

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

PROJET
DE
FIN D'ETUDES

Em. 200

TITRE: INTEGRATION DES TOURS DE REFROIDISSEMENT DE NESTLE SENEGAL

AUTEUR: M^r AMIDOU BOUSSARI

DIRECTEUR: M^r PAUL DEMBA

CO-DIRECTEUR: M^r ASSANE SECK

GENIE : MECANIQUE

DATE : JUIN 1991

A mes Parents !

REMERCIEMENT

Nous exprimons nos sincères remerciements et notre vive gratitude:

-à Monsieur Assane SECK, Ingénieur Polytechnicien, chef technique de NESTLE SENEGAL qui nous a confié ce projet;

-à Monsieur Th. COULIBALY, Ingénieur Polytechnique qui a beaucoup collaboré avec nous durant l'étude du projet, en dépit de ces préoccupations du moment,

-à Monsieur Paul DEMBA, notre directeur interne, pour sa constante sollicitude envers nous.

- aux élèves ingénieurs Vladmir OKEY; Tadjou Dine ALAOFÉ; Blaise AHOUANTHEDE qui nous ont aidé dans la saisie du texte,

- à tout nos encadreurs de l'E.P.T pour les sacrifices qu'ils ne cessent de consentir pour notre formation./.

Merçi à vous tous./.

SOMMAIRE

Une tour de refroidissement est un appareil qui sert à refroidir l'eau par pulvérisation au contact de l'air atmosphérique.

NESTLÉ SENEGAL, filiale du multinationale SUISSE qui s'occupe de toutes les opérations relatives au commerce de l'alimentation dispose de trois groupes de tours de refroidissement. Chaque groupe est relié à une installation. Si pour une raison donnée on doit intervenir sur une tour on est obligé d'arrêter l'installation qui lui est reliée. Par exemple pour intervenir sur la tour n°3, il faut stopper la fabrication du lait concentré sucré. On se propose alors de trouver un système qui permettra de pallier aux arrêts de production dû aux interventions sur les refroidisseurs. D'ou le projet: INTEGRATION DES TOURS DE REFROIDISSEMENT DE NESTLE SENEGAL.

Dans les pages qui suivent nous vous présentons les notes de calculs des paramètres techniques du projet.

Vous y trouverez le nouveau système à réaliser, les diamètres et températures du système pour que le bon fonctionnement des unités soit assuré.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT:.....	i
SOMMAIRE.....	ii
INDEX.....	iii
INTRODUCTION	1
CHAPITRE-I : GENERALITES	
I-1) Présentation de NESTLE SENEGAL.....	3
I-1-1) Evolution de l'usine NESTLE SENEGAL.....	3
I-1-2) Processus de fabrication des produits	4
I-1-3) Les installations de NESTLE SENEGAL	6
I-2) Tour de refroidissement.....	6
I-2-1) Génèse	6
I-2-2) Principe de fonctionnement	8
I-2-3) Caractéristiques d'un refroidisseur	8
CHAPITRE-II: PRESENTATION DU SYSTEME EXISTANT	
II-1) Circuit de refroidissement des rotomats	10
II-2) Circuit eau glacée.....	13
II-3) Circuit de refroidissement de la buée.....	16
II-4) Evaluation de l'énergie à évacuer.....	18
II-4-1) Energie à évacuer dans chaque unité	18
II-4-2) Energie totale à évacuer.....	19
II-5) Capacité des aérofrigoriférants.....	20
CHAPITRE-III : PROPOSITION D'UN NOUVEAU SYSTEME	
III-1) Critères d'évaluations	22
III-1-1) Détermination des critères	22
III-1-2) Description des critères.....	22
III-2) Solution envisagée.....	23
III-2-1) Variante # 1	23
III-2-2) Variante # 2	26
III-3) Etude de chaque variante	28
III-3-1) Variante # 1	28
III-3-2) Variante # 2	29
III-4) Analyse multicritère	30
III-5) Etude approfondie du nouveau système.....	32
III-5-1) Raffinement de la variante retenue	32
III-5-2) Détermination des paramètres techniques ..	34
CHAPITRE-IV : DEBIT	
IV-1) Réseau d'alimentation.....	38
IV-2) Réseau de refoulement.....	40
IV-3) Réseau de distribution	42

CHAPITRE-V : PERTES DE CHARGES	
V-1) Pertes de charges régulières	44
V-2) Pertes de charges irrégulières	48
V-3) Perte de charge totale.....	52
V-3-1) Réseau d'alimentation.....	52
V-3-2) Réseau de refoulement.....	53
V-3-3) Réseau de distribution.....	53
V-4) Pression disponible	54
CHAPITRE-VI : CHOIX DES MATERIAUX	
VI-1) Propriété des matériaux :.....	55
VI-1-1) Le cuivre:.....	55
VI-1-2) Le fer:.....	56
VI-1-3) La fonte:.....	56
VI-1-4) L'acier:.....	56
VI-1-5) Le plomb:.....	57
VI-1-6) Zinc et alliage de zinc:.....	58
VI-2) Les exigences à prendre en compte :.....	58
VI-2-1) Les exigences fonctionnelles :.....	59
VI-2-2) Les exigences technologiques:.....	59
VI-2-3) Les exigences économiques:.....	59
VI-2-4) Les exigences sociales:.....	59
VI-3) Analyse multicritère:.....	60
VI-4) Diamètre et pertes de charges	60
CHAPITRE-VII : BASSIN	63
CHAPITRE-VIII : POMPES	
VIII-1) Débit:.....	65
VIII-2) Hauteur manométrique:.....	65
VIII-2-1) Hauteur d'aspiration:	65
VIII-2-2) Hauteur de refoulement:.....	67
VIII-2-3) Pertes de charges:.....	67
VIII-3) Choix des pompes:.....	68
VIII-3-1) Eau chaude:.....	68
VIII-3-4) Eau refroidie.....	69
CHAPITRE-IX : EVALUATION ECONOMIQUE	
IX-1) Désignation des tuyaux:.....	70
IX-1-1) Description:.....	70
IX-1-2) Désignation:.....	71
IX-2) Rédaction de bon de commande.....	71
1°/ Les tuyaux:.....	71
2°/ Les pompes:.....	72
3°/ Les accessoires.....	74
CONCLUSION :.....	75
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES:.....	76
ANNEXE [A]: Détermination de la capacité des tours.....	77

ANNEXE [B]: Prospectus Technique des refroidisseurs.....	85
ANNEXE [C]: Configuration du système pour chaque type de fonctionnement.....	86
ANNEXE [D]: Abaque de DARIES:.....	93
ANNEXE [E]: Coefficient de singularité.....	95
ANNEXE [F]: Diamètre normalisé des tubes en acier.....	97
ANNEXE [G]: Tension de vapeur.....	101
ANNEXE [H]: Catalogue de pompe HANY.....	103
ANNEXE [I]: BORDEREAU DE PRIX.....	105

INDEX

- HR: humidité relative
- T1: température à l'entrée de chaque unité.
- T2: température à la sortie de chaque unité.
- Pcr: apport énergétique à évacuer par le circuit des rotomats.
- PB: apport énergétique du circuit de refroidissement de la buée.
- Pg: apport énergétique à évacuer des groupes frigorifiques.
- P: énergie à évacuer par chaque mode de fonctionnement.
- P_t: apport énergétique total à évacuer.
- E_r: capacité des aéroréfrigérateurs du circuit des rotomats.
- E_e: capacité des refroidisseurs d'eau glacée.
- E_b: capacité des refroidisseurs de la buée.
- Et: capacité réelle disponible.
- Tmf: température optimale du mélange d'eau froide.
- Te: température requise à l'entrée de chaque unité.
- Ts: température requise à la sortie de chaque unité.
- Tms: température optimale du mélange d'eau chaude.
- Q: débit pour chaque mode de fonctionnement.
- V: vitesse de circulation du fluide.
- j: pertes de charge linéaires par unité de longueur.
- L: longueur des tronçons.
- Pv: pression de vapeur.
- τ: poids volumique.
- Hvpa: hauteur due à la tension de vapeur.
- ha: hauteur d'aspiration.
- hr: hauteur de refoulement.

INTRODUCTION

La plupart des équipements industriels sont refroidis. On distingue le refroidissement à air, le refroidissement à huile, le refroidissement à eau.

Le refroidissement à air, réalisé souvent pour les installations de conditionnement d'air consiste à maintenir la température et l'humidité dans certaines conditions.

Le refroidissement à huile souvent utilisé pour les éléments de machines, a pour rôle d'évacuer la chaleur générée par le frottement entre divers éléments et les différentes surfaces en contact.

Le refroidissement à eau complète le refroidissement à huile et permet souvent de refroidir l'ensemble des éléments de l'installation (fluides et élément de machines, etc...). Il est le plus important et un défaut de ce type de refroidissement entraîne un échauffement excessif de l'installation. C'est en cela que les industries sont à la recherche de moyens efficaces et économiques pour le réaliser à moindre coût.

L'équipement moderne utilisé pour effectuer cette opération est la tour de refroidissement ou aéroréfrigérant.

NESTLE SENEGAL dispose actuellement de trois groupes de tours qui fonctionnent indépendamment. Chaque groupe de tours est relié à chaque unité de production. Si pour une raison donnée on doit intervenir sur une tour, on est obligé d'arrêter l'unité qui lui est reliée.

Pour pallier aux arrêts de production et assurer le fonctionnement de l'unité désirée lors de l'intervention, on envisage d'intégrer l'ensemble des groupes de tour à toutes les unités de production.

C'est cette étude que se propose ce présent projet de fin d'étude intitulé intégration des tours de refroidissement de NESTLE SENEGAL.

Cette étude se fera selon la démarche suivante:

- généralités;
- présentation du système existant;
- proposition de nouveau système;
- évaluation économique.

CHAPITRE-I:GENERALITES

I-1) Présentation de NESTLE SENEGAL

I-1-1) Evolution générale de l'industrie:

NESTLE SENEGAL a été implantée en 1961, avec la création de CODIPRAL. A cette époque CODIPRAL avait pour but l'importation et la vente des produits alimentaires de la gamme NESTLE. Le nombre d'employés était alors de 15. Les produits importés étaient notamment le Nescafé et la crème Nestlé.

En 1973, débutait la construction de l'usine de lait. Le type de lait produit était le lait concentré NESTLE et le lait GLORIA.

EN juin 1986, la société prend la nouvelle raison sociale de NESTLE SENEGAL. C'est à cette époque que le projet de construction de l'unité de production de cubes et tablettes MAGGI prend forme.

Aujourd'hui NESTLE SENEGAL a pour activité : " l'achat et la vente de tous les produits, leur fabrication et toutes les opérations relatives au commerce de l'alimentation en générale ".

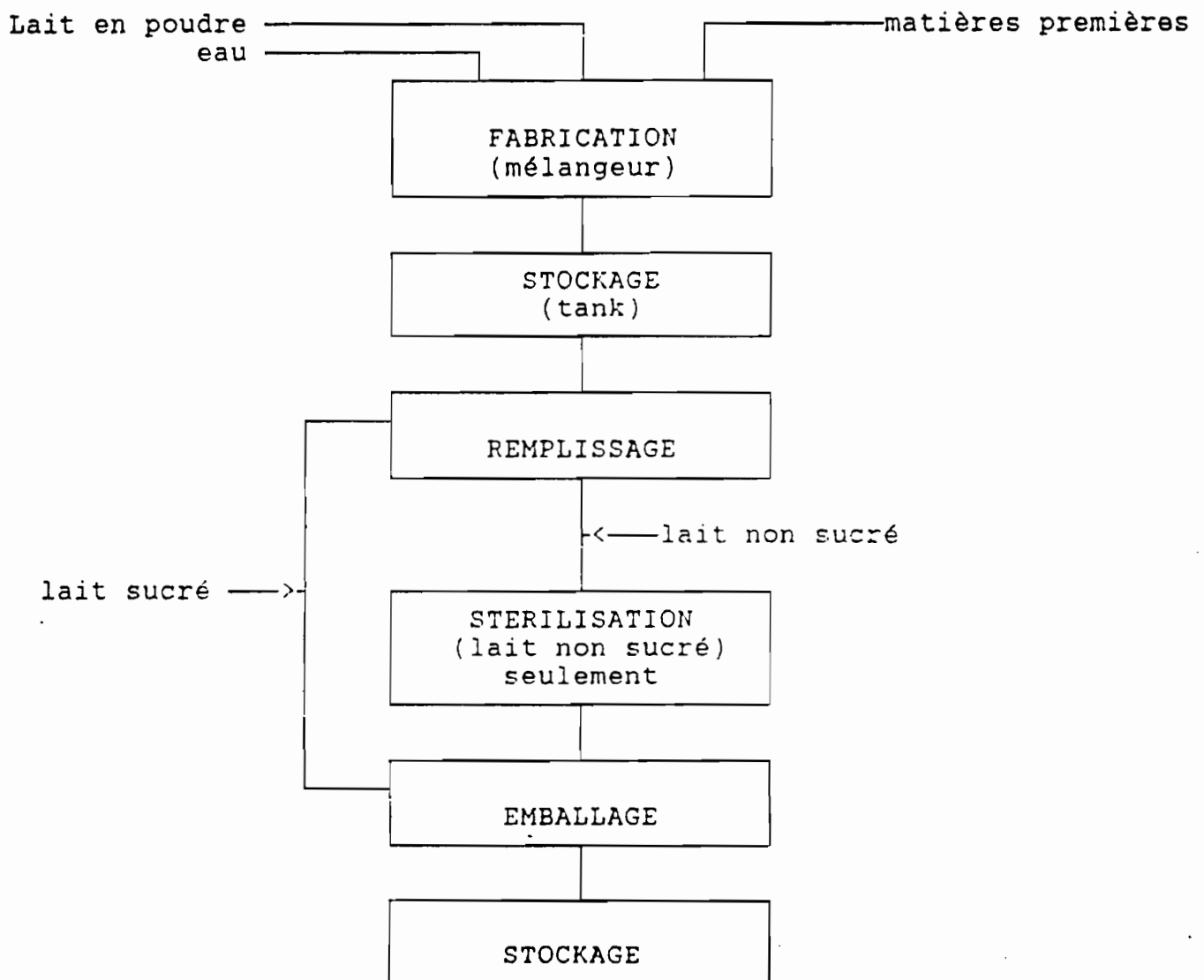
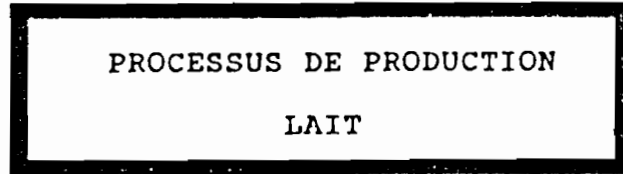
La NESTLE SENEGAL est divisée en trois services principaux qui sont:

- a) Service administratif et commercial.
- b) Service de la production.
- c) Service d'entretien.

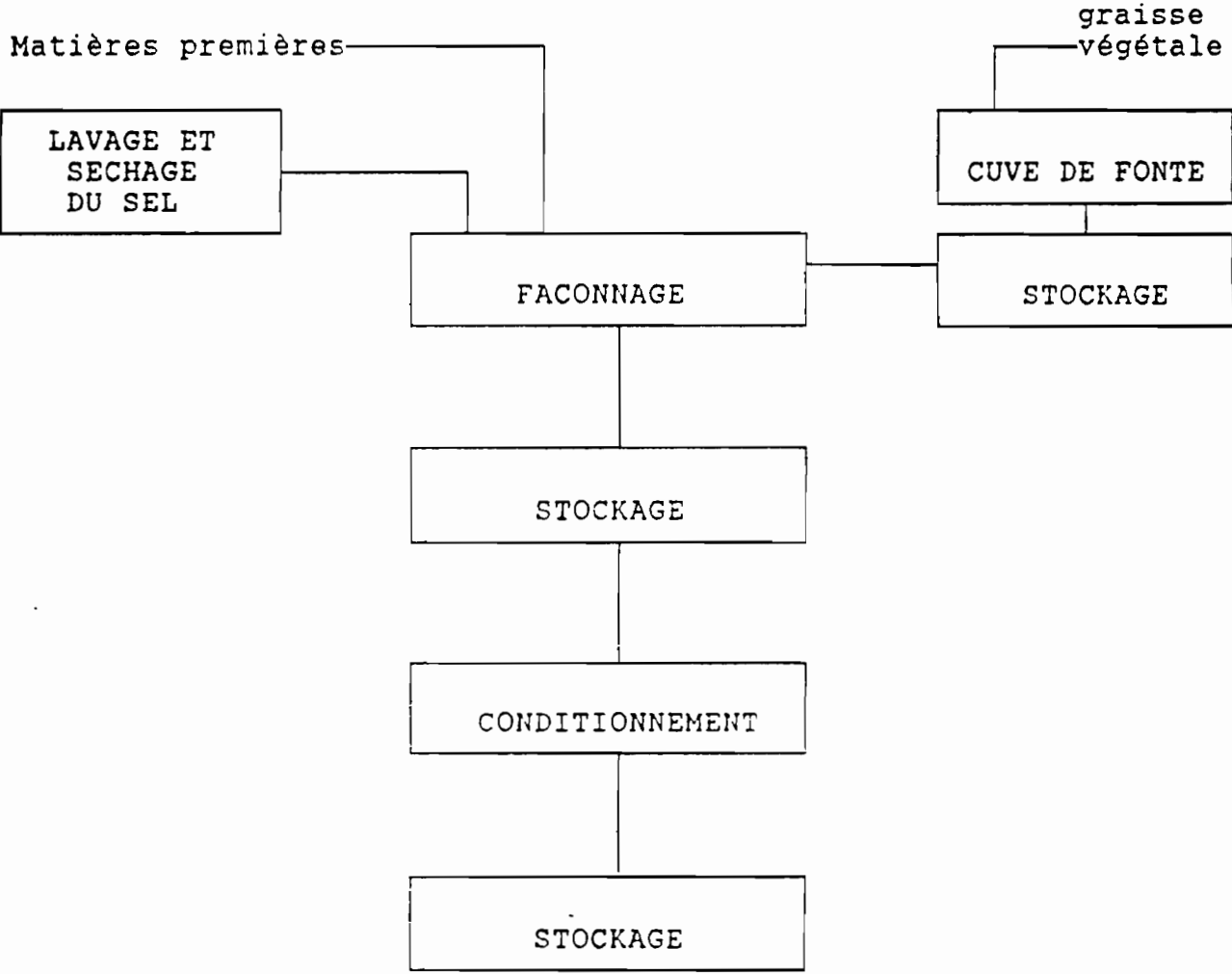
I-1-2) Processus de fabrication des produits:

Le processus de fabrication des différents produits de NESTLE

SENEGAL peut être schématiser comme suit:



PROCESSUS DE PRODUCTION
" MAGGI "



I-1-3) Les installations de NESTLE SENEGAL:

Les équipements de production des produits de NESTLE SENEGAL sont des équipements fixes. Parmi ces équipements on distingue les refroidisseurs, les condenseurs et les tours de refroidissement.

La tour de refroidissement qui est l'objet de ce projet de fin d'étude est l'un des équipements importants de l'usine qui permettent d'assurer le bon fonctionnement de toutes les installations de la société.

I-2) Tour de refroidissement:

I-2-1) Genèse:

L'idée de construction de la tour de refroidissement est née de la difficulté des municipalités à satisfaire les besoins en eau de tous les usagers et la surtaxation imposée pour l'installation excessive des égouts. Confrontée à ces problèmes, les industries optent pour une réutilisation de l'eau ayant servi préalablement au refroidissement.

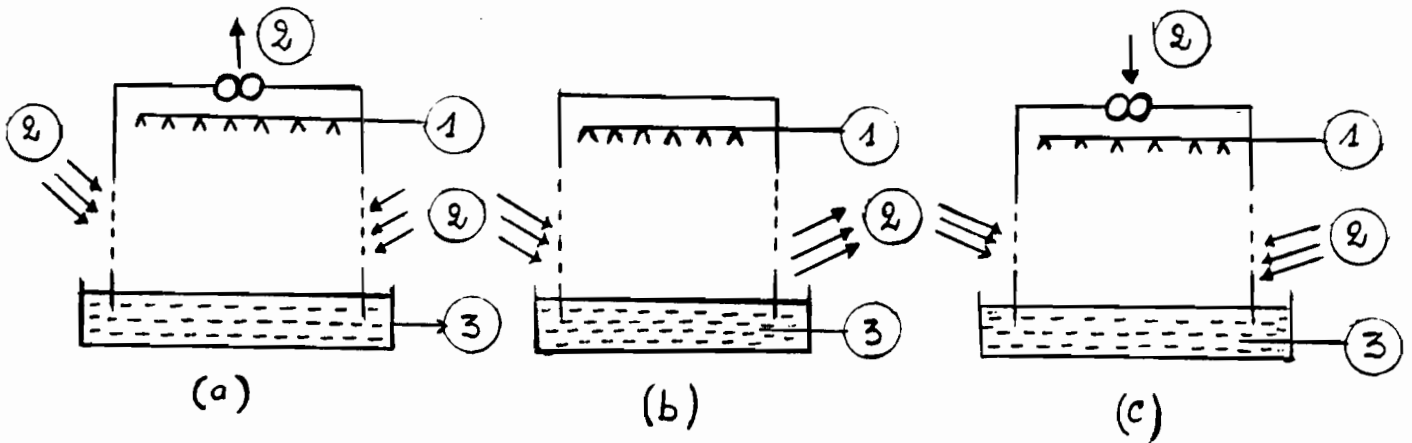
Cette première idée pour réutiliser l'eau fut d'employer l'effet d'évaporation pour évacuer la chaleur dans l'atmosphère. Les bassins refroidisseurs d'eau par aspersion furent l'un des premiers dispositifs utilisés pour tirer partie de cet effet. L'évacuation de chaleur d'eau du bassin dépendait des mouvements naturels d'air; aussi des bassins refroidisseurs n'étaient pas très pratiques. Ils nécessitaient de plus vastes étendues dégagées pour bénéficier du moindre souffle et devaient être éloignés des zones habitées à cause des nuisances dues aux pulvérisations.

L'étape suivante fut d'enfermer les bassins refroidisseurs afin de réduire la gêne provoquée par la pulvérisation et d'activer

la circulation de l'air. Ceci conduisit à l'édification de tours qui exposaient le maximum de surface d'eau à l'air. Le résultat fut la tour de refroidissement à tirage naturel, aéroréfrigérateur d'eau qui ne supprima que quelques uns des problèmes créés par les bassins refroidisseurs.

Quand un ventilateur fut ajouté à la tour de refroidissement soit pour forcer l'air dans la tour (ventilation forcée) ou pour entraîner l'air au travers de la tour (ventilation par induction), la conception actuelle de la tour de refroidissement fut atteinte.

Suivant le type de ventilation on distingue les tours à courant parallèle, les tours à contre courant, les tours à courant croisé. Les schémas de la figure 1.3 présentent les différents types de tours.



1 :Entrée d'eau. 2 :Sens de circulation de l'air 3 :Sortie d'eau refroidie

Figure: 1.3 - Tours de refroidissement,
 (a) tours à contre courant,
 (b) tours à courant parallèle,
 (c) tours à courant croisé.

I-2-2) Principe de fonctionnement:

L'eau chaude arrive sous pression à la partie supérieure du réfrigérant où elle est pulvérisée en gouttelettes et s'écoule sur les surfaces. L'eau, au cours de son ruissellement est exposée au courant d'air du ventilateur. Dans ce courant d'air une partie de l'air s'évapore, refroidissant l'eau qui reste à une température satisfaisante pour l'utilisation. L'eau refroidie est collectée dans le bassin de refroidissement et s'écoule vers les installations d'utilisation. A la partie supérieure du refroidisseur il est prévu un séparateur de gouttelettes destiné à récupérer les particules d'eau entraînées par l'air humide.

I-2-3) Caractéristique d'un refroidisseur:

Un refroidisseur est caractérisé par son écart.

On appelle écart la différence de température entre l'eau chaude et l'eau froide du circuit.

La température de l'eau froide est le seul critère qui permet de savoir si un réfrigérant fonctionne bien ou mal.

Cette température dépend de nombreux facteurs et en particulier:

- du débit d'eau ;
- de la quantité de chaleur apportée dans le circuit;
- de la température et de l'humidité de l'air ambiant.

Si l'un ou l'autre de ces facteurs diminue (ou augmente) la température de l'eau froide s'abaissera (ou s'élèvera). L'annexe [A] présente l'influence du débit d'eau, de la température, et de l'humidité relative sur l'apport thermique.

Cette baisse éventuelle de la température d'eau froide est limitée par l'état calorifuge de l'air ambiant définie à l'aide de la température "thermomètre humide " ou " température du bulbe humide ".

Pour déterminer la température du bulbe humide d'un mélange air - vapeur d'eau on place un coton humide sur un thermomètre Si le mélange air - vapeur d'eau n'est pas saturé alors l'eau s'évaporera du coton. L'énergie nécessaire à cette évaporation provient de l'énergie interne de l'eau sur le coton, ce qui a pour effet de diminuer la température de l'eau et par conséquent la température lue par le thermomètre.

L'état calorifuge de l'air peut être aussi défini par la température ambiante et l'humidité relative.

L'humidité relative est le rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau (p_v) et la pression partielle de saturation de cette vapeur d'eau (p_s) à une température T donnée.

$$HR = (p_v/p_s)_T.$$

La température du thermomètre humide représente la température de l'eau froide que donnerait un réfrigérant de surface infinie. L'eau refroidie par pulvérisation ne peut pas être refroidie en dessous de la température humide. Pour définir un refroidisseur il est nécessaire de bien déterminer:

- le débit d'eau;
- l'écart de température;
- l'état atmosphérique .

CHAPITRE-II : PRESENTATION DU SYSTEME EXISTANT

NESTLE SENEGAL dispose de trois groupes de tours. Chaque groupe constitué de deux refroidisseurs est relié à une installation donnée. Ainsi on distingue un groupe de tours pour le circuit de refroidissement des rotomats, un groupe pour le circuit de refroidissement du groupe frigorifique ou circuit d'eau glacée. Le circuit de refroidissement de la buée est constitué d'une seule tour.

II-1) Circuit de refroidissement des rotomats:

Il est composé de deux tours de type RRI 315 qui peut être disposé en série dans l'objectif d'abaisser considérablement la température. L'eau refroidie au niveau des tours passe dans un ballon tampon. Elle est ensuite pompée dans l'échangeur à plaque pour retirer de la chaleur à l'eau ayant servi au refroidissement des rotomats. En effet l'eau refroidie au niveau des refroidisseurs ne sert pas directement à refroidir les rotomats. C'est l'eau refroidie au niveau des échangeurs à plaque qui récupère directement la chaleur générée par le fonctionnement des rotomats. Cette eau chaude est récupérée et traitée dans un bassin avant de repasser au niveau des échangeurs pour être refroidie et par conséquent cède la chaleur récupérée à l'eau qui repart vers les refroidisseurs. Des accessoires sont aussi installés pour permettre un fonctionnement adéquat du système.

* Accessoires

- Un ballon tampon de 5000 l servant aussi de réservoir de stockage.

- Un bac de 20 mètres où est recyclé l'eau ayant directement servi au refroidissement des rotomats.

- Deux pompes de 35 m³/h montées en stand-by à la sortie du bac. Ces pompes permettent de pomper l'eau recyclée au niveau du bac vers l'échangeur.

- Des systèmes de contrôle et de régulation de température.

- Des systèmes de robinetteries

La figure 2.1 présente le circuit de refroidissement des rotomats.

II-2) Circuit eau glacée

Il est constitué de deux aéroréfrigérants fonctionnant de façon indépendante. Il est installé un aéroréfrigérant par groupe de production frigorifique ayant une capacité correspondant à la puissance de réjection majorée de 10%. La puissance minimum exigée par aéroréfrigérant est de 292 KW.

L'eau refroidie au niveau des aéroréfrigérants passe dans le groupe frigorifique pour refroidir les condenseurs. Le groupe frigorifique sert au conditionnement des caissons de traitements de cubes MAGGI, et des bureaux.

CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT DES ROTOMAT (existant)

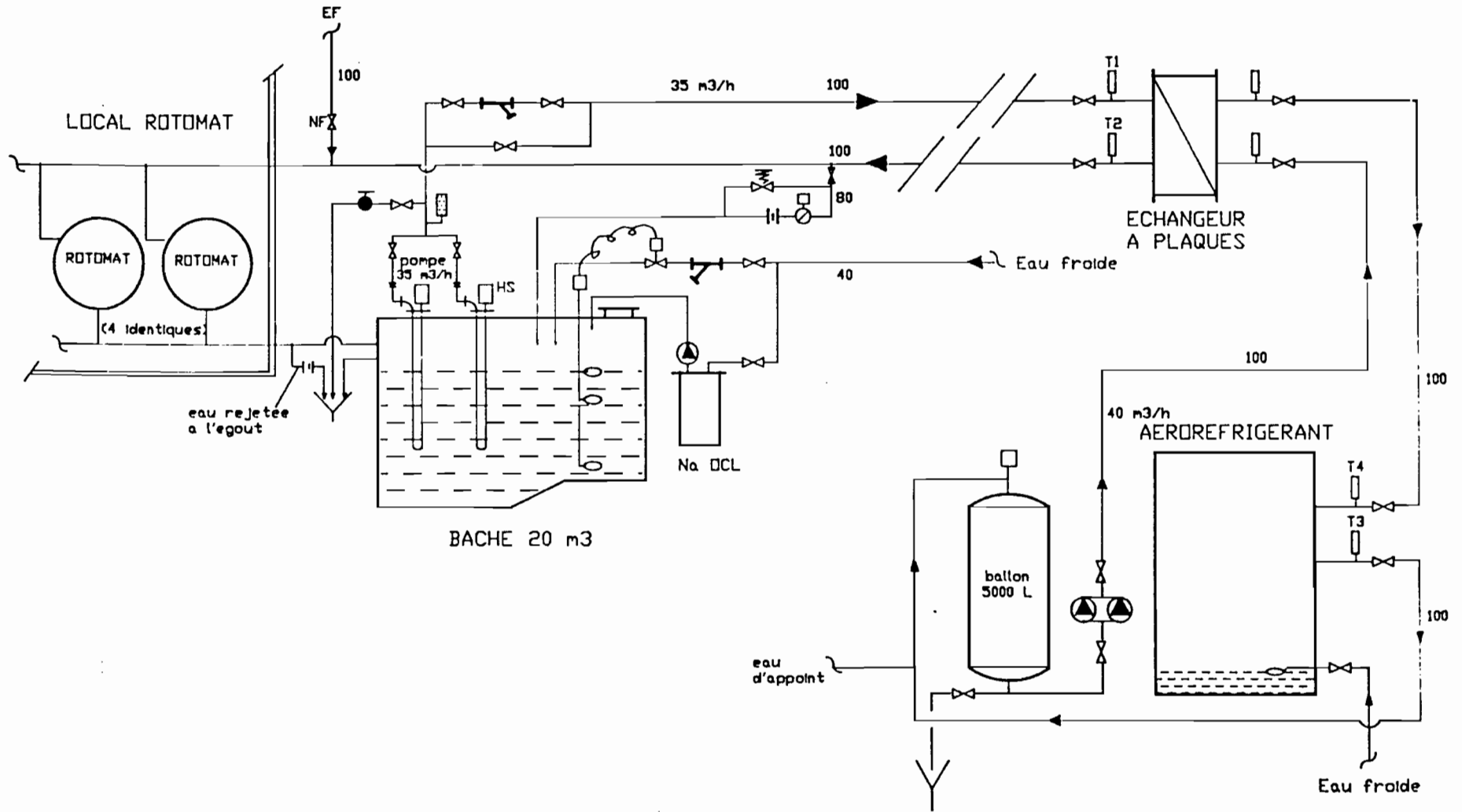


Figure 2-1:

Les caractéristiques des refroidisseurs sont:

débit d'eau: 35 m³/h.

température entrée d'eau : 38 °C.

température sortie d'eau : 32 °C.

température humide: 27.5 °C

débit d'air : 61.200 m³/h

pertes de charges : 2.2 m C.E.

Les refroidisseurs sont raccordés sur le circuit d'eau des condenseurs, par manchon antivibratiles.

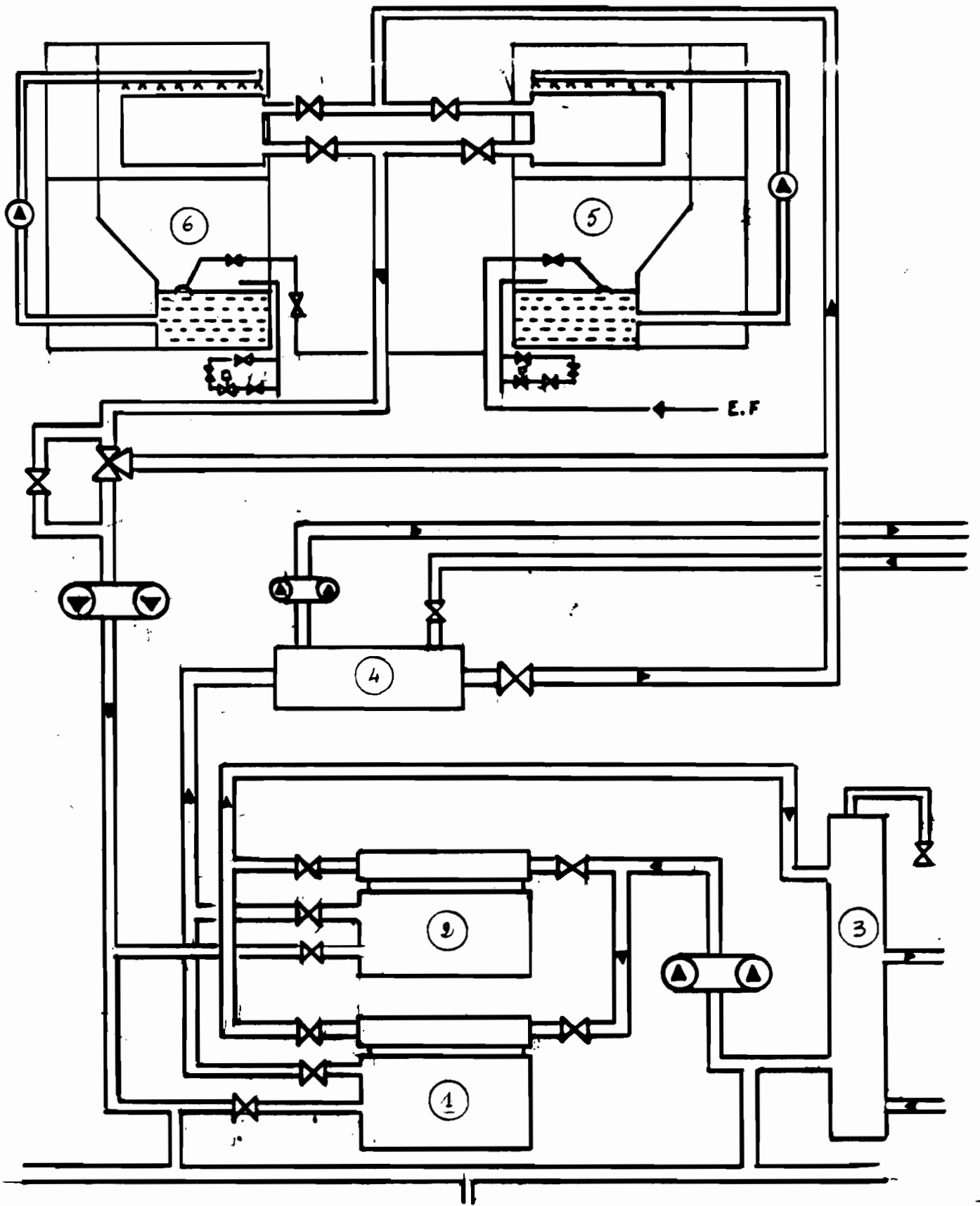
Il est prévu:

- des thermomètres sur aller et retour, un manomètre monté en différentiel, des vannes d'isolement et de réglage (Vanne STAT ou ROR)
- un compteur volumétrique sur l'eau d'appoint (entre vannes d'isolement)
- une bouteille de purge avec purgeur automatique et purgeur manuel
- deux pompes disposées en parallèle à la sortie des aéroréfrigérants.

La figure 2.2 présente le circuit de refroidissement du groupe frigorifique.

II-3) Circuit de refroidissement de la buée:

Il est composé d'une tour de type VA/70 et différents accessoires pour le pompage. L'eau refroidie au niveau de la tour passe dans un échangeur tubulaire où elle refroidie la buée de lait en lui soutirant de la chaleur.



N°	NOMENCLATURE	N°	NOMENCLATURE
①	Groupe frigorifique	④	Bouteille casse pression
②	Groupe frigorifique	⑤	Aéroréfrigérant
③	Bouteille casse pression	⑥	Aéroréfrigérant

Figure - 2.2 : CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT EAU GLACÉE

Les caractéristiques techniques de base de la tour sont:

débit : 100 m³/h
température d'eau chaude: 35 °C
température d'eau refroidie : 32 °C
température sèche de l'air: 34 °C
humidité relative : 64%
température humide de l'air : 28 °C
pression barométrique admise : 760 mmHg

Le figure 2.3 représente le circuit de refroidissement de la buée.

II-4) Evaluation de l'énergie à évacuer:

II-4-1) Energie à évacuer de chaque unité:

$$P = m \cdot \rho \cdot C_p \cdot \theta_t$$

m = débit d'eau

ρ = masse volumique = 1000 Kg/m³

C_p = capacité calorifique de l'eau = 4.18 KJ/Kg

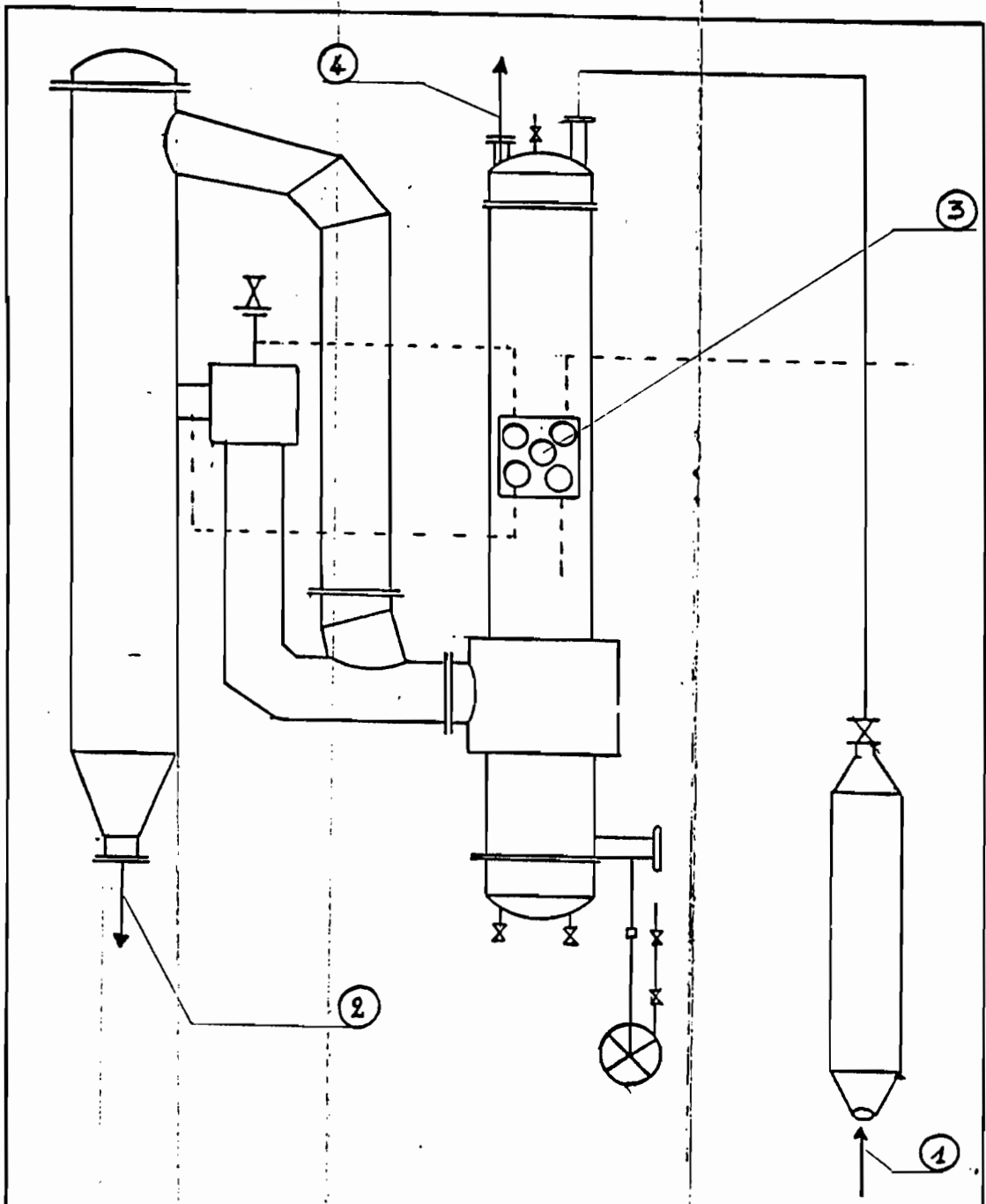
θ_t = différence de température

$$\theta_t = T_1 - T_2$$

T₁ = température à la sortie de l'unité, après refroidissement de l'unité

T₂ = température à l'entrée de l'unité, température de l'eau refroidie.

Dans nos calculs nous allons considérer les valeurs moyennes de T₁, T₂ et m.



N°	NOMENCLATURE	N°	NOMENCLATURE
①	Admission de l'eau refroidie	③	Echangeur tubulaire
②	Sortie de la buée	④	Sortie de l'eau.

Figure - 2.3 : CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT DE LA BUÉE

II-4-1.1) Circuit des rotomats:

$$T_1 = 52.7 \text{ °C} \qquad T_2 = 37.5 \text{ °C} \qquad m = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P_{cr} = 35 \cdot 1000 \cdot 4.18 \cdot (52.7 - 37.5) = 2223.76 \times 10^3 \text{ KWh}$$

$$P_{cr} = 617.71 \text{ KW}$$

Calculons P_{cr} en tenant compte des conditions d'entrées et de sortie au niveau des tours.

$$T_1 = 44.4 \text{ °C}$$

$$T_2 = 36.6 \text{ °C}$$

$$m = 40 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P'_{cr} = 2 \cdot 40 \cdot 1000 \cdot 4.18 \cdot (44.4 - 36.6) = 1304.16 \times 10^3 \text{ KWh}$$

$$P'_{cr} = 724.52 \text{ KW}$$

L'apport énergétique évacué par la tour est inférieur à l'énergie à évacuer au niveau des rotomats.

Dans des conditions optimales de fonctionnement nous aurons

$$P'_{cr} = P_{cr} = 724.52 \text{ KW.}$$

II-4-1.2) Circuit condensation de la buée:

$$T_1 = 36 \text{ °C} \qquad T_2 = 33 \text{ °C} \qquad m = 60 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$P_b = 60 \cdot 4.18 \cdot 1000 \cdot (36 - 33) = 752.4 \times 10^3 \text{ KWh}$$

$$P_b = 209 \text{ KW}$$

II-4-1.3) Circuit de refroidissement du groupe frigorifique:

$$T_1 = 32 \text{ °C} \qquad T_2 = 27 \text{ °C} \qquad m = 40 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Les deux tours installées en parallèle pour le circuit des rotomats donnent les mêmes conditions d'entrée et sortie.

$$P_g = 2 \cdot 40 \cdot 1000 \cdot 4.18 \cdot (32 - 27) = 1672 \times 10^3 \text{ KWh}$$

$$P_g = 464.44 \text{ KW}$$

II-4-2) Energie totale à évacuer

Les modes de fonctionnement suivants sont possibles pour les installations:

Rotomat - Eau glacée.

Buée - Eau glacée.

Ceci est dû au fait que si le besoin en eau de refroidissement du circuit de la buée est maximum, celui du circuit des rotomats est minimum, le circuit des rotomats est pratiquement à l'arrêt, et vice versa.

L'énergie totale à évacuer pour chaque mode est:

Rotomat - Eau glacée:

$$P_1 = 724.52 + 464.44 = 1188.96 \text{ KW}$$

Buée - Eau glacée:

$$P_2 = 209 + 464.44 = 673.44 \text{ KW}$$

Si nous estimons à 10% la demande des rotomats tout juste à l'arrêt de production dans cette unité, l'énergie totale P_t à évacuer sera:

$$P_t = P_1 + 0.1 * P_2$$

$$P_t = 1188.96 + 0.1 * 209 = 1209.86 \text{ KW}$$

II-5) Capacité des aéroréfrigérants:

La capacité d'un refroidisseur, est l'apport thermique que le refroidisseur peut évacuer. Elle est donnée dans le prospectus technique des refroidisseurs (voir Annexe [B]). La méthode de calcul est à l'Annexe [A].

Rotomats: deux aéroréfrigérants RRI 315;

capacité: 427.13 KW;

$$E_R = 2 \times 427.13 = 854.26 \text{ KW.}$$

Eau glacée: deux aéroréfrigérants type 403;

capacité: 515.53 KW;

$$E_E = 2 \times 515.53 = 1031.06 \text{ KW.}$$

Buée: un aéroréfrigérant de type VA/N 70

capacité: 300000 mth/h;

$$E_B = 300000 \times 1.162 = 348600 \text{ W;}$$

$$E_B = 348.6 \text{ KW.}$$

Le refroidisseur du circuit de la bué est en voie d'être abandonné. Dans le projet de développement de l'usine on compte maintenir seulement les refroidisseurs des rotomats et ceux d'eau glacée.

La capacité réelle disponible est alors:

$$E_t = E_R + E_B = 1885.32 \text{ KW.}$$

$E_t > P_t$, donc on peut arriver à couvrir le besoin total de l'usine en eau de refroidissement à partir du fonctionnement des groupes de rotomats et d'eau glacée.

CHAPITRE-III : PROPOSITION D'UN NOUVEAU SYSTEME

III-1) Critères d'évaluation:

III-1-1) Détermination des critères d'évaluation:

Nous devons modifier le système existant de telle manière que le fonctionnement de l'ensemble des unités soit toujours assuré lors de l'intervention sur une tour.

Le nouveau système aura seulement à utiliser les deux groupes de tours du circuit de refroidissement des rotomats et du circuit eau glacée.

Le nouveau système doit obéir aux critères suivants: maniabilité; encombrement; facilité d'extension; autonomie.

III-1-2) Description des critères d'évaluation:

III-1-2.1) Maniabilité:

Etant donnée que la mise en marche des tours est souvent instantanée, l'exécution des commandes doit être rapide, simple et précise.

Pondération: 30% .

III-1-2.2) Encombrement :

Le système doit être le moins encombrant, pour faciliter l'accès, l'entretien, et le contrôle du fonctionnement des tours.

Pondération: 25% .

III-1-2.3) Facilité d'extension :

C'est la facilité d'adaptation du système à l'extension éventuelle des installations de l'usine, qui demanderait une augmentation du besoin en eau froide.

Pondération: 30% .

III-1-2.4) Autonomie:

Le recyclage et le traitement de l'eau des refroidisseurs doivent être assurés.

Pondération: 15% .

III-2) Solution envisagée :

III-2-1) Variante #1 :

Elle consiste à relier ensemble les deux groupes, pour que l'indisponibilité d'un refroidisseur ou des deux refroidisseurs d'un groupe puissent être substituée par les refroidisseurs de l'autre groupe. Compte tenu des modes de fonctionnement possibles des installations, les rotomats et l'évaporateur de la buée sont reliés sur le même circuit de refroidissement. On aura donc à choisir de faire fonctionner les rotomats ou l'évaporateur.

Les différentes substitutions sont assurées par des systèmes de robinetteries. La configuration des groupes n'est pas modifiée. Les circuits d'alimentation et d'évacuation se trouvent modifiés pour certaine combinaison. Ainsi lors de la substitution du refroidisseur I par le refroidisseur III pour le circuit des rotomats, il faut qu'une partie de l'eau provenant de l'échangeur

des rotomats puisse nécessairement passer dans le refroidisseur III pour être refroidie. Les robinets ont été placés en conséquence pour faciliter la circulation de l'eau dans de pareilles situations.

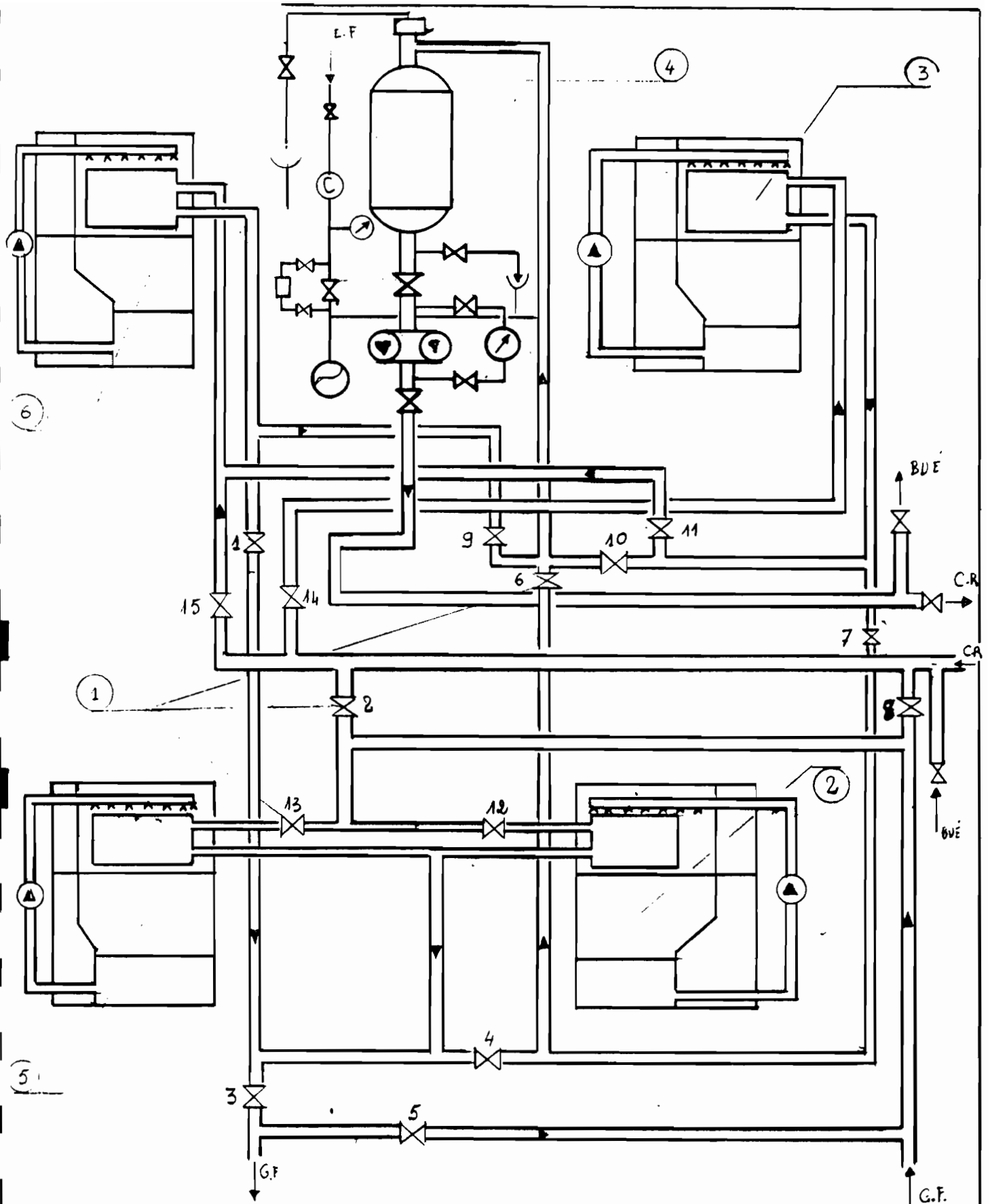
L'état des robinets pour différentes substitutions est défini au tableau 3.1

Le figure 3.1 montre la configuration du système.

TOUR	I et II	I et III	I et IV	II et III	II et IV	III et IV
Circuit rotomat ou Circuit du bué	1 - F	1 - F	1 - F	2 - O	2 - O	2 - O
	2 - F	2 - O	2 - O	3 - F	3 - F	3 - F
	6 - F	3 - F	3 - F	4 - O	4 - O	4 - O
	9 - O	6 - O	4 - O	6 - O	6 - O	6 - O
	7 - F	7 - F	9 - O	7 - F	10 - O	7 - F
	10 - O	8 - F	10 - O	8 - F	11 - F	8 - F
	11 - O	9 - O	13 - F	9 - F	12 - O	9 - F
		12 - F	14 - O	10 - O	13 - F	10 - F
		4 - O		11 - F	8 - F	12 - O
				14 - O		13 - O
				15 - F		14 - F
					15 - F	
Groupe frigorifique	1 - O	1 - O	1 - O	2 - F	2 - F	1 - F
	2 - F	2 - F	2 - F	3 - O	3 - O	2 - F
	3 - O	3 - O	3 - O	6 - F	4 - O	3 - O
	4 - O	4 - F	4 - F	7 - O	6 - F	4 - F
	6 - F	8 - O	8 - O	8 - O	7 - O	7 - F
	7 - O	9 - F	9 - F	11 - F	8 - O	8 - F
	8 - O		12 - O	12 - F	10 - F	
	9 - F		13 - F	13 - O	11 - F	
	10 - F		14 - O	14 - O		
	11 - F		15 - O			

Tableau 3.1
Etat des robinets pour différentes combinaisons

O = robinet ouvert
F = robinet fermé



N°	NOMENCLATURE	N°	NOMENCLATURE
①	Robinet	④	Ballon tampon
②	Refroidisseur	⑤	Refroidisseur
③	Refroidisseur	⑥	Refroidisseur

Figure 3.1 : VARIANTE #1

III-2-2) Variante #2:

Elle consiste à intégrer l'ensemble des tours de façon à obtenir un système centralisé d'eau de refroidissement. L'eau refroidie au niveau de chaque tour est recueillie dans un bassin qui sert en même temps de réservoir de stockage. L'eau est ensuite distribuée dans chacune des unités.

Ce système est semblable au circuit de refroidissement des rotomats. Sauf qu'ici on aura quatre tours au lieu de deux; et le ballon est remplacé par le bassin (voir figure - 3.2 page 26).

III-3) Etude de chaque variante:

Au cours de cette étude préliminaire nous allons voir si les variantes proposées peuvent permettre d'évacuer l'apport thermique produit par les unités:

III-3-1) Variante # 1:

Pour cette variante nous allons comparer la capacité des tours lors des différentes substitutions, à l'apport thermique à évacuer. Ceci revient à voir si les différentes combinaisons effectuées pour chaque unité, et pour chaque mode de fonctionnement permettent de couvrir le besoin de l'unité dans les conditions actuelles de fonctionnement. Si la capacité de la combinaison est supérieure au besoin de la combinaison, la combinaison est satisfaisante " OUI ". Dans le cas contraire elle est insatisfaisante " NON ". Le tableau 3.2 donne les résultats de cette analyse pour l'ensemble des combinaisons.

COMBINAISON	I-II	I-III	I-IV	II-III	II-IV	III-IV
Capacité (kw)	854.26	942.66	942.66	942.66	942.66	1031.06
Circuit rotomat P _{cr} = 724.4 kw	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI
Circuit de boué P _b = 209 kw	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI
Groupe frigorifique P _e = 464.4 kw	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI
Rotomat-Eau glacée 1166.6 kw	NON	NON	NON	NON	NON	NON
Bué-Eau glacée 673.44 kw	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI
P _t = 1209.86 kW	NON	NON	NON	NON	NON	NON

TABLEAU : 3.2
Variant N°1 : Evaluation des différentes combinaisons.
26

Toutes les combinaisons dont les tours sont différentes peuvent fonctionner de façon indépendante.

Ce tableau montre qu'aucune combinaison de cette variante ne permet d'évacuer l'énergie nécessaire pour le mode de fonctionnement << rotomat - eau glacée >>. Cette insuffisance peut être corrigée en achetant des tours de capacité un peu élevée par rapport à celles qui sont actuellement installées. Cette option sera étudiée lors du raffinement de la solution au cas où cette variante serait retenue.

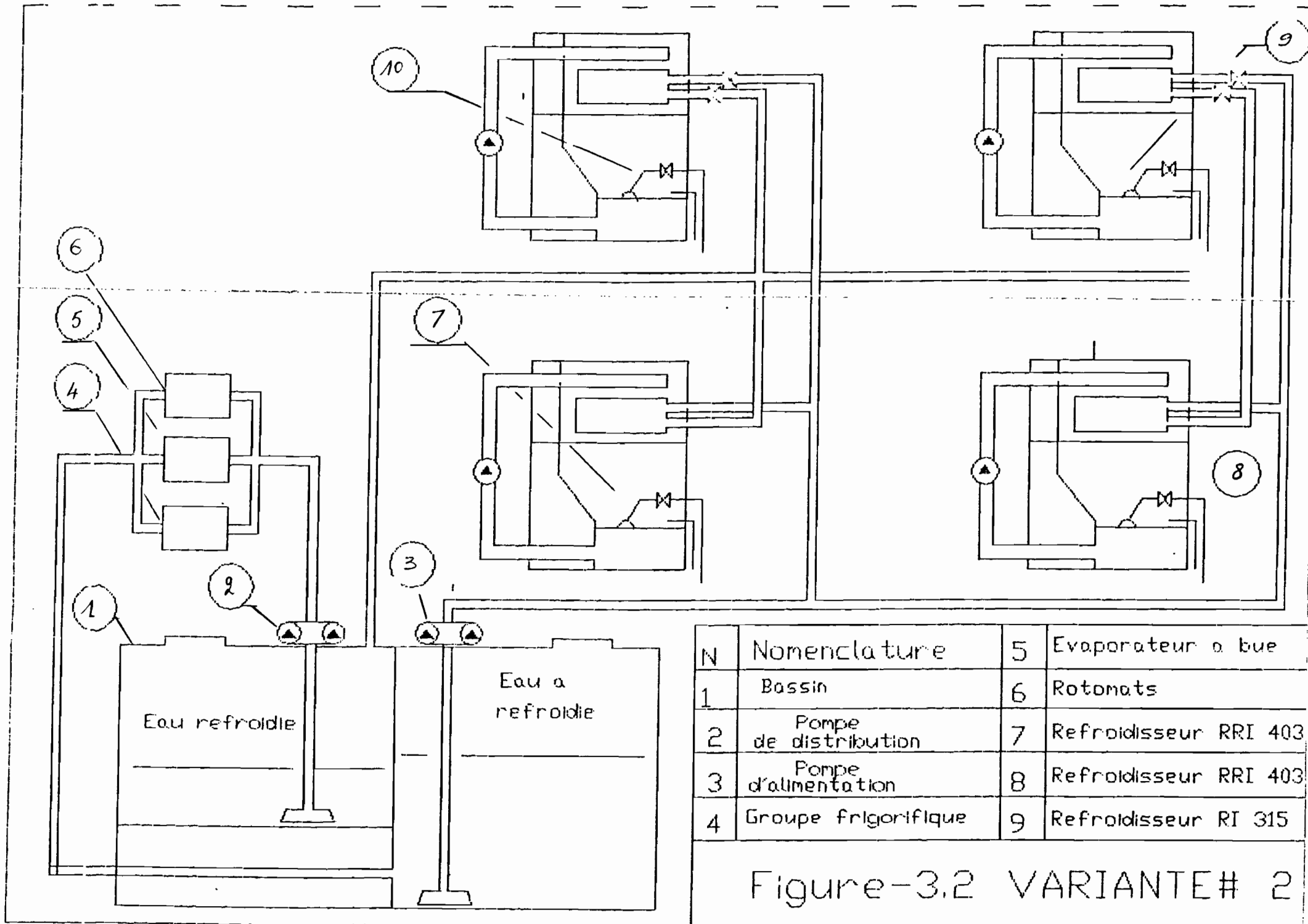


Figure-3.2 VARIANTE# 2

III-3-2) Variante #2

Nous allons voir si les conditions optimales d'entrée et de sortie dans les unités peuvent être atteintes par le système proposé.

Température requise à l'entrée de chaque unité:

Circuit rotomat: $T_{e1} = 32 \text{ °C}$ $m_1 = 35 \text{ m}^3/\text{h}$ par tour.

Circuit de la buée : $T_{e2} = 33 \text{ °C}$ $m_2 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ par tour.

Groupe frigorifique : $T_{e3} = 32 \text{ °C}$ $m_3 = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ par tours.

La température optimale du mélange d'eau froide requise est:

$$T_{mf} = \frac{2*m_1*T_{e1} + m_2*T_{e2} + 2*T_{e3}}{2*m_1 + m_2 + 2*m_3}$$

$$T_{mf} = \frac{2*35*32 + 60*33 + 2*40*32}{2*35 + 60 + 2*40} = 32.3 \text{ °C}$$

$$T_{mf} = 32.3 \text{ °C.}$$

Température requise à la sortie de chaque unité:

Circuit rotomat : $T_{s1} = 50 \text{ °C}$ $m'_1 = 70 \text{ m}^3/\text{h}$.

Circuit de la buée : $T_{s2} = 36 \text{ °C}$ $m'_2 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$.

Groupe frigorifique : $T_{s3} = 38 \text{ °C}$ $m'_3 = 80 \text{ m}^3/\text{h}$.

Température du mélange d'eau chaude requise est:

$$T_{ms} = \frac{m'_1*T_{s1} + m'_2*T_{s2} + m'_3*T_{s3}}{m'_1 + m'_2 + m'_3}$$

$$T_{ms} = \frac{35*50 + 60*36 + 80*38}{35 + 60 + 80} = 39.71 \text{ °C.}$$

Nous avons donc une température moyenne d'environ 40 °C pour l'eau à refroidir.

L'écart minimum des tours est de 5 °C .

Ceci donne alors une température de 35 °C pour l'eau refroidie .

Cette solution ne nous permet pas d'atteindre les températures requises pour une bonne évacuation de l'apport thermique des unités. Ces conditions seront atteintes en regroupant certains refroidisseurs en série afin de refroidir l'eau plusieurs fois au niveau des tours. Cette option sera approfondie dans le raffinement de la solution finale au cas où cette variante serait retenue.

III-4) Analyse multicritère:

Critère	Pondération	Variante #1	Variante #2
Maniabilité	30%	5	7
Facilité d'adaptation	30%	5	8
Encombrement	25%	5	5
Autonomie	15%	7	7
Note Globale/10	100%	5.3	6.8

La variante #2 l'emporte sur la variante #1.

Cette variante est plus maniable que la variante #1 à cause de la simplicité des différentes manoeuvres de commandes. En effet la variante #1 comporte beaucoup de robinets qu'il faudra ouvrir ou fermer selon la combinaison voulue. Compte tenu du nombre de fois où ces manoeuvres seront exécutées le manipulateur peut facilement se tromper lors de la sélection des robinets; surtout que cette sélection se fera parfois dans la précipitation pour éviter les arrêts brusques. Ces fausses manipulations peuvent causer des

dégâts énormes à la société, car dans la plupart des cas, la tour serait en fonctionnement alors que son circuit d'alimentation ou d'évacuation serait fermé. Avec cette variante on pourrait aussi commettre l'erreur de mettre la tour en marche sur une autre unité autre que celle désirée. Le circuit des rotomats et celui de la bué fonctionnent avec les mêmes combinaisons et sont alimentés par les mêmes tronçons.

Le circuit d'alimentation et de refoulement de la variante #2 sont bien distincts. Alors que ceux de la variante #1 change en fonction des combinaisons; ce qui ne facilitera pas le contrôle voir même l'entretien de l'installation à cause du croisement de certains tuyaux.

En augmentant le débit des pompes de distribution au niveau du bassin d'eau de refroidissement on pourra satisfaire aux besoins en eau éventuels de futures installations. Le nombre d'unités en fonctionnement n'est pas lié au nombre de tours en marche. Ce nombre dépend seulement du débit d'eau refoulée par les pompes. Par contre avec la variante #1 l'addition d'autres unités entraîne la modification de tout le système, afin de refaire d'autres circuits d'alimentation et de refoulement. L'augmentation de l'apport thermique à évacuer nécessitera donc de grands travaux au niveau de l'alimentation et du refoulement pour la variante #1.

L'autonomie de la variante #1 est assurée par le recyclage de l'eau à la sortie des unités. Celle de la variante #2 est assurée par le recyclage dans le bassin.

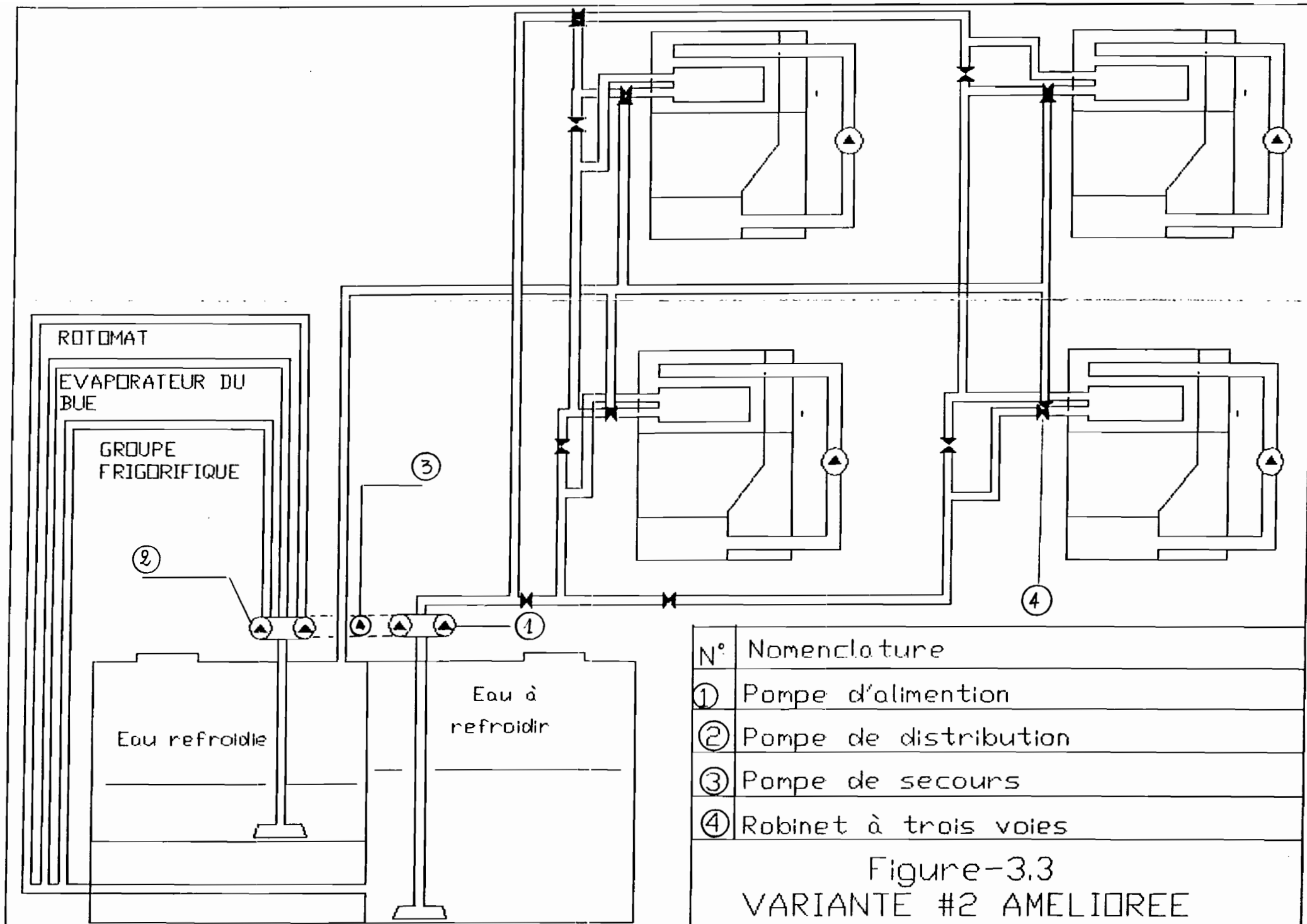
III-5) Etude approfondie du nouveau du système:

III-5-1) Raffinement de la variante retenue :

La variante retenue est la variante #2. Dans sa configuration actuelle elle ne nous permet pas d'atteindre les conditions d'entrées dans les unités. Pour atteindre ces conditions, nous pouvons la modifier pour que l'eau refroidie au niveau d'une tour puisse être refroidie au niveau d'une autre tour afin de baisser la température jusqu'à la valeur requise. Certains refroidisseurs devront alors être disposés en série. Ceci est possible en plaçant à la sortie de chaque tour un robinet à trois voies. La position du robinet dépend du type de disposition désirée.

C'est pour permettre à l'utilisateur de choisir lui-même la disposition requise que nous mettons les robinets à trois voies. Ainsi on pourra fonctionner avec les tours disposées en parallèle, lorsque les tronçons secondaires d'alimentation en eau chaude seraient fermés et les robinets d'alimentation en eau refroidie seraient ouverts .

La configuration du système est représentée à la figure-3.3 .



N°	Nomenclature
①	Pompe d'alimentation
②	Pompe de distribution
③	Pompe de secours
④	Robinet à trois voies

Figure-3.3
VARIANTE #2 AMELIOREE

III-5-2) Détermination des paramètres techniques :

Nous allons déterminer la température et le débit d'eau que nous offre chaque modification du système . Les annexes [C] montrent la configuration du système pour chaque type de fonctionnement .

III-5-2.1) Fonctionnement en parallèle :

Température du mélange d'eau refroidie = $T_{mf} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

(Voir étude préliminaire)

Q_{AB} = débit total pour l'alimentation des quatres tours

$$Q_{AB} = Q_I + Q_{II} + Q_{III} + Q_{IV} .$$

Tour I et II étaient pour les rotomats ;

$$Q_I = Q_{II} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Tour III et IV étaient pour le groupe frigorifique ;

$$Q_{III} = Q_{IV} = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Les tours fonctionnent en parallèle , donc le réseau est hors circuit : $Q_{BD} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$

$$\text{D'où } Q_{CI} = Q_{AB} = Q_{BC} = 317.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{IJ} = Q_{JK} = 231.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{EF} = Q_{FG} = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{GH} = Q_{HC} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$$

(Configuration : ANNEXE C-1)

III-5-2.1) Fonctionnement en série

L'étude préliminaire a montré que pour un premier refroidissement on a $T_{mf} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'écart de température étant environ $5 \text{ }^\circ\text{C}$ pour les refroidisseurs, nous aurons alors $30 \text{ }^\circ\text{C}$ pour le second refroidissement, quand deux refroidisseurs seront disposés en série.

* Refroidisseur (II, III) en série et (I, IV) parallèle

(configuration : ANNEXE C-2)

Comme II et III sont en série

$$Q_{CI} = \min (Q_{II}, Q_{III}) = Q_{II} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$\text{Ce qui donne } Q_{JI} = Q_{PC} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{JK} = Q_{LK} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{MO} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

IV et I en parallèle donne :

$$Q_{DE} = Q_{DB} = 158.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{EF} = Q_{FG} = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$T_{mf} = \frac{158.8 \cdot 35 + 72.8 \cdot 30}{158.8 + 72.8} = 33.43 \text{ }^\circ\text{C} .$$

* Refroidisseur (I, IV) en série et (II, III) en parallèle

(configuration : ANNEXE C-3)

$$Q_{AB} = 231.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{BD} = Q_{DE} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{EF} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{SF} = Q_{FG} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{GH} = 0 \text{ m}^3/\text{h} .$$

II et III en parallèle donc :

$$Q_{BC} = 158.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{QP} = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{JK} = Q_{MO} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$T_{mf} = \frac{35 \cdot 158.8 + 72.8 \cdot 30}{158.8 + 72.8} = 33.48 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

On obtient la même température pour le type (IV, III, II) en série .

* Refroidisseurs IV fonctionne seul III et II en série

(configuration : ANNEXE C-4)

$$Q_{CI} = Q_{JK} = Q_{MO} = 72 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$Q_{BD} = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$T_{mf} = \frac{72.8 \cdot 30 + 72.8 \cdot 35}{72.8 + 72.8} = 32.5 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Le débit brut en eau de refroidissement est de 50 l/s , lorsqu'on considère que les trois unités fonctionnent simultanément Mais ce n'est pas le cas .

Pour chaque mode de fonctionnement on a :

rotomat - eau glacée : débit = 120 m³/h = 33.33 l/s

buée - eau glacée : débit = 140 m³/h = 38.88 l/s .

Voyons les configurations qui permettent de couvrir ces besoins .

CONFIGURATION	Débit total (en litre par seconde)	OPTION	
		Rotomat * Eau glacée	Bué * Eau glacée
fonctionnement en parallèle des quatre refroidisseurs	88.22	s	s
I, IV en série II , III en parallèle	64.33	s	s
I , II , II , IV , en série	20.22	i	i
IV , III , I , en série	20.22	i	i
IV , III , II en série	20.22	i	i
IV fonctionne seul III et II en série	40.44	s	s
IV fonctionne seul III et II en série	44.11	s	s

s = option satisfaisante ,

i = option insatisfaisante .

Si le débit total fourni par la configuration est supérieur au débit de l'option, la configuration est satisfaisante Elle est insatisfaisante dans le cas contraire.

Pour permettre une évacuation de l'apport thermique, les configurations (IV, III, I) en série; (IV, III, II) en série et (IV, III, II) en série doivent être évitées.

Aussi l'écart entre la température requise pour le bon fonctionnement des unités et la température obtenue par la configuration (IV; II; I; III) est élevé. Il n'est pas conseillé d'adopter aussi cette configuration.

CHAPITRE - IV : DEBIT

Au cours de l'évaluation des paramètres techniques, nous avons déterminé les débits qui peuvent circuler dans chaque tronçons. Le débit qui nous servira de base pour déterminer le diamètre de chaque tronçon sera le débit maximum qui y circule. Le coefficient de simultanéité est 1. Les principaux noeuds choisis pour la détermination des diamètres sont représentés à la figure-

IV-1) Réseau d'alimentation :

Il est défini comme le réseau qui permet d'alimenter les tours à partir de la sortie des pompes.

Pour ce réseau on a :

$$AB = BC = CI = BD = DE = 317.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$IJ = JK = FG = EF = 231.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$KL = LD = GH = HC = 158.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Le tableau 4.1 donne le mode de fonctionnement qui a fourni chaque débit.

IV-2) Réseau de refoulement : (ou d'évacuation)

Le réseau de refoulement est défini le réseau qui permet d'acheminer l'eau refroidie par les tours vers le bassin .

Pour ce réseau on a :

$$SN = SF = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$MO = ML = 72.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$QP = QJ = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$RN = RH = 86 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$NO = 158.8 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$OP = 231.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$PT = 317.6 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Le tableau 4.2 présente les modes de fonctionnement qui nous ont permis de déterminer les débits.

IV-3) Réseau de distribution :

Il est défini comme l'ensemble de tous les tronçons permettant d'amener l'eau du bassin vers le réseau d'alimentation et l'ensemble des unités.

Pour ce réseau on a:

$$oa = af = ab = bc = cA = AC = je = 44.11 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$gh = hi = kj = ln = ik = kn = jl = 90 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$iv = sy = yw = 40 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$kq = tw = 60 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$np = uv = 80 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$vw = 100 \text{ m}^3/\text{h} .$$

$$oo' = vz = 180 \text{ m}^3/\text{h} .$$

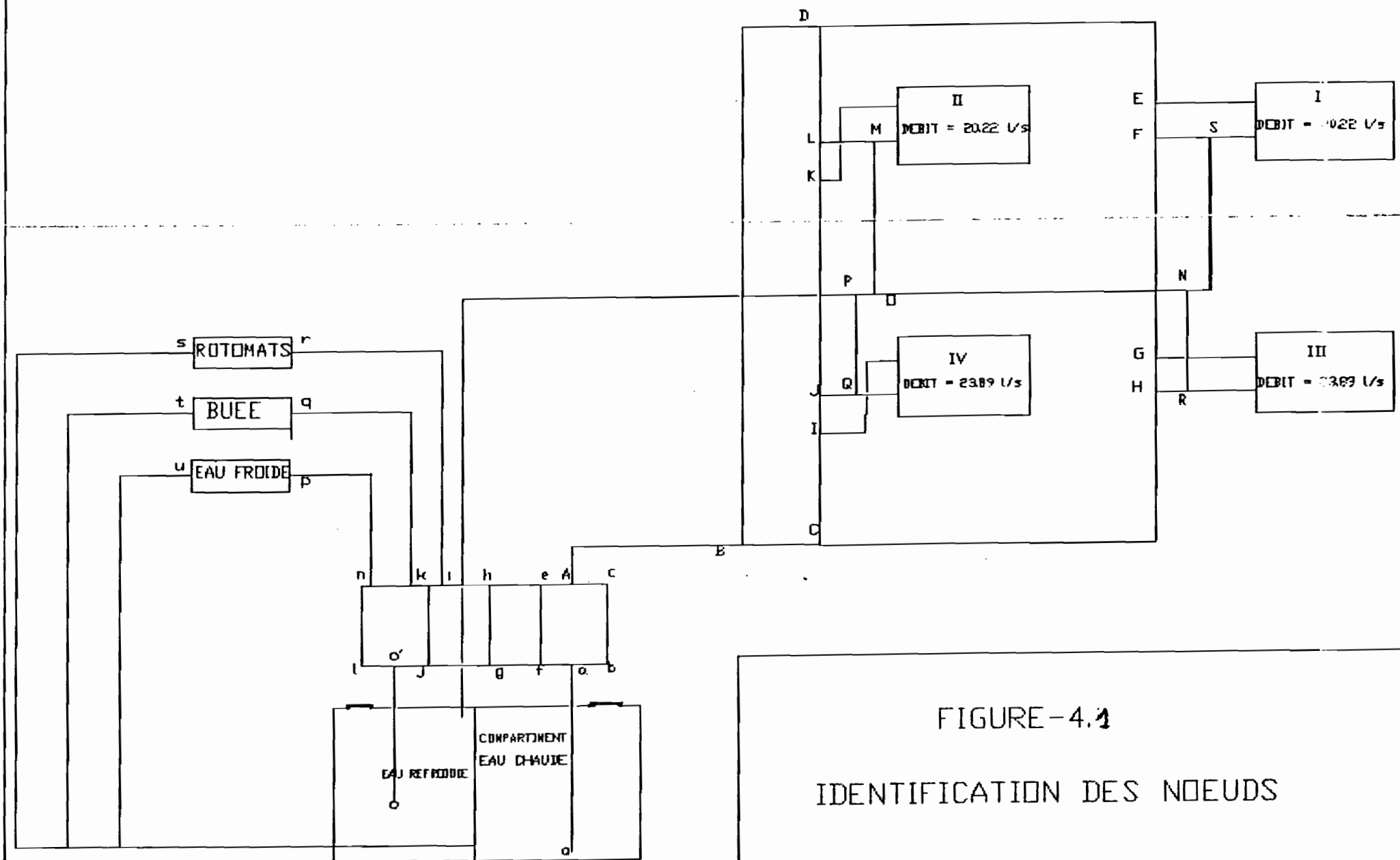


FIGURE-4.1
IDENTIFICATION DES NOEUDS

Tronçons	Débit (m ³ /h)	Débit (l/s)	Mode de fonctionnement
AB	317.6	88.22	Débit total pour l'alimentation en parallèle des quatre refroidisseurs
BC	317.6	88.22	Débit total pour l'alimentation en parallèle de (IV , II , I , III)
CI	317.6	88.22	Débit total pour l'alimentation en parallèle de (IV , II , I , III)
BD	317.6	88.22	Débit total pour l'alimentation en parallèle de (IV , II , I , III)
DE	317.6	88.22	Débit total pour l'alimentation en parallèle de (IV , II , I , III)
IJ	231.6	64.33	Débit total pour le fonctionnement en parallèle de tours (II , I , III)
JK	231.6	64.33	Débit total pour le fonctionnement en parallèle de tours (II , I , III)
KL	158.8	44.11	Débit total pour le fonctionnement en parallèle des tours (I , III)
LD	158.8	44.11	Débit total pour le fonctionnement en parallèle des tours (I , III)
EF	231.6	64.33	Débit total pour le fonctionnement en parallèle de tours (II , III , IV);
FG	231.6	64.33	Débit total pour le fonctionnement en parallèle de tours (II , III , IV);
GH	158.8	44.11	Débit total pour le fonctionnement en parallèle des tours (II , IV)
HC	158.8	44.11	Débit total pour le fonctionnement en parallèle des tours (II , IV)

TABEAU 4.1
Reseau d'alimentation : Détermination du débit maximum.

Tronçons	Debit ' (m3/h)	'Debit ' (l/s)	Mode de fonctionnement
SN	72.8	20.22	Refoulement du tour I
SF	72.8	20.22	Refoulement du refroidissement I pour disposition en serie avec le refroidisseur III
RN	88	23.89	Refoulement du refroidisseur III
RH	88	23.89	Refoulement du refroidisseur pour mise en seri avec le refroidisseur I
NO	158.8	44.11	Tronçons de recupération de l'eau refroidie au niveau I et III pour un fonctionnement indépendant
MO	72.8	20.22	Refoulement du refroidisseur II
ML	72.8	20.22	Refoulement du refroidisseur II pour mise en seri avec le refroidisseur III
QP	88	23.89	Refoulement du refroidisseur IV
QJ	88	23.89	Refoulement du refroidisseur IV pour mise en seri avec le refroidisseur II
OP	231.6	64.33	Tronçons de recupération de l'eau refroidie au niveau I,II,III pour un fonctionnement indépendant
PT	317.6	88.22	Tronçons de recupération de l'eau refroidie au niveau I,II,III pour un fonctionnement indépendant

TABLEAU : 4.2
'Réseau de refoulement : Détermination du débit maximum

CHAPITRE - V : PERTES DE CHARGE

Elles sont composées des pertes de charges régulières et des pertes de charges irrégulières.

V-1) Les pertes de charges régulières:

La perte de charge régulière ou perte de charge linéaire 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. Elle est évaluée en hauteur de liquide par la formule:

$$h_f = [(f \cdot L) / D] \cdot V^2 / 2g$$

f : coefficient de frottement,

L : longueur du tronçon,

D : diamètre du tronçon,

V : vitesse du fluide,

g : accélération de la pesanteur,

Dans les calculs on part généralement de l'abaque de Dariès; (ANNEXE [D]). Connaissant deux éléments du tronçon, on pourra déterminer les deux autres éléments de calcul de tuyauterie dans un réseau de plomberie.

Dans notre cas, nous connaissons seulement le débit. Pour déterminer le diamètre et les pertes de charges, nous devons donc connaître la vitesse de circulation du fluide.

Rappelons que la vitesse est fonction de la hauteur du chute et de l'accélération de la pesanteur, c'est-à-dire de la hauteur piézométrique. Elle s'exprime par la formule $V = \sqrt{2gh}$ dans laquelle g est l'accélération et h la hauteur de la chute. La vitesse est considérablement freinée par les frottements dans les tuyaux, les coudes, les tés etc...La vitesse varie avec la perte de charge et le diamètre. Elle varie directement avec la charge et inversement avec le diamètre. Ainsi, pour un même débit, la vitesse croît si la perte de charge grandit et elle décroît si c'est le diamètre qui grandit. Nous choisissons un intervalle de vitesse de 0.5 m/s à 2.5 m/s.

Une fois donc l'intervalle de vitesse choisi nous pouvons lire les diamètres sur l'abaque de Dariès.

Le diamètre et les pertes de charges par unité de longueur lus pour les tronçons des différents réseaux sont portés dans les tableaux 5.1 ; 5.2 ; 5.3 .

Pour réduire l'effet des pertes de charges dues au changement de section nous allons uniformiser les diamètres le long des tronçons.

Les tableaux 5.4 ; 5.5 ; 5.6 donnent les diamètres et les pertes de charge après uniformisation des diamètres.

Les pertes de charges j sont exprimées en mètre par unité de longueur du tronçon. Connaissant la longueur L de chaque tronçons, on détermine les pertes de charges linéaires totales dans le tronçon par la formule:

$$P_i = Lxj$$

Tronçons	AB	BC	BD	CI	IJ	JK	KL	LD	DE	EF	FG	GH	HC
Débit (l/s)	88.22	88.22	88.22	88.22	64.33	64.33	44.11	44.11	88.22	64.33	64.33	44.11	44.11
Vitesse (m/s)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
f (m/m)	0.02	0.02	0.02	0.02	0.028	0.028	0.03	0.03	0.02	0.028	0.028	0.03	0.03
Diamètre (m)	0.25	0.25	0.25	0.25	0.2	0.2	0.17	0.17	0.25	0.2	0.2	0.17	0.17

TABLEAU : 5.1

Réseau d'alimentation : Détermination du diamètre et pertes de charges

Tronçons	SN	SF	RN	RH	NO	MO	ML	QP	QJ	OP	PT
Débit (l/s)	20.22	20.22	23.89	23.89	44.11	20.22	20.22	23.89	23.89	64.33	88.22
Vitesse (m/s)	1.2	1.2	1.3	1.3	2	1.2	1.2	1.3	1.3	2	2
f (m/m)	0.015	0.015	0.016	0.016	0.03	0.15	0.15	0.016	0.016	0.028	0.02
Diamètre (m)	0.15	0.15	0.15	0.15	0.17	0.15	0.15	0.15	0.15	0.2	0.25

TABLEAU : 5.2

Reseau de refoulement : détermination des diametre et pertes de charges

Tronçons	oa	aA	oo'	k-ln	lr	sy	kq	tw	np	uv	yw	wv	vz
Débit (l/s)	88.22	44.11	50	25	11.11	11.11	16.67	16.67	22.22	22.22	11.11	27.78	50
Vitesse (m/s)	2	1.4	1.3	1.3	0.85	0.85	0.9	0.9	1.3	1.3	0.85	0.9	1.3
f (m/m)	0.02	0.013	0.01	0.017	0.01	0.01	0.009	0.009	0.018	0.018	0.01	0.006	0.01
Diamètre (m)	0.25	0.2	0.23	0.16	0.13	0.13	0.15	0.15	0.15	0.15	0.13	0.2	0.23

TABLEAU : 5.3

Reseau de distribution : détermination des diametres et pertes de charges

Tronçons	AB	BC	BD	CI	IJ	JK	KL	LD	DE	EF	FG	GH	HC
Débit (l/s)	88.22	88.22	88.22	88.22	64.33	64.33	44.11	44.11	88.22	64.33	64.33	44.11	44.11
V (m/s)	2	2	2	2	2	2	1.5	1.5	2	2	2	1.5	1.5
i (m/m)	0.02	0.02	0.02	0.02	0.028	0.028	0.017	0.017	0.02	0.028	0.028	0.017	0.017
Diamètre (mm)	250	250	250	200	200	200	200	200	250	200	200	200	200
L (m)	20	10	22	10	1	10	1	5	10	1	10	1	10
Lxj (m)	0.4	0.2	0.44	0.2	0.028	0.28	0.017	0.085	0.2	0.028	0.28	0.017	0.17

TABLEAU : 5.4
Réseau d'alimentation : diamètre et perte de charge (uniforme)

Tronçons	SF	SN	RH	RN	NO	OP	MO	ML	QP	QJ	PT
Débit (l/s)	20.22	20.22	23.89	23.89	44.11	64.33	20.22	20.22	23.89	23.89	88.222
V (m/s)	1.2	1.2	1.4	1.3	0.9	1	1.2	1.2	1.3	1.4	2
i (m/m)	0.015	0.015	0.02	0.015	0.005	0.01	0.015	0.015	0.015	0.02	0.02
Diamètre (mm)	150	150	150	150	250	250	150	150	150	150	250
L (m)	0.5	2	0.5	0.5	15	1	0.5	0.5	0.5	0.5	20
Lxj (m)	0.0075	0.03	0.01	0.0075	0.075	0.01	0.0075	0.0075	0.0075	0.01	0.4

TABLEAU : 5.5
Réseau de refoulement : diamètre et perte de charge (uniforme)

Tronçons	oa	abcA	alèA	gh	k	oo'	ln	r	kq	np	sy	tw	uy	yz
Débit (l/s)	88.22	44.11	44.11	25	25	50	25	11.11	16.17	22.22	11.11	16.67	22.22	50
V (m/s)	2	1	1	1.4	1.4	11	1.4	0.6	0.95	1.3	0.6	0.95	1.3	1.1
i (m/m)	0.02	0.005	0.005	0.018	0.018	0.006	0.018	0.004	0.009	0.015	0.004	0.009	0.015	0.009
Diamètre (mm)	250	250	250	150	150	250	150	150	150	150	150	150	150	250
L (m)	4	1	1	1	1	4	1	40	40	15	20	20	20	40
Lxj (m)	0.08	0.005	0.005	0.018	0.018	0.024	0.018	0.16	0.36	0.225	0.08	0.18	0.3	0.27

TABLEAU : 5.6
Réseau de distribution : diamètre et perte de charge (uniforme)

V - 2) Les pertes de charges irrégulières :

Ce sont les pertes de charges dues aux obstacles inévitables. Pour l'étude de perte de charge locale en conduite, les différentes irrégularités sont caractérisées par un coefficient sans dimension. Le coefficient de pertes de charges sur le niveau de fluide correspond à la pression dynamique ($V^2/2g$). On exprime cette pression dynamique de référence avec la vitesse moyenne dans la conduite en amont de l'obstacle. On caractérise aussi l'obstacle en se référant à la pression dynamique à la sortie de la singularité. On utilise parfois deux coefficients de pertes de charges dont l'un est référé à la pression dynamique à l'amont et l'autre à la pression dynamique à l'aval.

$$h_l = \frac{k_1 \cdot (V_1)^2}{2 \cdot g} + \frac{k_2 \cdot (V_2)^2}{2 \cdot g}$$

Généralement elles sont comptées forfaitairement dans les pertes de charges linéaires (15% des pertes de charge linéaire).

Dans notre cas nous utiliserons constamment:

$$V = \max(V_1, V_2) \implies H_l = (k_1 + k_2) V^2 / 2g \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2 .$$

L'annexe [E] donne les valeurs de k pour chaque obstacle .

Les tableaux 5.7 ; 5.8 ; 5.9 donnent les valeurs des pertes de charges dues aux obstacles dans chaque réseau. Les numéros des obstacles se réfèrent à la figure 5.1 .

N°	OBSTACLE	V (m/s)	K1	K2	K	hl (m)
1	Coude d'équerre à 90°	2			0.5	0.102
6'	Tés d'équerre	2			0.5	0.102
7	Coude d'équerre à 90°	1.5			0.5	0.057
3	Coude d'équerre à 90°	2			0.5	0.102
1	Coude d'équerre à 90°	2			0.5	0.102
6	Tés d'équerre	2	1.5	1.5		0.612
2	Tés d'équerre	2	1.5	1.5		0.612
4	Tés d'équerre	1.5	1.5	1.5		0.344
2	Tés d'équerre	1.5	1.5	1.5		0.344
6	Robinet à 3 voies	2			0.2	0.041
7	Robinet à 3 voies	2	0.2	0.2		0.081

TABLEAU : 5.7
Réseau d'alimentation : pertes de charges dues aux obstacles

N°	OBSTACLE	V (m/s)	K1	K2	K	hl (m)
1	Tés d'équerre	1.3	1	1.5		0.21
4	Tés d'équerre	1.2	1	1.5		0.18
5	Tés d'équerre	1.3	1	1.5		0.21
18	Robinet à 3 voies	1.2			0.5	0.04
19	Robinet à 3 voies	1.4			0.2	0.02
20	Robinet à 3 voies	1.4			0.2	0.02
5'	Coude d'équerre à 90°	1.4			0.5	0.05
21	Robinet à 3 voies	1.2			0.5	0.04

TABLEAU : 5.8
Réseau de refoulement : pertes de charges dues aux obstacles

N°	OBSTACLE	V (m/s)	K1	K2	K	hl (m)
22-23	Coude d'équerre	1			0.2	0.02
24	Tés d'équerre	1	1.5	1		0.13
26-27	Robinet à 2 voies	1.4			0.2	0.1
29-28	Tés d'équerre	1.4	1.5	1		0.25
30-31	Robinet à 2 voies	1.4			0.2	0.02
32	Coude d'équerre	1.4			0.5	0.05
33-45	Tés d'équerre	1.4	1.5	1.5		0.3
34-35	Coude d'équerre	1.4			0.5	0.05
36	Coude d'équerre	1.3			0.5	0.043
37	Coude d'équerre	0.95			0.5	0.023
38	Coude d'équerre	0.6			0.5	0.009
42-43-44	Coude d'équerre	0.6	3	3		0.11
40	Tés d'équerre	1.4	1.5	1.5		0.3
41	Tés d'équerre	1.4	3	3		0.6

TABLEAU : 5.9
Réseau de distribution : pertes de charge dues aux obstacles

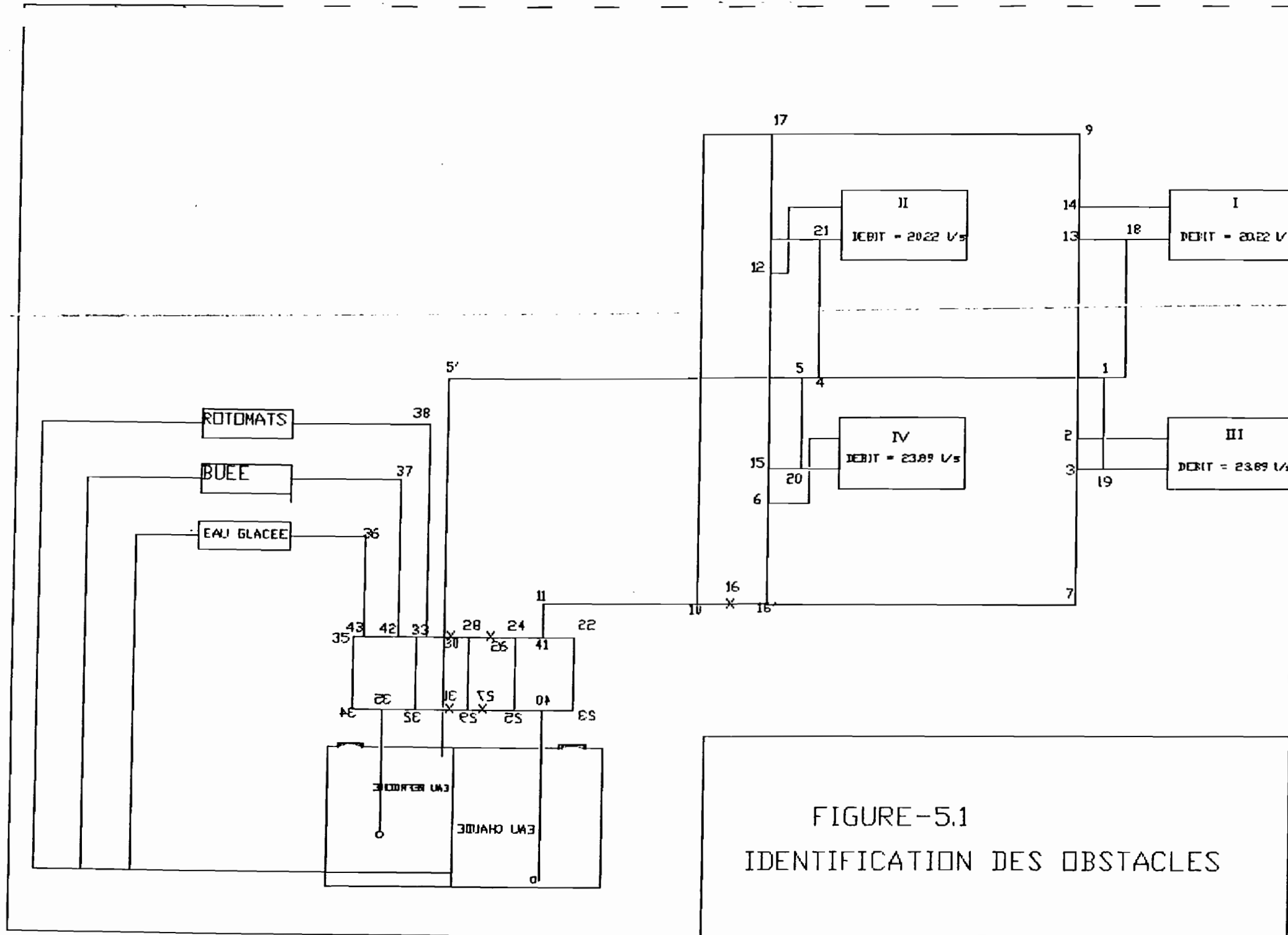


FIGURE-5.1
IDENTIFICATION DES OBSTACLES

V-3) Perte de charge totale :

C'est la somme des pertes de charges linéaires et des pertes de charges singulières . Elle sera calculée pour chaque réseau .

V-3-1) Réseau d'alimentation :

Les pertes de charges seront calculées sur le chemin le plus long qui contient beaucoup d'obstacle.

Chemin I : [A, B, C, I, J, K, J, F, G]

Pertes de charges linéaires est la somme des pertes de charges linéaires sur ce tronçon:

$$L_p = [AB]+[BC]+[CI]+[IJ]+[KL]+[LO]+[DE]+[EF]+[FG]$$

$$L_p = 2.158 \text{ m C.E.}$$

Perte de charges singulières : c'est la somme de pertes de charges dues aux obstacles sur ce chemin .

Les obstacles sont : (11, 16, 6, 12, 17, 14, 2) .

$$L'p = 2.136 \text{ m C.E.}$$

$$\text{d'où } P_I = 4.294 \text{ m C.E.}$$

Chemin II : [A, B, D, E, H, C, J, K, L]

Pertes de charges linéaires = 2.145 m C.E.

Les obstacles sont : (17, 9, 14, 2, 7, 16, 6, 12)

Pertes de charge singulière = 2.251 m C.E.

$$\text{d'où } P_{II} = 4.3956 \text{ m C.E.}$$

Ce chemin permet de mettre les tours (I, II, IV, II) en parallèle. L'état de l'eau par ce chemin n'est pas différent de son état dans le cas (IV, II, I, III) en parallèle.

D'où la perte de charge totale dans le réseau d'alimentation
est : $P_A = P_I = 4.294 \text{ m C.E.}$

V-3-2) Réseau de refoulement :

Chemin : [SNOPT]+[RN]+[MO]+[QP]

$$L_p = 0.5375 \text{ m C.E.}$$

Les obstacles sont (18; 19; 20; 21; 5')

$$L'_p = 0.15 \text{ m C.E.}$$

$$P_R = 0.15 + 0.5375 = 0.7475 \text{ m C.E.}$$

V-3-3) Réseau de distribution:

Compartiment eau chaude : [aA]+[oa]

$$L_p = 0.037 \text{ m C.E.}$$

Les obstacles sont : (23; 22; 40; 41)

$$L'_p = 0.95 \text{ m C.E.}$$

$$P_c = 1 \text{ m C.E.}$$

Compartiment eau froide : [jk]+[np]+[kq]+[iv]

$$L_p = 0.768 \text{ m C.E.}$$

Les obstacles sont (33, 32, 34, 35, 36, 37, 38, 43, 42, 44 45).

$$L'_p = 1.155 \text{ m C.E.}$$

$$\text{d'où } P_f = 1.923 \text{ m C.E.}$$

V-4) Pression disponible :

La pression disponible à chaque point du tronçon est :

$P = H - H_{ms}$

H : pression origine,

Hms : hauteur manométrique où pertes de charge jusqu'au point considéré.

La pression origine est celle qui est mesurée sur la conduite publique. Elle sera supérieure à la hauteur de l'appareil le plus élevé et le plus éloigné à servir. Cette différence permettra de compenser les pertes de charges à prévoir de manière que le débit des appareils soit assuré sous une pression résiduelle de 2 m C.E au moins pour les vannes.

Nous sommes à l'intérieur d'un réseau de plomberie où l'eau doit être pompée à partir d'un point. La pression origine sera prise comme la pression à la sortie de la pompe. La pression à l'aval est prise comme P_0 (pression atmosphérique). Lors du choix de la pompe nous tiendrons compte de la hauteur manométrique, pour avoir des pressions disponibles dans le réseau.

En définitive nous avons ici :

H = hauteur manométrique de la pompe

Hms = hauteur manométrique réelle du système qui sera

$$Hms = H - 2$$

CHAPITRE - VI : CHOIX DES MATERIAUX

Les matériaux susceptibles d'être utilisés pour la réalisation des tronçons sont: le cuivre, le fer, la fonte, l'acier, le plomb, le zinc et l'alliage de zinc, les résines synthétiques et les tubes en plastique. Compte tenu des conditions d'opération, notre choix ne prendra pas en compte les tubes en plastique et les résines synthétiques.

Nous allons d'abord voir le comportement, dans les installations de plomberie des divers matériaux susceptibles d'être utilisés. Ensuite nous allons les soumettre aux critères à prendre en compte dans la réalisation du système.

VI-1) Propriété des matériaux:

VI-1-1) Le cuivre

Le cuivre est un métal rouge auquel le polissage donne un joli brillant, mais qui s'altère à l'air et forme avec lui, les acides et les sels vénéneux (vert-de-gris).

Le cuivre jaune ou laiton est un alliage de cuivre et de zinc avec lequel on fait toute la robinetterie courante, les raccords, les bodes de nombreuses pièces d'appareils.

On emploie aussi le laiton en tubes et en tuyaux pour les conduits.

VI-1-2) Le fer:

Le fer s'oxyde à l'humidité et rouille sous l'action d'oxyde ou de sels. On le protège par des corps gras, de la peinture antirouille. Mais s'il est déjà rouillé, il faut le nettoyer au préalable et bien complètement avant de reprendre le revêtement.

VI-1-3) La fonte :

Elle est le produit brute de la fabrication du fer, contenant de 2.5 à 6% de carbone. Se moulant facilement, on en fait des objets pour tout usage dans les accessoires de plomberie sanitaire en fonte brute, peinte ou émaillée.

Bénéficiant de la moulabilité et de la résistance à la corrosion de la fonte grise, la fonte ductile avec une résistance à la traction de 42 Kg/mm² et un allongement important possède des caractéristiques mécaniques voisines de celles de l'acier. La plupart des tuyaux employés aujourd'hui sur les chantiers sont maintenant en fonte ductile centrifuge. Ils se coupent au

coupe-tube. La fluidité de cette fonte ductile centrifuge contrarie son soudage, au demeurant difficile.

Pratiquement on ne soude pas un tuyau fendu, on le remplace.

VI-1-4) L'acier:

C'est un composé complexe de fer et de carbone. Il s'obtient soit en décarburant la fonte, soit en carburant le fer.

La décarburation de la fonte se fait dans les convertisseurs Bessemer (acier Thomas) en brûlant une partie du carbone qu'elle

contient au moyen de l'oxygène de l'air ou bien dans les fours (acier Martin) au moyen d'un oxyde. Suivant leur teneur en carbone les aciers ont des propriétés différentes suivant la gamme ci-dessous:

de 0.05 à 0.35% de carbone: aciers doux,

de 0.35 à 0.50% de carbone: aciers demi-durs,

de 0.50 à 0.90% de carbone: aciers durs,

de 0.90 à 2% de carbone: aciers extra-durs,

En plomberie les aciers durs se rencontrent dans l'outillage, Les aciers spéciaux servent à faire les bacs, les éviers, plonges, etc. en acier inoxydable.

On fait en acier doux les tubes des séries normalisées NF. (Tarif n°1 et n°2 acier Thomas).

On fait en acier demi-dur ceux des séries E (Tarif n°3, acier Martin) .

VI-1-5) Le plomb

Métal très malléable, gris bleuâtre, brillant quand il est fraîchement coupé, se ternit rapidement à l'air.

Résistant aux acides il se laisse néanmoins attaquer par l'acide carbonique de l'air, rendant son contact dangereux avec l'eau de pluie. On le trouve dans le commerce laminé en tables de 2 à 3 m de largeur sur 10 m de longueur. Les épaisseurs les plus employées sont de 1.5 à 3 mm .

VI-1-6) Zinc et alliages de zinc:

Le zinc est métal bleuâtre, dur et cassant à la température ordinaire, ductile et malléable vers 100 à 150 °C redevenant cassant vers 200 °C.

Employé en couverture sous forme de feuilles il s'oxyde à l'air, perd son épaisseur et doit être remplacé dans des délais fort variables (de 25 à 40 ans) suivant l'épaisseur employée, les contrées, l'état de l'atmosphère (pure, maritime, usinière, etc.).

Moins cher que le cuivre, le zinc est utilisé en plomberie sous forme de zamac dans les fabrications d'accessoires sanitaires et des pièces de robinetterie n'entrant pas en contact avec l'eau.

Le zinc entre pour proportion de 90% à 92% dans le zamac alliage dans lequel suivant les compositions on trouve environ 4% d'aluminium, de 1 à 3% de cuivre et 0.02% de manganèse.

VI-2) Les exigences à prendre en compte.

L'eau de refroidissement n'est pas pure. Elle contient certains éléments chimiques, provenant du recyclage. Le matériau du tube doit pouvoir satisfaire aux quatre types d'exigences suivantes: les exigences fonctionnelles, technologiques, économiques et sociales.

VI-2-1) Les exigences fonctionnelles:

Le principal critère du choix du matériaux, est son degré de satisfaction pour des conditions d'utilisation auxquelles il sera destiné (contraintes mécaniques, températures, et environnement

auxquels il sera soumis). Le matériau devra en outre satisfaire à ces conditions pendant une durée donnée et avec des risques de défaillance aussi limités que possible. L'ensemble des conditions reliées au fonctionnement constituent les exigences fonctionnelles.

Pondération: 40% .

VI-2-2) Les exigences technologiques:

Elles prennent en compte la facilité de mise en forme et d'assemblage du matériau sur le site.

Pondération: 35% .

VI-2-3) Les exigences économiques:

Le matériau doit être disponible sur le marché. Un matériau rare coûte cher à l'entreprise et il ne convient pas de l'utiliser sauf s'il est indispensable.

Pondération : 20% .

VI-2-4) Les exigences sociales:

Le matériau doit permettre de supporter certains désordres de plomberie tel que le bruit dû à la circulation du fluide.

Pondération: 5% .

VI-3) Analyse multicritère:

Critères	Poids	Fonte	Cuivre	Fer	Plomb	Zinc	Acier
Fonctionnelle	40%	7	6	5	6	4	8
Technologies	25%	7	5	3	7	5	7
Economiques	15%	8	5	4	5	6	8
Sociales	5%	5	5	5	5	5	5
Notes /10	100%	7.50	5.65	4.30	6.35	5.10	7.90

De ce tableau il ressort que le matériau qui satisfait le mieux aux exigences est l'acier.

VI-4) Diamètre et pertes de charges :

Une fois le matériau des tubes connu nous allons déterminer les diamètres normalisés des différents tronçons. Les diamètres normalisés sont les diamètres des tubes disponibles sur le marché pour le matériau choisi. C'est le diamètre supérieur le plus proche du diamètre définitif.

Notre choix s'est porté sur l'acier. Mais il importe de signaler qu'en plomberie l'acier est divisé en plusieurs catégories. On distingue l'acier tarif 1; 2; 3; 10; 19; etc. Les diamètres normalisés disponibles pour chaque catégorie sont en Annexe [F]. Parmi ces catégories seul l'acier tarif 10 nous permet de normaliser les diamètres trouvés.

Les tableaux 6.1, 6.2, 6.3 indiquent les diamètres normalisés et les pertes de charges linéaires. Les diamètres indiqués sont des diamètres intérieurs.

Tronçons	BC	BD	CD	DK	KD	GC
Diamètre normalisé (mm)	260.4	260.4	260.4	260.4	207.3	207.3
h (mm)	0.02	0.02	0.02	0.02	0.022	0.017
L (m)	20	10	22	10	11	7

TABLEAU : 6.1
Réseau d'alimentation : perte de charge et diamètre normalisé

Tronçons	SF	SN	RH	RN	NO	OP	MO	ML	QP	QJ	TT
Diamètre normalisé (mm)	150	150	150	150	260.4	260.4	150	150	150	150	309.7
h (mm)	0.0015	0.015	0.02	0.015	0.005	0.01	0.015	0.015	0.015	0.02	0.008
L (m)	0.5	2	0.5	0.5	15	1	1	0.5	1	0.5	20

TABLEAU : 6.2
Réseau de refoulement : perte de charge et diamètre normalisé

Tronçons	oa	abcA	afeA	gh	jk	od	ln	lr=sy	np=uv	kg=tw	z
Diamètre normalisé (mm)	260.4	260.4	260.4	150	150	260.4	150	150	150	150	260.4
h (mm)	0.02	0.005	0.005	0.018	0.018	0.006	0.018	0.004	0.015	0.009	0.006
L (m)	4	1	1	1	1	4	1	60	25	60	15

TABLEAU : 6.3
Réseau de distribution : perte de charge et diamètre normalisé

Normalement le matériau choisi affectent aussi les pertes de charges.

Mais compte tenu du fait que les diamètres normalisés sont très peu différent des diamètres définitifs; les pertes de charges ne sont donc pas grandement affectées.

L'abaque de DARIES étant établit pour l'acier le matériau choisi n'affectent donc pas les pertes de charges.

En définitive les pertes de charge ne varient pratiquement pas.

CHAPITRE-VII : BASSIN

Le bassin joue le rôle d'un réservoir tampon. En tant que réservoir il doit pouvoir contenir une réserve d'eau pour atténuer les variations de débit et empêcher le système de tarir. Il sert aussi à refroidir l'eau et à la débarasser des corps étrangers (débris d'usure provenant du circuit). Le choix de son volume doit tenir compte de la disponibilité de l'espace pour son implantation.

La superficie actuellement disponible pour le bassin peut être estimé à 4 m x 5 m . Pour une profondeur de 4 m; le volume du bassin sera alors de 80 m³.

L'écart entre le débit entrant et le débit sortant dans des deux compartiments du bassin est très faible, nous pouvons donc allouer la moitié du volume du bassin à l'eau chaude et l'autre moitié à l'eau froide.

Volume du compartiment eau chaude = 40 m³ .

Volume du compartiment eau froide = 40 m³ .

Réalisation du bassin:

* Construire une fosse étanche (enduits de ciment) de 4 m de profondeur, 4 m de largeur et 5 m de longueur.

* Diviser la fosse en deux compartiments égaux: un compartiment pour l'eau chaude et un compartiment pour l'eau froide.

* Mettre sur le réservoir un indicateur de niveau de température.

* Mettre des filtres crépines sur les tronçons d'aspiration d'eau des compartiments.

* Prévoir pour chaque compartiment un orifice d'accès.

* Le réservoir doit être surmonté d'un reniflard avec un filtre. Le reniflard doit permettre à l'air d'entrer et de sortir librement du réservoir pour accommoder les variations du niveau de l'eau et le filtre pour éviter l'introduction accidentelle de corps étrangers.

CHAPITRE - VIII : POMPES

Avant de passer au choix de la pompe, voyons comment se présente le problème.

Il s'agit principalement de pouvoir pomper l'eau du bassin jusqu'aux tours et arriver aussi à fournir le débit d'eau nécessaire aux différentes unités.

En dehors de toute question de dépense, la pompe sera choisie en fonction du débit et de la hauteur manométrique.

VII-1) Débit :

Le débit maximum pour atteindre les conditions requises pour évacuer l'apport thermique des unités est 64 l/s.

VII-2) Hauteur manométrique:

La hauteur manométrique est déterminée par la somme des trois éléments suivants:

ha: hauteur d'aspiration,

hr: hauteur de refoulement,

p: perte de charge totale dans les conduites.

VII-2-1) Hauteur d'aspiration:

C'est la profondeur maximale à laquelle l'eau doit être pompée.

Le niveau le plus bas de l'eau dans le compartiment d'eau refroidie par rapport à l'axe de la pompe est de 3 m . Il restera donc en permanence une hauteur de 1 m d'eau dans le compartiment d'eau froide; et qui pourra toujours être utilisés en cas de pénurie.

Pour l'eau chaude la hauteur pratique d'aspiration se trouve diminuée de la tension de vapeur d'eau à la température considérée. L'annexe [G] donne les valeurs de la pression de vapeur de l'eau pour différentes températures. Connaissant Pv on détermine:

$$H_{vpa} = \frac{P_v}{\tau}$$

Pv = pression de vapeur (voir annexe [G])

τ = poids volumique (N/m³).

Pour une température de 40 °C on a : Pv = 7.5 kPa .

$$\tau = 9737 \text{ N/m}^3 .$$

$$H_{vpa} = 0.77 \text{ m C.E.}$$

Pour une température de 30 °C on a : Pv = 4.3 kPa .

$$\tau = 9767 \text{ N/m}^3 .$$

$$H_{vpa} = 0.45 \text{ m C.E.}$$

La hauteur pratique d'aspiration diminue avec l'altitude. Cette influence sera négliger pour la région de Dakar.

En définitive on a:

ha = 3.23 m pour l'eau chaude,

ha = 2.55 m pour l'eau refroidie.

VIII-2-3) Hauteur de refoulement:

C'est la hauteur maximale à laquelle l'eau doit être pompée. L'eau pompée du bassin doit pouvoir alimenter les refroidisseurs et être distribuée dans les unités.

D'après les mesures effectuées sur le terrain l'orifice d'alimentation se trouve à hauteur de 3.355 m par rapport à la base pour le refroidissement RRI-RAI 403 et 3.155 m pour les refroidisseurs RRI-RAI 316.

L'unité la plus élevée est le circuit d'évaporation de la buée. Son élévation est 4 m. L'eau froide doit pouvoir atteindre cette hauteur.

En définitive on a :

hr = 3.355 m pour eau chaude.

hr = 4 m pour eau refroidie.

VIII-2-3) Pertes de charges:

Nous aurons à choisir des pompes pour le compartiment d'eau chaude et d'eau froide. Il serait alors bon de connaître les pertes de charges pour chacun de ces compartiments.

VIII-2-3.1) Pour l'eau chaude :

Pertes de charge dans le réseau d'aspiration	= 0.672 m C.E.
Pertes de charge dans le réseau de refoulement	= 0.7475 m C.E.
Pertes de charges dans le réseau d'alimentation	= 4.294 m C.E.
Pertes de charge dans les faisceaux des tours	= 8.000 m C.E.
Pression résiduelle	= 2 m C.E.

Majoration pour élément de régulation = 0.5 m C.E.

Pertes de charges totales = 16.214 m C.E.

Nous avons prévu une majoration de 0.5 m C.E. pour tenir compte des pertes de charges que causera les éléments de régulation.

VIII-2-3.2) Pour l'eau froide :

Pertes de charges à l'aspiration = 0.454 m C.E.

Pertes de charges dans le réseau de distribution = 1.923 m C.E.

Pression résiduelle = 2 m C.E.

Majoration prévu pour les éléments de régulation = 0.5 m C.E.

Pertes de charge totales = 4.877 m C.E.

VIII-3) Choix des pompes :

VII-3-1) Eau chaude :

ha = 3.23m C.E.

hr = 3.355 m C.E.

Pt = 16.2135 m C.E.

d'où : Hm = 22.7985 m C.E.

Qt = 88.22 l/s .

Deux pompes de 44.11 l/s disposées en parallèle nous permettront d'assurer ce débit. Le catalogue des pompes HANY

(ANNEXE [H]) donne une pompe 4412 à un étage.

VIII-3-2) Eau refroidie:

ha = 2.55 m C.E.

hr = 4 m C.E.

P = 4.877 m C.E.

donc :Hm = 11.427 m C.E.

Q = 50 l/s

Deux pompes de 25 l/s disposées en parallèle nous permettra d'assurer ce débit. Le catalogue des pompes HANY (ANNEXE [H]) donne une pompe 4410 à un étage.

La pompe de secours est une pompe installée pour remplacer une pompe du circuit d'alimentation et du circuit de distribution en cas panne.

Le débit de cette pompe est de 25l/s et sa hauteur manométrique est 22.7985 m C.E. En effet avec ce débit et cette hauteur manométrique, la pompe pourra remplacer efficacement une pompe du compartiment d'eau chaude, pour le débit total recommandé qui est 64 l/s. Avec la pompe de secours on aura un débit de 69 l/s.

Les régulateurs de pression et de débit vont permettre de réguler les excès de pression que la hauteur manométrique de cette pompe va causer dans le circuit d'eau froide.

Le catalogue des pompes HANY donne une pompe de série à étages.

La pompe de secours est prévu pour permettre au système d'être flexible.

CHAPITRE-IX : EVALUATION ECONOMIQUE

Nous allons d'abord définir les différents éléments à spécifier lors de l'établissement de l'avis d'appel d'offre ou pendant la demande des prix des éléments sur le marché.

IX-1 : Désignation des tuyaux :

IX-1-1) Description :

Les différentes caractéristiques des tuyaux apparaissent dans l'ordre suivant dans la désignation :

1°) La quantité :

C'est la longueur totale du tube à acheter. Elle est la somme des longueurs des tronçons ayant le même diamètre que le tube considéré.

2°) Les dimensions réelles :

Elles sont désignées par deux nombres séparés par un tiret. Le premier indique le diamètre extérieur du tronçon et le second indique l'épaisseur du tube.

3°) Les numéros et la norme :

Les tubes choisis sont de la norme française N.F.

IX-1-2) Designation :

* Réseau d'alimentation

62 m tubes 260.4-6.3 NF A 49-111

45 m tubes 207.3-5.9 NF A 49-111

*Réseau de refoulement

36 m tubes 260.4-6.3 NF A 49-111

6.5 m tubes 150.0-4.5 NF A 49-111

*Réseau de distribution

55 m de tubes 260.4-6.3 NF A 49-111

148 m de tubes 150.0-4.5 NF A 49-111

IX-2 : Rédaction de bon de commande :

1°/ Les tuyaux

COMMANDE N°1
- 153 m tubes 260.4-6.3 NF A 49-111
- 45 m tubes 207.3-5.9 NF A 49-111
- 154.5 m tubes 150.0-4.5 NF A 49-111

2°/ Les pompes

COMMANDE N°2 Nombre d'unités à acheter : 2 pompes	
Libellé	Correspondance
Debit	160 m ³ /h
Hauteur manométrique	22.7985 m C.E.
Diamètre interieur de la conduite d'aspiration	260.4 mm
Diamètre de refoulement	260.4 mm
Température de l'eau	40 °c
Mode d'entrainement	Moteur électrique
Automaticité de l'installation	Non

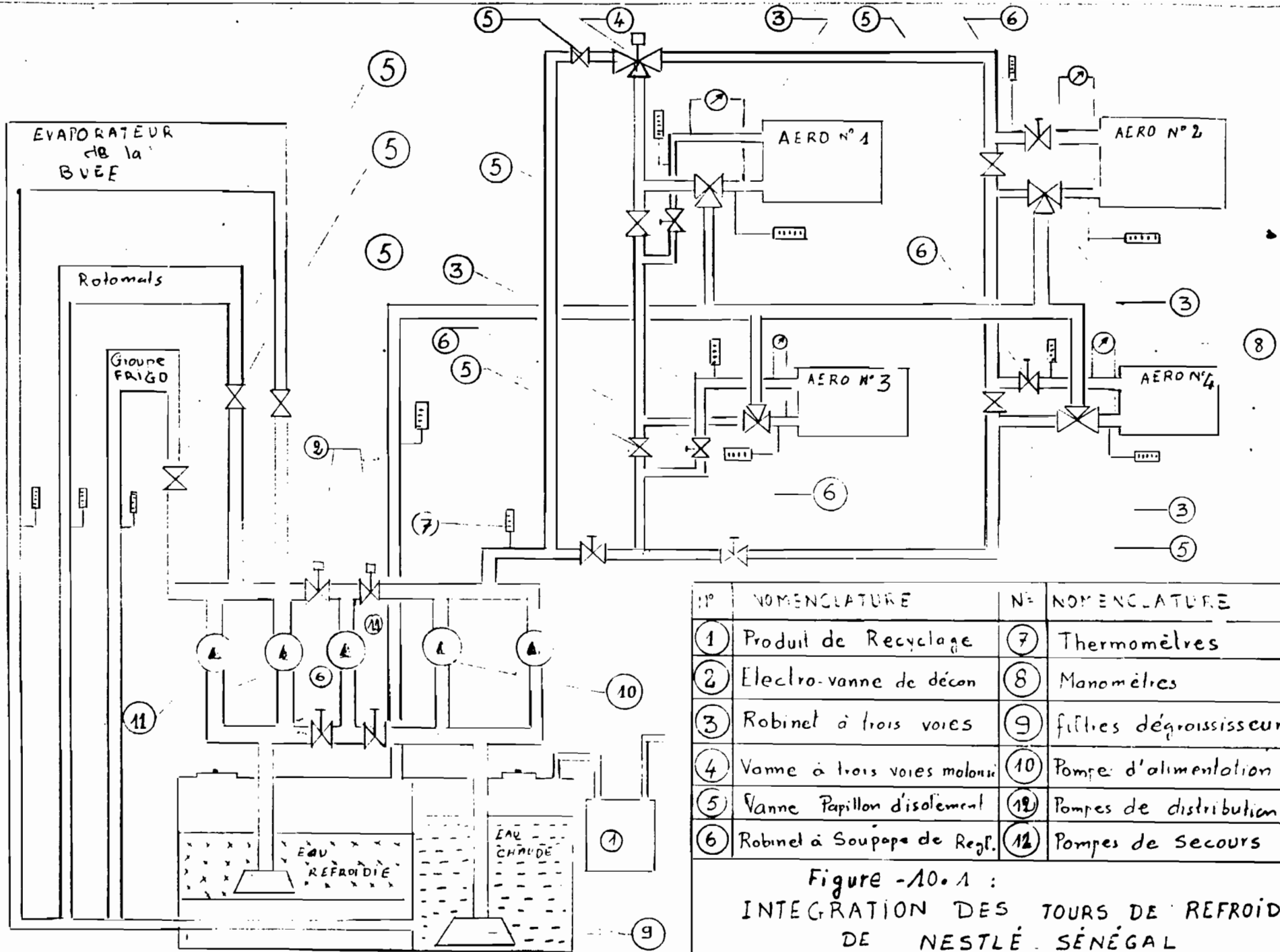
COMMANDE N°3 Nombre d'unités à acheter : 2 pompes	
LIBELLE	CORRESPONDANCE
Debit	90 m ³ /h
Hauteur manométrique	11.27 m C.E.
Diamètre intérieur de la conduite d'aspiration	260.4 mm
Diamètre de refoulement	260.4 mm
Température de l'eau pompée	30 °C
Mode d'entrainement	Moteur électrique
Automaticité de l'installation	NON

COMMANDE N°4 Nombre d'unités : 1 pompe	
LIBELLE	CORRESPONDANCE
Debit	90 m ³ /h
Hauteur manométrique	22.7985 m C.E.
Diamètre intérieur de la conduite d'aspiration	150 mm
Diamètre de refoulement	150 mm
Température de l'eau pompée	40 °C
Mode d'entraînement	Moteur électrique
Automaticité de l'installation	NON

3°/ Les accessoires:

COMMANDE N°5	
Nombre	Eléments
2	robinets à trois voies (robinet à vanne) de 273.0 mm de diamètre.
4	robinets à vanne pour un diamètre de 273.0 mm.
6	filtres
12	thermomètres
12	baromètres
15	coudes de 273.0 mm de diamètre arrondi à 90°
3	tés d'equerres pour un diamètre de 273.0 mm
10	tés d'equerre pour un diamètre de 159.0 mm
10	coudes de 159.0 mm de diamètre arrondi à 90°
5	robinets à trois voies de diamètre de 159.0 mm

La figure 9.1 montre le système avec ses accessoires.



N°	NOMENCLATURE	N°	NOMENCLATURE
①	Produit de Recyclage	⑦	Thermomètres
②	Electro-vanne de décon	⑧	Manomètres
③	Robinet à trois voies	⑨	filtres dégrossisseurs
④	Vanne à trois voies motor	⑩	Pompe d'alimentation débit =
⑤	Vanne Papillon d'isolement	⑪	Pompes de distribution débit =
⑥	Robinet à Soupape de Regl.	⑫	Pompes de secours

Figure -10.1 :
 INTEGRATION DES TOURS DE REFROIDISSEMENT
 DE NESTLÉ SÉNÉGAL

IX-3: Estimation du coût de réalisation

En se référant au bordereau de prix du fournisseur d'équipement à NESTLE SENEGAL (annexe I) le prix de chaque bon de commande peut être estimé à:

NUMEROS DU BON DE COMMANDE	COUT (C.F.A.)
1	9.189.375
2	4.381.310
3	1.581.750
4	790.875
5	4.916.600
Réalisation du bassin :	400.000
Frais d'étude du projet:	405.000
Frais d'installation:	600.000
TOTAL	22.264.910

Le coût totale de réalisation du nouveau système serait alors VINGT DEUX MILLIONS DEUX SOIXANTE QUATRE MILLE NEUF CENT DIX FRANCS C.F.A.

IX-4: Analyse financière

Nous nous intéresserons à comment modifier le nouveau système pour réduire son coût de réalisation sans affecté ses caractéristiques.

A cet effet en remplaçant le bassin par le réservoir tampon du circuit des rotomats on supprime du coup les frais liés à la réalisation du bassin (figure 9.2).

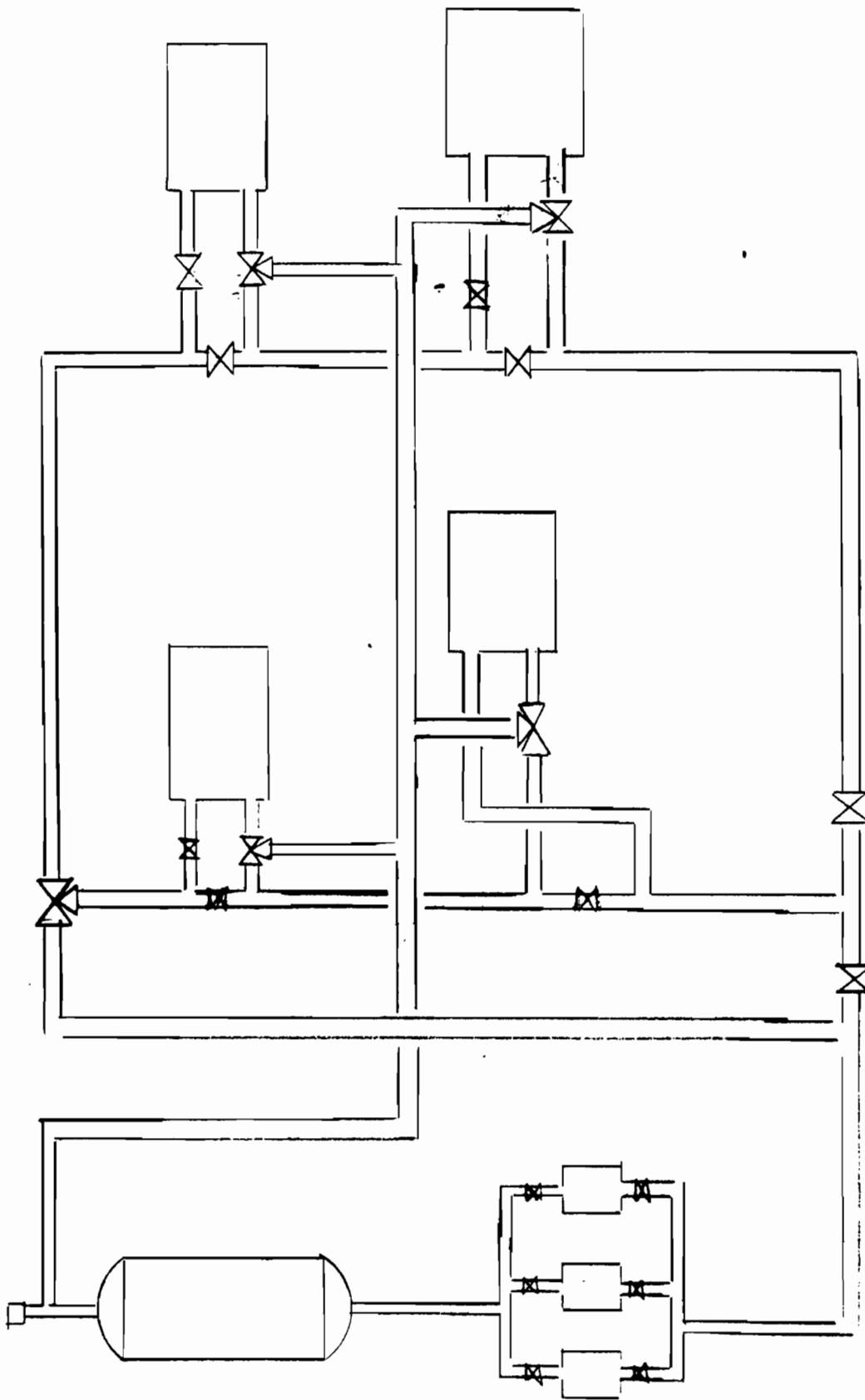


Fig - 9.2 Schéma Unitaire du système
anneaux

Ce système aura aussi l'avantage de n'avoir qu'un seul circuit de pompage : celui d'alimentation. Les pompes de distribution seront supprimées. Les pompes existants au niveau de chaque unité dans le système existant vont jouer ce rôle.

En tenant compte de ces modifications le coût de réalisation du nouveau système s'établit comme suit:

NUMEROS DE BON DE COMMANDE	COUT (C.F.A.)
1	9.189.375
2	4.381.310
5	2.773.600
Frais d'étude	405.000
Frais d'installation	600.000
TOTAL	17.349.285

Signalons que pour les bons commandes n°1 et 5 les quantités commandées tiennent compte des pertes qui pourront survenir lors de la réalisation du système. Pour le bon de commande n° 2 nous allons commander 3 unités au lieu de 2. La pompe de secours est identique aux pompes d'alimentation.

Le cout réel de réalisation du système est: 17.349.285 F.C.F.A.

(DIX SEPT MILLIONS TROIS CENT QUARANTE NEUF MILLE DEUX CENT QUATRE VINGT CINQ FRANCS C.F.A.). Soit une réduction de 22% .

CONCLUSION

Le nouveau système que nous avons réalisé dans le cadre de ce projet de fin d'études permet à la société d'éviter les arrêts de production dues aux défaillances des refroidisseurs.

Ce système présentera des frais d'exploitation très compétitifs car en utilisant trois refroidisseurs au lieu de cinq, on consomme moins d'électricité et d'eau. Il permet d'avoir un système centralisé d'eau de refroidissement avec l'utilisation du bassin.

La réalisation du système intègre un programme de développement de l'usine. Ainsi il permettra d'assurer le refroidissement des unités futures à installer.

Ce travail de part sa structure, constitue un premier pas dans l'intégration des tours de refroidissement. Il serait bon de le développer , notamment en tenant compte des caractéristiques du système existant (diamètre) pour réduire les frais de réalisations et assurer l'ordre de fonctionnement des tours par un système asservi./.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1°/ ASHARE HANDBOOK

- Fundamentals, 1985
- Systeme, 1984
- Equipement, 1983
- Applications, 1982

2°/ Henri CHARLENT,

Traité de PLOMBERIE

GARNIER TECHNIQUE

3°/ Les schémas des installations sanitaires et thermiques;

DELAGRAVE, TECHNOR

4°/ Rapport ADS ; NESTLE SENEGAL.

5°/ CENTRALES ET MACHINES THERMIQUES

Michel BERNIER

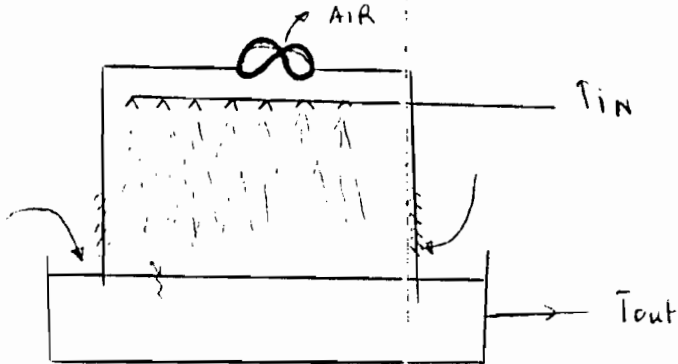
Département GENIE MECANIQUE; ECOLE POLYTECHNIQUE DE MONTREAL.

ANNEXE [A]

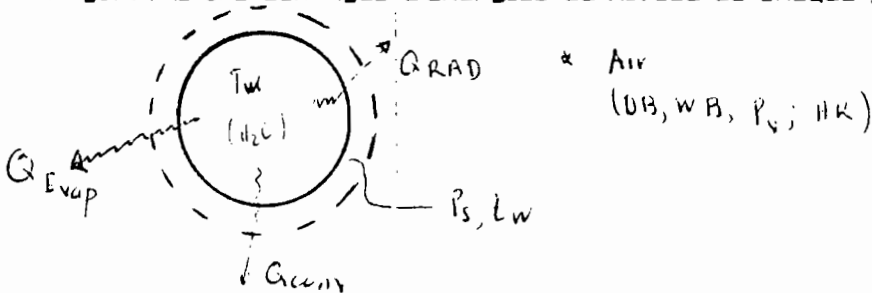
DETERMINATION DE LA CAPACITE DES TOURS

1) Méthode de calcul

Schématiquement on a :



Regardons les échanges d'énergie au niveau de chaque gouttelette



Processus de convection : (Qconv)

$$Q_{conv} = Ah_c(t_w - t_a)$$

t_w = température de la gouttelette d'eau

t_a = température humide de l'air

h_c = coefficient de film ($\frac{BTU}{pi F}$, $\frac{W}{m^2 C}$)

Surface de la gouttelette (pi , m²)

Processus de Radiation : Q_{RAD}

$$Q_{RAD} = A\epsilon\sigma(T_W^4 - T_a^4)$$

A = Surface d'échange

ϵ = Emissivité de l'eau

σ = Constante de STEFAN BOLTZMAN

T_W = température de l'eau (K)

T_a = température de surface (K)

Processus de transfert de masse Q_{evap}

LOI DE FICK

La masse d'eau évaporée par unité de temps et de surface est directement proportionnelle à la différence entre pression partielle de saturation de la vapeur d'eau au voisinage de la gouttelette (P_s, t_w) et la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (P_v).

$$\frac{m_v}{A} \propto (P_s, t_w - P_v)$$

$$m_v \propto A (P_s, t_w - P_v)$$

m_v = masse d'eau occupée (kg/s)

$$w_a = 0.622 \frac{P_v}{P_B - P_v} \text{ (humidité spécifique dans l'air)}$$

$$w_w = 0.622 \frac{P_s, t_w}{P_B - P_v} \text{ (humidité spécifique au voisinage de la gouttelette)}$$

P_B --- --- Pression Atmosphérique

$$P_{s,tw} = \frac{w_w(P_B - t_w)}{0.622}$$

$$P_v = \frac{w_a(P_B - P_v)}{0.622}$$

$P_{s,tw}$ et P_v sont négligeables vis à vis de P_B ainsi

$$P_{s,tw} = \frac{w_w}{0.622} \quad \text{et} \quad P_v = \frac{w_a * P_B}{0.622}$$

$$\text{donc} \quad m_v = \frac{A * P_B}{0.622} (w_w - w_a)$$

En introduisant le coefficient de diffusion h_D on a

$$m_v = A h_D (w_w - w_a)$$

h_D coefficient de diffusion (semblable au coefficient de film)

$$Q_{EVAP} = m_v h_{fg} t_w$$

h_{fg} = chaleur latente de vaporisation

BILAN ENERGETIQUE

Quantité d'énergie gagnée par l'air = Quantité d'énergie perdue par l'eau(goutelette)

$$-[h_c A (t_w - t_a) + A \epsilon \sigma (T_w^4 - T_s^4) + h_D A (w_w - w_a) h_{fg}] = E = \frac{d}{dt} (\rho_{H_2O} * \text{Volume} * C_{p_{H_2O}} * T_w)$$

D'après Lewis pour l'eau dans l'air on a $\frac{h_c}{h_D * C_{p_{air}}} = 1$

Le nombre de Lewis pour l'eau dans l'air est 1.

Pour l'air on a: $C_{p_{air}} = 0.24 \frac{BTU}{lb_{air} F}$ donc $h_D = \frac{h_c}{0.24} = 4h_c$ (Valable pour unité anglaise seulement). Si on néglige Q_{RAD} et Q_{conv} on a : $Q_T = m_v h_{fg}$.

$$Q_T = m_3 h_3 - m_1 h_1$$

Evaluons m_3 ?

Conservation de la masse

$$m_{2a} = m_{4a} \quad (1)$$

$$m_{1e} + m_{2e} = m_{3e} + m_{4e} \quad (2)$$

Conservation de l'énergie

$$m_3(h_3 + PE_3 + KE_3) + m_{4a}(h_4 + PE_4 + KE_4) - m_1(h_1 + PE_1 + KE_1) - m_2(h_2 + PE_2 + KE_2) + W - Q + \frac{dE_{\text{sys}}}{dt} = 0$$

Hypothèses:

$$\delta KE = 0$$

$$\delta PE = 0$$

Etat et écoulement permanent $Q = 0$ et $W = 0$

$$m_3 h_3 + m_{4a} h_4 = m_1 h_1 + m_{2a} h_2 \quad (3)$$

Les inconnues sont : m_{4a} , m_{2a} , m_{2e} , m_{4e} , m_3 .

Puisque les propriétés de l'air à l'état (2) sont connues on a :

$$w_2 = \frac{m_{2e}}{m} \quad \text{et} \quad m_{2m} = m_{2a} + m_{2e}$$

En considérant les pertes de charges dans les tuyauteries nous avons

$$m_{3\text{réel}} = m_3 - \delta m_1$$

δm = Pertes de charges dans les tuyauteries dues aux obstacles dans les tours.

On a donc à résoudre le système suivant:

$$\begin{aligned} m_{2a} + 0m_{2e} + 0m_3 + 0m_{4e} - m_{4a} &= 0 \\ 0m_{2a} + m_{2e} - m_3 - m_{4e} + m_{4a} &= 0 \\ m_{2a}h_2 + 0m_{2e} + m_3h_3 + 0m_{4e} + m_{4a}h_4 &= 0 \\ w_2 m_{2a} - m_{2e} + 0m_3 + 0m_{4e} + 0m_{4a} &= 0 \\ m_{2a} + m_{2e} + 0m_3 + 0m_{4e} + 0m_{4a} &= m_m \end{aligned}$$

1	0	0	0	-1	m_{2a}	0
0	1	-1	-1	0	m_{2e}	$-m_1$
$-h_2$	0	h_3	0	h_4	m_3	$-m_1 h_1$
w_3	-1	0	0	0	m_{4e}	0
1	1	0	0	0	m_{4a}	m_m

La résolution de ce système nous permettra de déterminer m_3 .

Les températures T_1 et T_3 sont les températures moyennes données à l'entrée et à la sortie de chaque tour. L'humidité relative pour ces états sera prise comme égale à 100 / Donc h_1 et h_3 peuvent être déterminés à partir de la table psychométrique.

ANNEXE [B]

PROSPECTUS TECHNIQUE DES REFROIDISSEURS

Industriekühler
Refrigidisseurs Industriels
Evaporative coolers

RRI - RAI - RAID 3 ...

Apparate type Types d'appareils Model	Nennleistung Puissance Capacity		Primärwasserumenge Eau primaire Primary water quantity	Gesamtluftmenge Débit d'air Total airflow	Wannenwasserumenge Débit de eau Quantity of water
	kW	kcal/h	m³/h	m³/h	m³/h
RRI - RAI - RAID					
301	220,93	190000	38,00	32600	37,5
302	235,66	202670	40,54	34700	39,9
303	250,39	215340	43,07	36800	42,3
304	265,12	228000	45,60	38900	44,7
305	279,85	240670	48,14	41000	47,2
306	294,58	253340	50,67	43100	49,6
307	309,30	266000	53,20	45200	52,0
308	324,03	278670	55,74	47300	54,4
309	338,76	291340	58,27	50700	58,3
310	353,49	304000	60,80	52800	60,7
311	368,22	316670	63,34	54900	63,1
312	382,95	329340	65,87	57000	65,5
313	397,68	342000	68,40	59100	68,0
314	412,41	354670	70,94	61200	70,3
315	427,13	367340	73,47	63300	72,8
316	441,86	380000	76,00	65400	75,2

Apparate type Types d'appareils Model	Anz. der Ventilatoren u. Durchmesser Nombre et diamètre de ventilateurs Number of fans and diameter	Leistungsbedarf Puissance absorbée Power requirements	Motorleistung Puissance du moteur Engine power	Stromaufn. bei 380 V Amperes à 380 V Current consumption at 380 V	Anzahl d. Pumpen* Nombre de pompes* Number of pumps*	Leistungsbedarf Puissance absorbée Power requirements	Motorleistung Puissance du moteur Engine power	Stromaufn. bei 380 V Amperes à 380 V Current consumption at 380 V	Wannenheizung* Tube à Pecti chauffant Heater for drip tray
RRI		kWe	kW	A		kWe	kW	A	kW
301	1 x 450	3,6	5,5	11,4	1	0,75	1,1	2,8	2,5
302	1 x 450	3,9	5,5	11,4	1	0,80	1,1	2,8	2,5
303	1 x 450	4,6	5,5	11,4	1	0,85	1,1	2,8	2,5
304	1 x 450	5,0	5,5	11,4	1	0,90	1,1	2,8	2,5
305	1 x 450	5,4	7,5	15,2	1	0,95	1,1	2,8	2,5
306	1 x 450	5,9	7,5	15,2	1	1,00	1,1	2,8	2,5
307	1 x 450	6,5	7,5	15,2	1	1,05	1,5	3,6	2,5
308	1 x 450	7,0	7,5	15,2	1	1,10	1,5	3,6	2,5
309	1 x 630	4,9	5,5	11,4	1	1,15	1,5	3,6	3,0
310	1 x 630	5,2	7,5	15,2	1	1,20	1,5	3,6	3,0
311	1 x 630	5,6	7,5	15,2	1	1,30	1,5	3,6	3,0
312	1 x 630	5,8	7,5	15,2	1	1,40	2,2	5,0	3,0
313	1 x 630	5,9	7,5	15,2	1	1,50	2,2	5,0	3,0
314	1 x 630	6,5	7,5	15,2	1	1,55	2,2	5,0	3,0
315	1 x 630	6,9	7,5	15,2	1	1,60	2,2	5,0	3,0
316	1 x 630	7,4	11,0	22,5	1	1,70	2,2	5,0	3,0

RAI		kWe	kW	A		kWe	kW	A	kW
301	3 x 710	3 x 1,20	3 x 1,50	3 x 3,60	1	0,75	1,1	2,8	2,5
302	3 x 710	3 x 1,20	3 x 1,50	3 x 3,60	1	0,80	1,1	2,8	2,5
303	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,85	1,1	2,8	2,5
304	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,90	1,1	2,8	2,5
305	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,95	1,1	2,8	2,5
306	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	1,00	1,1	2,8	2,5
307	2 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	1,05	1,5	3,6	2,5
308	2 x 710	3 x 2,10	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,10	1,5	3,6	2,5
309	2 x 710	3 x 2,10	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,15	1,5	3,6	3,0
310	3 x 710	3 x 2,40	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,20	1,5	3,6	3,0
311	3 x 710	3 x 2,40	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,30	1,5	3,6	3,0
312	3 x 710	3 x 2,70	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,40	2,2	5,0	3,0
313	3 x 710	3 x 2,70	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,50	2,2	5,0	3,0
314	3 x 710	3 x 2,95	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,55	2,2	5,0	3,0
315	3 x 710	3 x 2,95	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,60	2,2	5,0	3,0
316	3 x 800	3 x 3,00	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,70	2,2	5,0	3,0

RAID		kWe	kW	A		kWe	kW	A	kW
301	3 x 710	3 x 1,20	3 x 1,50	3 x 3,60	1	0,75	1,1	2,8	2,5
302	3 x 710	3 x 1,20	3 x 1,50	3 x 3,60	1	0,80	1,1	2,8	2,5
303	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,85	1,1	2,8	2,5
304	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,90	1,1	2,8	2,5
305	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	0,95	1,1	2,8	2,5
306	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	1,00	1,1	2,8	2,5
307	3 x 710	3 x 1,70	3 x 2,20	3 x 5,00	1	1,05	1,5	3,6	2,5
308	3 x 710	3 x 2,10	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,10	1,5	3,6	2,5
309	3 x 710	3 x 2,10	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,15	1,5	3,6	3,0
310	3 x 710	3 x 2,40	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,20	1,5	3,6	3,0
311	3 x 710	3 x 2,40	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,30	1,5	3,6	3,0
312	3 x 710	3 x 2,70	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,40	2,2	5,0	3,0
313	3 x 710	3 x 2,70	3 x 3,00	3 x 6,90	1	1,50	2,2	5,0	3,0
314	3 x 710	3 x 2,95	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,55	2,2	5,0	3,0
315	3 x 710	3 x 2,95	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,60	2,2	5,0	3,0
316	3 x 800	3 x 3,00	3 x 4,00	3 x 8,70	1	1,70	2,2	5,0	3,0

Leistungsangabe:

Feuchtkugelttemperatur
Wassereintrittstemperatur
Wasseraustrittstemperatur
Wärmeaustauschflächen ohne Verunreinigungen.

$t_L + 21,5^\circ\text{C}$
 $tw_E + 33^\circ\text{C}$
 $tw_A + 28^\circ\text{C}$

Puissance:

Température humide
Température entrée d'eau
Température sortie d'eau
Puissance nominale sans tartre sur faisceau d'échange.

$t_L + 21,5^\circ\text{C}$
 $t_E + 33^\circ\text{C}$
 $t_S + 28^\circ\text{C}$

Performance specifications:

Wet bulb temperature
Water-in temperature
Water-out temperature
Heat-exchange surfaces without contaminations.

$t_L + 21,5^\circ\text{C}$
 $tw_E + 33^\circ\text{C}$
 $tw_A + 28^\circ\text{C}$

* gegen Mehrpreis lieferbar
* contre plus value
* at an additional charge

Industriekühler
Refroidisseurs industriels **RRI – RAI – RAID 4 ...**
Evaporative coolers

T3-1/85

Apparate type Types d'appareils Model RRI – RAI – RAID	Nennleistung Puissance Capacity		Primärwassermenge Eau primaire Primary water quantity	Gesamtluftmenge Débit d'air Total airflow	Umwälzwassermenge Débit de eau Quantity of water
	kW	kcal/h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h
401	470,70	404800	80,96	68750	79,0
402	493,12	424080	84,82	71800	82,5
403	515,53	443350	88,67	74850	86,0
404	537,94	462630	92,53	77900	89,5
405	560,35	481910	96,38	80950	93,0
406	582,77	501180	100,24	84000	96,6
407	605,18	520460	104,09	87050	100,0
408	627,60	539740	107,95	90100	103,4
409	650,01	559010	111,80	93150	107,0
410	672,43	578290	115,66	96200	110,6
411	694,84	597560	119,51	99250	114,0
412	717,25	616840	123,37	102300	117,6
413	739,67	636120	127,22	105350	121,0
414	762,08	655390	131,08	108400	124,6
415	784,50	674670	134,94	111450	128,0
416	806,91	693940	138,79	114500	131,6
417	829,33	713220	142,64	117550	135,1
418	851,74	732500	146,50	120600	138,6
419	874,15	751770	150,35	123650	142,0
420	896,57	771050	154,21	126700	145,6
421	918,98	790330	158,07	132100	151,8
422	941,40	809600	161,92	135150	155,3
423	963,81	828880	165,78	138200	158,9
424	986,22	848150	169,63	141250	162,3
425	1008,64	867430	173,49	144300	166,0
426	1031,05	886710	177,34	147350	169,3
427	1053,47	905980	181,20	150400	172,8
428	1075,88	925260	185,05	153450	176,3
429	1098,30	944540	188,91	156500	180,0
430	1120,71	963810	192,76	159550	183,4
431	1143,12	983090	196,62	162600	186,9
432	1165,54	1002360	200,47	165650	190,4
433	1187,95	1021640	204,33	168700	194,0
434	1210,37	1040920	208,18	171750	197,4
435	1232,78	1060190	212,04	174800	201,0
436	1255,20	1079470	215,90	177850	202,0
437	1277,61	1098740	219,75	180900	204,0
438	1300,02	1118020	223,60	183950	206,0
439	1322,44	1137300	227,46	187000	208,0
440	1344,85	1156570	231,32	190050	210,0

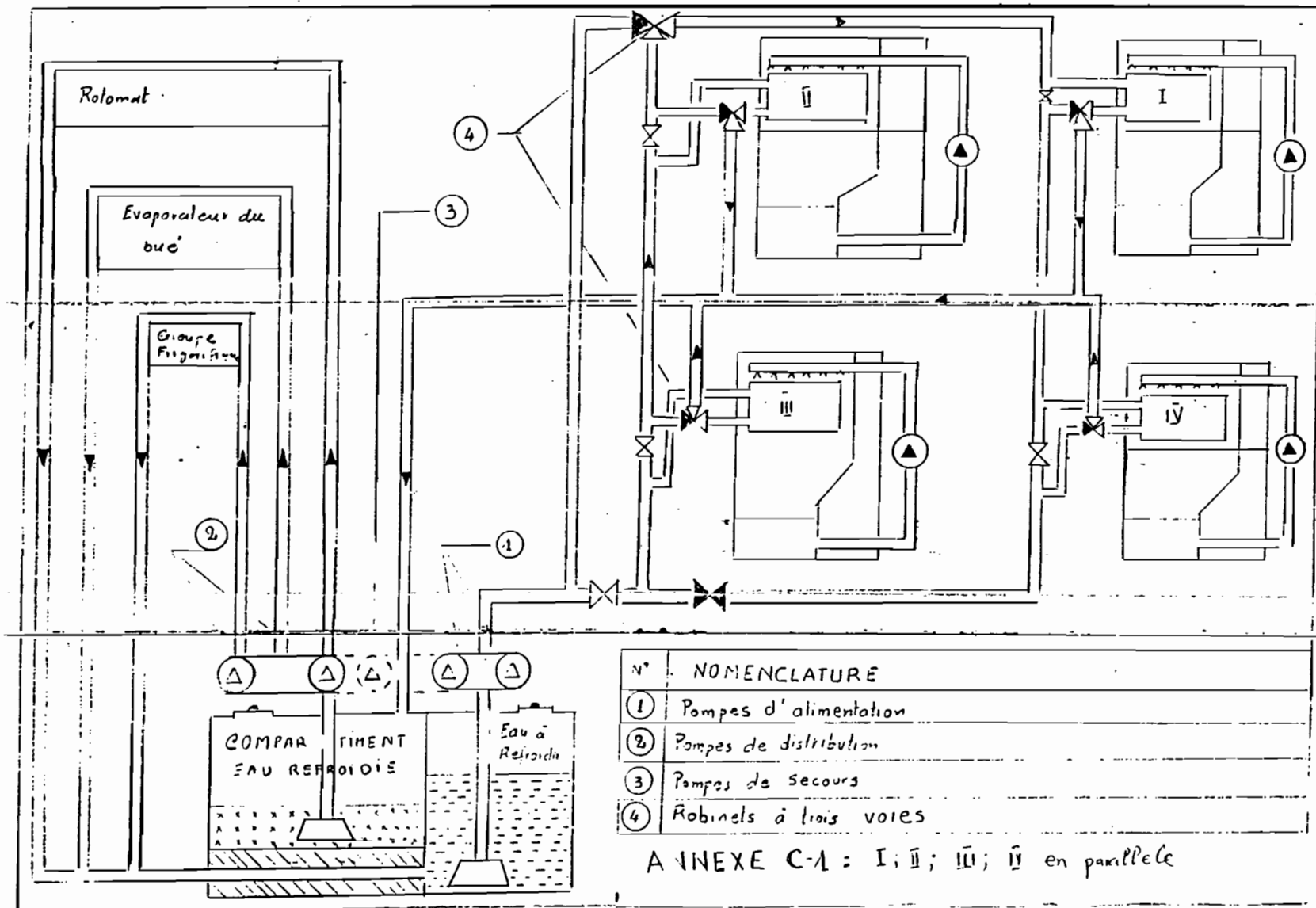
Leistungsangabe: Feuchtkugeltemperatur $t_f + 21,5^\circ\text{C}$
 Wassereintrittstemperatur $t_{wE} + 33^\circ\text{C}$
 Wasseraustrittstemperatur $t_{wA} + 28^\circ\text{C}$
 Wärmeaustauschflächen ohne Verunreinigungen.

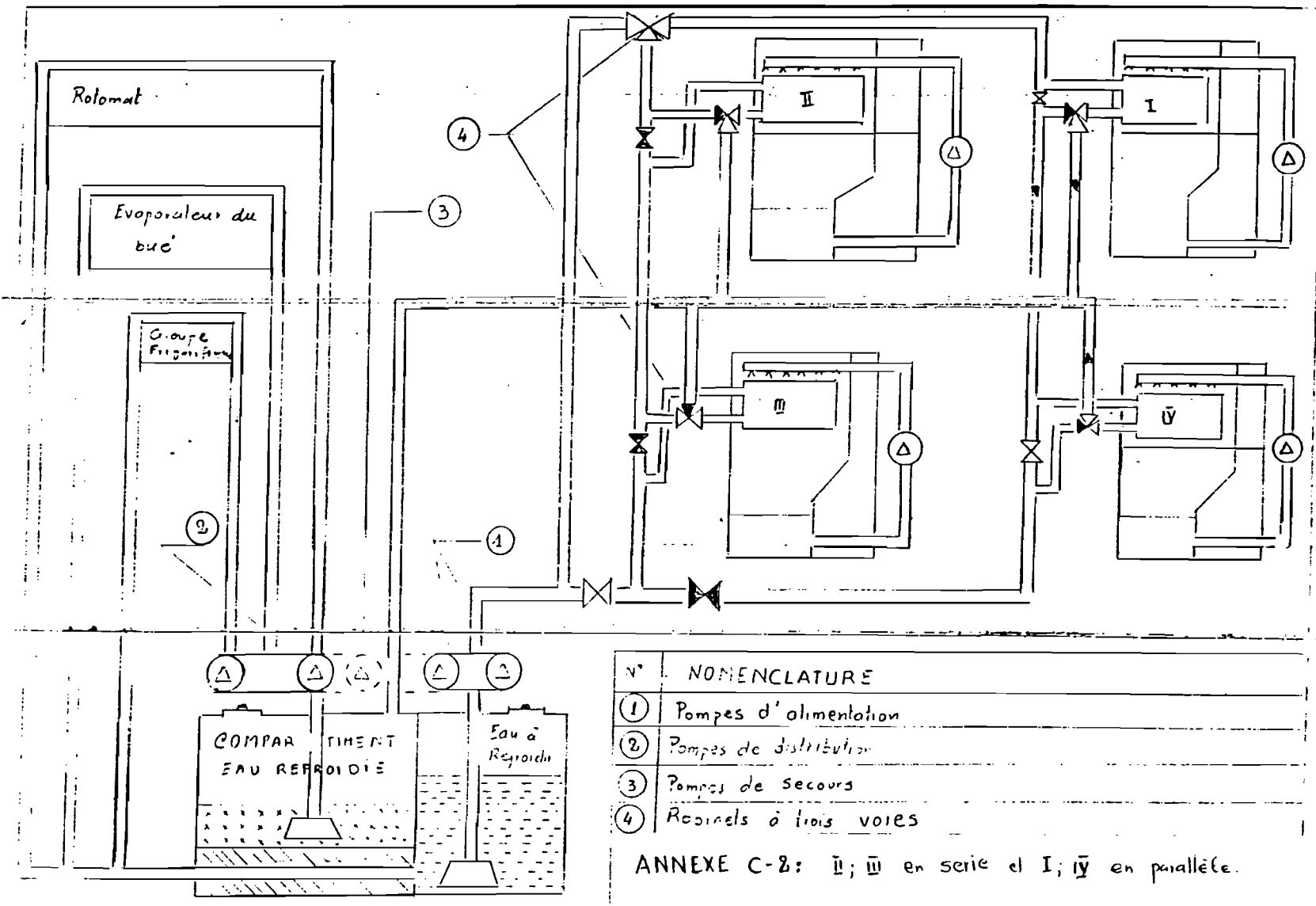
Puissance: Température humide $t_H + 21,5^\circ\text{C}$
 Température entrée d'eau $t_E + 33^\circ\text{C}$
 Température sortie d'eau $t_S + 28^\circ\text{C}$
 Puissance nominale sans tartre sur faisceau d'échange.

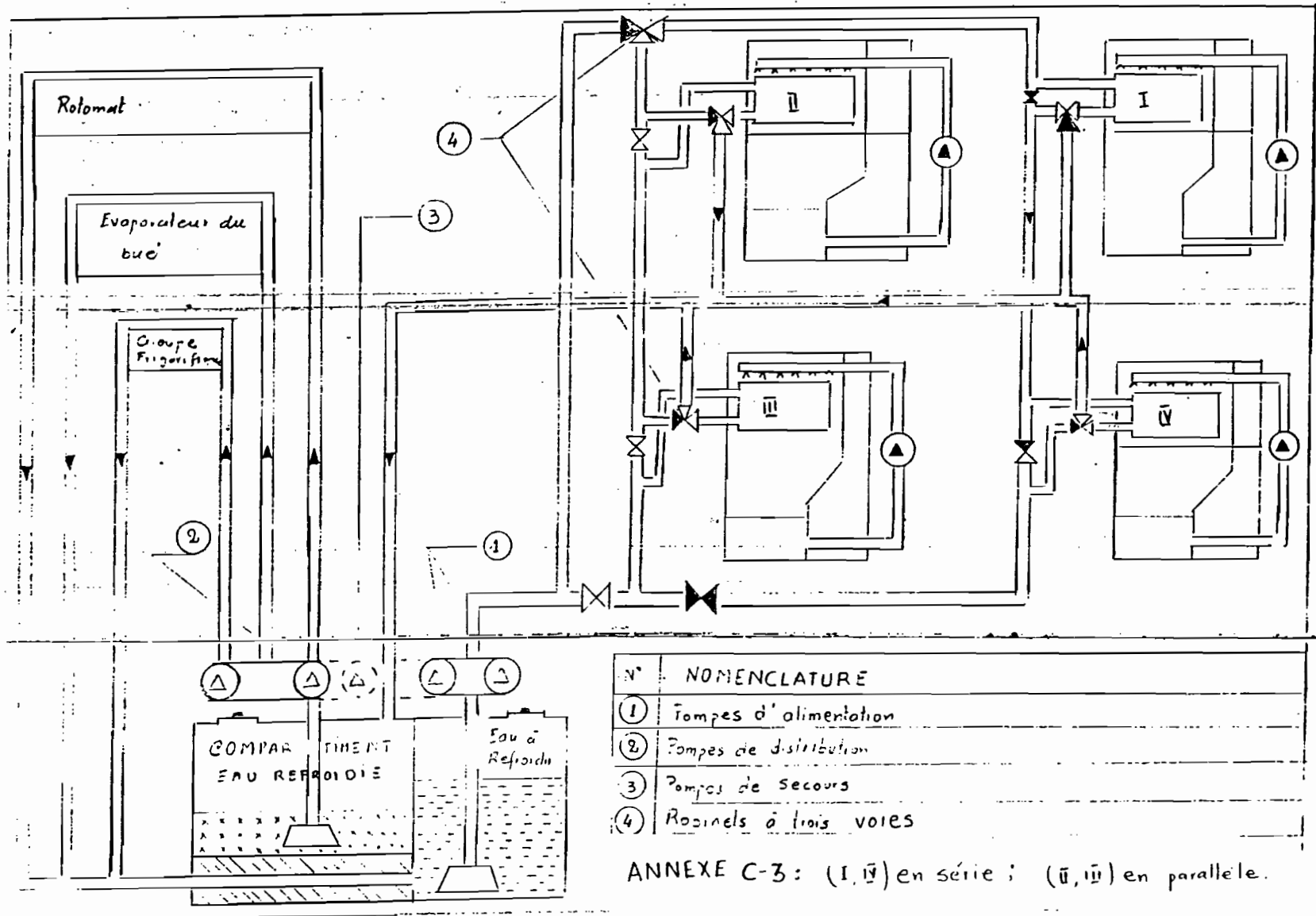
Performance specifications: Wet bulb temperature $t_f + 21,5^\circ\text{C}$
 Water-in temperature $t_{wE} + 33^\circ\text{C}$
 Water-out temperature $t_{wA} + 28^\circ\text{C}$
 Heat-exchange surfaces without contaminations.

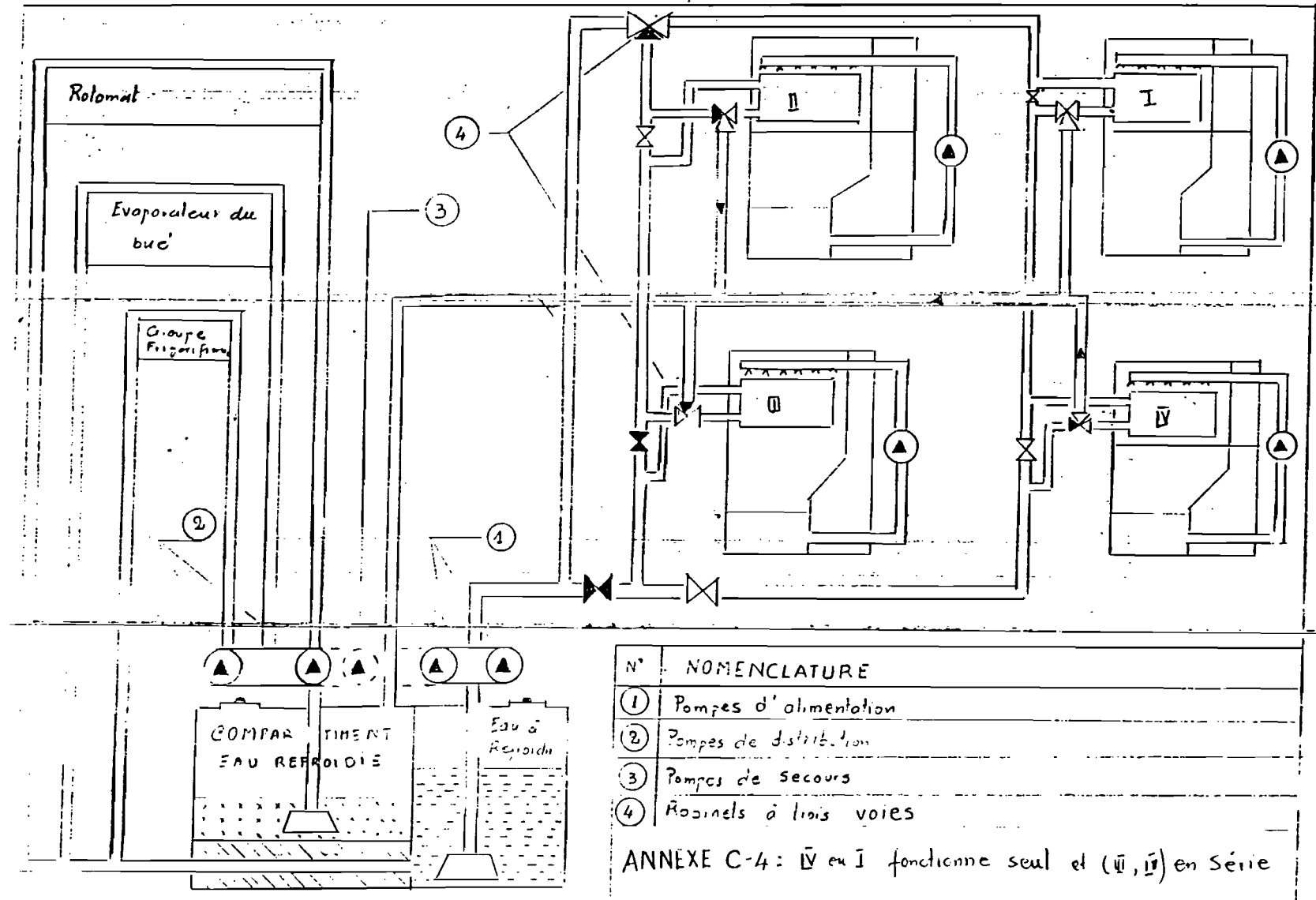
ANNEXE [C]

CONFIGURATION DU SYSTEME POUR CHAQUE TYPE DE FONCTIONNEMENT



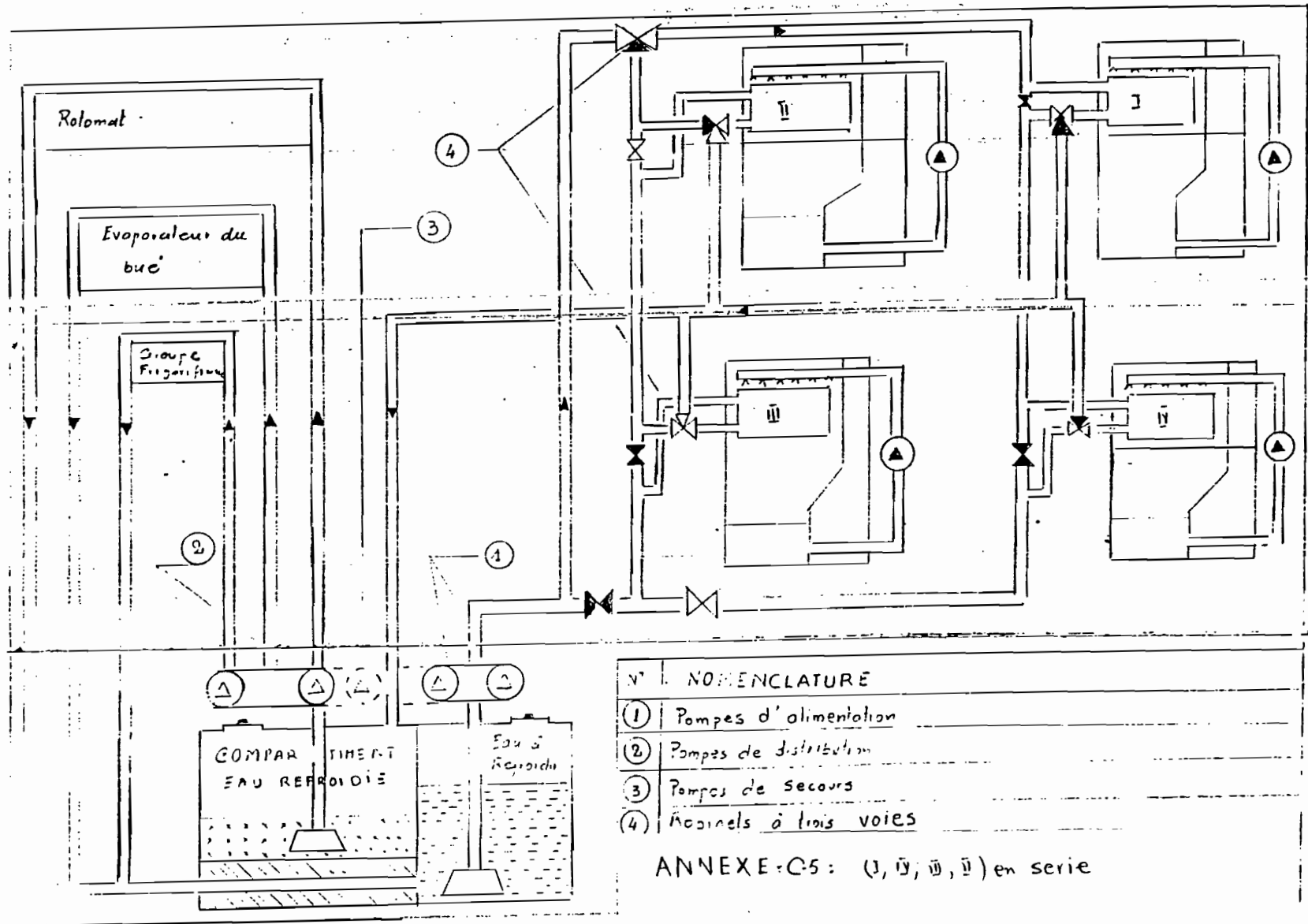


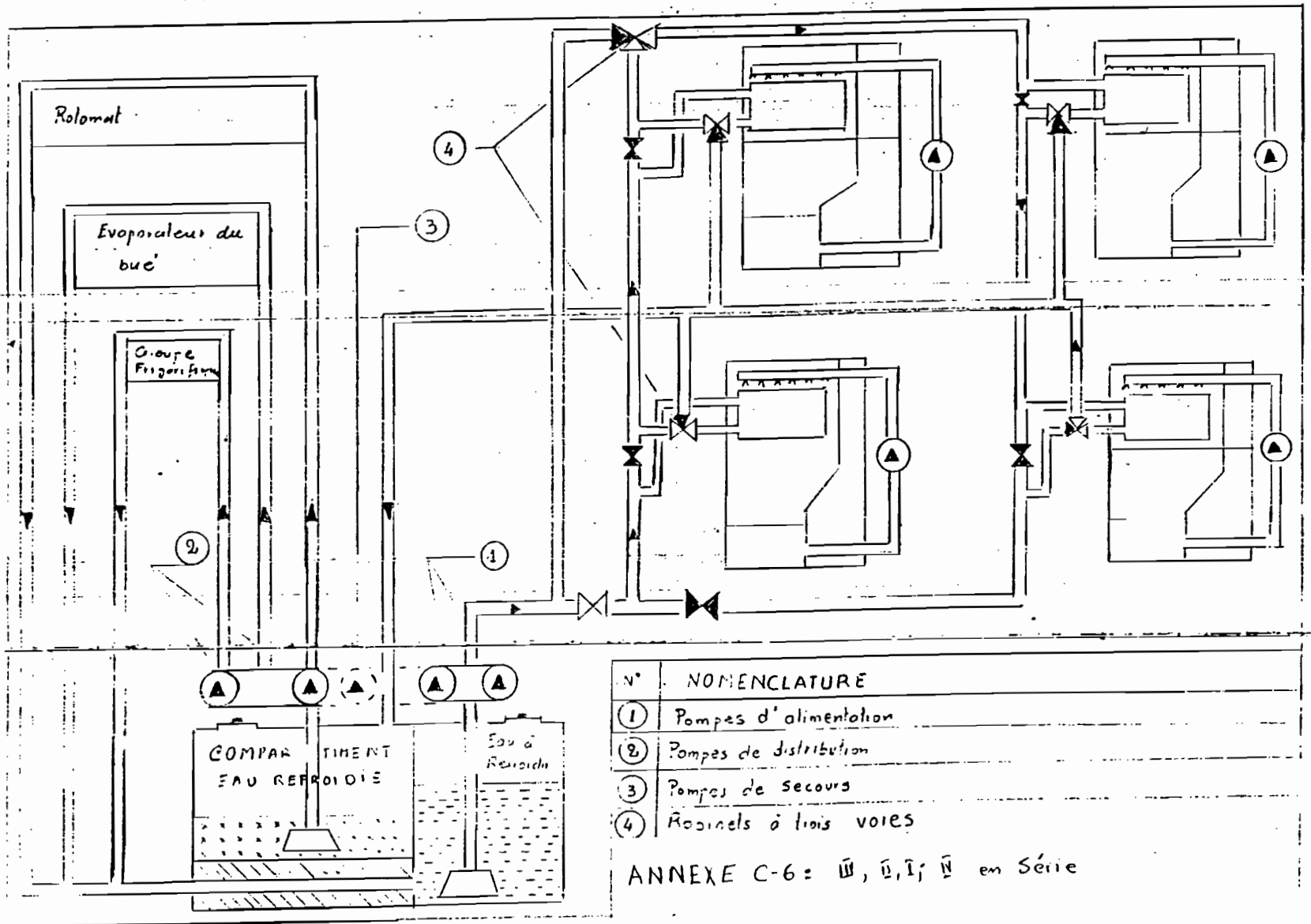




N°	NOMENCLATURE
1	Pompes d'alimentation
2	Pompes de distribution
3	Pompes de secours
4	Rouineis à trois voies

ANNEXE C-4: IV ou I fonctionne seul et (II, III) en Série





N°	NOMENCLATURE
①	Pompes d'alimentation
②	Pompes de distribution
③	Pompes de secours
④	Rocinets à trois voies

ANNEXE C-6: III, II, I; IV en Série

ANNEXE [D]

ABAQUE DE DARIÉS

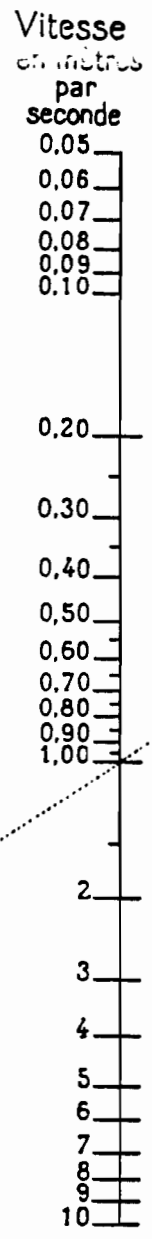
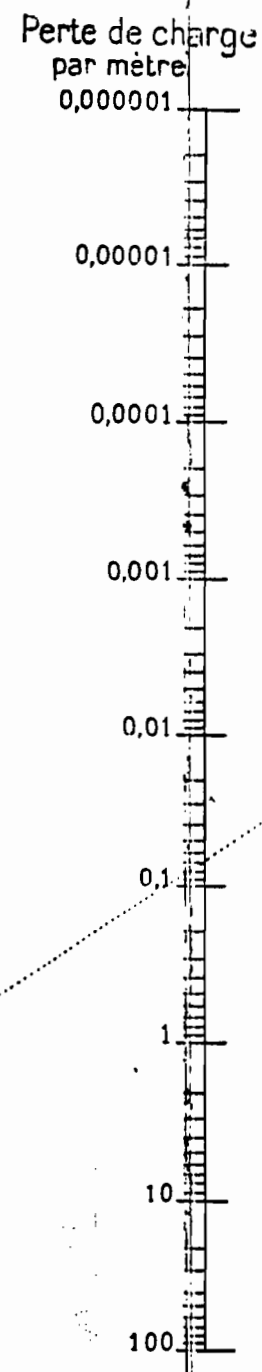
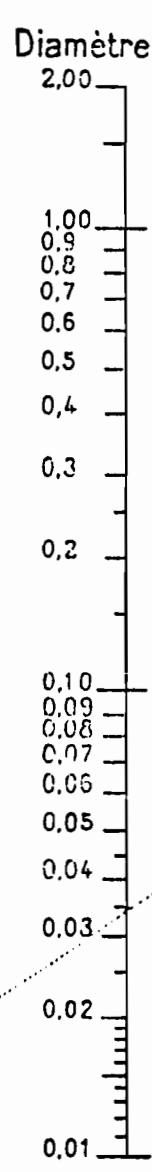
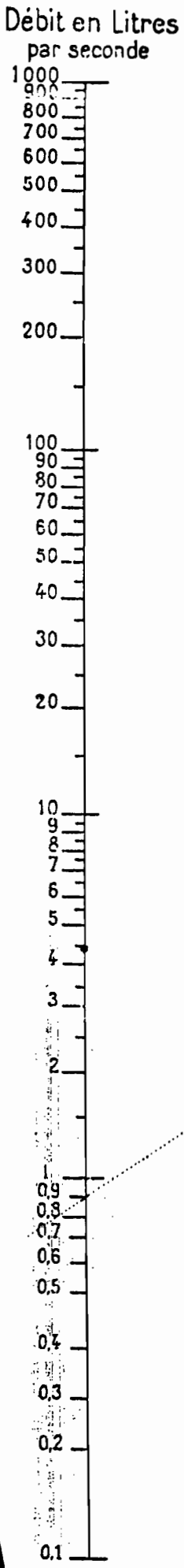


FIG. 189. — Abaque de Darcy pour le calcul des conduites d'eau (d'après la formule de Flamant). Emploi : connaissant deux éléments, joindre à l'aide d'une règle les points les représentant sur leurs échelles. Les deux autres éléments se liront à l'intersection de la règle. Ex. : Pour un débit de 0,9 lit. sec. et une vitesse de 1 m 00 on lira : diamètre = 35 m/m et perte de charge = 0 m 07.

NOTA. — Eau froide : Cet abaque n'a été établi pour les tuyaux fonte et fer noir. On peut faire facultativement les abattements de pertes de charge suivants : Acier galvanisé 10 %, cuivre 15 %, plastiques 30 à 50 %.
Eau chaude : Parce qu'elle est plus fluide que l'E. F. les pertes de charge sont inférieures de 25 à 50 % (suivant les températures de distribution et les diamètres).
Dans tous les cas, E. F. ou E. C., l'entartrage dû à la nature de l'eau influe beaucoup sur les pertes de charge (v. p. 180).

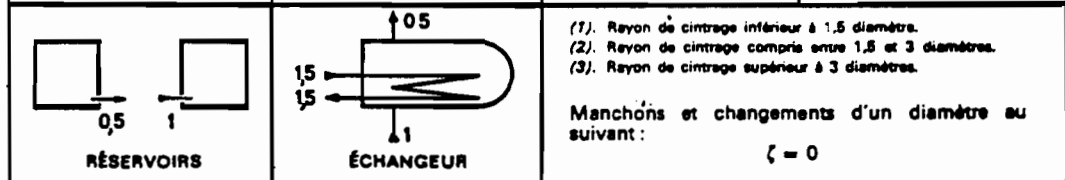
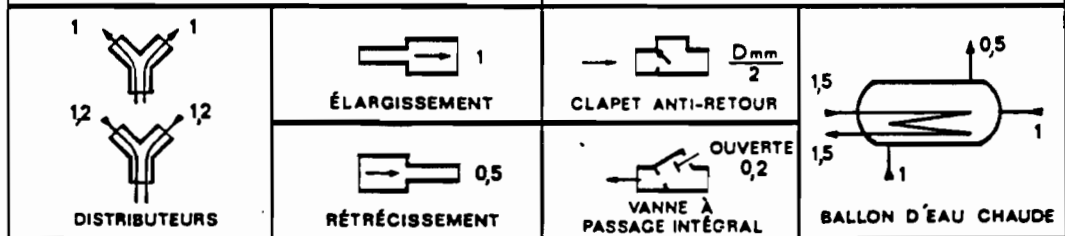
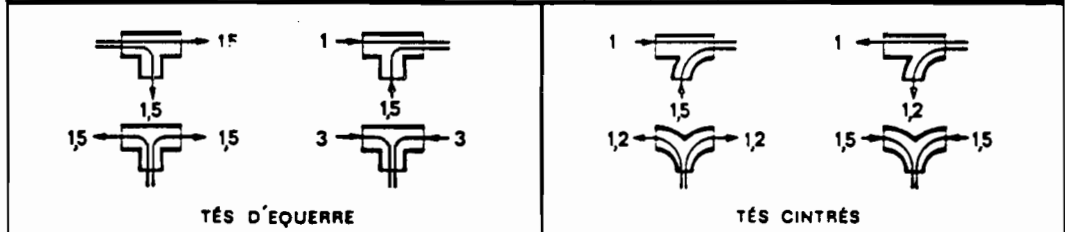
ANNEXE [E]

COEFFICIENT DE SINGULARITE

PERTES DE CHARGE LOCALES. COEFFICIENTS

FICHE N°
03-007

DIAMÈTRES (en mm)	CUIVRE	8	10	12	14	16	20 25	30 32	36	40	50	≥ 60
	ACIER	8	12		15	21	26	33	40	50	≥ 60	
COUDE ARRONDI (2)	90°	1,5	1,5	1,5	1	1	1	1	0,5	0,5	0,5	0,3
	45°	1	1	1	0,7	0,7	0,7	0,7	0,3	0,3	0,3	0,2
COUDE D'ÉQUERRE (1)	90°	2	2	1,5	1,5	1	1	1	0,8	0,8	0,8	0,5
	45°	1,3	1,3	1	1	0,7	0,7	0,7	0,5	0,5	0,5	0,3
VANNE PAPILLON	ouverte	1	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2
ROBINET VANNE	ouvert	1,5	1	1	1	0,5	0,5	0,5	0,3	0,3	0,3	0,2
ROBINET À SOUPAPE (ouvert)	→	16	16	15	14	14	12	10	8	6	0,5 COUDE À GRAND RAYON(3)	
	↙	10	10	9	8	8	7	6	5	4		



N.B. Dans tous les cas, il est conseillé de lire les valeurs des pertes de charge locales sur les documents des constructeurs, quand les fournisseurs en assurent la diffusion.

ANNEXE [F]

DIAMETRE NORMALISE DES TUBES EN ACIER

TUBES EN ACIER .3.

TARIF 19 - STANDARD 41 - SPÉCIAL PANNEAUX

① SOUDÉS À EXTRÉMITÉS LISSES

NF A 49-141 (non filetables)

Pressions nominales en bar à la température ambiante (20 °C).
Tubes lisses : 36 bar

Températures d'emploi admissibles :
- 10 °C à 200 °C

Exemple de désignation :
1 000 m tubes 101.6-3.6
NF A 49-141.

Ces tubes sont éprouvés hydrauliquement à 60 bars pendant au moins 5 secondes.

Les cases renforcées correspondent aux diamètres de la série de base de la normalisation ISO.
Recommandation ISO/R 64
Ces diamètres sont préférentiels.

Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
								tube	tube + eau	
	mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m	—
	26.9	2.0	X	22.9	4.12	0.084	0.412	1.24	1.652	X
	30.0	2.3	X	25.4	5.07	0.094	0.507	1.59	2.097	X
	33.7	2.3	X	29.1	6.65	0.106	0.665	1.57	2.455	X
	38.0	2.6	X	32.8	8.44	0.119	0.844	2.29	3.134	X
	42.4	2.6	X	37.2	10.86	0.133	1.086	2.57	3.656	X
	44.5	2.6	X	39.3	12.13	0.139	1.213	2.70	3.913	X
	48.3	2.6	X	41.3	14.58	0.151	1.458	2.95	4.408	X
	54.0	2.6	X	48.8	18.70	0.169	1.870	3.32	5.190	X
	57.0	2.9	X	51.2	20.58	0.179	2.058	3.90	5.958	X
	60.3	2.9	X	54.5	23.32	0.189	2.332	4.14	6.472	X
	70.0	2.9	X	64.2	32.37	0.219	3.237	4.83	8.067	X
	76.1	2.9	X	70.3	38.81	0.239	3.881	5.28	9.161	X
	88.9	3.2	X	82.5	53.45	0.279	5.345	6.81	12.155	X
	101.6	3.6	X	94.4	69.98	0.320	6.998	8.76	15.758	X
	108.0	3.6	X	100.8	79.80	0.339	7.980	9.33	17.310	X
	114.3	3.6	X	107.1	89.92	0.358	8.992	9.90	18.892	X
	133.0	4.0	X	125.0	122.71	0.417	12.271	12.80	25.071	X
	139.7	4.0	X	131.7	136.84	0.439	13.684	13.50	27.184	X
	159.0	4.5	X	150.0	176.71	0.499	17.671	17.10	34.771	X
	168.3	4.5	X	159.3	198.55	0.527	19.855	18.10	37.955	X

② SOUDÉS LISSES - SÉRIE EXTRA LÉGÈRE

NF E 29-028 (non filetables)

Pression d'épreuve hydraulique : 25 bar

Exemple de désignation :
1 000 m tubes 22-1.25;
NF E 29-028.

Tube admis jusqu'à une date qui sera fixée ultérieurement.

Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
								tube	tube + eau	
	mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m	—
	12	1.25	X	9.50	0.70	0.037	0.070	0.33	0.400	X
	14	1.25	X	11.50	1.03	0.043	0.103	0.39	0.493	X
	18	1.25	X	15.50	1.88	0.056	0.188	0.52	0.708	X
	22	1.25	X	19.50	2.98	0.069	0.298	0.64	0.938	X
	28	1.50	X	25.00	4.90	0.087	0.490	0.98	1.470	X
	30	1.50	X	27.00	5.72	0.094	0.572	1.05	1.622	X
	38	1.75	X	34.50	9.34	0.119	0.934	1.52	2.454	X
	44.5	2	X	40.50	12.88	0.139	1.288	2.10	3.388	X
	54	2.25	X	49.50	19.24	0.169	1.924	2.81	4.734	X

③ SOUDÉS POUR PANNEAUX CHAUFFANTS

(à enrober dans le béton), NF A 49-130

Pression d'épreuve hydraulique : 60 bar

Exemple de désignation :
1 000 m tubes 21.3
NF A 49-130.

Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
								tube	tube + eau	
	mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m	—
	21.3	2.3	X	16.7	2.19	0.067	0.219	1.10	1.319	15-21
	26.9	2.3	X	22.3	3.91	0.084	0.391	1.41	1.801	20-27

On consultera utilement les normes suivantes :
 NF A 49-851. Essai de traction longitudinale sur tubes en acier de section circulaire.
 NF A 91-141. Tubes en acier. Galvanisation à chaud. Spécification du revêtement de zinc.
 NF E 03-004. Filetage au pas du gaz avec étanchéité dans le filet.
 NF E 29-002. Tuyauteries. Pressions et températures. Généralités.

TUBES EN ACIER .2.

TARIFS 3 ET 10

① SANS SOUDURE, FILETABLES au pas du gaz conique.

NF A 49-110

SÉRIE MOYENNE (1) <i>Pressions nominales en bars à la température ambiante 20 °C.</i> Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar <i>Températures d'emploi admissibles :</i> - 10 °C à 110 °C <i>Exemple de désignation :</i> 1 000 m tubes 60,3-3,6 NF A 49-110, filetés, manchonnés noirs. <small>1 Il n'existe pas de série légère Il existe une série forte peu utilisée en sanitaire</small>	Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
		mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	tube	tube + eau	
		TARIF 3									
		13,5	2,3	1/4	8,9	0,62	0,042	0,062	0,65	0,712	8-13
		17,2	2,3	3/8	12,6	1,25	0,054	0,125	0,852	0,977	12-17
		21,3	2,6	1/2	16,1	2,04	0,067	0,204	1,22	1,424	15-21
		26,9	2,6	3/4	21,7	3,70	0,085	0,370	1,58	1,950	20-27
		33,7	3,2	1	27,3	5,85	0,106	0,585	2,44	3,025	26-34
		42,4	3,2	1 1/4	36,0	10,18	0,133	1,018	3,14	4,158	33-42
		48,3	3,2	1 1/2	41,9	13,79	0,152	1,379	3,61	4,989	40-49
		60,3	3,6	2	53,1	22,14	0,189	2,214	5,10	7,314	50-60
		76,1	3,6	2 1/2	68,9	37,28	0,239	3,728	6,51	10,238	66-76
		88,9	4,0	3	80,9	51,40	0,279	5,140	8,47	13,610	80-90
		114,3	4,5	4	105,3	87,10	0,358	8,710	12,10	20,810	102-114
		139,7	4,5	5	130,7	133,80	0,439	13,380	15,00	28,380	127-140

② SANS SOUDURE À EXTRÉMITÉS LISSES.

NF A 49-111 (non filetables)

<i>Pressions nominales en bars à la température ambiante 20 °C.</i> Tubes lisses : 36 bar <i>Températures d'emploi admissibles :</i> - 10 °C à 200 °C <i>Exemple de désignation :</i> 1 000 m tubes 273-6,3 NF A 49-111. <i>Ces tubes sont éprouvés hydrauliquement à 60 bars pendant au moins 5 secondes.</i>	Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
		mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	tube	tube + eau	
		TARIF 10									
		26,9	2,3	X	22,3	3,91	0,084	0,391	1,41	1,801	X
		30,0	2,3	X	25,4	5,07	0,094	0,507	1,59	2,097	X
		33,7	2,3	X	29,1	6,65	0,106	0,665	1,79	2,455	X
		38,0	2,6	X	32,8	8,44	0,119	0,844	2,29	3,134	X
		42,4	2,6	X	37,2	10,86	0,133	1,086	2,57	3,656	X
		44,5	2,6	X	39,3	12,13	0,139	1,213	2,70	3,913	X
		48,3	2,6	X	41,3	14,58	0,151	1,458	2,95	4,408	X
		54,0	2,6	X	48,8	16,70	0,169	1,870	3,32	5,190	X
		57,0	2,9	X	51,2	20,58	0,179	2,058	3,90	5,958	X
		60,3	2,9	X	54,5	23,32	0,189	2,332	4,14	6,472	X
		70,0	2,9	X	64,2	32,37	0,219	3,237	4,83	8,067	X
		76,1	2,9	X	70,3	38,81	0,239	3,881	5,28	9,161	X
		88,9	3,2	X	82,5	53,45	0,279	5,345	6,81	12,155	X
		101,6	3,6	X	94,4	69,98	0,320	6,998	8,76	15,756	X
		108,0	3,6	X	100,8	79,80	0,339	7,980	9,33	17,310	X
		114,3	3,6	X	107,1	89,92	0,358	8,992	9,90	18,892	X
		133,0	4,0	X	125,0	122,71	0,417	12,271	12,80	25,071	X
		139,7	4,0	X	131,7	136,84	0,439	13,684	13,50	27,184	X
		159,0	4,5	X	150,0	176,71	0,499	17,671	17,10	34,771	X
		168,3	4,5	X	159,3	198,55	0,527	19,855	18,10	37,955	X
		193,7	5,4	X	182,9	263,02	0,609	26,302	25,00	51,302	X
		219,1	5,9	X	207,3	336,53	0,688	33,653	31,00	64,653	X
		244,5	6,3	X	231,9	422,73	0,768	42,273	37,10	79,373	X
		273,0	6,3	X	260,4	530,92	0,857	53,092	41,60	94,692	X
		323,9	7,1	X	309,7	754,76	1,017	75,476	55,60	131,076	X
		355,6	8,0	X	339,6	907,92	1,117	90,792	68,30	159,092	X
		406,4	8,8	X	388,8	1188,47	1,275	118,847	85,90	204,747	X
		419,0	10,0	X	399,0	1250,36	1,316	125,036	101,00	226,036	X

Les cases renforcées correspondent aux diamètres de la série de base de la normalisation ISO.
 Recommandation ISO/R 64.
 Ces diamètres sont préférentiels.

TUBES EN ACIER .1.

TARIFS 1 ET 2 - TUBES EN ACIER SOUDÉ, FILETABLES AU PAS DU GAZ CONIQUE

① SÉRIE LÉGÈRE		NF A 49-140-1									
Pressions nominales en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 10 bar Tubes lisses : 16 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Exemple de désignation : 1 000 m tubes 60,3-3,2 NF A 49-140 filetés, manchonnés, galvanisés.	Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	Masse		Ancienne appellation
		mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	tube	tube + eau	—
	TARIF 1	13,5	2,0	1/4	9,5	0,709	0,042	0,071	0,573	0,644	8-13
	17,2	2,0	3/8	13,2	1,368	0,054	0,137	0,747	0,884	12-17	
	21,3	2,3	1/2	16,7	2,19	0,067	0,219	1,10	1,319	15-21	
	26,9	2,3	3/4	22,3	3,90	0,084	0,390	1,41	1,80	20-27	
	33,7	2,9	1	27,9	6,11	0,106	0,611	2,21	2,821	26-34	
	42,4	2,9	1 1/4	36,6	10,52	0,133	1,052	2,84	3,892	33-42	
	48,3	2,9	1 1/2	42,6	14,19	0,152	1,419	3,26	4,679	40-49	
	60,3	3,2	2	53,9	22,82	0,189	2,282	4,56	6,842	50-60	
TARIF 2	76,1	3,2	2 1/2	69,7	38,15	0,239	3,815	5,80	9,615	66-76	
	88,9	3,2	3	82,5	53,46	0,279	5,346	6,81	12,156	80-90	
	114,3	3,6	4	107,1	89,95	0,359	8,995	9,89	18,885	102-114	
	139,7	4,5	5	130,7	134,57	0,439	13,450	15,00	28,450	127-140	
② SÉRIE MOYENNE		NF A 49-140									
Pressions nominales en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Désignation : d° ①.		D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	tube	tube + eau	—
		mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m	—
		13,5	2,3	1/4	8,9	0,62	0,042	0,062	0,65	0,712	X
		17,2	2,3	3/8	12,6	1,25	0,054	0,125	0,852	0,977	X
		21,3	2,6	1/2	16,1	2,03	0,067	0,203	1,22	1,423	X
		26,9	2,6	3/4	21,7	3,70	0,084	0,370	1,58	1,950	X
		33,7	3,2	1	27,3	5,85	0,106	0,585	2,44	3,025	X
		42,4	3,2	1 1/4	36,0	10,18	0,133	1,018	3,14	4,158	X
		48,3	3,2	1 1/2	41,9	13,79	0,152	1,379	3,61	4,989	X
		60,3	3,6	2	53,1	22,14	0,189	2,214	5,10	7,314	X
		76,1	3,6	2 1/2	68,9	37,28	0,239	3,728	6,51	10,238	X
		88,9	4,0	3	80,9	51,40	0,279	5,140	8,47	13,610	X
		114,3	4,5	4	105,3	86,60	0,359	8,660	12,10	20,760	X
	139,7	4,5	5	130,7	134,50	0,439	13,450	15,00	28,450	X	
③ SÉRIE FORTE		NF A 49-140									
Pressions nominales en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Désignation : d° ①.		D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Aire section int.	Aire ext.	Volume int.	tube	tube + eau	—
		mm	mm	—	mm	cm ²	m ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m	—
		13,5	2,9	1/4	7,7	0,47	0,042	0,047	0,769	0,816	X
		17,2	2,9	3/8	11,4	1,02	0,054	0,102	1,02	1,122	X
		21,3	3,2	1/2	14,9	1,74	0,067	0,174	1,45	1,624	X
		26,9	3,2	3/4	20,5	3,30	0,084	0,330	1,90	2,230	X
		33,7	4,0	1	25,7	5,19	0,106	0,519	2,97	3,489	X
		42,4	4,0	1 1/4	34,4	9,29	0,133	0,929	3,84	4,769	X
		48,3	4,0	1 1/2	40,3	12,76	0,152	1,276	4,43	5,706	X
		60,3	4,5	2	51,3	20,67	0,189	2,067	6,17	8,237	X
		76,1	4,5	2 1/2	67,1	35,36	0,239	3,536	7,90	10,436	X
		88,9	4,9	3	79,1	49,14	0,279	4,914	10,10	15,014	X
		114,3	5,4	4	103,5	83,60	0,359	8,360	14,40	22,760	X
	139,7	5,4	5	129,0	120,50	0,439	12,050	18,00	28,050	X	

N.B. La surepaisseur correspond à une nécessité de résistance à la corrosion, à l'érosion ou aux chocs. La P.N. demeure identique à celle de la série moyenne.

ANNEXE [G]

TENSION DE VAPEUR DE L'EAU

Table C.1 Physical properties of water in SI units

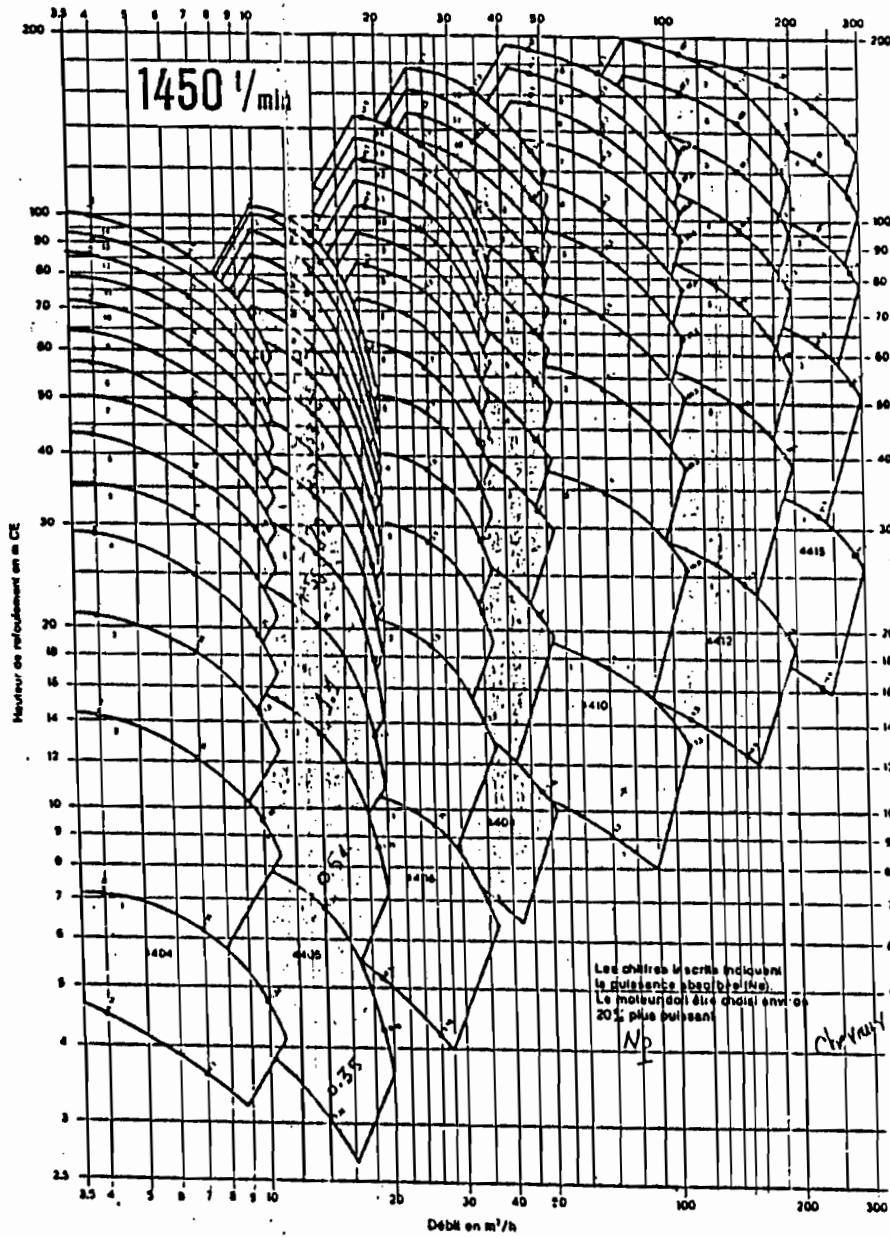
Temp. °C	Unit gravity force γ , N/m ³	Density ρ , kg/m ³	Viscosity μ , Pa·s	Kinematic viscosity ν , m ² /s 10 ⁶ $\nu =$	Surface tension σ , N/m 100 $\sigma =$	Vapor- pressure P_v , kPa	Bulk modulus of elasticity K, GPa
0	9805	999.9	1.792	1.792	7.62	0.6	2.04
5	9806	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.9	2.06
10	9803	999.7	1.308	1.308	7.48	1.2	2.11
15	9798	999.1	1.140	1.141	7.41	1.7	2.14
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	2.5	2.20
25	9779	997.1	0.894	0.897	7.26	3.2	2.22
30	9767	995.7	0.801	0.804	7.18	4.3	2.23
35	9752	994.1	0.723	0.727	7.10	5.7	2.24
40	9737	992.2	0.656	0.661	7.01	7.5	2.27
45	9720	990.2	0.599	0.605	6.92	9.6	2.29
50	9697	988.1	0.549	0.556	6.82	12.4	2.30
55	9679	985.7	0.506	0.513	6.74	15.8	2.31
60	9658	983.2	0.469	0.477	6.68	19.9	2.28
65	9635	980.6	0.436	0.444	6.58	25.1	2.26
70	9600	977.8	0.406	0.415	6.50	31.4	2.25
75	9589	974.9	0.380	0.390	6.40	38.8	2.23
80	9557	971.8	0.357	0.367	6.30	47.7	2.21
85	9529	968.6	0.336	0.347	6.20	58.1	2.17
90	9499	965.3	0.317	0.328	6.12	70.4	2.16
95	9469	961.9	0.299	0.311	6.02	84.5	2.11
100	9438	958.4	0.284	0.296	5.94	101.3	2.07

ANNEXE- [H]

CATALOGUE DE POMPE HANY

HANY

Champs de puissance de la série 44 avec 1450 t/min



ANNEXE-[I]

BORDEREAU DE PRIX

BORDEREAU DE PRIX

Quantité	DESIGNATION	UNITE	P.UNITAIRE (C.F.A.)	P.TOTAL (C.F.A.)
153	tubes 260.4-6.3 NF A 49-111	m	32725	5006925
45	tubes 207.3-5.9 NF A 49-111	m	27710	1246950
154.5	tubes 150.0-4.5 NF A 49-111	m	19000	2935500
2	pompes 160 m3/h - 22.7985 m C.E.	1	2190655	4381310
2	pompes 90 m3/h - 11.27	1	790875	1581750
1	pompe 90 m3/h - 22.7985 m C.E.	1	790875	790875
6	robinets à papillon pour un diamètre de 273.0 mm	1	261000	1566000
2	filtres	1	275000	550000
6	thermomètres	1	65200	391200
4	manomètres	1	25600	102400
10	coudes de 159.0 mm de diamètre à 90°	1	16400	164000
5	robinets à soupape de 159.0 mm	1	428600	2143000
80	construction du bassin	m3	5000	400000
270	frais d'étude	heure	1500	405000

SÉCOM AFRIQUE
BROSSETTE