélangent et sortent à l'état saturé à une température

$t = \text{température d'eau froide} + 9^\circ\text{C}$ (par mesure)

180m³/h ; eau froide

3 tonnes ; vapeur d'eau

Température eau froide (°C)	Volumique massique (l/Kg)	180³/h en Kg/s	masse de vapeur (Kg/s)	t (°C)	La masee totale à t (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (j/Kg)
32	1,005	49,75124378	0,833333333	41	50,5845771	171,8
34	1,0056	49,72155927	0,833333333	43	50,5548926	180,3
36	1,0063	49,68697208	0,833333333	45	50,5203054	188,4
38	1,0071	49,64750273	0,833333333	47	50,4808361	197

CALCUL DE h1 :

L'enthalpie de l'eau à l'entrée du réfrigérant atmosphérique : h1

App1 = 10m³/h + 150m³/h-condensats

$$\text{condensats} = (m2)1 + (m2)2 + (m2)3 + 3l/h$$

$$\text{bilan énergétique : } Q1 \cdot h1 = m3 \cdot h3 + m_{af} \cdot h_{af} + h_{app} \cdot \text{Appoint1}$$

$$\text{bilan massique : } Q1 = m3 + m_{af} + \text{Appoint1}$$

$$\rho = 994$$

$$h_{ap} = 146,7$$

$$\text{Kg/m}^3$$

$$\text{Kj/Kg}$$

Retour attaque filtration (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)	160m ³ /h en (Kg/s)	condensats (Kg/s)	Appoint1 (Kg/s)
50,58457711	171,8	914,6530631	195,5564322	44,17777778	23,0567167	21,12106
50,5548926	180,3	1050,525443	195,4818118	44,17777778	23,0567167	21,12106
50,52030541	188,4	1246,149727	195,3754805	44,17777778	23,0567167	21,12106
50,48083606	197	1537,569334	195,2198896	44,17777778	23,0567167	21,12106
	hap (Kj/Kg)	Q1 (Kg/s)	h1 (Kj/Kg)			
	146,7	1009,415418	192,2276959			
	146,7	1145,258114	192,9299094			
	146,7	1340,84781	193,5089167			
	146,7	1632,227947	193,9617078			

bilan massique :

$$\text{air sec : } Q_{a3} = Q_{a4} = Q_a$$

$$\text{eau : } Q1 + Q_{ev} + Q_{v3} = Q2 + Q_{v4}$$

nous avons

$$Q_{ap} = Q_{ev} + \text{Appoint1}$$

$$\text{avec } Q_{ev} = Q_a \cdot (\omega_4 - \omega_3)$$

$$Q_{ap} = Q_a (\omega_4 - \omega_3) + \text{Appoint1}$$

bilan énergétique:

$$0 = Q1 \cdot h1 + Q_{ev} \cdot h_{ap} + (Q_{v3} \cdot h_{v3} + Q_a \cdot h_{a3}) - Q2 \cdot h2 - (Q_{v4} \cdot h_{v4} + Q_a \cdot h_{a4})$$

nous avons

$$Q1 \text{ est égal à } Q2, \text{ alors}$$

$$0 = Q1(h1 - h2) + Q_a[(h_{a3} + \omega_3 \cdot h_{v3}) - (h_{a4} + \omega_4 \cdot h_{v4}) + (\omega_4 - \omega_3) \cdot h_{ap}]$$

La masse d'air est :

$$Q_a = [Q1 \cdot (h1 - h2)] / [(h_{a4} + \omega_4 \cdot h_{v4}) - (h_{a3} + \omega_3 \cdot h_{v3}) - (\omega_4 - \omega_3) \cdot h_{ap}]$$

Les valeurs soulignées sont tirées du diagramme psychométrique de l'air .

L'eau d'appoint est à 35°C, alors :

$$\rho = 994 \text{ Kg/m}^3$$

$$h_{ap} = 146,7 \text{ Kj/Kg}$$

h1 (Kj/Kg)	h2 (Kj/Kg)	h4 (Kj/Kg)	h3 (Kj/Kg)	w3 (Kg/Kg a.s)	w4 (Kg/Kg a.s)	w4-w3 (Kg/Kg a.s)	hap (Kj/Kg)
192,2276959	134,51	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
192,9299094	142,5	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
193,5089167	150,86	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
193,9617078	159,263	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7

NOMBRE DE CELLULES :

On a : Le nombre de cellules pour la refrigeration

Q1 (Kg/s)	Qa (Kg/sà	Debit volumique cellule (m ³ /s)	ρ (Kg/m ³)	Debit massique (Kg/s)	Nombre de cellules réel
1009,415418	1140,4509	126,72	1,136	143,95392	8,08870212
1145,258114	1130,5486	126,72	1,136	143,95392	8,01846962
1340,84781	1119,3997	126,72	1,136	143,95392	7,93939508
1632,227947	1108,6432	126,72	1,136	143,95392	7,86310426

Nombre de
cellules
théorique

7,765154039

7,697730831

7,621819278

7,548580089

Il faut neuf (08) cellules.

La puissance du réfrigérant:

Température de l'eau froide (°C)	P (Kw)
32	61356,26
34	60823,52
36	60223,70
38	59645,00

APPOINT D'EAU :

L'appoint total d'eau pour le réfrigérant est:

Appoint total = Appoint1 + Appoint Qev

w4-w3 (Kg/Kg air sec)	Le masse d'air Qa (Kg/s)	Appoint Qev (Kg/s)	v (m ³ /Kg)	Appoint total (Kg/s)	Appoint total (m ³ /h)
0,0185	1140,4509	21,09834182	0,001006	42,21940293	152,90179
0,0185	1130,5486	20,91514934	0,001006	42,03621045	152,23834
0,0185	1119,3997	20,70889356	0,001006	41,82995467	151,491364
0,0185	1108,6432	20,50989874	0,001006	41,63095985	150,770684

DEBIT D'EAU FROIDE SORTANT DU REFRIGERANT: Q2

température d'eau froide (°C)	Q2 (Kg/s)	masse volumique (lKg/l)	Q2 (m ³ /h)	Q2 (l/s)
32	1009,415418	1,005	3615,816423	1004,39
34	1145,258114	1,0056	4099,96938	1138,88
36	1340,84781	1,0063	4796,832076	1332,45
38	1632,227947	1,0071	5834,594986	1620,72

DEBIT D'EAU CHAUDE ENTRANT DANS LE REFRIGERANT: Q1+Qev

Q1 (Kg/s)	ν (10 ³ m ³ /Kg)	Q1+Qev (Kg/s)	Q1+Qev (l/s)
1009,415418	1,01	1030,51376	1040,82
1145,258114	1,01	1166,173263	1177,83
1340,84781	1,01	1361,556704	1375,17
1632,227947	1,01	1652,737846	1669,27

CAS 4 : 1 ou 2 en série avec 3 .

Les conditions opératoires : lignes 1 ou 2

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 70^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 140 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la perte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 110 \text{ torrs}$$

$$P_c = 0,14663 \text{ bar}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 223,506 \text{ KJ/Kg}$$

avec:

un facteur d'utilisation de 0,95

condensatoin de 0,07 dans l'absorbeur alors il y'a 0,93 de masse condensée.

$$\text{masse condensée} \quad m_2 = 11,76036667 \text{ Kg/S}$$

Nous avons :

$$h_2 = 627,2 \times 4,185 \text{ KJ/Kg} \quad h_2 = 2624,832 \text{ KJ/Kg}$$

alors la masse eau froide nécessaire suivant sa température est est

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
30	125,796	2624,832	223,506	11,7603667	289,0234
32	134,51	2624,832	223,506	11,7603667	317,323
34	142,5	2624,832	223,506	11,7603667	348,622
36	150,86	2624,832	223,506	11,7603667	388,7409
38	159,263	2624,832	223,506	11,7603667	439,5883

La ligne N°3:

Les conditions opératoires :

- température dans le bouilleur

$$\theta_b = 85^\circ\text{C}$$

alors la pression dans le bouilleur est:

$$P_b = 114 \text{ torrs} \quad (\text{voir annexes N}^\circ 1)$$

avec la perte de pression de 30 torrs (expérimentale) , alors

la pression dans le condenseur est :

$$P_c = 84 \text{ torrs}$$

Par interpolation linéaire (voir table A-2 page 695) on a:

$$h_3 = 201,6 \text{ KJ/Kg}$$

on a :

$$h_2 = 2649,105 \text{ KJ/Kg}$$

avec:

un facteur d'utilisation de 0,95

condensatoin de 0,07 dans l'absorbeur alors il y'a 0,93 de masse condensée.

$$\text{masse condensée} \quad m_2 = 10,25686667 \text{ Kg/s}$$

Suivant les température de l'eau froide , nous avons son débit m1 :

Température (°C)	Enthalpie (eau froide) h1 (Kj/Kg)	Enthalpie (gaz) h2 (Kj/Kg)	Enthalpie (eau saturée) h3 (Kj/Kg)	masse de gaz m2 (Kg/s)	masse d'eau froide (Kg/s)
30	125,796	2649,105	201,6	10,25686667	331,16633

32	134,51	2649,105	201,6	10,25686667	374,179944
34	142,5	2649,105	201,6	10,25686667	424,767047
36	150,86	2649,105	201,6	10,25686667	494,752315
38	159,263	2649,105	201,6	10,25686667	592,950196

Le debit total des 3 pompes suivant la température de l'eau froide est

Température (°C)	Débit des lignes 1 ou 2 (Kg/s)	Débit de la ligne 3 (Kg/s)	Débit massique total (Kg/s)	Masse volumique (l/Kg)	Débit volumique total (l/s)	Débit volumique total (m³/h)
30	289,02338	331,1663296	620,1897074	1,0043	622,86	2242,283
32	317,32296	374,1799441	691,5029052	1,005	694,96	2501,858
34	348,62201	424,7670465	773,3890529	1,0056	777,72	2799,792
36	388,74094	494,7523148	883,4932536	1,0063	889,06	3200,613
38	439,58835	592,9501961	1032,538544	1,0071	1 039,87	3743,53

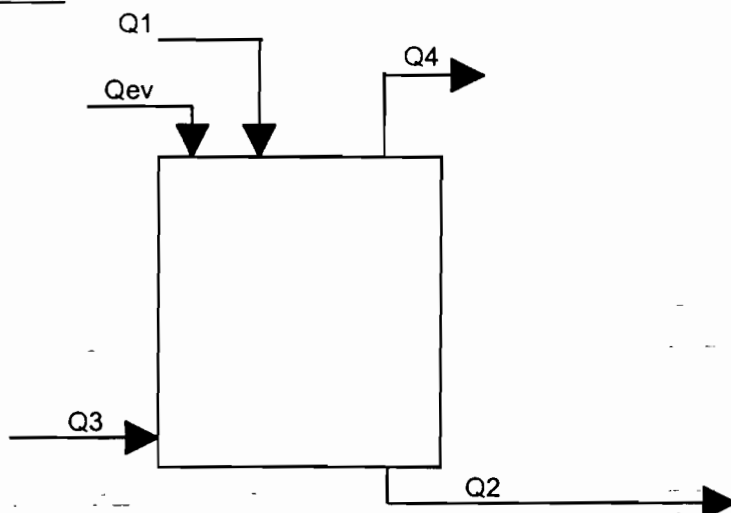
CALCUL DE h3 :

bilan massique : $m_3 = (m_1 + m_2)_1 + (m_1 + m_2)_2 + (m_1 + m_2)_3$

bilan énergétique : $m_3 \cdot h_3 = ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_1 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_2 + ((m_1 + m_2) \cdot h_3)_3$

$(m_1 + m_2)_1$ ou $_2$ en (Kg/s)	h_3 (1 ou 2) (Kj/Kg)	$(m_1 + m_2)_3$ en (Kg/s)	h_3 (Kj/Kg)	m_3 (Kg/s)	h_3 (Kj/Kg)
300,7837445	223,506	341,4231963	201,6	642,2069408	211,859884
329,0833278	223,506	384,4368108	201,6	713,5201386	211,703288
360,382373	223,506	435,0239132	201,6	795,4062862	211,525162
400,5013056	223,506	505,0091814	201,6	905,510487	211,288879
451,3487148	223,506	603,2070627	201,6	1054,555777	210,975744

La réfrigération:



Nous avons:

bilan massique : $m_{af} = 180 \cdot \rho / 3600 + 3 \cdot 1000 / 3600$

bilan énergétique:

Les 180m³/h et les 3 tonnes se mélangent et sortent à l'état saturé à une température t = température d'eau froide +9°C (par mesure)

180m³/h ; eau froide

3 tonnes ; vapeur d'eau

Température eau froide (°C)	Volumique massique (l/Kg)	180 ³ /h en Kg/s	masse de vapeur (Kg/s)	t (°C)	La masee attaque filtration maf totale à t (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (j/Kg)
32	1,005	49,75124378	0,833333333	41	50,58458	171,8
34	1,0056	49,72155927	0,833333333	43	50,55489	180,3
36	1,0063	49,68697208	0,833333333	45	50,52031	188,4
38	1,0071	49,64750273	0,833333333	47	50,48084	197

CALCUL DE h1 :

L'enthalpie de l'eau à l'entrée du réfrigérant atmosphérique : h1

App1=10m³/h+150m³/h-condensats

condensats= (m2)1+(m2)2+(m2)3+3t/h

bilan énergétique : Q1*h1 =m3*h3+maf*haf +happ*Appoint1

bilan massique : Q1=m3+maf+Appoint1

$$\rho = 994 \quad \text{Kg/m}^3$$

$$\text{hap} = 146,7 \quad \text{Kj/Kg}$$

Retour attaque filtration (Kg/s)	Enthalpie attaque filtration (Kj/Kg)	m3 (Kg/s)	h3 (Kj/Kg)	160m ³ /h en (Kg/s)	condensation (Kg/s)	Appoint1 (Kg/s)
50,58457711	171,8	713,5201386	211,7032879	44,17777778	22,8505667	21,32721
50,5548926	180,3	795,4062862	211,525162	44,17777778	22,8505667	21,32721
50,52030541	188,4	905,510487	211,2888791	44,17777778	22,8505667	21,32721
50,48083606	197	1054,555777	210,9757439	44,17777778	22,8505667	21,32721
		hap (Kj/Kg)	Q1 (Kg/s)	h1 (Kj/Kg)		
		146,7	808,28	205,65		
		146,7	890,14	206,53		
		146,7	1000,21	207,28		
		146,7	1149,21	207,89		

bilan massique :

air sec : Qa3=Qa4=Qa

eau : Q1+Qev+Qv3=Q2+Qv4

nous avons

Qap=Qev+Appoint1

avec Qev=Qa*(ω4-ω3)

Qap=Qa(ω4-ω3)+ Appoint1

bilan énergétique:

0=Q1*h1+Qev*hap+(Qv3*hv3+Qa*ha3)-Q2*h2-(Qv4*hv4+Qa*ha4)

nous avons

Q1 est égal à Q2, alors

0=Q1(h1-h2)+Qa*[(ha3+ω3*hv3)-(ha4+ω4*hv4)+(ω4-ω3)*hap]

La masse d'air est :

Qa=[Q1*(h1-h2)] / [(ha4+ω4*hv4)-(ha3+ω3*hv3)-(ω4-ω3)*hap]

Les valeurs soulignées sont tirées du diagramme psychométrique de l'air .

L'eau d'appoint est à 35°C, alors :

$\rho = 994 \text{ Kg/m}^3$

$h_{ap} = 146,7 \text{ Kj/Kg}$

h1 (Kj/Kg)	h2 (Kj/Kg)	h4 (Kj/Kg)	h3 (Kj/Kg)	w3 (Kg/Kg a.s)	w4 (Kg/Kg a.s)	w4-w3 (Kg/Kg a.s)	hap (Kj/Kg)
205,6531856	134,51	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
206,5344622	142,5	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
207,2799689	150,86	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7
207,8909699	159,263	141,3	87,5	0,021	0,0395	0,0185	146,7

NOMBRE DE CELLULES :

On a : Le nombre de cellules pour la refrigeration

Q1 (Kg/s)	Qa (Kg/sà)	Debit volumique cellule (m ³ /s)	ρ (Kg/m ³)	Debit massique (Kg/s)	Nombre de cellules réel	Nombre de cellules réel
808,2824934	1125,6261	126,72	1,136	143,95392	7,98	7,664
890,1389566	1115,7561	126,72	1,136	143,95392	7,91	7,597
1000,20857	1104,6408	126,72	1,136	143,95392	7,83	7,521
1149,214391	1093,9183	126,72	1,136	143,95392	7,76	7,448

Il faut huit (08) cellules

La puissance du réfrigérant:

Température de l'eau froide (°C)	Q (Kw)
32	60558,68
34	60027,68
36	59429,68
38	58852,80

APPOINT D'EAU :

L'appoint d'eau dû à l'évaporation dans le réfrigérant

Appoint total = Appoint1 + Appoint Qev

w4-w3 (Kg/Kg air sec)	Le masse d'air Qa (Kg/s)	Appoint Qev (Kg/s)	v (m ³ /Kg)	Appoint total (Kg/s)	Appoint total (m ³ /h)
0,0185	1125,6261	20,82408294	0,001006	42,15129405	152,66
0,0185	1115,7561	20,64148694	0,001006	41,96869805	151,99
0,0185	1104,6408	20,43585526	0,001006	41,76306637	151,25
0,0185	1093,9183	20,23748776	0,001006	41,56469887	150,53

DEBIT D'EAU FROIDE SORTANT DU REFRIGERANT: Q2

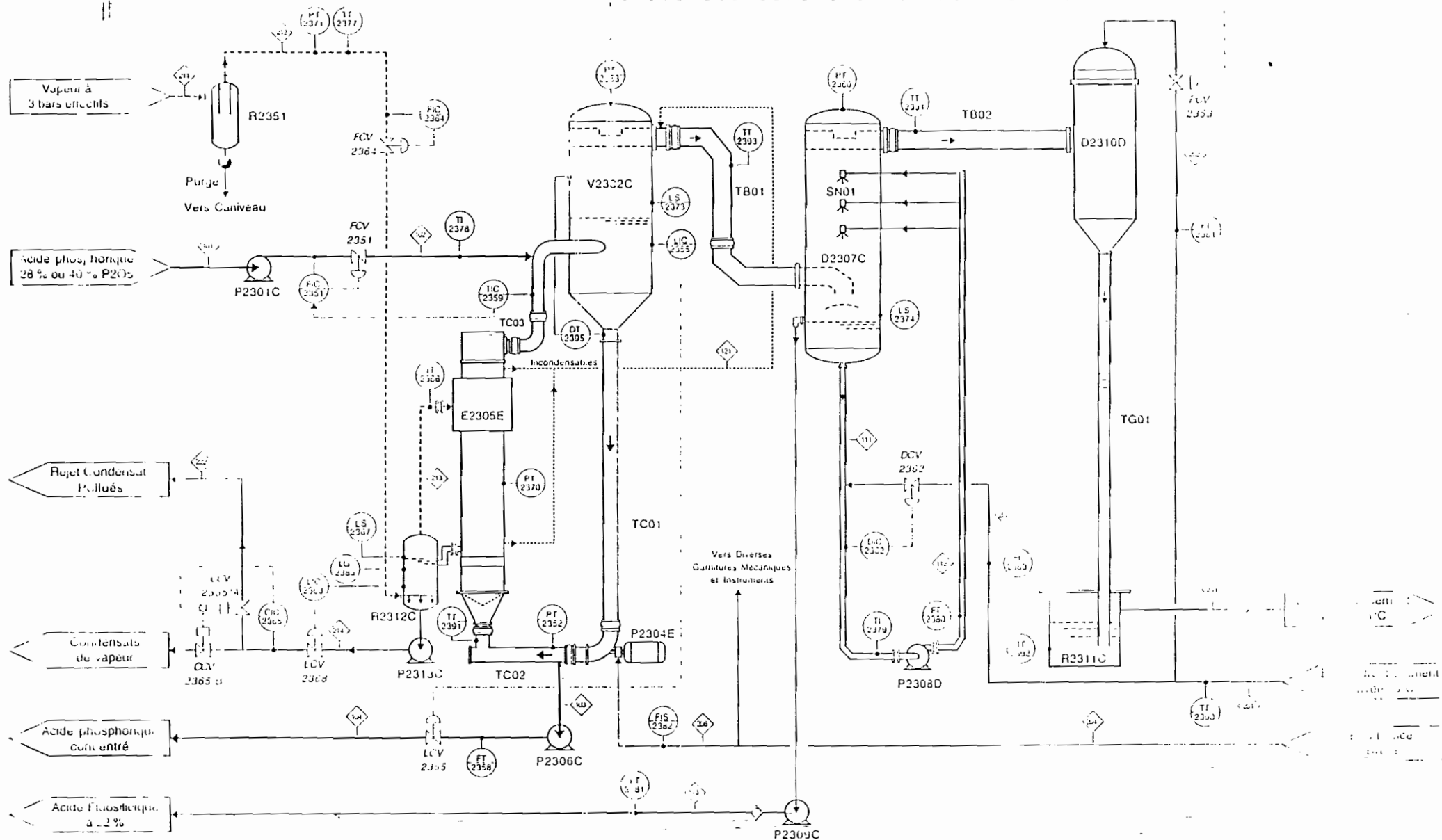
température e d'eau froide (°C)	Q2 (Kg/s)	masse volumique (Kg/l)	Q2 (m ³ /h)	Q2 (l/s)
32	829,1065764	1,005	2969,93	824,981668
34	910,7804435	1,0056	3260,55	905,708476
36	1020,644425	1,0063	3651,32	1014,25462
38	1169,451879	1,0071	4180,35	1161,20731

DEBIT D'EAU CHAUDE ENTRANT DANS LE REFRIGERANT: Q1+Qev

Q1 (Kg/s)	$\frac{V}{m^3/Kg}$ (10 ³)	Q1+Qev (Kg/s)	Q1+Qev (l/s)
808,282	1,012	829,107	839,056
890,139	1,012	910,780	921,710
1 000,209	1,012	1 020,644	1 032,892
1 149,214	1,012	1 169,452	1 183,485

ANNEXE [H]

Schéma du bouilleur avec l'échangeur et le circulateur



**BALCKE-DÜRR
SWENSON S.A.**

11-58, rue Roger Salengro
Dolomieu 2, Pouspode 132
F-94126 FONTENAY/BOIS Cedex
FRANCE
Tél : 33 / 01.45.11.01.23
Fax : 33 / 01.45.75.02.12

Unité de Concentration
d'Acide Phosphorique
3ème ligne
Schéma de Procédé

Ce plan est la propriété exclusive de la société BALCKE-DÜRR SWENSON S.A. et ne peut être réutilisé sans autorisation écrite de la société.

Affaire N° 965-006

Dessin N° B-965006-DU-102

Client : F.C.S.

Date : 11.04.97

