



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

PRESENTE PAR :

TSE Bi Tra Darius

ANNEE 1992-1993

ANALYSE CRITIQUE DES TOURS DE
REFROIDISSEMENT EN SERVICE A
OUAGADOUGOU
PROPOSITIONS D'AMELIORATIONS
ET OPTIMISATION DU CHOIX
D'UNE TOUR

Mention :

Encadrement

Y. JANNOT
T. DJIAKO

E. I. E. A.
Enregistré & Archivé
le 23 JUIN 1993 214/93

Je dédie ce mémoire, fruit de la grâce de DIEU, à mon Père et à
ma Mère ...

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce premier mémoire n'a été possible que grâce à la franche collaboration de plusieurs personnes envers qui j'exprime ma gratitude.

Mes sincères et profonds remerciements vont à :

- Monsieur **Babacar SY**, Directeur de la SEEE-BURKINA et ancien élève de l'EIER, pour sa disponibilité constante et ses conseils tout au long de ce travail, et à travers lui tout le personnel de la SEEE-BURKINA ;
- Monsieur **Yves JANNOT** et Monsieur **Thomas DJIAKO**, tous deux enseignants à l'EIER, pour l'encadrement.

Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble des **Enseignants de l'EIER** qui ont contribué à ma formation et aux **membres du jury** qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail.

R E S U M E

L'analyse critique des tours de refroidissement en service à Ouagadougou est une étude qui a été suggérée par la Société d'Etudes et Entreprise d'Equipement (SEEE), société dont l'une des activités est l'Etude, l'Installation et la Maintenance d'installations frigorifiques et de conditionnement d'air.

On a constaté qu'à Ouagadougou, les groupes à condenseur à eau recyclée consomment beaucoup l'électricité et l'eau et que les tours de refroidissement sont sujettes à de forte corrosion. Et ce sont ces situations qui ont suscité cette étude qui vise à comparer les performances (rendement, approche, économie d'énergie, ...) mesurées sur les différents sites d'exploitation à celles annoncées par les constructeurs, pour un ensemble de tours de refroidissement fabriquées localement par la SEEE (tours SEEE) ou importées (tours BROCHOT). L'étude vise aussi à comparer les deux types de tours (tour locale et tour importée) afin de recommander la plus performante et à faire des suggestions pour améliorer leurs performances. Enfin l'étude doit permettre de déterminer un seuil technico-économique d'utilisation d'un groupe à condenseur à eau avec tour de refroidissement dans les pays tropicaux chauds.

Pour atteindre ces objectifs nous avons mesuré, sur un échantillon de quatre tours (deux tours SEEE et deux tours BROCHOT), la température du bulbe humide de l'air extérieur, les températures d'entrée et de sortie de l'eau des tours, le pH, la conductivité, le TAC et la dureté totale de l'eau de refroidissement. Les mesures effectuées ont montré que les tours SEEE ont une approche de 6,3°C et un rendement de 36 % contre respectivement 5°C et 64 % annoncés par le constructeur. Quant aux tours BROCHOT on a 4,3°C et 57 % contre respectivement 3°C et 78 %.

Il apparaît que les tours BROCHOT ont des performances (approche et rendement) plus proches de celles annoncées par le constructeur que les tours SEEE, et en même temps sont plus performantes.

Pour améliorer les performances des tours SEEE, il faut changer le bac de distribution de l'eau sur les clayettes, nettoyer ces dernières, utiliser des algicides tels que le sulfate de cuivre ou l'eau de javel et adopter un mode de refroidissement à contre-courants.

Pour le seuil technico-économique, c'est à partir de 21 000 fg/h, pour du R12 à une température d'évaporation de 0°C et à une température ambiante de 36°C, qu'il devient plus rentable d'utiliser un condenseur à eau avec tour de refroidissement. Mais pour une température ambiante de 43°C, cas des zones tropicales chaudes et sèches comme Ouagadougou, ce seuil est de 11 800 fg/h.

S O M M A I R E

	Pages
REMERCIEMENTS.....	1
RESUME.....	2
MOTS-CLES.....	4
1 - INTRODUCTION.....	5
2 - SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE.....	7
2.1. Généralités.....	7
2.2. Théorie du refroidissement.....	7
2.3. Débit d'eau d'appoint et traitement d'eau.....	9
2.3.1. Débit d'eau d'appoint.....	9
2.3.2. Traitement d'eau.....	10
3 - ANALYSE CRITIQUE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT EN SERVICE A OUAGADOUGOU	11
3.1. Constitution d'un échantillon de tours.....	11
3.2. Paramètres mesurés et procédures.....	11
3.3. Résultats des mesures effectuées.....	14
3.4. Exploitation des résultats.....	18
3.4.1. Observations générales sur les tours.....	19
3.4.2. Comparaison des performances mesurées et celles annoncées par les constructeurs....	21
3.4.3. Elaboration d'une méthode d'essai de réception d'une tour.....	23
3.4.4. Comparaison des tours SEEE et des tours importées.....	24
4 - PROPOSITIONS D'AMELIORATION DES PERFORMANCES	26
4.1. Propositions pour les tours SEEE.....	26
4.2. Propositions pour les tours BROCHOT.....	26
4.3. Influence des propositions sur la consommation énergétique de l'installation.....	27

5 - OPTIMISATION DU CHOIX D'UNE TOUR.....	28
5.1. Le condenseur à air.....	28
5.2. Le condenseur à eau.....	29
5.3. Quand choisir un condenseur à eau recyclée ?...	30
5.4. Comparaison d'un condenseur à air et d'un condenseur à eau recyclée.....	39
6 - CONCLUSION	42
ANNEXES	43
BIBLIOGRAPHIE	72

MOTS-CLES ou EXPRESSIONS-CLEES :

Tour de refroidissement - Condenseur - Compresseur -
Aéroréfrigérant - Bulbes humide et sec de l'air - Humidité
relative - TAC - TH - Chaleur sensible - Approche -
Refroidissement.

1 - INTRODUCTION

Dans une installation frigorifique, lorsque le compresseur déplace une quantité de chaleur Q entre deux niveaux de température T_1 et T_2 , le condenseur doit permettre de refouler au niveau T_2 la somme de la chaleur absorbée en T_1 et de l'énergie fournie pour son transfert.

Elément principal du parcours haute pression du fluide frigorigène, le condenseur doit pouvoir :

- refroidir le fluide frigorigène (désurchauffe)
- le condenser (condensation)
- et le sous-refroidir (sous-refroidissement).

Et pour assurer au mieux ces différentes fonctions qu'on attend de lui, le condenseur utilise :

- soit de l'air, on parle alors de condenseur à air,
- soit de l'eau dite perdue, c'est-à-dire que l'eau de refroidissement est rejetée tout simplement après usage. Ce procédé onéreux et entraînant un gaspillage d'eau n'est plus utilisé dans les installations classiques de réfrigération mais plutôt dans les installations marines ou en bordure d'un cours d'eau,
- soit de l'eau recyclée dans une tour de refroidissement.

C'est ce dernier procédé utilisé pour la condensation du fluide frigorigène qui est l'objet de notre étude.

Pourquoi cette étude ?

Notons qu'elle a été suggérée par la SEEE-Burkina (Société d'Etudes et Entreprise d'Équipement) dont l'une des activités est l'Etude, l'Installation et la Maintenance des installations frigorifiques et de conditionnement d'air.

On a constaté que les installations frigorifiques ou de conditionnement d'air équipées de condenseur à eau avec tour de refroidissement en service à Ouagadougou ont des consommations d'énergie et d'eau élevées et que les tours de refroidissement sont sujettes à une forte corrosion. Aussi la présente étude vise-t-elle :

- à comparer les performances mesurées sur les sites d'exploitation des tours de refroidissement à celles annoncées par le constructeur en vue de vérifier ces dernières ; on essaiera par la suite de proposer une procédure simple de réception d'une tour de refroidissement ;

- à comparer les tours de refroidissement fabriquées par la SEEE à celles importées. Il s'agit de faire ressortir les écarts de performances (approche, rendement, refroidissement, ...) qui existent entre les deux types de tours, de tenter de les expliquer et enfin de faire des recommandations permettant d'orienter les choix ;
- à évaluer l'influence des différentes améliorations sur les performances de ces tours (rendement, approche, consommation d'énergie et d'eau, ...) ;
- et enfin d'optimiser le choix d'une tour de refroidissement (détermination du seuil de rentabilité technico-économique).

L'étude se fera sur des installations de conditionnement d'air et d'entrepôts frigorifiques. Elle commencera d'abord par une synthèse bibliographique sur les tours de refroidissement puis suivra l'analyse critique de celles en service à Ouagadougou. On fera ensuite des propositions pour améliorer leurs performances et enfin on déterminera le seuil théorique de rentabilité technico-économique d'utilisation d'un groupe frigorifique à condenseur à eau avec tour de refroidissement dans les pays tropicaux chauds.

2 - SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

2.1. Généralités

Par analogie on dira que la tour de refroidissement est au condenseur ce qu'est le radiateur au moteur dans un véhicule automobile.

Une tour de refroidissement est un échangeur par contact direct air-eau et à vaporisation d'eau. Il existe différents types de tours de refroidissement et les principaux modèles sont distingués :

- selon le mode de circulation de la veine d'air par rapport à l'écoulement de l'eau : à courants croisés, à contre-courants ou les deux ensembles (voir figures 1.a. 1.b et 1.c).
- selon le type de ventilation : naturelle ou mécanique ; et pour la ventilation mécanique suivant que le ventilateur est aspirant (disposition à air forcé) ou refoulant (disposition à air pulsé)
- selon le type de surfaces d'échanges et de ruissellement de l'eau en myriades de gouttelettes microscopiques ou en couches minces.

(cf. "petit guide de l'entretien - dépannage des installations frigorifiques", H. NOACK, P. 100-101).

2.2. Théorie du refroidissement

L'eau chaude quittant le condenseur arrive au sommet de l'aéroréfrigérant d'où elle est pulvérisée par les tuyères. Elle arrose ainsi continuellement un corps d'échange sur les surfaces duquel elle ruisselle, entrant ainsi en contact avec l'air qui la refroidit en fonction de la température de son bulbe humide avant qu'elle ne retourne au condenseur (voir figure 2). La dissipation de la chaleur est réalisée au niveau de la surface de contact entre l'eau et l'air et fait appel à un double échange :

- de chaleur sensible entre l'eau et l'air à des températures différentes ;
- de chaleur latente due à la vaporisation d'une faible partie de l'eau à refroidir.

C'est ce dernier processus qui est le plus important dans la conception d'une tour, d'où l'intérêt de pulvériser l'eau en myriades de gouttelettes microscopiques pour favoriser leur vaporisation.

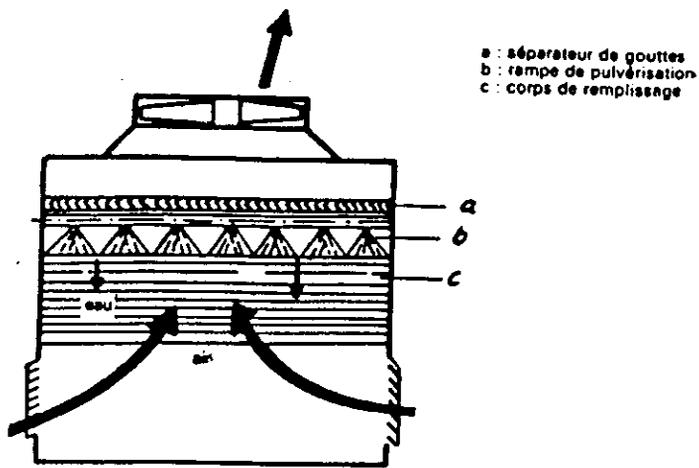


Fig. 1.a Tour de refroidissement à contre-courants.

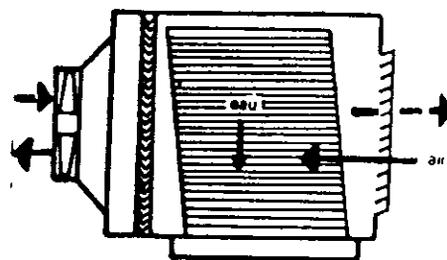


Fig. 1.b Tour de refroidissement à courants croisés.

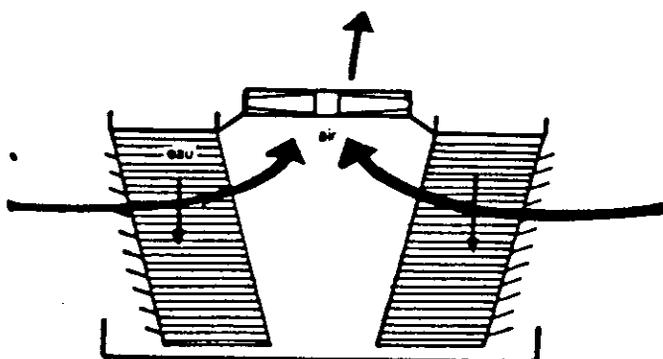


Fig. 1.c Tour de refroidissement à contre-courants et courants croisés conjugués.

----- Fluide frigorigène
 ———— Eau de refroidissement

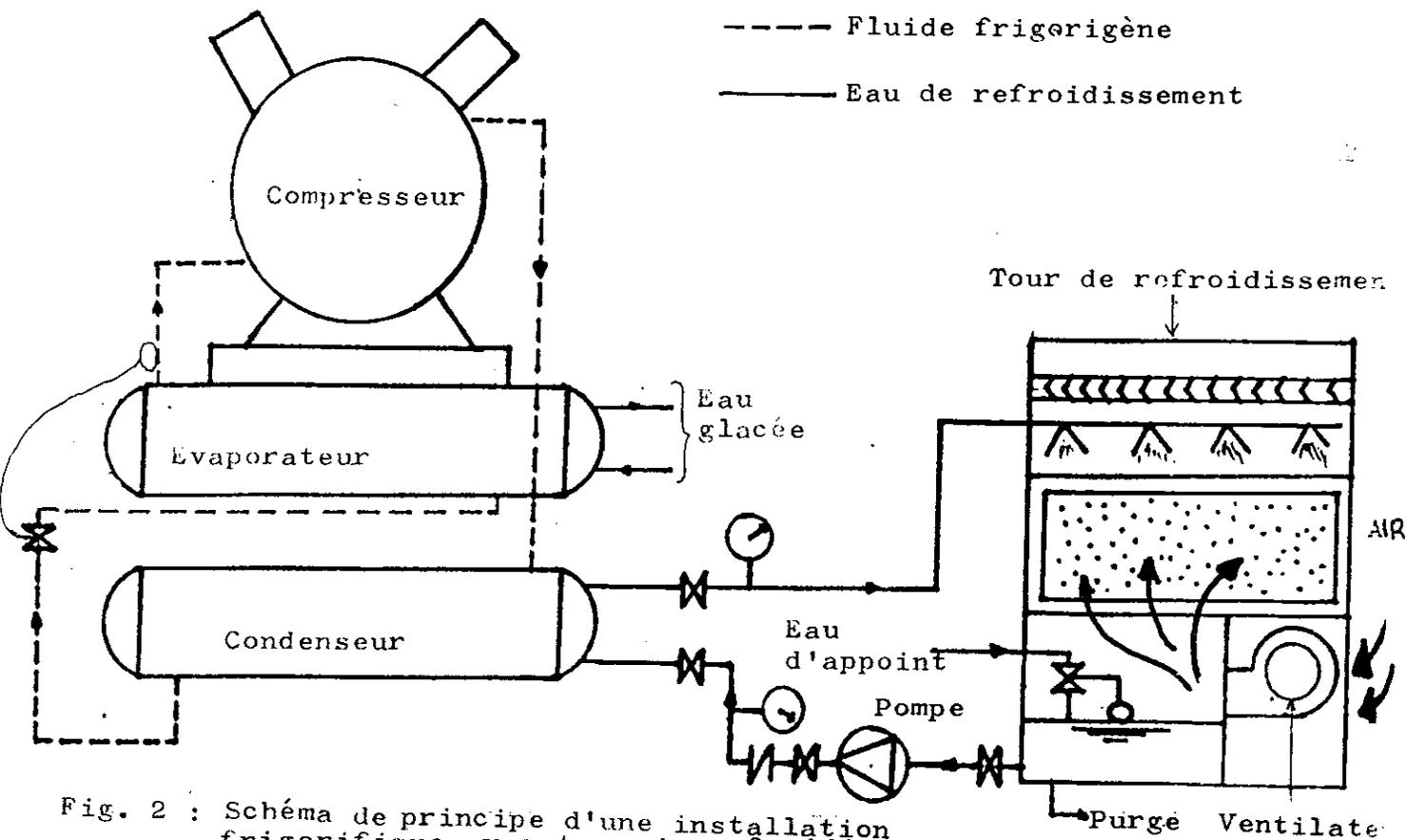


Fig. 2 : Schéma de principe d'une installation frigorifique avec tour de refroidissement

Ainsi l'eau se refroidit de sa température d'entrée T_{ee} à sa température de sortie T_{se} tandis que l'enthalpie de l'air entrant dans la tour augmente de h_1 à h_2 .

Le bilan de refroidissement de l'eau dans la tour est mis en évidence par l'équation :

$$M_e c_e (T_{ee} - T_{se}) = M_{as} (h_2 - h_1)$$

avec

M_e = débit massique de l'eau
 M_{as} = débit massique d'air sec
 T_{ee} = température d'entrée de l'eau
 T_{se} = Température de sortie de l'eau
 h_1 = enthalpie d'entrée de l'air
 h_2 = enthalpie de sortie de l'air
 c_e = chaleur massique de l'eau.

Le fonctionnement d'une tour de refroidissement est caractérisé par une grandeur spécifique, l'approche, écart entre la température T_{se} de l'eau qui en sort et la température T_h du bulbe humide de l'air qui y entre. Elle doit normalement être comprise entre 3°C et 6°C.

On calcule alors le rendement R ou coefficient d'efficacité de la tour par :

$$R = \frac{T_{ee} - T_{se}}{T_{ee} - T_h}$$

En effet, pour une tour idéale, l'eau en sortirait à la température du bulbe humide de l'air extérieur, et dans ce cas R serait égal à 1. Le coefficient R apprécie donc l'efficacité d'une tour par rapport à la tour idéale.

Une tour est d'autant plus bonne que son approche est faible et que son coefficient d'efficacité tend vers 1.

2.3. Débit d'eau d'appoint et traitement d'eau

2.3.1. Débit d'eau d'appoint

Le débit d'eau d'appoint doit correspondre au débit d'eau qui s'est vaporisée et celui perdu par éclaboussure ou par entraînement de gouttelettes plus celui nécessaire pour effectuer la purge de déconcentration. Equiper le bac de réception de la tour d'un robinet couplé avec un ballon flotteur permet d'assurer automatiquement le débit d'eau d'appoint.

2.3.2. Traitement d'eau

L'emploi de l'eau dans un circuit comportant un réfrigérant atmosphérique conduit à une évaporation de l'eau et donc à une concentration des sels dissous. Cette concentration peut devenir telle que les sels normalement solubles arrivent à se déposer. Et ce sont ces dépôts qui sont à l'origine de l'entartrage des tuyauteries.

Outre ces dépôts qui sont généralement des dépôts calcaires, l'eau attaque les métaux. En effet, en plus de la faculté naturelle qu'elle a de dissoudre le fer, l'eau est enrichie en oxygène lors du contact air-eau. Et cette oxygénation entraîne un abaissement de pH qui assure la corrosion des parois métalliques.

En plus des dépôts de sels et de la corrosion des métaux qu'elle provoque, l'eau des circuits de refroidissement peut favoriser le développement d'organismes tels que les algues.

Ces problèmes ci-dessus mentionnés rendent nécessaire le traitement de l'eau des circuits de refroidissement. Ainsi le traitement contre les dépôts calcaires consiste à faire des purges de déconcentration afin de réduire la teneur de l'eau en sels dissous et éviter de la sorte leur dépôt. On peut également faire un traitement par polyphosphates. Pour ce qui est des algues, l'emploi d'algicides tels que le sulfate de cuivre ou l'eau de javel peuvent aider à limiter leur prolifération.

Le traitement contre la corrosion est quant à lui très délicat. En effet, la lutte contre la corrosion se fait en favorisant la formation d'une fine couche isolante à la surface du métal. Et cette fine couche est réalisée par le dépôt d'un mélange de carbonate de calcium, d'hydroxyde de fer et de carbonate de fer. Mais si des précautions ne sont pas prises on peut aboutir à des épaisseurs importantes de la couche isolante. Ce qui va entraîner une diminution du rendement calorifique du condenseur et également une diminution de la section effective des tuyauteries.

3 - ANALYSE CRITIQUE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT EN SERVICE A OUAGADOUGOU

3.1. Constitution d'un échantillon

Compte tenu du temps qui a été imparti à l'étude les mesures n'ont été effectuées que sur un échantillon de quatre tours choisies comme suit :

- deux tours fabriquées par la SEEE
- deux tours importées de marque BROCHOT et installées par la SEEE.

Le critère de choix retenu pour la sélection des tours a été la durée journalière de fonctionnement. Ainsi à la tour de refroidissement SEEE de la BND (Banque Nationale de Développement) correspond la tour BROCHOT de la CGP (Caisse Générale de Péréquation) ; les deux tours ont une durée moyenne journalière de fonctionnement de 10 heures. De même à la tour de refroidissement SEEE de FLEX-FASO correspond la tour BROCHOT de l'Hôtel Indépendance qui fonctionnent toutes deux presque en permanence.

Le tableau ci-dessous indique la date d'installation, la puissance à dissiper de dimensionnement et le débit d'eau selon le constructeur pour chaque tour.

Tableau 1 : Débit d'eau selon le constructeur pour chaque tour.

Site	Fabricant	Date d'installation	Puissance dissipée kcal/h	Débit d'eau m ³ /h.*
BND	SEEE	76	190 000	26
FLEX-FASO	SEEE	JUIN 82	2 x 29 000	2 x 6
HOTEL INDE	BROCHOT	DECEMBRE 91	2 x 267 500	2 x 45
CGP	BROCHOT	MARS 91	780 000	136

* Débit d'eau théorique devant assurer un refroidissement convenable du condenseur. Il est déterminé à partir d'abaques de constructeurs. (cf. annexe II pour consulter ces abaques).

3.2. Paramètres mesurés et procédures

Sur chaque site on a mesuré :

- (1) la température du bulbe humide de l'air à l'aide d'un thermomètre à mercure à la base duquel on a attaché un tissu imbibé d'eau ;
- (2) la température du bulbe sec de l'air avec un thermomètre à mercure ;

(3) les températures d'entrée et de sortie de l'eau de la tour, toujours avec un thermomètre à mercure.

* mesure de la température de l'eau à l'entrée de la tour :

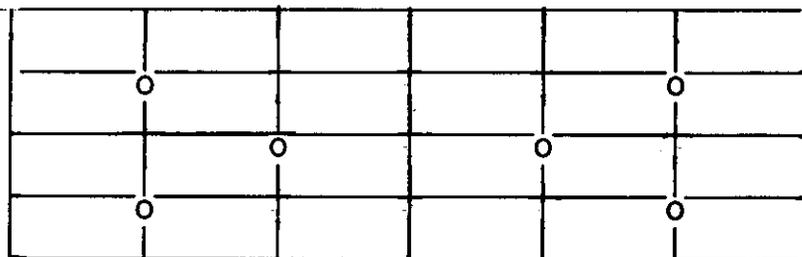
- . tours BROCHOT : on a recueilli de l'eau dans un récipient par le robinet de purge de déconcentration placé à l'entrée de la tour. On a lu la température de l'eau en plongeant le thermomètre dans le récipient.
- . tours SEEE : on a mesuré la température de l'eau entrant en plongeant le thermomètre dans le bac de distribution placé au dessus des clayettes.

* mesure de la température de l'eau à la sortie de la tour :

- . Tours BROCHOT : le thermomètre est plongé dans l'eau s'écoulant par le trop-plein
- . Tours SEEE : le thermomètre est plongé dans le bac de réception qui est accessible.

(4) La vitesse de l'air à l'aide d'un anémomètre

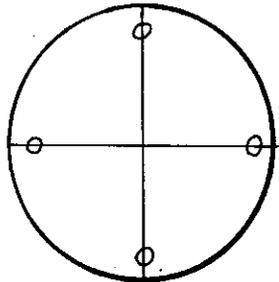
- . Tours BROCHOT : l'air ayant refroidi l'eau est refoulé vers l'extérieur par la partie supérieure de la tour. Et la surface supérieure par laquelle l'air sort est subdivisée comme indiqué ci-dessous :



○ : points de mesure

puis on fait la moyenne des six mesures obtenues ;
connaissant la section on en déduit le débit d'air refoulé.

- . Tours SEEE : l'air ayant refroidi l'eau est refoulé par une section circulaire entaillée sur une des parois latérales de la tour. La section circulaire est subdivisée comme suit :



O : points de mesure

puis on calcule la moyenne des quatre mesures ce qui permet de déterminer le débit d'air forcé connaissant la section.

- (5) l'humidité relative de l'air à l'entrée et à la sortie de la tour à l'aide d'un hygromètre électronique, cette mesure permet de vérifier grâce au diagramme de l'air humide la qualité des mesures des bulbes sec et humide de l'air, surtout la valeur du bulbe humide de l'air ;
- (6) les températures d'entrée et de sortie de l'eau du condenseur à l'aide des thermomètres placés à l'entrée et à la sortie du circuit d'eau du condenseur ;
- (7) les températures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène au compresseur à l'aide d'un thermo-couple couplé à un mesurix et d'un armafex pour assurer l'isolation thermique du thermo-couple lors des mesures.
- (8) les températures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène au condenseur grâce aux appareils précédemment cités.
- (9) les températures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène à l'évaporateur toujours à l'aide des mêmes appareils.
- (10) le pH, le TAC, la conductimétrie et la dureté totale TH à partir d'analyses chimiques faites sur un échantillon de 1 litre d'eau prélevée dans les bacs des tours. La procédure de mesure des paramètres ci-dessus cités figurent en annexe I.A. La mesure de ces paramètres chimiques nous situerons sur la corrosion, l'incrustation et les dispositions à prendre pour les atténuer.

3.3. Résultats des mesures effectuées

Les tableaux ci-dessous contiennent les moyennes des différentes mesures effectuées à divers moments de la journées et sur chaque site.

Les mesures faites chaque jour et pour chaque site figurent en annexe I.C.

Tableau 2 : Vérification des températures des bulbes humide et sec mesurées de l'air extérieur à l'aide du diagramme de l'air humide.

Site	Fabricant	T° humide air (°C)	T° sèche air (°C)	HR (%)		
				Lue	Mesurée	dHR
BND	(1)	23,0	29,8	56	51,9	4,1
	SEEE (2)	23,0	32,8	43	43,0	0
	(3)	24,3	41,6	26	28,7	2,7
FLEX-FASO	(1)	25,0	35,4	44	-	-
	SEEE (2)	25,0	40,2	27	26,8	0,2
	(3)	24,5	43,0	24	26,4	2,4
HOTEL INDEPENDANCE	(1)	24,0	34,2	43	40,7	2,3
	BROCHOT (2)	24,0	38,2	31	29,4	1,6
	(3)	23,0	40,4	23	23,0	0
CGP	(1)	25,3	33,4	52	50,1	1,9
	BROCHOT (2)	25,3	38,1	40	39,8	1,2
	(3)	22,4	38,5	27	28,1	1,1

- (1) : mesures effectuées entre 8 heures et 10 heures
 (2) : mesures effectuées entre 10 heures et 13 heures
 (3) : mesures effectuées entre 14 heures et 17 heures

Remarque : $0 \leq dHR \leq 4,1 \%$ => les mesures de températures effectuées sont assez fiables.

Tableau 3 : Calcul de l'approche, du refroidissement et du rendement des tours.

Site	Fabricant (Tour)	T°eau entrée (°C)	T°eau sortie (°C)	T° humide air (°C)	APPROCHE (°C)	REFROIDISSEMENT (°C)	RENDEMENT R (%)	dR (%)
BND	(1)	34,2	30,0	23,0	7,0	4,2	37,5	5,9
	SEEE (2)	31,6	28,8	23,0	5,8	2,8	32,5	7,3
	(3)	37,6	33,0	24,3	8,7	4,6	34,6	4,8
FLEX-FASO	(1)	34,0	30,8	25,0	5,8	3,2	35,5	7,2
	SEEE (2)	33,6	30,4	25,0	5,4	3,2	37,2	7,7
	(3)	33,4	29,8	24,5	5,3	3,6	40,4	7,7
HOTEL INDEPENDANCE	(1)	35,8	33,0	24,0	9	2,8	23,7*	4,8
	BROCHOT (2)	36,4	32,3	24,0	8,3	4,1	33,1	5,1
	(3)	34,6	29,6	23,0	6,6	5,0	43,1	6,0
CGP	(1)	32,7	28,1	25,3	2,8	4,6	62,2	11,3
	BROCHOT (2)	32,2	27,6	25,8	1,8	4,6	72,0	14,1
	(3)	30,5	24,5	22,4	2,1	6,0	74,1	11,4

* valeur trop faible, non retenue.

- (1) : mesures effectuées entre 8 heures et 10 heures
 (2) : mesures effectuées entre 10 heures et 11 heures
 (3) : mesures effectuées entre 14 h 30 et 17 heures

Tableau 4 : Résultats des analyses d'eau

SITE	EAU D'APPOINT				EAU EN CIRCULATION			
	pH	TH (°F)	TAC (°F)	COND. (S/cm)	pH	TH (°F)	TAC (°F)	COND. (S/cm)
BND	6,84	4,9	5,75	143,3	8,17	23,4	15,84	637
FLEX-FASO	7,63	5,5	5,10	162,0	7,32	34,6	17,60	1232
HOTEL-INDE	7,54	5,5	6,03	170,0	8,45	14,6	12,60	469
CGP**	7,51	5,0	4,50	147,0	8,18	7,8	6,70	225

** la tour de la CGP n'est pas directement alimentée par l'eau du robinet. L'eau avant son entrée dans la tour subit un traitement, les mesures qui figurent dans le tableau ci-dessus sont celles de l'eau du robinet.

COND : conductivité
 TH : Titre Hydrotimétrique ou dureté totale
 TAC : Titre Alcalimétrique Complet
 °F : degré français

Tableau 5 : Température du fluide frigorigène (R.22) à divers points du parcours.

Site	Fabricant tour	Compresseur	Condenseur	Evaporateur
HOTEL-INDE	Entrée BROCHOT	13,5°C	104,8°C	6,8°C
	Sortie	106,0°C	44,4°C	13,5°C
CGP	Entrée BROCHOT	12,0°C	44,0°C	2,6°C
	Sortie	67,6°C	16 bars	4,4 bars

Nota : Il ne nous a pas été possible d'effectuer ces mesures à la BND et à FLEX-FASO.

. Estimation du débit d'eau refroidie

A cause des manomètres qui manquaient sur les pompes il n'a pas été possible de déterminer les débits d'eau réels assurant le refroidissement du frigorigène dans les condenseurs pour chaque tour. Aussi avons-nous estimé ces débits d'eau à l'aide de l'équation traduisant le bilan d'échange de chaleur dans la tour de refroidissement :

$$M_{\text{eau}} C_e dT_{\text{eau}} = M_{\text{AS}} (h_2 - h_1) \quad \text{avec}$$

- M_{eau} = débit massique de l'eau (kg/h)
 C_e = chaleur massique de l'eau = 4,19 kJ/kg/K
 dT_{eau} = écart de température entre l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour (K)
 M_{AS} = débit massique d'air sec (kg/h)
 h_1 = enthalpie de l'air à l'entrée de la tour (kJ/kg AS)
 h_2 = enthalpie de l'air à la sortie de la tour (kJ/kg AS)

$M_{\text{AS}} = \frac{M_{\text{ah}}}{1 + X_1}$ avec M_{ah} = débit massique d'air humide
 X_1 = humidité absolue de l'air à l'entrée de la tour
 (kg/h)

Soit

$$M_{\text{eau}} = \frac{\rho_{\text{air}} Q_{\text{air}}}{1 + X_1} \frac{h_2 - h_1}{C_e dT_{\text{eau}}}$$

- Q_{air} = débit d'air (m³/h)
 ρ_{air} = masse volumique de l'air (kg/m³)

Nota : Pour les détails de calcul se référer à l'annexe I.B

Tableau 6 : Estimation du débit d'eau refroidie

Site	Modèle (Tour)	Débit d'eau (m3/h)				
BND	SEEE	38	27	49	27	
	date	16-04-93	16-04-93	28-04-93	29-04-93	
	heure	8 h 35	9 h 50	15 h 55	15 h 20	
FLEX-FASO	SEEE	22	27	25		
	date	19-04-93	19-04-93	03-05-93		
	heure	8 h 45	11 h 40	14 h 45		
HOTEL INDE	BROCHOT	68	40	19	27	
	Date	20-04-93	20-04-93	24-04-93	01-05-93	
	heure	9 h 00	11 h 55	15 h 00	14 h 30	
CGP	BROCHOT	77	91	69	74	65
	Date	21-04-93	23-04-93	10-05-93	10-05-93	10-05-93
	heure	12 h 20	15 h 20	8 h 30	8 h 30	15 h 00

Nota : Les différents écarts existant entre les valeurs du débit pour une même tour proviennent du fait que les débits ont été estimés à partir de la mesure de plusieurs autres paramètres.

Le tableau 7 en annexe I.A donne la valeur de l'erreur absolue pour chaque débit calculé.

3.4. Exploitation des résultats

Le rôle d'une tour de refroidissement est d'assurer de façon convenable le refroidissement du frigorigène dans le condenseur du groupe frigorifique auquel elle est couplée. Et lorsque ce refroidissement est satisfaisant la température de condensation est alors voisine de 40°C, pour ce qui concerne le R12 et le R22. Et le refroidissement du condenseur peut être traduit par l'équation suivante :

$$\phi_c = m_e c_e dT_{\text{eau}}$$

où

- ϕ_c = puissance calorifique rejetée au condenseur (kcal/h)
 M_e = débit massique de l'eau de refroidissement (kg/h)
 C_e = chaleur massique de l'eau = 1 kcal/kg/K
 dT_{eau} = écart de température de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur (K)

Ainsi donc si le débit massique M_e de l'eau est inférieur à celui nécessaire au refroidissement du condenseur ou alors si l'écart de température dT_{eau} est plus petit que prévu, alors la condensation du fluide frigorigène ne se fera plus au voisinage de 40°C mais à des températures supérieures.

Ce même phénomène, c'est-à-dire le fluide frigorigène qui se condense à des températures très élevées, peut également se produire si les pertes de charge (pdc) dans le condenseur sont supérieures à celles admissibles par ce dernier. Et l'augmentation de pdc dans un condenseur est le résultat des dépôts de sels dans les tubes de circulation de l'eau.

Pour savoir donc si les tours étudiées jouent convenablement le rôle qui leur est assigné il aurait été intéressant :

- 1) de déterminer la température ou la pression de condensation afin de savoir si la condensation se fait à la température recommandée qui est de 40°C pour les sites objets de l'étude.

Nota : La température de condensation n'a pu être déterminée qu'à la CGP et l'Hôtel Indépendance.

- 2) de mesurer la pression de l'eau au refoulement des pompes qui assurent la circulation de l'eau de refroidissement. Cette pression permettra de déterminer le débit d'eau réel et le comparer à celui recommandé par le constructeur pour assurer un refroidissement convenable du condenseur ;

Nota : Il n'a pas été possible d'effectuer cette mesure car les pompes ne sont pas équipées de manomètres.

3) d'avoir les catalogues des constructeurs des condenseurs installés. En effet, ces catalogues auraient permis de connaître la pdc réelle dans le condenseur au moment des mesures pour savoir si l'eau de refroidissement circule normalement dans celui-ci.

Nota : Mais ici également il n'a pas été possible d'avoir ces catalogues.

C'est la démarche que nous aurions voulu adopter pour faire l'analyse critique des tours de refroidissement en service à Ouagadougou. Mais à défaut de pouvoir le faire nous donnons les observations sur les tours de refroidissement étudiées.

3.4.1. Observations générales sur les tours de refroidissement

Dans l'ensemble les tours de refroidissement sont bien implantées car elles sont toutes placées à des endroits suffisamment aérés.

L'eau d'appoint des tours est directement prélevée sur le réseau de distribution d'eau potable. En dehors de la tour BROCHOT de la CGP, aucune des tours ne reçoit un traitement complémentaire de l'eau du réseau public avant son utilisation.

Et le tableau 4 fait ressortir l'impact de ce traitement complémentaire de l'eau du réseau avant son utilisation. En effet, l'eau en circulation dans la tour de refroidissement de la CGP a :

- la duréte totale (TH) la plus faible donc l'eau la plus douce. C'est d'ailleurs la seule qui respecte la fourchette de 8° F à 15° F recommandée par les constructeurs.
- le TAC le plus faible donc l'eau qui contient le moins d'ions bicarbonates HCO_3^- , d'ions carbonates CO_3^{2-} et d'ions hydroxydes OH^- . En somme l'eau la moins incrustante.
- la conductivité la moins élevée donc c'est l'eau qui contient le moins de sels minéraux dissous.

a) Observations générales sur les tours SEEE

Les surfaces d'échange sont des clayettes en bois et sont encombrées d'algues qui par leur poids entraînent l'affaissement de ces clayettes. Conséquence : on a une mauvaise circulation de l'air de refroidissement et la déformation des clayettes impose un écoulement de la goutte d'eau reçue d'abord vers le milieu des clayettes avant de descendre plus grosse vers le bac de réception.

Plus la goutte d'eau est grosse, plus elle est difficile à vaporiser et moins elle est refroidie.

Et lors des opérations de maintenance, les clayettes ne sont plus rangées après leur nettoyage avec le décalage initial mais sont alignées. Ce qui écourte le temps de séjour de la goutte d'eau dans la tour d'où son refroidissement insuffisant.

La tôle enveloppe de la tour, la grille de protection du ventilateur et les gouttières du bac de distribution sont fortement corrodés. A Flex-Faso la grille de protection du ventilateur s'est même détachée sous l'action de la corrosion.

Voyons les conséquences de l'effet de la corrosion des gouttières sur le refroidissement de l'eau : l'eau qui devrait s'écouler goutte à goutte des gouttières sur les clayettes, s'écoule en filets d'eau à travers les gouttières agrandies par la corrosion. Ce qui privilégie l'échange par chaleur sensible entre l'eau et l'air alors que c'est le processus d'échange par chaleur latente due à la vaporisation de l'eau qui entraîne un refroidissement plus important.

La mauvaise circulation de l'eau de refroidissement dans la tour, la déformation des clayettes (surfaces d'échanges) et leur mauvais rangement et enfin l'agrandissement des gouttières entraînent nécessairement un refroidissement insuffisant. Et cela apparaît dans le tableau 3 où l'approche de ces tours est comprise entre 5,3°C et 8,7°C, et le refroidissement (écart de température entre l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour) entre 2,8°C et 4,2°C. Or une tour est d'autant plus efficace que son approche est faible et son refroidissement élevé.

Pour terminer notons que les tours SEE étudiées sont à courants croisés avec ventilateur aspirant, et n'ont pas de séparateur de gouttes et ne subissent aucune purge de déconcentration.

b) Observations générales sur les tours BROCHOT

Ces tours sont d'installation récente (1991), les échanges de chaleur air-eau se font à contre-courants avec des surfaces d'échange en PVC. Aucun rayon solaire ou lumineux ne pénètre dans la partie de la tour où s'effectuent les échanges de chaleur, ni dans le bac de réception de l'eau refroidie. Cette disposition constructive évite la prolifération d'algues puisqu'il n'y a pas de lumière pouvant permettre le processus de photosynthèse indispensable à leur développement. Les purges de déconcentration sont faites par le trop-plein en lieu et place du robinet prévu à cet effet.

3.4.2. Comparaison des performances mesurées

Les tableaux ci-dessous donnent les performances des tours selon les constructeurs pour diverses valeurs de la température du bulbe humide de l'air.

Tableau 8a : Bulbe humide de l'air = 24°C

Site	Construct	Q _{eau} (m ³ /h)	Puissance dissipée (kcal/h)	T _{ee} (°C)	T _{se} (°C)	Approche (°C)	Refroidis- sement (°C)	Rendement R (%)	dR (%)
BND	SEEE ARTZ11	16	190	38	29	5	9	64	6
FLEX- FASO	SEEE ARTZ10	5,5	2 x 29 000	38	29	5	9	64	6
HOTEL INDE	BROCHOT 12.09/R	38	2 x 267500	38	27	3	11	78	7
CGP	BROCHOT 36.09/R	114	780 000	38	27	3	11	78	7

Nota : Cette valeur du bulbe humide de l'air correspond à la valeur moyenne de la température humide de l'air de la période des mesures.

Tableau 8b : Bulbe humide de l'air = 27°C

Site	Construct	Q _{eau} (m ³ /h)	Puissance dissipée (kcal/h)	T _{ee} (°C)	T _{se} (°C)	Approche (°C)	Refroidis- sement (°C)	Rendement R (%)	dR (%)
BND	SEEE ARTZ11	26	190	38	32	5	6	54	7
FLEX- FASO	SEEE ARTZ10	6	2 x 29 000	38	32	5	6	54	7
HOTEL INDE	BROCHOT 12.09/R	45	2 x 267 000	38	30	3	8	72	8
CGP	BROCHOT 36.09/R	136	780 000	38	30	3	8	72	8

Nota : Cette valeur de la température du bulbe humide de l'air est celle utilisée pour le dimensionnement des tours en service à Ouaga, pour une température sèche de 41°C.

Le tableau 9 ci-dessous fait apparaître les débits moyens estimés et ceux recommandés par le constructeur.

Tableau 9 : Comparaison des débits d'eau

	TOURS SEEE		TOURS BROCHOT	
	BND	FLEX-FASO	HOTEL-INDE	CGP
$Q_{\text{moyen estimé}}$ m^3/h	35	25	38	75
$Q_{\text{constructeur}}$ m^3/h	26	6	45	136

A l'analyse du tableau 9 il apparaît que dans les tours SEEE les débits d'eau estimés sont supérieurs à ceux recommandés par le constructeur. Et pour les tours BROCHOT, ils sont plutôt inférieurs au débits d'eau recommandés par le constructeur.

Tableau 10 : Valeurs moyennes des mesures de l'approche, du refroidissement et du rendement pour chaque type de tour.

Valeur moyenne du bulbe humide de l'air = 24°C

Tours	Approche (°C)	Refroidissement (°C)	rendement
SEEE	6,3	3,6	0,36
BROCHOT	4,3	4,9	0,57

L'approche mesurée des deux types de tours est supérieure de 1,3°C à celle annoncée par les constructeurs (cf tableaux 8 et 10). Ce qui est une bonne approche de l'approche indiquée par les constructeurs. Quant aux rendements notons que la valeur moyenne pour les tours SEEE est de 0,36 pour un bulbe humide moyen de l'air extérieur de 24°C, alors que pour cette même valeur du bulbe humide le constructeur annonce un rendement de 0,64 (cf tableau 8a). Les tours SEEE ne réalisent que 56 % de leur rendement normal ; ce qui est faible.

Pour ce qui est des tours BROCHOT, on a mesuré un rendement moyen de 0,57 à un bulbe humide de l'air extérieur de 24°C, alors que d'après le constructeur on devrait avoir un rendement de 0,78 pour la même valeur du bulbe humide de l'air. Il apparaît que les tours BROCHOT réalisent 73 % de leur rendement normal ; ce qui est appréciable.

3.4.3. Elaboration d'une méthode d'essai de réception d'une tour de refroidissement

C'est un procédé à suivre pour vérifier la convenance d'une tour de refroidissement. Pour se faire il faut :

a) Mesurer les paramètres suivants :

- (1) - Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour
- (2) - Les températures des bulbes humide et sec de l'air extérieur
- (3) - La température de l'air à la sortie de la tour
- (4) - La pression de l'eau au refoulement de la pompe ; ce qui permet de déterminer le débit réel Q à l'aide de la courbe caractéristique de la pompe.
- (5) - Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur
- (6) - La pression ou la température de condensation

b) puis effectuer les opérations suivantes :

- (I) - Calculer le rendement R de la tour à l'aide (1) et (2) par :

$$R = \frac{T_{ee} - T_{se}}{T_{ee} - T_h} \quad \text{et le comparer à R' calculé à partir des données du constructeur.}$$

T_{ee} = Température d'entrée de l'eau dans la tour
 T_{se} = température de sortie de l'eau de la tour
 T_h = température de bulbe humide de l'air

- (II) - Calculer la chaleur Q_1 dissipée dans la tour à l'aide de (1) et (4) par

$$Q_1 = \rho_e Q C_e (T_{ee} - T_{se})$$

Q en m^3/h
 Q_1 en kcal/h
 $C_e = 1$ kcal/kg/K
 $\rho_e = 1000$ kg/m³

- (III) - Calculer la quantité de chaleur Q_2 extraite au condenseur par :

$$Q_2 = \rho_e Q C_e (T'_{ee} - T'_{se}) \quad \text{et comparer à } \phi_c$$

T'_{ee} = Température d'entrée de l'eau au condenseur
 T'_{se} = température de sortie de l'eau du condenseur
 ϕ_c = Puissance calorifique à évacuer du condenseur

Connaissant ϕ_0 , la puissance frigorifique produite, on estime ϕ_c par : $\phi_c \approx 1,25 \phi_0$

- (IV) - Vérifier à l'aide de (6) que la condensation se fait à la température recommandée pour un condenseur à eau couplé à une tour de refroidissement. En général la température de condensation dans ce cas est d'environ 40°C.

c) Interprétation

1^{er} cas) La tour convient lorsque la puissance calorifique à extraire du condenseur est effectivement évacuée par l'eau entrant dans le condenseur et que cette puissance est par la suite entièrement dissipée dans la tour de refroidissement. En terme d'équation on écrira $Q_1 \approx Q_2 \approx 1,25 \phi_0$ avec la température de condensation voisine de 40°C.

2^e cas) La puissance calorifique à évacuer est supérieure à celle qui est dissipée dans la tour c'est-à-dire $Q_1 < \phi_c$ avec le débit d'eau correspondant. Il faut alors vérifier la pdc dans le condenseur en mesurant les pressions d'entrée et de sortie de l'eau du condenseur.

- si la pdc mesurée est supérieure à la pdc admissible alors le condenseur est entartré. Faire une cure de désentartrage et reprendre les mesures.

- si la pdc mesurée est égale à la pdc admissible alors la tour est sous-dimensionnée.

3.4.4. Comparaison des tours SEEE et les tours importées

La comparaison ne sera faite qu'avec les tours SEEE étudiées c'est-à-dire celles fonctionnant à courants croisés. Car la SEEE a aussi ses tours à contre-courants.

Tableau 11 : Comparaison des performances des deux types de tours.

	Tour SEEE	Tour BROCHOT
ventilateur	hélicoïde	centrifuge
matériau des surfaces d'échange	bois	PVC
type de ruissellement	goutte à goutte	pulvérisation
mode d'échange	courants croisés	contre-courants
Approche moyenne	6,7°C	3,7°C
Refroidissement moyen	3,8°C	5,0°C
rendement moyen	0,36	0,57

A la lecture du tableau 11, il apparaît que les tours BROCHOT sont plus performantes que les tours SEEE parce qu'elles ont une approche plus faible, un refroidissement plus élevé de l'eau et un rendement plus grand. En effet dans une tour BROCHOT l'eau à refroidir est pulvérisée en myriades de gouttelettes microscopiques. On a ainsi une plus grande surface d'échange entre l'air et l'eau et en outre l'échange de chaleur entre les deux fluides se fait à contre-courants, alors que dans les tours SEEE l'eau ruisselle goutte à goutte et l'échange se fait à courants croisés.

Outre ces performances techniques, il y a le fait que la lumière ne pouvant pas pénétrer à l'intérieur des tours BROCHOT, toute possibilité de développement d'algues devient quasi impossible ; ce qui réduit l'utilisation d'algicides pour ces tours. Mais quant aux tours SEEE il est indispensable d'utiliser des algicides si on veut empêcher la prolifération d'algues. Ces différences de performances font que les tours BROCHOT seront préférées aux tours SEEE.

4 - PROPOSITIONS D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DES TOURS

4.1. Propositions pour les tours SEEE

Pour ces tours nous proposons :

- de nettoyer les clayettes en vue de les débarrasser des algues qui les encombrent et les déforment. Ainsi, l'air de refroidissement pourra circuler plus facilement ;
- de bien ranger les clayettes après leur nettoyage avec le décallage initial afin d'amener la goutte tombant sur une clayette à parcourir une plus grande distance avant de retomber dans le bac de réception. Cela en vue d'allonger le temps de contact entre l'air et la goutte d'eau pour obtenir un plus grand refroidissement de celle-ci, et donc de l'eau ;
- de changer le bac de distribution pour avoir une distribution plus fine de l'eau. Car celui qui est présentement en place ne laisse pas passer l'eau goutte à goutte mais plutôt un filet d'eau ;
- de préférer les échanges à contre-courants qui ont un plus grand coefficient global de transmission thermique, aux échanges à courants croisés ;
- de lutter contre la prolifération des algues en ajoutant du sulfate de cuivre à l'eau de la tour, à raison de 2 à 3 g/m³ à d'eau. Ou bien en ajoutant de la chaux pour réduire la teneur de l'eau en CO₂ admissible.

Nota : un excès de carbonate (chaux) ou de sulfate pourrait entraîner des dépôts dans la tuyauterie surtout au niveau du condenseur. Aussi est-il indispensable de faire des purges fréquentes de déconcentration pour les éviter.

- de passer de temps en temps une couche de peinture à l'intérieur de la tôle enveloppe de la tour pour ralentir l'effet de la corrosion sur celle-ci..

4.2. Propositions pour les tours BROCHOT

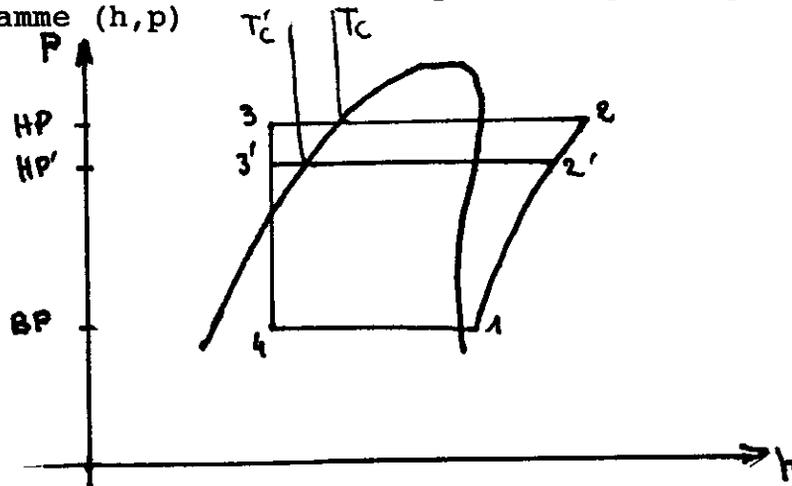
Ces tours ont déjà une bonne performance (cf. tableau 10). Mais il serait intéressant de revoir le mode de purge de déconcentration.

Actuellement c'est par le trop-plein que se fait la purge de déconcentration alors que le fabricant a prévu un robinet sur le tuyau d'entrée d'eau chaude pour cette opération. Que la purge de déconcentration se fasse là où il a été prévu de le faire. En effet, effectuer cette opération par le robinet de purge de déconcentration offre l'avantage de diminuer la quantité d'eau à refroidir et d'obtenir un meilleur refroidissement du volume d'eau restant.

4.3. Influence des propositions sur la consommation énergétique

Les propositions faites ci-dessus ont pour objet d'améliorer le refroidissement c'est-à-dire rapprocher la température de l'eau sortant de la tour de celle du bulbe humide de l'air. Ainsi la condensation du fluide frigorigène se fera à des températures très voisines de 40°C. Et ce contrôle de la température de condensation va entraîner une diminution de la puissance absorbée au compresseur ; d'où la réduction de la consommation énergétique de l'installation.

En effet considérons les cycles frigorifiques suivants dans un diagramme (h,p)



T_c = température de condensation pour un condenseur "mal refroidi" ;
 T'_c = température de condensation pour un condenseur "bien refroidi".

La puissance absorbée se calcule par :

$$P_{abs} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_1)}{R_i R_m}, \quad P'_{abs} = \frac{\dot{m} (h'_2 - h_1)}{R_i R_m}$$

P_{abs} = puissance absorbée par le compresseur du groupe à condenseur "mal refroidi"

P'_{abs} = puissance absorbée par le compresseur du groupe à condenseur "bien refroidi"

\dot{m} = débit massique du fluide frigorigène

$R_i = R_v =$ rendement volumique = $1 - 0,05 \frac{HP}{BP}$

$R_m =$ rendement mécanique $\approx 0,9$

Nous avons démontré en annexe IV que $P_{abs} > P'_{abs}$; c'est-à-dire que la consommation énergétique du groupe à condenseur "mal refroidi" est supérieure à celle du groupe à condenseur "bien refroidi".

5 - OPTIMISATION DU CHOIX D'UNE TOUR

Il s'agit de déterminer, lorsque deux des trois paramètres ci-dessous sont fixés, à partir de quelle valeur du troisième devient-il économiquement plus intéressant de préférer un condenseur à eau avec une tour de refroidissement à condenseur à air.

Ces paramètres sont :

- a - la puissance frigorifique produite
- b - le prix du m³ d'eau
- c - le prix du kwh d'électricité.

Mais avant de déterminer ce seuil de rentabilité économique il est intéressant de donner les avantages et les inconvénients d'un condenseur à eau avec tour de refroidissement et d'un condenseur à air et ce en vue de nous permettre d'opérer un meilleur choix du type de condenseur et partant du mode de refroidissement du fluide frigorigène.

5.1. Les condenseurs à air

On distingue :

- les condenseurs à circulation naturelle d'air, exclusivement utilisés dans les machines de très faibles puissances telles que les réfrigérateurs ménagers
- les condenseurs à circulation forcée d'air, ce sont ceux là qui nous intéressent.

a) Les inconvénients

- * La température de condensation est généralement supérieure de 15 à 20°C à la température d'entrée de l'air (cf. "les techniques du froid dans les pays chauds en développement"; IIF, Paris 1976).

Ainsi pour une ville comme Ouagadougou où la température oscille autour de 41°C à certains moments de l'année, la condensation du fluide frigorigène se fera entre 56 et 61°C.

- * Comme la température de condensation est élevée, il en résulte une forte pression de condensation. Conséquence : on a un fort taux de compression ; ce qui entraîne une usure plus rapide des compresseurs.
- * Une consommation énergétique élevée, à cause de la valeur élevée de la puissance absorbée des compresseurs et de l'énergie nécessaire pour la ventilation.
- * Une surface d'échange étendue à cause du faible coefficient global d'échange thermique entre l'air et le fluide frigorigène. Ce qui rend l'appareil volumineux.

- * L'appareil est cher à l'achat.
- * L'appareil est soumis aux intempéries climatiques.

b) Les avantages

- * Pas de consommation d'eau. L'air est disponible.
- * Le coefficient de transfert thermique est sensiblement constant dans le temps.
- * Les frais d'entretien et de maintenance sont réduits. Et l'entretien peut être fait par du personnel non spécialisé.

5.2. Les condenseurs à eau

On distingue :

- les condenseurs à eau perdue
- les condenseurs à eau recyclée
- les condenseurs évaporatifs.

On n'étudiera que le second type.

a) Les inconvénients

- * Consommation d'eau.
- * Encrassement et entartrage des condenseurs.
- * Frais d'entretien et de maintenance élevés ; mais pas réguliers et nécessitent un personnel qualifié.

b) Les avantages

- * La température de condensation du fluide frigorigène est voisine de 40°C, donc moins élevée.
- * Par suite, la pression de condensation et le taux de compression sont moins élevés. Il en résulte une usure moins rapide des compresseurs et une consommation énergétique plus réduite.
- * Le coefficient global d'échange thermique entre l'eau et le fluide frigorigène en condensation est élevé.
- * L'appareil est moins cher à l'achat et n'est pas soumis aux intempéries climatiques parce que placé dans un local.

5.3. Quand choisir un condenseur à eau recyclée

Elle a été faite à l'aide d'un programme informatique qui permet en outre de faire une comparaison des charges annuelles d'exploitation d'un condenseur à eau recyclée et d'un condenseur à air.

Si l'on désire faire une optimisation du choix d'une tour alors il faut choisir parmi :

- a - la puissance frigorifique produite
- b - le prix du m^3 d'eau
- c - le prix du kwh d'électricité,

le paramètre dont il faut déterminer la valeur qui limite l'utilisation d'un condenseur à air, étant entendu que les deux autres sont connus.

1^{er} cas) : On connaît les prix du m^3 d'eau et du kwh d'électricité et on veut déterminer à partir de quelle valeur de la puissance frigorifique produite, il est économiquement avantageux d'utiliser un condenseur à eau.

Pour résoudre ce problème on a utilisé les tableaux 12.a et 12.b des pages suivantes qui donnent, selon le type de condenseur, les puissances absorbées par les compresseurs et les ventilateurs pour les mêmes productions frigorifiques. Ces tableaux contiennent également les coûts d'acquisition des groupes frigorifiques, calculés comme suit.

Le coût d'investissement pour une production frigorifique de 260 000 fg/h étant de :

- . pour un groupe à condenseur à air : 26 370 000 FCFA
=> 101 FCFA/fg/h ;
- . pour un groupe à condenseur à eau + tour + pompe + ventilateurs
: 23 000 000 FCFA
=> 88,5 FCFA/fg/h.

(source SEEE)

Tableau 12.a: Valeurs des puissances absorbées aux compresseurs et aux ventilateurs à une température ambiante de 36°C.

Frigorigène = R 12
 Température d'évaporation : 0°C

Puissance frigo kcal/h		12 900	15 400	21 000	27 000	30 900	43 000
Condenseur à air	P _{abs comp.} (kw)	7,5	9,0	11,0	15,0	18,5	30,0
	P _{abs vent.} (kw)	2 x 0,2	2 x 0,25	4 x 0,25	4 x 0,25	4 x 0,25	4 x 0,25
	Coût d'inv. (FCFA)	1 310 000	1 560 000	2 130 000	2 740 000	3 135 000	4 360 000
Condenseur à eau	P _{abs comp.} (kw)	5,5	7,5	9,0	11,0	15,0	18,5
	P _{abs P+V} (kw)	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	Coût d'inv. (FCFA)	1 140 000	1 360 000	1 860 000	2 380 000	2 740 000	3 800 000

P_{abs comp.} : Puissance absorbée par le compresseur
 P_{abs vent.} : Puissance absorbée par les ventilateurs
 P_{abs P+V} : Puissance absorbée par la pompe et les ventilateurs
 Coût d'inv. : Coût d'investissement

Tableau 12.b : Valeurs des puissances absorbées aux compresseurs et aux ventilateurs à une température ambiante de 43°C.

Frigorigène = R 12
 Température d'évaporation = 0°C

Puissance frigo kcal/h		11 800	19 100	28 000	34 800
Condenseur à air	P _{abs comp.} (kW)	7,5	15,0	18,5	30,0
	P _{abs vent.} (kW)	2 x 0,2	4 x 0,25	4 x 0,25	4 x 0,25
	Coût d'inv. (FCFA)	1 200 000	1 940 000	2 840 000	3 530 000
Condenseur à eau	P _{abs comp.} (kW)	5,5	9,0	11,0	15,0
	P _{abs P+V} (kW)	3,0	3,0	3,0	3,0
	Coût d'inv. (FCFA)	1 045 000	1 690 000	2 480 000	3 080 000

P_{abs comp.} : Puissance absorbée par le compresseur
 P_{abs vent.} : Puissance absorbée par les ventilateurs
 P_{abs P+V} : Puissance absorbée par la pompe et les ventilateurs
 Coût d'inv. : Coût d'investissement

Nota : en dehors du coût d'investissement et de la puissance absorbée par la pompe et les ventilateurs (P_{abs P + V}), les autres valeurs ont été tirées d'un catalogue du constructeur DWM COPELAND + COMEF.

Ensuite on fixe :

- la durée annuelle de fonctionnement de l'installation
- la durée d'amortissement de l'investissement
- et pour chaque type de condenseur le coût annuel d'entretien et de maintenance.

Et pour chaque puissance frigorifique figurant dans les tableaux 12.a et 12.b on calcule :

$$(1) - \text{l'amortissement annuel} = \frac{\text{Coût d'investissement}}{\text{Durée d'amortissement}}$$

(2) - le coût de l'énergie pour l'entraînement des compresseurs = puissance absorbée par les compresseurs x durée annuelle de fonctionnement x prix du kwh d'électricité ;

(3) - le coût de l'énergie pour l'entraînement des ventilateurs =
puissance absorbée x durée annuelle de fonctionnement x
prix du kwh d'électricité ;

(4) - le coût de l'énergie pour le fonctionnement de la pompe et
des ventilateurs = puissance absorbé x durée annuelle de
fonctionnement x prix du kwh d'électricité ;

(5) - le débit d'eau d'appoint = $6,3 \cdot 10^{-6} \times 1,25 \times \phi_o$

ϕ_o = puissance frigorifique

(cf Annexe III pour avoir les détails de calcul du
débit d'eau d'appoint) ;

(6) - le coût de l'eau d'appoint = durée annuelle de fonction-
nement x prix du m^3 x débit d'eau d'appoint ;

(7) - la charge annuelle d'exploitation :

. d'un condenseur à air

$$CA = (1) + (2) + (3)$$

. d'un condenseur à eau

$$CE = (1) + (2) + (4) + (6)$$

(8) - l'économie annuelle réalisée avec condenseur à eau par
rapport à un condenseur à air = CA - CE.

On compare les valeurs de l'économie annuelle réalisée pour
les différentes puissances et on choisit celle correspondant à
la dernière valeur négative. La puissance ainsi obtenue est la
valeur optimale, pour la plage de puissances figurant dans les
tableaux 12.a et 12.b, à partir de laquelle il est économiquement
plus rentable d'utiliser un condenseur à eau.

Faisons une application

Pour : - une durée annuelle d'exploitation de 2 600 heures
 - une durée d'amortissement de 10 ans
 - un prix du m³ d'eau de 402 F
 - un prix de kwh d'électricité de 72 F

Les tableaux qui suivent ci-dessous contiennent les résultats des différents calculs.

1. Température ambiante = 36°C

a/ Condenseur à air

Puissance frigo. fg/h	12 900	15 400	21 000	27 000	30 900	43 000
Paramètres						
Investissement	1 310 000	1 560 000	2 130 000	2 740 000	3 115 000	4 360 000
(1) Amortissement annuel	131 000	156 000	213 000	274 000	311 000	436 000
(2) Coût d'entraînement des compresseurs	1 404 000	1 684 800	2 059 200	2 808 000	3 463 200	5 616 000
(3) Coût d'entraînement des ventilateurs	74 880	93 600	187 200	187 200	187 200	187 200
(7) Charges annuelles d'exploitation	1 609 880	1 934 400	2 459 400	3 269 200	3 961 900	6 239 200

Coût en F CFA

b/ Condenseur à eau

Puissance frigo. fg/h	12 900	15 400	21 000	27 000	30 900	43 000
Paramètres						
Investissement	1 140 000	1 360 000	1 860 000	2 390 000	2 740 000	3 800 000
(1) Amortissement annuel	114 000	136 000	186 000	239 000	274 000	380 000
(2) Coût d'entraînement des compresseurs	1 029 600	1 404 000	1 684 800	2 059 200	2 808 000	3 463 200
(4) Coût de fonctionnement pompe + ventilateur	561 600	561 600	561 600	561 600	561 600	561 600
(6) Coût de l'eau d'appoint	106 180	126 760	172 850	222 235	254 340	353 930
(7) Charges annuelles d'exploitation	1 811 380	2 228 360	2 605 250	3 082 350	3 897 940	4 758 730

Coût en F CFA

c/ Economie annuelle réalisée

Puissance frigo. fg/h	12 900	15 400	21 000	27 000	30 900	43 000
Condenseur à air	1 609 880	1 934 400	2 459 400	3 269 200	3 961 900	6 239 200
Condenseur à eau	1 811 380	2 228 360	2 605 250	3 082 350	3 897 900	4 758 730
Economie (F.C.F.A)	(201 500)	(293 960)	(145 850)	187 165	64 000	1 480 470

2. Température ambiante = 43°C

a - Condenseur à air

Puissance frigo. fg/h	11 800	19 100	28 000	34 800
----- Paramètres				
Investissement	1 200 000	1 940 000	2 840 000	3 530 000
(1) Amortissement annuel	120 000	194 000	284 000	353 000
(2) Coût d'entraînement des compresseurs	1 404 000	2 808 000	3 463 200	5 616 000
(3) Coût de fonctionnement pompe + vent.	74 880	187 200	187 200	187 200
(7) Charges annuelles d'exploitation	1 598 880	3 189 200	3 934 400	6 156

Coût en F CFA

b - Condenseur à eau

Puissance frigo. fg/h	11 800	19 100	28 000	34 800
----- Paramètre				
Investissement	1 045 000	1 690 000	2 480 000	3 080 000
(1) Amortissement annuel	104 500	169 000	1 248 000	308 000
(2) Coût d'entraînement des compresseurs	1 029 600	1 684 800	2 059 200	2 808 000
(4) Coût de fonctionnement pompe + vent.	561 600	561 600	561 600	561 600
(6) Coût de l'eau d'appoint	97 125	157 210	230 465	286 440
(7) Charges annuelles d'exploitation	1 792 825	2 572 610	3 099 265	3 964 000

Coût en F CFA

c - Economie annuelle réalisée

Puissance frig. fg/h	11 800	19 100	28 000	34 800
Condenseur à air	1 598 880	3 189 200	3 394 400	6 156 200
condenseur à eau	1 792 825	2 572 610	3 099 265	3 964 000
Economie (F CFA)	(193 945)	616 590	295 135	2 192 200

Interprétation :

Pour une température ambiante de 36°C c'est à partir d'une production frigorifique de 21 000 fg/h, pour les prix du m3 d'eau à 402 F et du kwh d'électricité à 72 F, qu'il est économiquement intéressant d'utiliser un condenseur à eau avec une tour de refroidissement au lieu d'un condenseur à air.

Et pour une température ambiante de 43°C, avec les mêmes prix du m³ d'eau et du kwh, c'est à partir de 11 800 fg/h. Ce dernier cas est celui de la ville de Ouagadougou.

2° Cas) On connaît la puissance frigorifique W₁, à produire et le prix du kwh de l'électricité et on veut déterminer le prix du m³ d'eau à partir duquel il est économiquement plus rentable d'utiliser un condenseur à air. Dans ce cas il faut introduire dans le programme les données suivantes :

- la durée annuelle de fonctionnement de l'installation, soit T₃
- la durée d'amortissement de l'investissement, soit T₂
- pour le condenseur à air :
 - . le prix du groupe à condenseur à air, soit P₆
 - . le coût de l'entretien et de la maintenance, soit P₇
 - . la puissance absorbée par les ventilateurs (en kw), soit W₉
 - . la puissance absorbée par les compresseurs (en kw), soit W₁₀
- pour le condenseur à eau :
 - . le prix du groupe à condenseur à eau, soit P₁₄
 - . le prix de la tour de refroidissement, de la pompe, du ventilateur, des tuyauteries, des robinetteries et de l'installation, soit P₁₅
 - . le coût de l'entretien et de la maintenance, soit P₁₆
 - . la puissance absorbée par les compresseurs, soit W₂₁
 - . la puissance absorbée par la pompe et les ventilateurs, soit W₁₇

Le programme calcule alors :

- la charge annuelle d'utilisation du condenseur à air :

$$CA = \left(\frac{P_6}{T_2} + W_9 \times T_3 \times P_5 + W_{10} \times T_3 \times P_5 \right)$$

- le débit d'eau d'appoint de la tour de refroidissement

$$Q = 6,3 \cdot 10^{-6} \times 1,25 \times W_1$$

W₁ = puissance frigorifique produite

- le coût de l'énergie pour l'entraînement des compresseurs associés au condenseur à eau = W₂₁ X T₃ X P₅
- le coût de l'énergie pour l'entraînement de la pompe et du ventilateur = W₁₇ X T₃ X P₅

- le prix du m3 d'eau, P4

$$P4 = \frac{1}{6,3 \cdot 10^4 \times 1,25 \times W1 \times T3} [CA - \left(\frac{P14 + P15}{T2} + (W17+W21) \times T3 \times P5 + P16 \right)]$$

Faisons une application

- Pour : - une puissance frigorifique de 260 000 fg/h
- une durée annuelle de fonctionnement = 2 600 h
- une durée d'amortissement = 10 ans
- un prix de kw.h d'électricité = 72 F.

Pour chaque type de condenseur on a les données suivantes :

PARAMETRES	CONDENSEUR A AIR	CONDENSEUR A EAU
. Prix du groupe frigorifique	26 370 000 F CFA	13 000 000 F CFA
. Prix de la tour + la pompe + les ventilateurs	-	10 000 000 F CFA
Investissement initial	26 370 000 F CFA	23 000 000 F CFA
. Coût de l'entretien et de la maintenance	-	-
. Puissance absorbée par les ventilateurs ou par la pompe et les ventilateurs	7,50 kw	3,3 kw
. Puissance absorbée par les compresseurs (kw)	114 kw	85 kw

A partir des formules données dans l'exposé théorique, le programme calcule pour chaque type de condenseur les paramètres suivants :

PARAMETRES	CONDENSEUR A AIR	CONDENSEUR A EAU
. Amortissement annuel	2 637 000 F CFA	2 300 000 F CFA
. Le débit d'eau d'appoint	-	2,05 m ³ /h
. Le coût de l'énergie pour l'entraînement des compresseurs	21 340 800 F CFA	15 912 000 F CFA
. Le coût de l'énergie pour l'entraînement des ventilateurs ou de la pompe et des ventilateurs	1 404 000 F CFA	617 760 F CFA
. la charge annuelle d'utilisation du condenseur à air		
. Le prix du m ³ d'eau est alors de 1 231 F CFA	25 381 800 F CFA	-

Pour une puissance frigorifique de 260 000 fg/h, une durée annuelle de fonctionnement de 2 600 heures, une durée d'amortissement de 10 ans et un coût du kilowatt heure d'électricité de 72 F, il est économiquement plus rentable d'utiliser un condenseur à air si le prix du m³ d'eau dépasse 1 231 F !

3° Cas) On connaît la puissance frigorifique W1 à produire et le prix du m³ d'eau et il s'agit de déterminer le prix du kilowatt heure d'électricité à partir duquel il est économiquement plus rentable d'utiliser un condenseur à eau. Les données introduites pour le 2° Cas sont encore utilisées pour le calcul du prix optimum du kilowatt heure d'électricité par la formule :

$$P5 = \frac{1}{(W9 + W10 - W17 - W21) \times T3} \left[(P16 - P7) + 6,3 \cdot 10^{-4} \times 1,25 \times W1 \times T3 \times P4 + \frac{P_{14} + P_{15} - P_6}{T2} \right]$$

Faisons une application

Pour :

- une puissance frigorifique de 260 000 fg/h
- une durée annuelle de fonctionnement de 2 600 heures
- une durée d'amortissement de 10 ans
- un prix du m³ d'eau de 402 FCFA.

A partir des formules données dans le 2° Cas le programme calcule pour chaque type de condenseur les paramètres suivants :

PARAMETRES	CONDENSEUR A AIR	CONDENSEUR A EAU
(1) . L'amortissement annuel	2 637 000 F CFA	2 300 000 F CFA
(2) . Le débit d'eau d'appoint	-	2,05 m ³ /h
(3) . Le coût d'utilisation de l'eau	-	2 142 660 F CFA
(4) . Le prix du kilowatt heure d'électricité = 21 F CFA		

Pour une puissance frigorifique de 260 000 fg/h, une durée annuelle de fonctionnement de 2 600 heures, une durée d'amortissement de 10 ans et un coût du m³ d'eau de 402 F CFA, il est économiquement plus rentable d'utiliser un condenseur à eau avec tour de refroidissement dès que le prix du kwh d'électricité dépasse 21 F CFA.

5.4. COMPARAISON D'UN CONDENSEUR A AIR A UN CONDENSEUR A EAU AVEC TOUR DE REFROIDISSEMENT

a) Caractéristiques techniques

- Puissance frigorifique (fg/h)	: 260 000
- Fluide frigorigène	: R 22
- Température d'évaporation	: 5°C
- Température de condensation (à air)	: 50°C
- Température de condensation (à eau)	: 40°C
- Température d'entrée de l'eau au condenseur	: 32°C
- Température du bulbe humide de l'air	: 27°C
- Température de l'air ambiant	: 41°C
- Durée d'amortissement	: 10 ans
- Durée d'exploitation annuelle (heures) :	
. (10 h/jours/5 jours/semaine) x 52 semaines	: 2 600
(Bureaux)	
. (20 h/jour) x 365 jours/an	: 7 300
(hôtel, entrepôts frigorifiques)	
- Prix du m ³ d'eau	: 402 F
- Prix du kw.h d'électricité	: 72 F

b) Détermination des charges annuelles d'exploitation

1°) Condenseur à air (Groupe Daikin EVWL 120)

. Prix du groupe à condenseur à air	: 26 370 000 F
Investissement initial	: 26 370 000 F
(a) - Amortissement annuel	: 2 637 000 F
(b) - Nettoyage et entretien	: (*)

- (c) - Coût de la consommation énergétique des
 (**) ventilateurs :
- . (7,5 kw) x 72 x 2 600 heures/an : 1 404 000 F
 - . (7,5 kw) x 72 x 7 300 heures/an : 3 942 000 F
- (d) - Coût de la consommation énergétiques
 du compresseur :
- . (114 kw) x 72 x 2 600 heures/an : 21 340 800 F
 - . (114 kw x 72 x 7 300 heures/an : 59 918 400 F

Dépense annuelle totale = (a) + (c) + (d)

- pour 2 600 heures/an : 25 381 800 F
- pour 7 300 heures/an : 66 497 400 F

(*) : On n'en pas tenu compte car on a estimé que le coût serait sensiblement égal à celui du condenseur à eau.

(**) : D'après le tableau 12.b la puissance absorbée par les ventilateurs refroidissant un condenseur à air est de 1 kw, pour une production frigorifique de 34 800 fg/h pour une température ambiante de 43°C. Par une règle de trois on calcule la puissance absorbée par les ventilateurs d'un groupe frigorifique produisant 260 000 fg/h pour une température ambiante voisine. On obtient 7,5 kw.

2°) Condenseur à eau recyclée (Groupe Daikin UW100)

- . Prix du groupe à condenseur à eau recyclée : 13 000 000 F
- . Prix du réfrigérant : 7 000 000 F
- . Prix de la pompe + tuyauteries + robinetteries: 2 500 000 F
- . Equipements électrotechniques supplémentaires : 500 000 F

Investissement initial total : 23 000 000 F

- (a) - Amortissement annuel : 2 300 000 F
- (b) - Nettoyage et entretien : (*)
- (c) - Coût de la consommation énergétique des pompes et ventilateur :

 - . (3,3 kw) x 72 x 2 600 heures : 617 760 F
 - . (3,3 kw) x 72 x 7 300 heures : 1 734 480 F

- (d) - Coût de la consommation énergétique du compresseur :

 - . (85 kw) x 72 x 2 600 heures : 15 912 000 F
 - . (85 kw) x 72 x 7 300 heures : 44 676 000 F

- (e) - Dépense pour l'eau d'appoint :
- (*v) . (260 000 x $6,3 \cdot 10^{-6}$ x 1,25) x 402 x 2 600 h : 2 140 047 F
- . (260 000 x $6,3 \cdot 10^{-6}$ x 1,25) x 402 x 7 300 h : 6 008 594 F

Dépense annuelle totale = (a) + (c) + (d) + (e)

- pour 2 600 heures/an : 20 976 807 F
- pour 7 300 heures/an : 54 719 074 F

(*V) : cf annexe III pour la détermination du débit d'eau d'appoint.

3) Economies annuelles réalisées par poste avec un condenseur à eau recyclée par rapport à un condenseur à air

Tableau 13 : Comparaison des dépenses annuelles

<u>Durées annuelles d'exploitation</u>		<u>Investissement initial</u>	<u>Amortissement annuel (10 ans)</u>	<u>Coût du refroidissement</u>	<u>Coût d'entraînement du compresseur</u>	<u>TOTAL</u>
2 600 heures	air	26 370 000	2 637 000	1 404 000	21 340 800	25 381 800
	eau	23 000 000	2 300 000	2 757 807	15 912 000	20 920 160
Economies		3 370 000	337 000	(1 353 807)	5 428 800	4 461 640
7 300 heures	air	26 370 000	2 637 000	3 942 000	59 918 400	66 497 400
	eau	23 000 000	2 300 000	7 743 074	44 676 000	54 719 074
Economies		3 370 000	337 000	(3 801 074)	15 242 400	11 778 326

Coût en F CFA

Puissance frigorifique produite = 260 000 fg/h

Interprétation

Pour une puissance frigorifique produite de 260 000 fg/h et les prix du m³ d'eau et du kw.h d'électricité respectivement de 402 F CFA et 72 F CFA, il est de loin plus rentable d'utiliser un condenseur à eau avec tour de refroidissement qu'un condenseur à air. Et la rentabilité est d'autant plus élevée que la durée d'exploitation de l'installation frigorifique est grande.

Pour une durée annuelle de fonctionnement de 7 300 heures le groupe frigorifique à condenseur à eau recyclée est amorti au bout de 14 mois.

Toutefois notons que si l'emplacement de la tour de refroidissement est éloigné de celui du condenseur on peut avoir un renchérissement de l'investissement du groupe avec condenseur à eau.

Mais dans tous les cas, utiliser un groupe à condenseur à eau recyclée demeure à long terme plus rentable qu'utiliser un condenseur à air, et cela cause du coût d'entraînement des compresseurs qui est plus élevé pour le deuxième que pour le premier.

Dans la pratique c'est pour des puissances frigorifiques supérieures ou égales à 200 000 fg/h qu'on utilise un groupe à condenseur à eau avec tour de refroidissement.

6. CONCLUSION

Au terme de cette étude, il apparaît que les performances mesurées des tours importées (tours BROCHOT) sont assez proches de celles annoncées par le constructeur. En effets, les mesures effectuées sur les sites permettent de dégager une approche de 4,3°C et un rendement de 57 % pour une température du bulbe humide de l'air extérieur de 24°C. Et pour ces mêmes paramètres le constructeur annoncent respectivement 3°C et 78 %.

Par contre pour les tours SEEE, si l'approche est bonne, 6,3°C contre 5°C annoncée, notons que le rendement est bien loin de celui annoncé par le constructeur : 36 % mesuré contre 64 % annoncé. Les tours BROCHOT sont donc plus performantes que les tours SEEE. Cette supériorité est sans doute due à l'écoulement de l'eau qui est à contre-courants dans les tours BROCHOT et à courants croisés dans les tours SEEE. A côté de cela il y a le mode de pulvérisation de l'eau sur l'échangeur ; il se fait en myriades de gouttelettes microscopiques dans les tours BROCHOT et en goutte à goutte dans les tours SEEE. Il faut noter aussi que les tours BROCHOT sont conçues de façon à limiter la prolifération d'algues, ce qui n'est pas le cas des tours SEEE où elles envahissent et surchargent les échangeurs diminuant ainsi leur rendement déjà faible. Cette supériorité des performances des tours BROCHOT fait que ce sont ces types de tours qu'utilise la SEEE pour remplacer ses tours.

En ce qui concerne l'amélioration des performances des tours, nous proposons, pour les tours SEEE, le changement du bac de distribution de l'eau sur les clayettes, le nettoyage de ces dernières et l'emploi d'algicides. Quant aux tours BROCHOT nous proposons que la purge de déconcentration soit faite sur le robinet recommandé à cet effet. Nous pensons que ces propositions pourront permettre un meilleur refroidissement du fluide frigorigène et partant une puissance absorbée plus faible au compresseur. Conséquence : réduction de la consommation énergétique du groupe frigorifique.

Pour ce qui est de la détermination du seuil de rentabilité technico-économique, nous avons obtenu les résultats suivants avec du R12 :

- pour une température ambiante de 36°C, cas des pays tropicaux chauds et humides, c'est à partir de 21 000 fg/h qu'utiliser un condenseur à eau recyclée est plus rentable qu'utiliser un condenseur à air ;
- et pour une température ambiante de 43°C, cas des pays tropicaux chauds et secs comme le Burkina Faso, ce seuil est de 11 800 fg/h.

Mais dans la pratique c'est pour des puissances frigorifiques supérieures ou égales à 200 000 fg/h qu'on utilise un groupe à condenseur à eau avec tour de refroidissement. Toutefois, la disponibilité quantitative et qualitative de l'eau demeure un facteur prépondérant de fixation du seuil de la puissance frigorifique à partir de laquelle l'utilisation d'un groupe à condenseur à eau recyclée est recommandée.

L'étude ci-dessus pourra être complétée, surtout au niveau de l'optimisation du choix d'une tour, pour d'autres fluides frigorigènes, essentiellement le R22 et le NH₃.

ANNEXE I

A. Procédure des différentes analyse chimiques de l'eau des bacs des tours refroidissement

- Le pH

Il mesure l'activité des ions H^+ contenu dans le mmilieu liquide : $pH = - \log [H^+]$

La mesure du pH s'est effectuée à l'aide d'un ph-mètre électrométrique avec électrode en verre.

- La conductivité électrique

Elle permet d'apprécier la minéralisation globale d'une eau c'est-à-dire sa teneur en sels minéraux dissous. Et la minéralisation globale peut-être estimée par la formule :
Minéralisation (mg/l) = 688 000 x conductivité 20°C (s/cm)

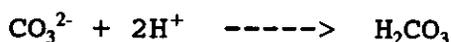
La conductivité est mesurée à l'aide d'un conductimètre.

- LE TAC (Titre Alcalimétrique Complet)

L'alcalinité d'une eau correspond essentiellement à la présence des ions bicarbonates HCO_3^- , des carbonates CO_3^{2-} et des hydroxydes OH^-

$$TAC = [HCO_3^-] + [CO_3^{2-}] + [OH^-]$$

Il s'agit donc de doser les HCO_3^- , CO_3^{2-} et OH^- par un acide fort pour déterminer les concentrations des divers éléments au point d'équivalence ; le dosage se faisant en présence d'indicateurs de pH



La totalité des CO_3^{2-} et HCO_3^- est transformée en acide faible

$$\text{donc } ([CO_3^{2-}] + [HCO_3^-] + [OH^-]) \times V = \frac{N}{50} \times V_1 \quad \text{où}$$

V = Volume d'eau dosée (100 ml pour le dosage effectué)

V₁ = Volume d'acide fort utilisé pour le dosage (ml)

(l'acide fort utilisé est le H_2SO_4)

$$\frac{N}{50} = \text{Concentration de l'acide fort } (H_2SO_4)$$

Donc $TAC \times V = \frac{N}{50} \times V_1$, $V = 100 \text{ ml}$

$$TAC = \frac{N}{50 \times 100} \times V_1$$

$$TAC = \frac{N}{1000} \times \frac{V_1}{5} , \quad \frac{N}{1000} = 1 \text{ méq/l}$$

$$TAC = \frac{V_1}{5} \text{ (méq/l)} \quad \text{et } 1 \text{ méq/l} = 5^\circ\text{F}$$

$$TAC = V_1 (^\circ\text{F})$$

Résultats des mesures de TAC

* Eau de la BND

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		méq/l	°F
1	15,80	3,16	15,80
2	15,88	3,18	15,88
Moyenne	15,84	3,17	15,84

- eau d'appoint

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		méq/l	°F
1	5,72	1,14	5,72
2	5,78	1,14	5,78
Moyenne	5,75	1,15	5,75

* Eau de FLEX-FASO

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	17,56	3,5	17,56
2	17,59	3,5	17,59
Moyenne	17,56	3,5	17,56

- eau d'appoint

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	5,09	1,02	5,09
2	5,10	1,02	5,10
Moyenne	5,10	1,02	5,10

* Eau de l'Hôtel Indépendance

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	12,58	2,51	12,58
2	12,62	2,51	12,62
Moyenne	12,60	2,51	12,60

- eau d'appoint

N° dosage	V1 (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	6,02	1,20	6,02
2	6,03	1,21	6,03
Moyenne	6,03	1,21	6,03

* Eau de la CGP

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	Vl (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	6,69	1,34	6,69
2	6,71	1,34	6,71
Moyenne	6,70	1,34	6,70

- eau d'appoint

N° dosage	Vl (ml)	TAC	
		még/l	°F
1	4,50	0,90	4,50
2	4,50	0,90	4,50
Moyenne	4,50	0,90	4,50

- La dureté totale TH

On la définit comme étant la somme des teneurs en sels dissous de calcium et de magnésium.

$$TH = [Ca^{2+}] + [Mg^{2+}]$$

une eau est considérée comme :

- douce jusqu'à TH = 5°F
- moyennement dure de 5 à 20°F
- dure à compter de 20°F.

• Mode opératoire du dosage

- dans un erlen meyer de 250 ml, introduire 100 ml de l'échantillon à analyser.
- ajouter 4 ml de solution tampon (pH = 10) et 0,1 g d'indicateur WET). La couleur de la solution devient rouge foncé ou violet
- doser immédiatement à l'aide de la solution d'EDTA (Acide Ethylène Diamine Tétracétique) jusqu'au virage au blanc franc.

Noter A le volume d'EDTA obtenu au virage.

- refaire le même dosage mais en prenant 100 ml d'eau distillée à la place de l'échantillon. Noter B le volume d'EDTA nécessaire au titrage de l'eau distillée.

$$TH = \frac{(A - B)}{\text{volume échantillon}} [EDTA] ; [EDTA] = \frac{N}{50}$$

$$TH = \frac{(A - B)}{100} \times \frac{N}{50} = \frac{A - B}{5} \times \frac{N}{1000}, \quad \frac{N}{1000} = 1 \text{ méq/l}$$

$$TH = \frac{A - B}{5} \text{ (méq/l)}$$

$$1 \text{ méq/l} = 5^\circ F \implies TH = A - B \text{ (}^\circ F\text{)}$$

avec A et B en ml

Résultats des mesures de la dureté totale

* Eau de la BND

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	24,43	23,6
2	24,00	23,2
Moyenne	24,22	23,4

- eau d'appoint

N° DOSAGE	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	5,75	4,9
2	5,79	5,0
Moyenne	5,77	4,9

. Dosage de l'eau distillée

N° dosage	V (ml) = B EDTA
1	0,83
2	0,82
Moyenne	0,83

* Eau de FLEX-FASO

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	35,41	34,58
2	35,44	34,61
Moyenne	35,43	34,60

- eau d'appoint

N° DOSAGE	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	6,33	5,50
2	6,32	5,49
Moyenne	6,33	5,50

* Eau de l'Hôtel Indépendance

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	15,41	14,58
2	15,40	14,57
Moyenne	15,41	14,58

- eau d'appoint

N° DOSAGE	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	6,34	5,51
2	6,32	5,49
Moyenne	6,33	5,50

* Eau de la CGP

- eau du bac de la tour d'eau

N° dosage	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	8,64	7,81
2	8,62	7,79
Moyenne	8,63	7,80

- eau d'appoint (robinet)

N° DOSAGE	V (ml) = A EDTA	TH (°F)
1	5,84	5,01
2	5,83	5,00
Moyenne	5,84	5,01

B. ESTIMATION DU DEBIT D'EAU REFROIDIE

Le bilan thermique dans la tour s'écrit :

$$\dot{M}_{\text{eau}} C_e \Delta T_{\text{eau}} = \dot{m}_{\text{as}} (h_2 - h_1) : (E) \quad \text{avec}$$

\dot{M}_{eau} = le débit massique de l'eau à refroidir (kg/h)
 C_e = chaleur massique de l'eau = 4,19 kJ/kg/K
 dT_{eau} = écart de température entre l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour

$$\dot{M}_{\text{as}} = \frac{\dot{M}_{\text{ah}}}{1+X_1} \quad \text{avec}$$

\dot{M}_{as} = débit massique d'air sec (kg/h)

\dot{M}_{ah} = débit massique d'air humide (kg/h)

X_1 = l'humidité absolue de l'air à l'entrée de la tour

h_1 = enthalpie de l'air à l'entrée de la tour

h_2 = enthalpie de l'air à la sortie de la tour

donc (E) devient : $\dot{M}_{\text{eau}} \times C_e \times dT_{\text{eau}} = \frac{\dot{M}_{\text{ah}}}{1+X_1} \cdot (h_2 - h_1) : (E_1)$

$\dot{M}_{\text{ah}} = \rho_{\text{air}} \dot{Q}_{\text{air}}$
 ρ_{air} = masse volumique de l'air = 1,10 kg/m³
 \dot{Q}_{air} = débit horaire de l'air (m³/h)

donc (E1) devient :

$$\dot{M}_{\text{eau}} \text{ (kg/h)} = \frac{\rho_{\text{air}} \dot{Q}_{\text{air}}}{1+X_1} \cdot \frac{h_2 - h_1}{C_p dT_{\text{eau}}}$$

avec

\dot{Q}_{air} = section de sortie de l'air x V_{air}

V_{air} = vitesse de l'air m/h

soit Q_{eau} le débit horaire de l'eau de refroidissement

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \rho_{\text{eau}} \dot{M}_{\text{eau}} \quad \rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Ce sont les valeurs de Q_{eau} qui figurent dans le tableau 7.

Evaluons l'erreur sur le débit massique estimé de l'eau.

$$\dot{M}_{\text{eau}} = \frac{\rho_{\text{air}} Q_{\text{air}}}{1+X_1} \cdot \frac{h_2 - h_1}{c_p dT_{\text{eau}}}$$

$$\ln(\dot{M}_{\text{eau}}) = \ln(\rho_{\text{air}}) + \ln(Q_{\text{air}}) - \ln(1+X_1) + \ln(h_2-h_1) - \ln c_p - \ln(dT_{\text{eau}})$$

$$\frac{D\dot{M}_{\text{eau}}}{\dot{M}_{\text{eau}}} = \frac{DQ_{\text{air}}}{Q_{\text{air}}} + \frac{DX_1}{1+X_1} + \frac{D(h_2-h_1)}{h_2-h_1} + \frac{D(dT_{\text{eau}})}{dT_{\text{eau}}}$$

T_{ee} = température d'entrée de l'eau dans la tour

T_{se} = température de sortie de l'eau de la tour

$dT_{\text{eau}} = T_{\text{ee}} - T_{\text{se}}$

$DT_{\text{ee}} = DT_{\text{se}} = DT$

$Dh_1 = Dh_2 = Dh$

$$\frac{D\dot{M}_{\text{eau}}}{\dot{M}_{\text{eau}}} = \frac{DV_{\text{air}}}{V_{\text{air}}} + \frac{DX_1}{1+X_1} + \frac{2Dh}{h_2-h_1} + \frac{2DT}{T_{\text{ee}}-T_{\text{se}}}$$

V_{air} = vitesse de l'air en m/h.

$DV_{\text{air}} = 1 \text{ m/s}$

Pour $DT = 0,2^\circ\text{C}$ on fait une erreur de lecture $Dh = 2,5 \text{ kJ/kg}$ à chaque lecture d'enthalpie et une erreur $DX_1 = 0,001 \text{ kg/kg AS}$ à chaque lecture de l'humidité absolue X_1 .

$$\text{donc : } \frac{D\dot{M}_{\text{eau}}}{\dot{M}_{\text{eau}}} = \frac{1}{V_{\text{air}}} + \frac{0,001}{1+X_1} + \frac{5}{h_2-h_1} + \frac{0,4}{T_{\text{ee}}-T_{\text{se}}}$$

$$\dot{M}_{\text{eau}} = \rho_{\text{eau}} Q_{\text{eau}} \text{ et } D\dot{M}_{\text{eau}} = \rho_{\text{eau}} DQ_{\text{eau}}$$

$$\text{donc } \left[\frac{DQ_{\text{eau}}}{Q_{\text{eau}}} = \frac{1}{V_{\text{air}}} + \frac{0,001}{1+X_1} + \frac{5}{h_2-h_1} + \frac{0,4}{T_{\text{ee}}-T_{\text{se}}} \right]$$

Pour chaque valeur de Q_{eau} on calcule DQ_{eau} . Les calculs ont été faits pour chaque série de mesures effectuées sur chaque site et les résultats sont consignés dans le tableau 7.

Tableau 7 : Estimation du débit d'eau refroidie

Site	Fabricant (TOUR)	Section (m ²)	V _{air} (m ³ /h)	h ₂ (kJ/kg)	h ₁ (kJ/kg)	dT _{eau} (°C)	X ₁ (kg/kg AS)	Q _{eau} (m ³ /h)	DQ _{eau} (m ³ /h)
BND	SEEE	0,765	38 700	87,0	66,0	4,2	0,0140	38,3	12,7
		"	39 000	81,0	71,0	2,8	0,0146	27,6	17,5
		"	40 080	96,0	73,0	3,7	0,0120	49,4	16,5
		"	40 980	105,0	86,0	5,6	0,0170	27,5	9,2
FLEX-FASO	SEEE	0,765	27 180	90,0	77,0	3,2	0,0160	21,8	11,1
		"	29 280	86,0	71,0	3,2	0,0120	27,3	12,1
		"	29 920	94,0	78,5	3,6	0,0140	24,7	12,9
HOTEL INDEPENDANCE	BROCHOT	1,08	12 600	121,0	67,0	2,8	0,0130	68,0	14,8
		"	11 880	121,0	71,0	4,1	0,0125	40,5	8,0
		"	9 960	112,0	68,5	6,4	0,0105	19,0	3,0
		"	9 120	111,0	68,5	3,6	0,0105	27,5	6,0
HOTEL INDEPENDANCE	BROCHOT	3,24	14 820	92,0	76,5	2,5	0,0140	77,1	37,0
		"	13 980	98,0	58,0	5,2	0,0075	90,8	18,0
		"	15 780	120,0	83,0	6,6	0,0180	74,0	14,6
		"	15 960	118,0	85,0	6,4	0,0192	68,7	14,6
		"	14 640	104,5	70	5,4	0,0140	64,8	16,0

C RESULTATS DES MESURES EFFECTUEES SUR LES SITES D'EXPLOITATION

TABLEAU DE MESURES

date: 16/04/93

site: BND

Heure (début): 8H 35

Température ambiante (début): 29.8°C

Heure (fin): 9H 20

Température ambiante (fin): 28.6°C

Modèle: Tour SEEE

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	23.0
	sortie	27.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	29.8
	sortie	30.3
Température de l'eau (°C)	entrée	34.2
	sortie	30.0
Humidité relative (%)	entrée	51.9
	sortie	83.5
Vitesse de l'air à la sortie (m/min)		***
Section de sortie de l'air (m2)		-

*** : pas d'anémomètre pour effectuer la mesure de la vitesse de l'air

TABLEAU DE MESURES

Date: 16/04/93

Site: BND

Heure (début): 9H 50

Heure (fin): 10h 40

Modèle: Tour SEEE

Température ambiante (début): 32.8°C

Température ambiante (fin): 31.8°C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	23.0
	sortie	27.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	32.8
	sortie	29.0
Température de l'eau (°C)	entrée	31.6
	sortie	28.8
Humidité relative (%)	entrée	43.0
	sortie	80.0
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		***
Section de sortie de l'air (m2)		0.765

*** : pas d'anémomètre pour mesurer la vitesse de l'air

TABLEAU DE MESURES

Date: 19/04/93

Site: FLEX-FASO

Heure (début): 8H 45

Heure (fin): 10H 8

Modèle: Tour SEEE

Température ambiante (début): 35.4 °C

Température ambiante (fin): 35.4 °C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	25.0
	sortie	28.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	35.4
	sortie	32.0
Température de l'eau (°C)	entrée	34.0
	sortie	30.8
Humidité relative (%)	entrée	lue: 45
	sortie	lue: 75
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		453
Section d'entrée /sortie de l'air (m2)		0.765

TABLEAU DE MESURES

Date: 19/04/93
Site: FLEX-FASO

Heure (début): 11H 40 **Température ambiante (début):** 40.2°C
Heure (fin): 12H 34 **Température ambiante (fin):** 40.8°C
Modèle : Tour SEEE

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	25.0
	sortie	27.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	40.2
	sortie	34.2
Température de l'eau (°C)	entrée	33.6
	sortie	30.4
Humidité relative (%)	entrée	26.8
	sortie	59.3
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		470
Section de sortie de l'air (m2)		0.765

TABLEAU DE MESURES**Date:** 20/04/93**Site:** HOTEL INDEPENDANCE**Heure (début):** 11H 55**Heure (fin):** 13h 40**Modèle :** Tour BROCHOT**Température ambiante (début):** 38.2°C**Température ambiante (fin):** 40.8°C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	24.0
	sortie	34.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	38.2
	sortie	35.8
Température de l'eau (°C)	entrée	36.4
	sortie	32.3
Humidité relative (%)	entrée	29.4
	sortie	83.6
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		198
Section de sortie de l'air (m ²)		1.08

TABLEAU DE MESURES

Date: 21/04/93

Site: CGP

Heure (début) 9H 20

Température ambiante (début): 35.2°C

Heure (fin): 10H 30

Température ambiante (fin): 35.0°C

Modèle : Tour BROCHOT

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	24.6
	sortie	30.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	33.9
	sortie	37.7
Température de l'eau (°C)	entrée	30.5
	sortie	27.7
Humidité relative (%)	entrée	44.2
	sortie	88.1
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		222
Section de sortie de l'air (m ²)		3.24

TABLEAU DE MESURES

Date: 21/04/93

Site: CGP

Heure (début): 12H 20

Heure (fin): 13H 10

Modèle: Tour BROCHOT

Température ambiante (début): 39.7°C

Température ambiante (fin): 41.5°C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	24.2
	sortie	26.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	39.6
	sortie	28.4
Température de l'eau (°C)	entrée	28.5
	sortie	26.0
Humidité relative (%)	entrée	32.0
	sortie	90.0
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		247
Section sortie de l'air (m2)		3.24

TABLEAU DE MESURES**Date:** 23/04/93**Site:** CGP**Heure (début):** 15H 20**Heure (fin):** 15H 55**Modèle:** Tour BROCHOT**Température ambiante (début):** 39.9°C**Température ambiante (fin):** 39.6°C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	20.0
	sortie	28.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	38.2
	sortie	28.6
Température de l'eau (°C)	entrée	26.8
	sortie	21.6
Humidité relative (%)	entrée	lue: 19
	sortie	lue: 98
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		233
Section de sortie de l'air (m2)		3.24

TABLEAU DE MESURES

Date: 24/04/93

Site: HOTEL INDEPENDANCE

Heure (début): 15H 00

Température ambiante (début): 41.0°C

Heure (fin): 15H 30

Température ambiante (fin): 40.8°C

Modèle: Tour BROCHOT

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	23.0
	sortie	32.3
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	41.0
	sortie	32.4
Température de l'eau (°C)	entrée	35.8
	sortie	29.4
Humidité relative (%)	entrée	lue : 22
	sortie	lue : 100
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		166
Section de sortie de l'air (m2)		1.08

TABLEAU DE MESURES**Date:** 28/04/93**site:** BND**Heure (début):** 15H 55**Température ambiante (début):** 41.4°C**Heure (fin):** 16H 30**Température ambiante (fin):** 40.8**Modèle:** Tour SEEE

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	23.5
	sortie	29.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	41.4
	sortie	33.3
Température de l'eau (°C)	entrée	36.0
	sortie	32.3
Humidité relative (%)	entrée	24.3
	sortie	77.1
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		668
Section de sortie de l'air (m ²)		0.765

TABLEAU DE MESURES

Date: 29/04/93

Site: BND

Heure (début): 15H 20

Heure (fin): 15H 55

Modèle: Tour SEEE

Température ambiante (début): 41.8°C

Température ambiante (fin): 40.8°C

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	25.0
	sortie	31.2
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	41.8
	sortie	35.2
Température de l'eau (°C)	entréc	39.2
	sortie	33.6
Humidité relative (%)	entrée	33.0
	sortie	77.4
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		683
Section de sortie de l'air (m2)		0.765

TABLEAU DE MESURES

Date: 30/04/93

Site: CGP

Heure (début): 14H 55

Température ambiante (début): 42.4°C

Heure (fin): 15H 45

Température ambiante (fin): 41.6°C

Modèle: Tour BROCHOT

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	21.5
	sortie	29.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	38.4
	sortie	28.8
Température de l'eau (°C)	entrée	32.2
	sortie	24.8
Humidité relative (%)	entrée	24.0
	sortie	95.6
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		248
Section de sortie de l'air (m2)		3.24

TABLEAU DE MESURES**Date:** 01/05/93**Site:** HOTEL INDEPENDANCE**Heure (début):** 14H 30**Température ambiante (début):** 39.8°C**Heure (fin):** 15h 15**Température ambiante (fin):** 39.6°C**Modèle :** Tour BROCHOT

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	23.0
	sortie	33.0
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	39.8
	sortie	33.4
Température de l'eau (°C)	entrée	33.4
	sortie	29.8
Humidité relative (%)	entrée	23.0
	sortie	93.6
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		130
Section de sortie de l'air (m2)		1.08

TABLEAU DE MESURES

Date: 03/05/93
Site: FLEX-FASO

Heure (début): 14H 45 **Température ambiante (début):** 43.0°C
Heure (fin): 15H 15 **Température ambiante (fin):** 43.2°C
Modèle : Tour SEEE

PARAMETRES		MESURES
Température du bulbe humide de l'air (°C)	entrée	24.5
	sortie	27.5
Température du bulbe sec de l'air (°C)	entrée	43.0
	sortie	36.8
Température de l'eau (°C)	entrée	33.4
	sortie	29.8
Humidité relative (%)	entrée	26.4
	sortie	57.1
Vitesse de sortie de l'air (m/min)		482
Section de sortie de l'air (m ²)		0.765

ANNEXE II

**DETERMINATION DES DEBITS D'EAU DE REFROIDISSEMENT D'APRES LES
DONNEES DU CONSTRUCTEUR.**

a) Tours BROCHOT

Pour la ville de Ouagadougou on prend en général, lorsqu'on fait une installation frigorifique, une température extérieure de 41°C et un taux d'hygrométrie relative de 35 %. Ce qui correspond à une température du bulbe humide de l'air extérieur de 27°C.

En prenant une approche de 5°C pour les tours de refroidissement on a une température de l'eau refroidie qui est de 32°C.

A l'aide de la courbe d'équivalence pour les bulbes humides différents de BH 21°C, on détermine la température de l'eau refroidie correspondant à BH 21°C, soit 29°C.

Connaissant l'écart qui est de 5°C, on lit sur la courbe BH 21°C - série renforcée (R). Le débit d'eau en m³/h/m² est alors égal à 42.

Les tours de refroidissement équipant l'hôtel Indépendance étant le modèle 12.09/R, on déduit alors que le débit d'eau à refroidir est de $42 \times 1,08 \approx 45$ m³/h.

Et pour la tour de la C.G.P on a : $42 \times 3,24 \approx 136$ m³/h.

b) Tours SEEE

On lit directement sur les diagrammes correspondant à chaque modèle.

Ainsi pour l'ARTZ 11 (tour BND) on a :

Pour une puissance à dissiper de 190 000 kcal/h et un bulbe humide l'air extérieur de 27°C le débit d'eau pour assurer le refroidissement est de 26 m³/h.

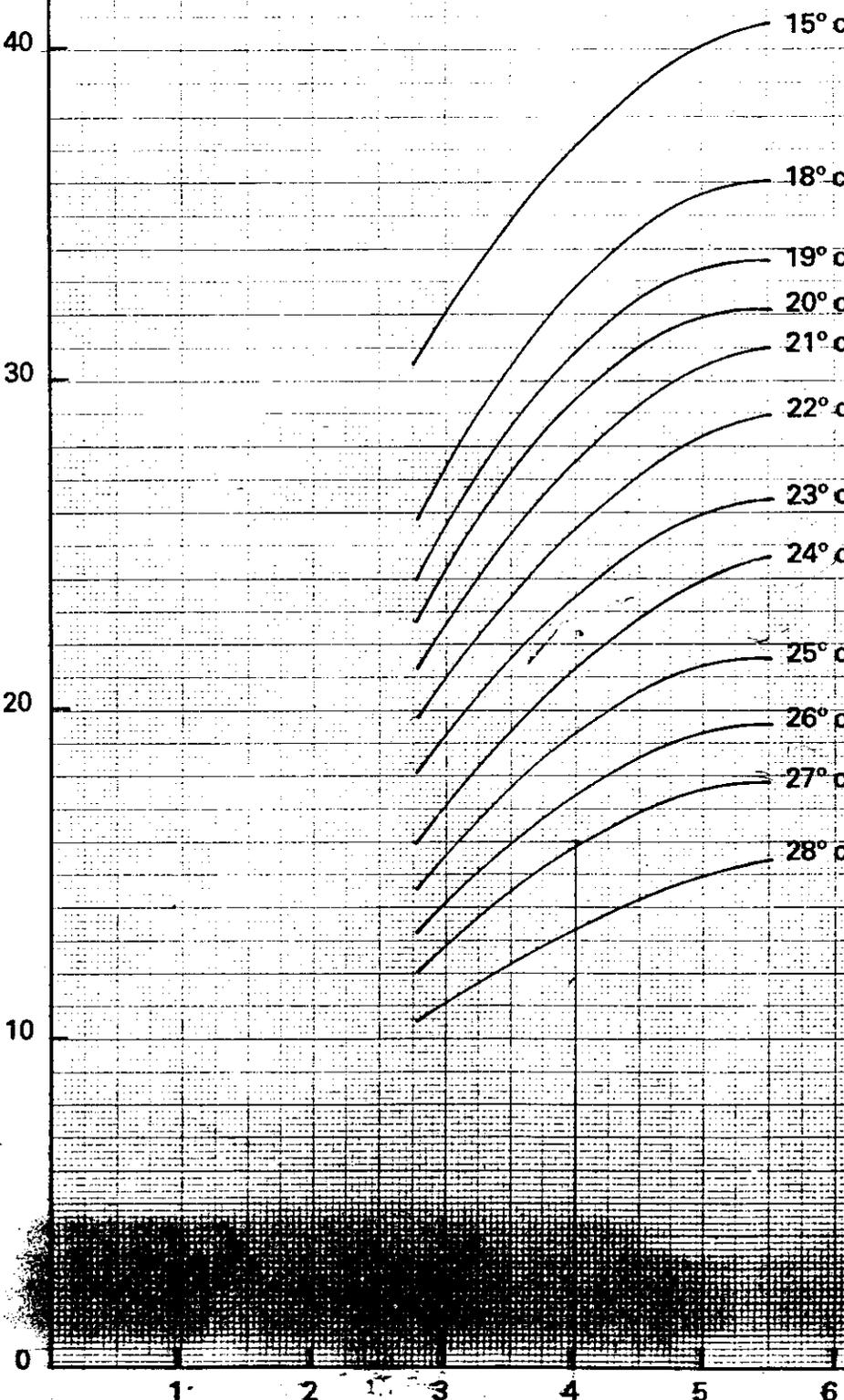
Et pour l'ARTZ 10 (tour Flex-Faso), on a 6 m³/h.

TUNZINI

ARTZ 10

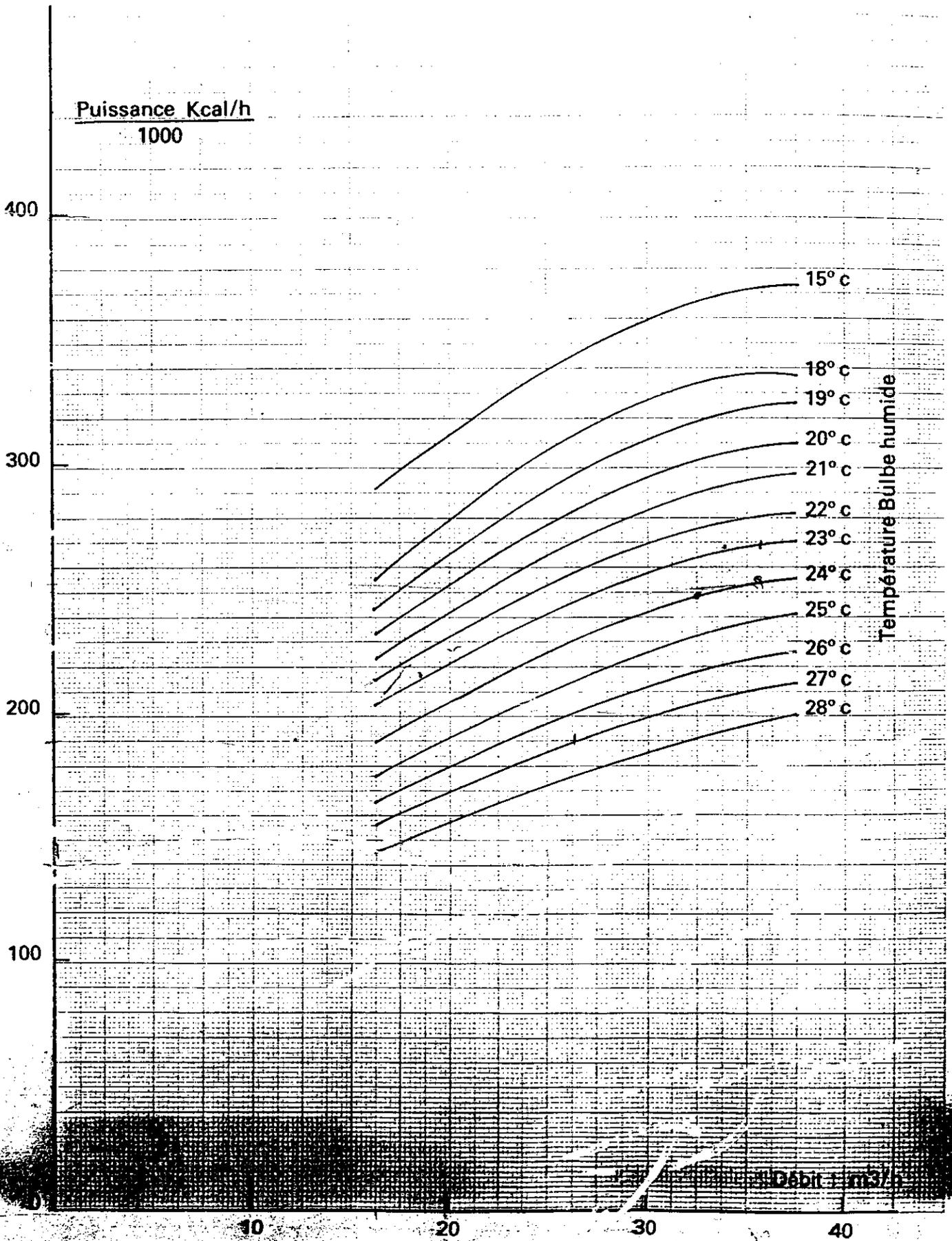
ARTZ 10

Puissance Kcal/h
1000



Température Bulbe humide

ARTZ 11



ANNEXE III

ESTIMATION DU DEBIT D'EAU D'APPOINT Q_{ea}

Soit $Q_{e(v+p)}$, le débit d'eau nécessaire pour remplacer l'eau évaporée et l'eau de la purge de déconcentration.

$$Q_{e(v+p)} = \dot{V} + \frac{\dot{V}}{R-1} \quad \text{avec}$$

$$\dot{V} = \frac{\phi_c}{r}$$

\dot{V} = débit d'eau nécessaire pour remplacer l'eau évaporée
 ϕ_c = quantité de chaleur rejetée au condenseur,
 $\phi_c \approx 1,25 \phi_o$ (kJ/h)
 ϕ_o = production frigorifique
 r = enthalpie de vaporisation de 1 m³ d'eau
 $r = 2\,434\,600$ kJ/m³

$$R = \frac{THa}{THEa}$$

THa = dureté totale admissible de l'eau recyclée
 $THEa$ = dureté totale de l'eau d'appoint.

D'après le constructeur de tours BROCHOT on doit avoir $8^\circ F \leq THa \leq 15^\circ F$.

Et d'après les résultats d'analyses d'eau qui ont été effectuées (cf. tableau 4) la dureté totale moyenne $THEa$ de l'eau d'appoint est de $6^\circ F$.

1^{er} cas) si $THa = 8^\circ F$ alors $R = \frac{8}{6} \approx 1,33$

alors $Q_{e(v+p)} = \dot{V} \left(1 + \frac{1}{1,33-1}\right) = 4\dot{V}$

$$Q_{e(v+p)} = 4 \cdot \frac{\phi_c}{2\,434\,000}, \quad \phi_c \text{ en kJ/h et } Q_{e(v+p)} \text{ en m}^3/\text{h}$$

2^{ème} cas) si $THa = 15^\circ F$ alors $R = \frac{15}{6} = 2,5$

alors $Q_{e(v+p)} = \dot{V} \left(1 + \frac{1}{2,5-1}\right) = 1,67 \dot{V}$

$$Q_{e(v+p)} = \frac{1,67}{2\,434\,600} \phi_c, \quad \phi_c \text{ en kJ/h et } Q_{e(v+p)} \text{ en m}^3/\text{h}$$

En faisant la moyenne des deux cas on a :

$$Q_{e(v+p)} = \frac{\phi_c}{2} \left(\frac{4}{2 \ 434 \ 600} + \frac{1,67}{2 \ 434 \ 600} \right)$$

$$Q_{e(v+p)} = 1,2 \cdot 10^{-6} \phi_c, \quad Q_{e(v+p)} \text{ en m}^3/\text{h} \text{ et } \phi_c \text{ en kJ/h.}$$

Soit Q_{eg} le débit d'eau perdue par entraînement de gouttelettes

Pour 1 kw, $Q_{eg} = 1 \text{ kg/h} \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}.$
 donc pour ϕ_c (kJ/h), $Q_{eg} \text{ (m}^3/\text{h)} = 10^{-3} \frac{\phi_c}{3 \ 600}$

le débit d'eau d'appoint Q_{ea} est :

$$Q_{ea} = Q_{e(v+p)} + Q_{eg}$$

$$Q_{ea} = (1,2 \cdot 10^{-6} + \frac{10^{-3}}{3 \ 600}) \phi_c$$

$$= 1,479 \cdot 10^{-6} \phi_c \approx 1,5 \cdot 10^{-6} \phi_c$$

$$Q_{ea} = 1,5 \cdot 10^{-6} \phi_c, \quad \phi_c \text{ en kJ/h}$$

$$Q_{ea} = 6,3 \cdot 10^{-6} \phi_c, \quad \phi_c \text{ en kcal/h}$$

$$\text{ou } Q_{ea} \text{ (m}^3/\text{h)} = 1,5 \cdot 10^{-6} \phi_c, \quad \phi_c \text{ en kJ/h}$$

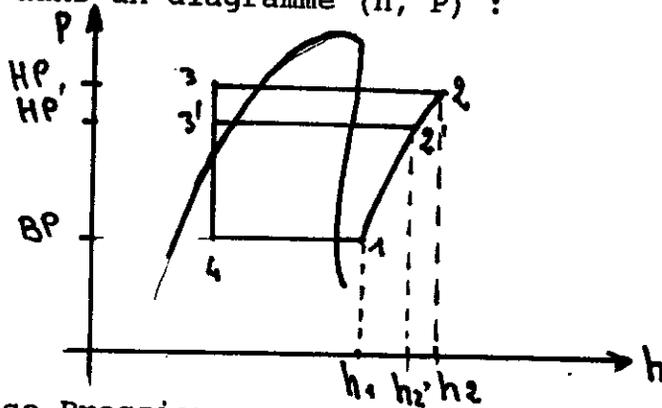
$$Q_{ea} \text{ (m}^3/\text{h)} = 6,3 \cdot 10^{-6} \phi_c, \quad \phi_c \text{ en kcal/h}$$

$$\phi_c \neq 1,25 \phi_o$$

ANNEXE IV

ECONOMIE D'ENERGIE D'UNE BONNE CONDENSATION

Montrons qu'un groupe frigorifique dont la température de condensation est élevée (condenseur "mal refroidi") consomme plus d'énergie qu'un autre dont la température de condensation est normale (condenseur "bien refroidi"). Pour cela il suffit de montrer que la puissance absorbée dans le 1^{er} cas est supérieure à celle du 2^{ème} cas. Considérons les cycles frigorifiques suivants dans un diagramme (h, P) :



- BP = Basse Pression
- HP = Haute Pression pour le condenseur "mal refroidi"
- HP' = Haute Pression pour le condenseur "bien refroidi"
- T_C = Température de condensation du condenseur "mal refroidi"
- T'_C = Température de condensation du condenseur "bien refroidi"

$$P_{abs} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_1)}{R_m \cdot R_i} \quad , \quad P'_{abs} = \frac{\dot{m} (h_2' - h_1')}{R_m \cdot R'_i}$$

- P_{abs} = puissance absorbée par le compresseur du groupe à condenseur "mal refroidi"
- P'_{abs} = puissance absorbée par le compresseur du groupe à condenseur "bien refroidi"

$$h_2' < h_2 \quad \Leftrightarrow \quad (h_2' - h_1') < (h_2 - h_1) : (1)$$

Comparons $\frac{1}{R_i}$ et $\frac{1}{R'_i}$

$$R_i = 1 - 0,05 \frac{HP}{BP} \quad ; \quad R'_i = 1 - 0,05 \frac{HP'}{BP}$$

$$R'_i - R_i = \frac{0,05}{BP} (HP - HP') > 0 \text{ car } HP > HP'$$

$$\text{donc } R'_i > R_i \quad \Leftrightarrow \quad \frac{1}{R'_i} < \frac{1}{R_i} : (2)$$

d'après (1) et (2) on a :

$$\frac{\dot{m} (h_2' - h_1)}{R_m \cdot R'_i} < \frac{\dot{m} (h_2' - h_1)}{R_m \cdot R_i}$$

donc $P'_{abs} < P_{abs}$ (C.Q.F.D.)

BIBLIOGRAPHIE

H. NOACK : Petit guide de l'entretien-dépannage des installations frigorifiques. PYC Edition. Paris, mars 1983.

Institut International du Froid : Les techniques du froid dans les pays chauds en développement. Centerick. Belgique, 1976.

RECKNAGEL - SPRENGER - HÖNMMANN : Le RECKNAGEL "Manuel pratique du génie climatique". PYC Edition. Paris, 1986.

Revue pratique du froid, Avril 1969. P 37-42 : La condensation du fluide frigorigène.

Article : "La condensation du fluide frigorigène par circulation d'air", par **B. LELIEVRE**.

CHAUD - FROID - PLOMBERIE : Le génie climatique de A à Z.

Glossaire du génie climatique. Paris, février 1980.

Article : "Le refroidissement d'eau", par **A. LIBERT**.

Catalogue BROCHOT : Réfrigérant à circuit ouvert. BCN - BCR.

Catalogue TUNZINI-AFRIQUE : Notice technique Aéroréfrigérant ARTZ.

Catalogue DWM + COPELAND + COMEF : Compresseurs et groupes ouverts type CC.