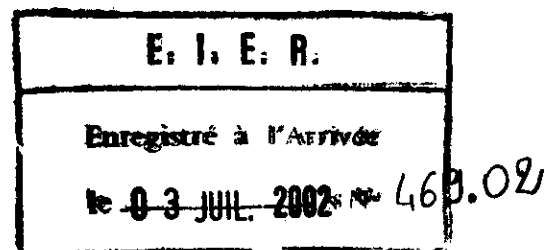


MEMOIRE DE FIN D'ETUDES 2002

Présenté par :

LELO BATOUKANA S. Vivaldy

**Estimation de la puissance
de groupe frigorifique par un logiciel
et comparaison avec les valeurs mesurées**



MENTION :

Encadrement
Y. COULIBALY
F. SEMPORE

Dédicace

Je dédie ce mémoire :

*A ma mère NDAA Madeleine que Dieu a
appelée auprès de lui au mois d'août de l'an 2001*

A mon père LELO Thomas.

A maman wabelo Marthe

A tous mes frères et sœurs.

A BAMBOU Angela Gladys.

A PARE Mireille Elliane.

A la famille NDAO au Sénégal.

A toute la communauté Congolaise de l'EIER et

ETPIER.

A la 30^{ème} et 31^{ème} promotion de l'EIER

Remerciements

Je veux ici remercier très sincèrement tous ceux qui, de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce mémoire de fin d'études.

Mes remerciements, tout d'abord à M Yézouma COULIBALY et Francis SEMPORE pour leur encadrement technique, leur disponibilité, leur conseils et orientations.

Mes remerciements à M ROUAMBA, Directeur général de SEEE au Burkina Faso pour m'avoir permis de faire les mesures sur les installations frigorifiques des bâtiments dont ils ont le contrat de maintenance, M Louis TRAORE, Directeur technique de SEEE au Burkina Faso.

Mes remerciements aussi à M ITINI, Directeur technique de l'hôtel Silmandé de Ouagadougou.

Mes remerciements à Pierre TABODOUM pour ses conseils et observations tout au long de ce travail.

Je remercie l'ensemble des enseignants de l'EIER pour leur enseignement tout au long de ce cycle de formation d'Ingénieur de l'équipement Rural.

Je remercie Dieu pour tous ses bienfaits dans ma vie.

AUTEUR : LELO BATOUKANA Stelly Vivaldy

Professeurs responsables : COULIBALY Yezouma

Département : IEGS

SEMPORE F

THEME

Estimation de la puissance de groupe frigorifique par un logiciel et comparaison avec les valeurs mesurées.

RESUME

Dans le domaine du froid industriel ou de la climatisation, plusieurs logiciels de simulation sont développés dans le but de la conception, du dimensionnement, de l'analyse et de l'optimisation des systèmes de réfrigération.

Le logiciel CoolPack, mis au point par " the department of Energy Engineering of technical University of Danmark" a constitué notre outil de travail.

En effet, il nous a été demandé de faire une étude sur l'estimation de la puissance de groupe frigorifique par le logiciel CoolPack et comparaison avec les valeurs mesurées.

Il s'agit de faire l'estimation par plusieurs méthodes :

- L'échange de chaleur au condenseur en déterminant la chaleur rejetée puis remonter à la puissance frigorifique par l'utilisation du principe de l'équivalence (deuxième principe de la thermodynamique.)
- L'estimation de la puissance frigorifique par le logiciel CoolPack.
- Mais également, par l'utilisation des catalogues de ces groupes frigorifiques que fournit le constructeur en fonction du régime de fonctionnement.

Cette étude a été réalisée sur dix groupes frigorifiques, dont deux de marque CIAT modèle LRP 2000 et LRT1203, six de marque Daikin dont deux groupes pour chacun des modèles suivants : EUW120FSY1, EUW120EDYE, EUW100EDYE, un groupe de marque TRANE et de modèle ECGW214AERP et un groupe Command-air de modèle UPU 190.

Les résultats obtenus ont montré que les puissances sont relativement identiques. En effet, l'estimation de la puissance par le logiciel CoolPack a donné en moyenne 82 % de la puissance telle que fournit par le constructeur, et l'échange de chaleur au condenseur 78% de la puissance fournit par le constructeur.

Mots clés : logiciel CoolPack, puissance frigorifique, froid, eau glacée, groupe frigorifique,

Sommaire

LISTE DES TABLEAUX.....	7
LISTE DES ABREVIATIONS ET SIGLES UTILISES.....	8
LISTE DES FIGURES.....	8
INTRODUCTION	9
I MATERIELS ET METHODES D'ETUDES.....	10
I.1 LE MATERIEL D'ETUDE.	10
I.1.1 <i>Le logiciel CoolPack.....</i>	<i>10</i>
I.1.2 <i>Le groupe frigorifique.....</i>	<i>10</i>
I.2 METHODE D'ETUDE	12
I.2.1 <i>Principe de l'équivalence appliqué à une machine frigorifique.....</i>	<i>12</i>
I.2.2 <i>La puissance absorbée par le compresseur d'un groupe frigorifique W.....</i>	<i>13</i>
I.2.3 <i>Méthodes d'estimation de la puissance de groupe frigorifique.....</i>	<i>13</i>
I.2.4 <i>Critères de jugement.....</i>	<i>17</i>
II PRESENTATION DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES ETUDIEES.....	18
II.1 INSTALLATION DE LA BCEAO.....	18
II.2 INSTALLATION DE LA BICIAB.....	18
II.3 INSTALLATION DE LA CGP	19
II.4 INSTALLATION DE L'UEMOA	19
II.5 INSTALLATION DE L'HOTEL SILMANDE.....	19
II.6 INSTALLATION DE LA CNSS.	20
III CALCUL DES PUISSANCES FRIGORIFIQUES.....	21
III.1 GROUPE DE LA BCEAO	21
III.1.1 <i>Estimation de la puissance frigorifique.....</i>	<i>21</i>
III.1.2 <i>Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur.....</i>	<i>25</i>
III.2 GROUPES FRIGORIFIQUES DE LA BICIAB	25
III.2.1 <i>Estimation de la puissance frigorifique.....</i>	<i>25</i>
III.2.2 <i>Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur.....</i>	<i>28</i>
III.3 GROUPE FRIGORIFIQUE DE LA CGP	29
III.3.1 <i>Estimation de la puissance frigorifique.....</i>	<i>29</i>

III.3.2	<i>puissances frigorifiques nominales</i>	31
III.4	GROUPES FRIGORIFIQUES DE L'UEMOA	32
III.4.1	<i>Estimation de la puissance frigorifique</i>	32
III.4.2	<i>Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur</i>	36
III.5	GROUPES FRIGORIFIQUE DE L'HOTEL SILMANDE.....	36
III.5.1	<i>Estimation de la puissance frigorifique</i>	36
III.5.2	<i>Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur</i>	40
III.6	GRUPE FRIGORIFIQUE DE LA CNSS.....	40
III.6.1	<i>Estimation de la puissance frigorifique</i>	40
III.6.2	<i>puissance frigorifique nominale</i>	43
IV	RESUME DES RESULTATS OBTENUS	44
V	INTERPRETATION DES RESULTATS OBTENUS	46
V.1	GRUPE DE LA BCEAO	46
V.2	GROUPES DE LA BICIAB	48
V.2.1	<i>Groupe1</i>	48
V.2.2	<i>groupe2</i>	49
V.3	GROUPES DE LA CGP	51
V.4	GROUPES DE L'UEMOA	51
V.4.1	<i>Groupe1</i>	51
V.4.2	<i>groupe 2</i>	53
V.5	GROUPES DE L'HOTEL SIMANDE.....	53
V.5.1	<i>Groupe1</i>	53
V.5.2	<i>groupe2</i>	54
V.5.3	<i>groupe3</i>	55
V.6	GRUPE DE LA CNSS.....	56
V.6.1	<i>Armoire frigorifique</i>	56
VI	SYNTHESE SUR LES METHODES D'ESTIMATION DE LA PUISSANCE DE GROUPE FRIGORIFIQUE	59
	CONCLUSION	62
VII	BIBLIOGRAPHIE	63
VIII	ANNEXES	64
VIII.1	ANNEXE 1 : DETERMINATION DES PARAMETRES POUR LE CALCUL AVEC LE LOGICIEL.	65
VIII.2	ANNEXE 2 RELEVES DES MESURES DANS LES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES.	66

VIII.3 DETERMINATION DES PUISSANCES PAR LE CONSTRUCTEUR..... 67

VIII.4 ANNEXE3 COURBE CARACTERISTIQUE DE LA POMPE JRC410 – 25/7.5 ET DEBIT DE
REFROIDISSEMENT. 68

VIII.5 SCHEMA D'UNE INSTALLATION DE GROUPE FRIGORIFIQUE D'EAU GLACEE CAS DE LA
BCEAO 69

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1: MENUS PRINCIPAUX DU LOGICIEL COOLPACK	10
TABLEAU 2: PUISSANCE PAR LE CONDENSEUR BCEAO	23
TABLEAU 3: PUISSANCE PAR LE LOGICIEL BCEAO	23
TABLEAU 4: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE CONDENSEUR BICIAB GROUPE 1 ET 2	26
TABLEAU 5: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE LOGICIEL GROUPE 1 BICIAB	27
TABLEAU 6 : PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE LOGICIEL GROUPE2 BICIAB	28
TABLEAU 7: PUISSANCE FRIGORIFIQUE DANS LES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT BICIAB	29
TABLEAU 8: PUISSANCE PAR LE CONDENSEUR GROUPE CGP	30
TABLEAU 9: PUISSANCE PAR LE LOGICIEL CGP	31
TABLEAU 10: DEBIT D'AIR AU DESSUS DE LA TOUR UEMOA	32
TABLEAU 11: PUISSANCE PAR LE LOGICIEL GROUPE 1 UEMOA	34
TABLEAU 12: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE LOGICIEL GROUPE 2 UEMOA	35
TABLEAU 13: PUISSANCE FRIGORIFIQUE DANS LES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT UEMOA	36
TABLEAU 14: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE LOGICIEL GROUPE 1 SILMANDE	37
TABLEAU 15: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE LOGICIEL GROUPE 2 SILMANDE	38
TABLEAU 16: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LOGICIEL GROUPE 3 HOTEL SILMANDE	39
TABLEAU 17: TYPE DE GROUPE HOTEL SILMANDE	40
TABLEAU 18: PUISSANCE FRIGORIFIQUE DANS LES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT SILMANDE	40
TABLEAU 19: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LE CONDENSEUR CNSS	41
TABLEAU 20: PUISSANCE FRIGORIFIQUE PAR LOGICIEL SILMANDE	42
TABLEAU 21: RESUME DES RESULTATS OBTENUS	44
TABLEAU 22: RESULTAT DE LA BCEAO INTERPRETATION	46
TABLEAU 23: RESULTATS POUR LES QUATRE COMPRESSEURS EN MARCHÉ BCEAO	47
TABLEAU 24: RESULTATS DE LA BICIAB INTERPRETATION GROUPE 1	48
TABLEAU 25: RESULTATS POUR UNE CHARGE THERMIQUE DE 232 KW A EVACUER	49
TABLEAU 26: RESULTATS DE LA BICIAB INTERPRETATION GROUPE2	49
TABLEAU 27: RESULTATS POUR UNE CHARGE DE 348 KW A EVACUER	50
TABLEAU 28: RESULTATS DE LA CGP INTERPRETATION	51
TABLEAU 29: RESULTATS DE L'UEMOA INTERPRETATION GROUPE 1	51
TABLEAU 30: RESULTATS DE L'UEMOA POUR LES DEUX COMPRESSEURS EN MARCHÉ GROUPE1	52
TABLEAU 31: RESULTATS DE L'UEMOA INTERPRETATION GROUPE 2	53
TABLEAU 32: RESULTATS DE L'HOTEL SILMANDE INTERPRETATION GROUPE1	53
TABLEAU 33: RESULTATS DE L'HOTEL SILMANDE INTERPRETATION GROUPE 2	54
TABLEAU 34: RESULTAT POUR UN FONCTIONNEMENT DES DEUX COMPRESSEURS	55

TABLEAU 35: RESULTATS DE L'HOTEL SIMANDE INTERPRETATION GROUPE3	55
TABLEAU 36: RESULTATS POUR LES TROIS COMPRESSEURS EN MARCHE HOTEL SILMANDE GROUPE3	56
TABLEAU 37: RESULTATS DE LA CNSS INTERPRETATION	56
TABLEAU 38: RESULTATS POUR LES DEUX COMPRESSEUR EN MARCHE CNSS	58
TABLEAU 39: TABLEAU DE SYNTHESE POUR TOUTES LES INSTALLATIONS ETUDIEES.....	59

LISTE DES ABREVIATIONS ET SIGLES UTILISES.

BCEAO : banque centrale des états de l'Afrique de l'Ouest

BICIA-B : banque internationale pour le commerce, l'industrie et l'agriculture du Burkina.

CGP : Caisse générale de péréquation.

UEMOA : Union monétaire ouest- Africaine ;

CNSS : Caisse nationale de sécurité sociale.

Qo : puissance frigorifique

Qc : puissance calorifique.

Hp : haute pression

Bp : basse pression

Cij : groupe i et j ème compresseur.

Cdij : groupe i et j ème condenseur.

LISTE DES FIGURES

Figure1 : Composants d'un groupe frigorifique

Figure2 : principe de l'équivalence ;

Figure 3 : cycle d'un fluide frigorigène dans le diagramme enthalpique.

INTRODUCTION

Les groupes frigorifiques, utilisés dans les domaines d'application du froid industriel et de climatisation doivent fournir une puissance frigorifique répondant aux besoins de l'utilisateur. Ce qui implique donc, qu'avant toute acquisition de ce type d'équipement, comme c'est le cas pour d'autres équipements, le choix d'un groupe frigorifique doit être précédé d'une étude d'évaluation sur la puissance qu'il devra fournir.

Mais également, pour les groupes frigorifiques nouvellement acquis, il est très important de faire un test sur la puissance frigorifique qu'ils fournissent ou qu'ils sont capables de fournir en comparant avec la puissance nominale indiquée par le constructeur.

De même, les groupes frigorifiques déjà en fonctionnement ont besoins d'un calcul de la puissance frigorifique qu'ils produisent, ceci permet de savoir s'ils fournissent toujours la puissance souhaitée.

Pour répondre à cette problématique, il existe plusieurs moyens permettant d'estimer la puissance frigorifique produite par le groupe, entre autres : l'outil informatique avec plusieurs logiciels qui sont développés pour la simulation ; la chaleur rejetée au condenseur par le fluide frigorigène, notamment avec la chaleur rejetée par le fluide frigorigène à l'air indirectement pour la tour de refroidissement à circuit ouvert et l'échange de chaleur entre le médium de refroidissement et le fluide frigorigène, mais aussi par les catalogues des constructeurs en fonction du régime de fonctionnement.

C'est pour tester la fiabilité de ces différentes méthodes d'estimation de la puissance de groupe frigorifique que s'inscrit notre mémoire de fin d'études intitulé « estimation de la puissance de groupe frigorifique par un logiciel et comparaison avec les valeurs mesurées ». Pour faire une telle étude, les mesures seront faites sur plusieurs groupes frigorifiques existants, les valeurs des puissances frigorifiques trouvées seront comparées entre elles mais aussi avec la puissance frigorifique du groupe tel que donnée par le constructeur.

I MATERIELS ET METHODES D'ETUDES

I.1 Le matériel d'étude.

I.1.1 Le logiciel CoolPack.

C'est un logiciel de simulation en froid utilisé pour la conception, le dimensionnement, l'analyse et l'optimisation des systèmes de réfrigération. Il a été développé à partir d'un projet de recherche appelé Syssim(en abréviation en Anglais "systematic modeling and simulation of refrigeration system") par le department of Energy Engineering de technical University of Danmark.

Le logiciel est composé de trois principaux groupes ou menus.

Tableau 1: menus principaux du logiciel CoolPack

CoolPack		
Refrigeration Utilities	EESCoolTools	Dynamic
Refrigeration property plot and cycles	Cycle analysis	Cooling down of an objet/room.(one -dtage system)
Refrigerant calculator	System dimensioning	
Secondary fluid calculator	System simulation	
Psychrometric charts	Operation analysis	
	Component calculations	
	Refrigerant properties	
	Comparison of refrigerant	

Le menu Refrigeration Utilities sur lequel nous travaillerons, permet par exemple de tracer les cycles sur le diagramme enthalpique (h, logp), sur le diagramme entropique (T-s) pour n'importe quel fluide frigorigène. Avec ce menu, on a les valeurs de la pression d'un fluide frigorigène en fonction de la température.

I.1.2 Le groupe frigorifique.

Définition d'un groupe frigorifique.

C'est une unité compacte utilisant les caractéristiques physiques d'un fluide en circuit fermé, permettant un transfert de chaleur, par changement de phase, d'une source froide, évaporateur, vers une source chaude, condenseur.

Composants d'un groupe frigorifique

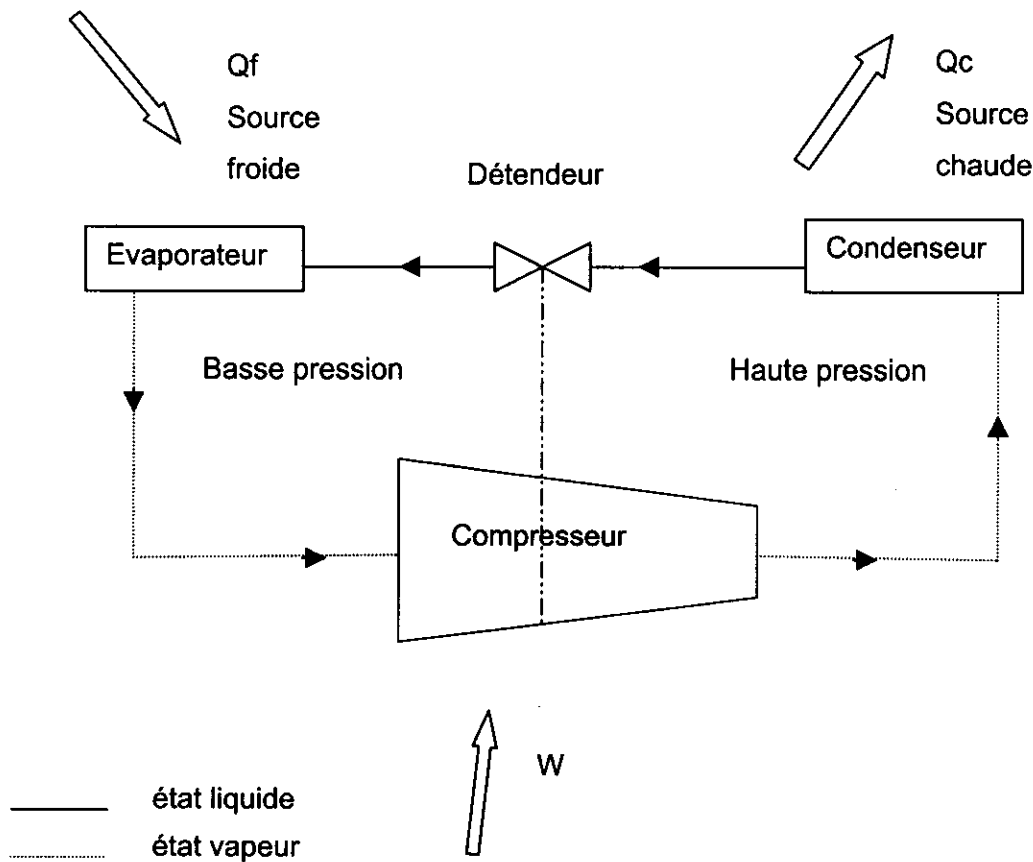


Figure 1: composants d'un groupe frigorifique

L'évaporateur : c'est un échangeur thermique dans lequel le fluide frigorigène liquide est vaporisé par la chaleur extraite de la substance à refroidir.

Le compresseur : Il aspire les vapeurs fournies par l'évaporateur permettant ainsi au processus d'évaporation de se renouveler. Il comprime les vapeurs pour les amener à la pression de condensation.

Le condenseur : C'est l'appareil qui sert à assurer le passage de l'état vapeur à l'état liquide du gaz refoulé par le compresseur dans une installation à compression. Pour ce faire, il faut refroidir le condenseur au moyen d'un fluide extérieur qui peut être soit de l'air, soit de l'eau, soit encore les deux à la fois.

Le détendeur : Son rôle est d'assurer l'admission automatique du fluide frigorigène à l'évaporateur afin d'obtenir un remplissage optimal de celui-ci en fonction des apports calorifiques externes.

Le Principe de fonctionnement.

Le fluide frigorigène, en circulant dans l'évaporateur, s'évapore en absorbant de la chaleur à l'eau(ou l'air), qu'il refroidit ainsi.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène rendu gazeux est alors aspiré par le compresseur. Celui-ci, animé par un moteur électrique, comprime mécaniquement le gaz et augmente ainsi sa température.

Le gaz frigorigène chaud passe ensuite dans le condenseur (ou échangeur fluide frigorigène / air ou eau) dans lequel il se condense en cédant sa chaleur à l'air(ou à l'eau).

Lors de son passage dans le détendeur, la pression du liquide frigorigène diminue jusqu'à être ramenée à la pression de l'évaporateur, afin de faciliter sa vaporisation. Et le cycle reprend.

1.2 Méthode d'étude

1.2.1 Principe de l'équivalence appliqué à une machine frigorifique.

Afin d'avoir la puissance frigorifique du groupe, nous allons appliquer le principe de l'équivalence à la machine frigorifique à compression d'une vapeur.

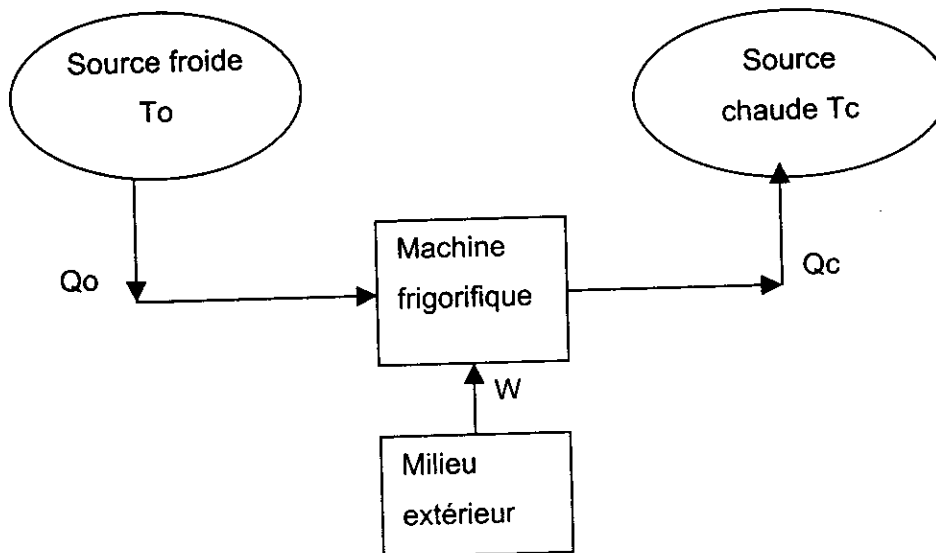


Figure 2: principe de l'équivalence

Le fluide frigorigène (système) décrit un cycle : évaporateur- compresseur-condenseur-détendeur-évaporateur.

Le principe d'équivalence pour un tel système se traduit par : $W + \sum Q = 0$

Avec w = énergie mécanique fournie par le compresseur au système.

$\sum Q = Q_o + Q_c$ somme des quantités de chaleur échangée :

Q_o quantité de chaleur reçue par le système au niveau de l'évaporateur.

Q_c quantité de chaleur cédée par le système au niveau du condenseur.

D'où $Q_o = Q_c - W$ (1)

1.2.2 La puissance absorbée par le compresseur d'un groupe frigorifique W .

La valeur de w est déduite de la puissance électrique délivrée par le moteur d'entraînement (elle est donnée par le constructeur). En effet, cette puissance électrique est transmise au compresseur avec un certain rendement appelé rendement de transmission η_t .

$$W = \eta_t \cdot P_d$$

P_d étant la puissance délivrée par le moteur d'entraînement.

Pour les compresseurs semi hermétiques, le rendement de transmission η_t est compris entre 95 et 98% il atteint parfois 99%(Le pohmann manuel technique du froid page 311).

Pour nos estimations, nous le prendrons égale à 1.

1.2.3 Méthodes d'estimation de la puissance de groupe frigorifique.

Nous avons trois méthodes d'estimation de cette puissance : l'estimation par la chaleur rejetée au condenseur ; l'estimation par le logiciel CoolPack ; l'estimation à partir des catalogues du constructeur du groupe frigorifique.

➤ Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

A ce niveau, nous avons deux possibilités d'approcher la puissance frigorifique. Premièrement avec la tour de refroidissement et deuxièmement par le condenseur.

a- La tour de refroidissement.

L'eau de refroidissement, après avoir absorbé la chaleur cédée par le fluide frigorigène dans le condenseur, est pulvérisée dans la tour de refroidissement et ruisselle de haut en bas, de l'air pulsé ou aspiré par un ventilateur circule à contre courant dans la tour en favorisant une

vaporisation d'une petite quantité de l'eau ruisselant en film. Cette vaporisation de l'eau s'accompagne ainsi d'un prélèvement de chaleur au reste de l'eau qui se trouve ainsi refroidie.

L'eau passe ainsi d'une température d'entrée dans la tour Tee à une température de sortie Tse (Tse < Tee).

L'air passe d'une enthalpie h1 à une enthalpie h2 (h2 > h1).

Chaleur perdue par l'eau : $Q = m_e \cdot C_e \cdot (T_{ee} - T_{se})$ (2)

Avec :

m_e débit masse d'eau en kg/s.

C_e Chaleur massique de l'eau en kJ/kg/°C.

(Tee – Tse) variation de température de l'eau en °C.

La chaleur rejetée à l'air : $Q = m_a \cdot (h_2 - h_1)$ (3)

Avec :

m_a : débit massique d'air sec en kg as/s

(h2 – h1) : Variation d'enthalpie de l'air en kJ /kg as

(2) = (3) **Chaleur perdue par l'eau = chaleur rejetée à l'air.**

Dans le cadre de notre étude, nous ferons les calculs avec la chaleur rejetée à l'air (le débit massique d'eau n'étant pas facilement accessible).

L'efficacité d'une tour :

$$\eta = \frac{T_{se} - T_{ee}}{T_{se} - T_h} \quad (4)$$

Détermination de m_a

$$m_a = V \cdot S \cdot \rho_a$$

avec : V vitesse de l'air pulsé ou aspiré par le ventilateur en m/s. Cette vitesse est mesurée par un anémomètre électronique.

S section de passage de l'air pulsé ou aspiré en m².

ρ_a masse volumique de l'air sec à l'entrée de la tour en kg/m³.

Détermination de h_1 et h_2

Les enthalpies de l'air à l'entrée comme à la sortie de la tour sont déterminées par lecture sur le diagramme psychométrique via température humide dont nous avons mesuré aussi bien à l'entrée qu'en sortie de la tour.

b- le condenseur.

Chaleur cédée par le fluide frigorigène : $Q_c = m_f \cdot \Delta h$ (5)

Q_c : puissance calorifique en KW.

m_f : débit masse de fluide frigorigène en kg/s.

Δh : variation d'enthalpie du fluide frigorigène dans le condenseur en kJ/kg.

Chaleur reçue par l'eau : $Q_c = m_e \cdot C_e \cdot \Delta \theta_e$ (6)

Avec

Q_c : Puissance en KW.

m_e : Débit masse d'eau en Kg/s.

C_e : Chaleur massique de l'eau en kJ/kg/°C.

$\Delta \theta_e$: Variation de température de l'eau dans le condenseur en °C.

détermination de m_e

$m_e = D \cdot \rho$ avec D débit d'eau en m³/s et ρ masse volumique de l'eau en kg/m³.

Dans le cadre de notre étude, nous utiliserons la puissance calorifique côté médium de refroidissement(le débit masse de fluide frigorigène n'étant pas accessible).

(5) = (6) **Chaleur cédée par le fluide frigorigène = Chaleur reçue par l'eau**

➤ Utilisation du logiciel CoolPack

Il s'agit d'utiliser le sous menu Refrigeration utilities. Ce sous menus permet de tracer le cycle thermodynamique décrit par le fluide frigorigène sur le diagramme enthalpie-pression h, l_{gp} .

Les données nécessaires pour tracer le cycle.

Pour tracer le cycle, il suffit d'introduire les valeurs des paramètres suivants dans le cas d'une machine à un étage:

- Température d'évaporation en °C ou pression absolue d'évaporation en bar.
- Surchauffe en K.
- Chute de pression dans l'évaporateur en bar ou K.
- Chute de pression dans la ligne d'aspiration en bar ou en K.
- Chute de pression dans la ligne de refoulement en bar ou en K.

- Rendement isentropique (compris entre 0 et 1).
- Température de sortie du fluide frigorigène du compresseur en °C.
- Température de condensation en °C ou pression absolue de condensation en bar.
- Sous refroidissement en K
- Chute de pression dans le condenseur en bar ou K.
- Chute de pression dans la ligne liquide en bar ou en K.

D'une manière générale, les chutes de pression ne dépassent pas souvent 1°C, dans le cadre de notre estimation, nous les négligerons.

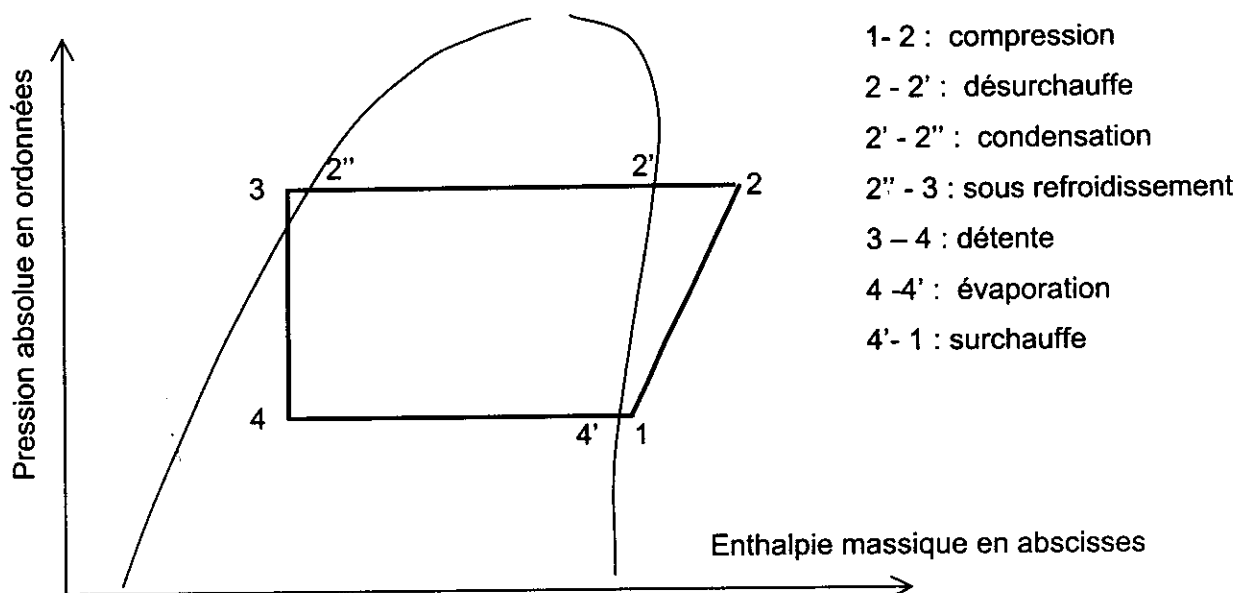


Figure 3: cycle d'un fluide frigorigène dans le diagramme enthalpie

Données à introduire pour avoir la puissance frigorifique Q_0

Par contre, pour avoir la valeur de la puissance frigorifique Q_0 il faut introduire au préalable l'un des paramètres suivants :

- Puissance calorifique en KW .
- Débit massique du fluide frigorigène en Kg/s
- Débit volumique réel en m³/h.
- Puissance absorbée par le compresseur en kw.

Détermination des paramètres utilisés pour l'estimation avec le logiciel CoolPack.

A la basse pression

- La température d'évaporation et la pression d'évaporation sont lues sur les manomètres basse pression de la machine frigorifique.
- La surchauffe = température sortie du fluide de l'évaporateur – température d'évaporation

A la haute pression :

- la température de condensation et la pression de condensation sont lues sur le manomètre haute pression de la machine frigorifique.
- Le sous refroidissement = température de condensation - température de sortie du fluide frigorigène du condenseur.

Rendement isentropique :

$$\eta = \frac{H_{is} - H1}{H2 - H1} \quad (7)$$

avec H_{is} : enthalpie du fluide en fin de compression supposée parfaite (isentropique).

$H1$: enthalpie du fluide en début de compression.

$H2$: enthalpie du fluide en fin de compression réelle (compression poly tropique).

$$\text{Rendement volumétrique : } \eta_v = 1 - 0.05 \frac{H_p}{B_p} \quad (8)$$

1.2.4 Critères de jugement

Le seul critère retenu pour la fiabilité de la méthode d'estimation de la puissance de groupe frigorifique est le critère de comparaison.

En effet, pour chacune des méthodes précédemment citées, la puissance du groupe frigorifique trouvée sera comparée à la puissance frigorifique nominale du groupe, fournie par le constructeur. Et une méthode sera jugée plus fiable par rapport à l'autre d'autant plus que la puissance du groupe trouvée sera plus proche de la puissance nominale, donc un écart entre les puissances trouvées pas trop important.

II PRESENTATION DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES ETUDIEES.

II.1 Installation de la BCEAO

L'installation est composée de quatre groupes frigorifiques de marque CIAT et ayant tous la même puissance frigorifique nominale. Chaque groupe est composé de deux condenseurs, et de quatre compresseurs de débit volumique balayé $151\text{m}^3/\text{h}$. Le montage est tel que deux compresseurs refoulent dans un même condenseur.

Le refroidissement des condenseurs est fait par un ensemble de trois tours d'eau ayant les mêmes capacités. Elles sont reliées par un collecteur d'eau, à l'entrée comme en sortie de la tour. Mais pour chaque groupe, il y a une pompe double de refroidissement et une pompe double pour l'eau glacée qui permettent respectivement de refouler l'eau aux condenseurs à refroidir et dans les centrales de traitement d'air. Les pompes sont de marque Salmson, de type JRC 410-25/7.5/B pour ce qui est du refroidissement et de type JRC 410 – 34/15 pour l'eau glacée.

(Pour les mesures voir Annexe 2).

II.2 Installation de la BICIAB

L'installation frigorifique est composée de deux groupes frigorifiques de marque DAIKIN et ayant tous la même puissance frigorifique nominale. Chaque groupe est composé de deux condenseurs et de deux compresseurs, d'une puissance de 45kw chacun.

Le refroidissement des condenseurs est fait par un ensemble de quatre tours d'eau ayant la même capacité. Elles sont reliées par un collecteur d'eau, à l'entrée comme en sortie de la tour. Une pompe double unique permet de répartir l'eau de refroidissement aux deux groupes et une pompe double unique envoie l'eau glacée aux centrales de traitement d'air. Les pompes sont de marque Salmson, de type VLS132SM et de débit nominale $160\text{m}^3/\text{h}$ pour le refroidissement.

(Pour les mesures voir Annexe 2)

II.3 Installation de la CGP

L'installation frigorifique est composée d'un seul groupe frigorifique de marque TRANE. Le groupe est composé d'un condenseur et de deux compresseurs. L'un d'une puissance de 75 KW et l'autre d'une puissance de 55 KW.

Le refroidissement du condenseur est fait par une seule tour d'eau. Une pompe double de refroidissement permet de refouler l'eau venant de la tour au condenseur. La pompe est de marque Chaud-Froid-Industrie, de type LD125-200R/4 et de débit nominale 125m³/h

(Pour les mesures voir Annexe 2)

II.4 Installation de l'UEMOA

L'installation est composée de trois groupes frigorifiques de marque DAIKIN et ayant tous la même puissance nominale. Chaque groupe est composé de deux condenseurs et de deux compresseurs d'une puissance de 43.5kw chacun.

Le refroidissement des condenseurs est fait par un ensemble de deux tours. Elles sont reliées par un collecteur d'eau, à l'entrée comme en sortie de la tour. Mais, chaque groupe à sa pompe de refroidissement. Les pompes sont de marque Salmson et type JRC 410-B-25/7.5T36.

(Pour les mesures voir Annexe 2).

II.5 Installation de l'Hôtel Silmandé.

L'installation est composée de trois groupes frigorifiques, deux groupes de marque DAIKIN et un groupe de marque CIAT. Les groupes DAIKIN sont composés de deux condenseurs et de deux compresseurs. Les compresseurs du premier groupe ont une puissance de 45kw chacun et pour le deuxième 46kw chacun. Par contre, le groupe de marque CIAT est composé de deux condenseurs et de trois compresseurs. Chaque compresseur ayant un débit volumique balayé de 126.9m³/h. Le montage est tel que, deux compresseurs refoulent dans un même condenseur de plus grande capacité et le troisième refoule dans le deuxième condenseur.

Le refroidissement des condenseurs est fait par un ensemble de deux tours d'eau ayant les mêmes capacités. Elles sont reliées par un collecteur d'eau, à l'entrée comme en sortie de la tour. Chaque groupe, possède une pompe de refroidissement et pompe d'eau glacée. Les condenseurs des groupes DAIKIN sont refroidis par des pompes de marque Salmson de

type LRC 415-B-25/11, tandis que les condenseurs du groupe CIAT sont refroidis par une pompe de marque Salmson et de type LRC 410-8-25/7.5.

(Pour les mesures voir Annexe 2) .

II.6 Installation de la CNSS.

L'installation est composée de quatre armoires frigorifiques de marque Command-AIR ayant toute la même puissance nominale. Chaque armoire est composée de deux compresseurs ayant un débit volumique balayé de $30.85\text{m}^3/\text{h}$, de deux condenseurs de type serpentin et d'un évaporateur.

Le refroidissement des condenseurs est fait par une tour d'eau. L'eau à refroidir est collecté par une conduite unique jusqu'à la tour d'eau. Une pompe unique de refroidissement, de marque Pompe- chaud-industrie, de type MP 65-250/254 et de débit nominal $98\text{m}^3/\text{h}$ repartie l'eau de refroidissement dans les quatre armoires.

(Pour les mesures voir Annexe 2).

III CALCUL DES PUISSANCES FRIGORIFIQUES

III.1 Groupe de la BCEAO

III.1.1 Estimation de la puissance frigorifique

➤ Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

La puissance frigorifique est calculée par application de la formule (1) : $Q_o = Q_c - W$.

Tout le problème, consiste alors à trouver la valeur la puissance calorifique Q_c .

a-Par la tour de refroidissement

Chaleur évacuée par une tour.

$$Q = ma * (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$ma = V * S * \rho_a$$

$V = 14.7$ m/s : vitesse de l'air aspiré par le ventilateur. Elle est mesurée au dessus de la tour.

$$S = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{3.14 * (1.442)^2}{4} = 1.63m^2 \quad \text{:section de passage de l'air}$$

$\rho_a = 1.127$ Kg/m³ masse volumique de l'air à 40°C

$$\text{condition de l'air à l'entrée de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 40^\circ C \\ Th = 20^\circ C \\ e = 15\% \\ h1 = 57.5kj / kga \text{ sec} \end{array} \right.$$

$$\text{Condition de l'air à la sortie de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 24^\circ C \\ Th = 22^\circ C \\ e = 83\% \\ h2 = 65kj / kga \text{ sec} \end{array} \right.$$

L'application de la formule (3) donne :

$$Q = 14.7 * 1.63 * 1.127 * (65 - 57.5) = 202.5 \text{ KW}$$

Chaleur évacuée par les trois tours

pour l'ensemble des trois tours, la chaleur rejetée à l'air est de :

$$Q = 3 * 202.5 = 607.5 \text{ KW}$$

Chaleur moyenne rejetée par un groupe à l'air

Au moment où les mesures ont été faites, il fonctionnait cinq (5) compresseurs dans l'ensemble. Groupe1 : deux compresseurs en marche

Groupe2 : en arrêt.

Groupe3 : deux compresseurs en marche

Groupe4 : un compresseur en marche.

Nous avons travaillé sur le groupe1. D'où la chaleur moyenne rejetée par ce groupe (en supposant que chaque compresseur rejette une part de chaleur égale).

$$Q_c = (2 \cdot 607.5) / 5 = 243 \text{ KW}$$

La puissance frigorifique produite par le groupe

Elle es calculée par application de la formule (1) : $Q_o = Q_c - W$.

Puissance absorbée par les deux compresseurs en marche $W = 32 \cdot 2 = 64 \text{ kw}$
(c'est la valeur que donne le logiciel CoolPack).

La puissance calorifique du groupe est : $Q_c = 243 \text{ KW}$

La puissance frigorifique du groupe est de : $Q_o = 243 - 64 = 179 \text{ KW}$

b- Par le condenseur

La chaleur rejetée par le groupe.

$$Q_c = m_e \cdot C_e \cdot \Delta \theta_e \quad (6)$$

$$m_e = D \cdot \rho$$

Le Débit volumique d'eau de refroidissement D.

D: Ce débit est déterminé grâce à la courbe caractéristique de la pompe de refroidissement et de la hauteur manométrique HMT qui est la différence entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration de la pompe.

Les manomètres indiquent :

Pression d'aspiration = 0.3 bar

Pression de refoulement = 0.7 bar

On trouve la HMT = 0.7 - 0.3 = 0.4 bar = 4m

La courbe caractéristique de la pompe donne le débit $D=75\text{m}^3/\text{h}$ ($0.02\text{m}^3/\text{s}$) (voir annexe 4 pour la courbe caractéristique de la pompe et la détermination du débit.)

$\rho = 996.5 \text{ Kg} / \text{m}^3$ masse volumique de l'eau à 24°C .

$C_e = 4.176 \text{ Kj} / \text{Kg } ^\circ\text{C}$ chaleur massique de l'eau.

Par application de la formule (5) on obtient les résultats qui sont mentionnés dans le tableau ci-dessous.

$$Q_c = 0.02 \cdot 996.5 \cdot 4.176 \cdot \Delta\theta_e = 83.2 \cdot \Delta\theta_e$$

$\Delta\theta_e$: variation de température de l'eau de refroidissement en $^\circ\text{C}$.

Tableau 2:puissance par le condenseur (BCEAO)

Groupe 1	
pour les deux condenseurs jumelés	
température d'entrée de l'eau dans le condenseur en $^\circ\text{C}$	24
température de sortie de l'eau du condenseur en $^\circ\text{C}$	27,5
variation de température en $^\circ\text{C}$	3,5
chaleur reçue par l'eau en KW	291,2

La puissance absorbée par le groupe : $W = 64 \text{ KW}$

La puissance calorifique du groupe est : $Q_c = 291 \text{ KW}$

La puissance frigorifique du groupe est : $Q_o = 227 \text{ KW}$

➤ Estimation par le logiciel

Les données nécessaires pour tracer le cycle, ainsi que celles permettant de faire le calcul de la puissance frigorifique sont présentées dans la tableau ci – dessous. Il faut noter que dans le présent cas de calcul, c'est le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur qui est utilisé.

Pour le calcul des paramètres utilisés, voir annexe1.

Tableau 3: puissance par le logiciel (BCEAO)

fluide frigorigène:R22		machine frigorifique1 Compresseur C11
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,2
	température d'évaporation en °C	1,36
	température sortie évaporateur en °C	8
	Surchauffe en °C	6,64
Haute pression	Préssion absolue de condensation en bar	18
	température de condensation en °C	46,7
	température sortie condenseur en °C	42,5
	sous refroidissement en °C	4,2
	température fin de compression en °C	86
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,75
	taux de compression	3,5
	rendement volumétrique	0,83
	débit volumique balayé en m3/h	151
	débit volumique aspiré en m3/h	125,33
Résultats donnés par le logiciel	puissance calorifique en kw	149,5
	puissance frigorifique en kw	117,5
	puissance absorbée par le compresseur	32

Comme il y a deux compresseurs en marche, on a pour tout le groupe:

La puissance calorifique du groupe est : $Q_c = 2 \times 149,5 = 299 \text{ kw}$

La puissance absorbée par les compresseurs du groupe : $W_c = 2 \times 32 = 64 \text{ kw}$

La puissance frigorifique produite par le groupe est : $Q_e = 2 \times 117,5 = 235 \text{ kw}$

III.1.2 Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur.

Lors des mesures, la température d'eau sortant de l'évaporateur était de 7°C et la température d'eau sortant du condenseur était de 27.5°C. Le catalogue donne pour ce régime de fonctionnement une puissance frigorifique de 515 KW pour tout le groupe.
(Voir Annexe3 pour la détermination de la puissance par le catalogue).

III.2 groupes frigorifiques de la BICIAB

III.2.1 Estimation de la puissance frigorifique

➤ Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

Nous avons deux possibilités d'estimer la puissance frigorifique.

a- par la tour de refroidissement

Chaleur évacuée par une tour.

$$Q = \dot{m}a \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$\dot{m}a = V \cdot S \cdot \rho_a$$

V = 8 m/s vitesse de l'air aspiré par le ventilateur au niveau de la tour.

S = 1.37 m² section de passage de l'air.

$\rho_a = 1.14 \text{ Kg/m}^3$ masse volumique de l'air sec à 37.5°C

$$\text{Condition de l'air à l'entrée de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} T_s = 37.5^\circ\text{C} \\ T_h = 26^\circ\text{C} \\ e = 40\% \\ h_1 = 81 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right.$$

$$\text{Condition de l'air à la sortie de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} T_s = 32^\circ\text{C} \\ T_h = 29^\circ\text{C} \\ e = 80\% \\ h_2 = 95.2 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right.$$

L'application de la formule (3) donne :

$$Q = 8 \cdot 1.37 \cdot 1.14 \cdot (95.2 - 81) = 117.4 \text{ KW}$$

Chaleur évacuée par les quatre tours. : $Q = 4 \cdot 117.4 = 470.6 \text{ kw}$

Chaleur moyenne rejetée par un groupe à l'air.

Etant donné qu'il y' a deux groupes, chaque groupe rejette en moyenne : 354.8 KW

La puissance frigorifique produite par le groupe: $Q_o = Q_c - W \quad (1)$

Puissance absorbée par les compresseurs du groupe : $W = 90 \text{ KW}$

Puissance calorifique du groupe : 354.8 KW

La puissance frigorifique est : $Q_o = 265 \text{ KW}$

b- par le condenseur

$$Q_c = m_e \cdot C_e \cdot \Delta\theta$$

$$m_e = D \cdot \rho$$

Débit volumique d'eau de refroidissement.

A défaut du débit volumique réel circulant dans le circuit de refroidissement, que nous n'avons pas mesurer, nous considérons le débit nominale de la pompe de refroidissement qui est de $160 \text{ m}^3/\text{h}$. Ce dernier est divisé en quatre pour alimenter chaque condenseur. Nous avons alors pour chaque condenseur : $D = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ soit $D = 0.011 \text{ m}^3/\text{s}$

$\rho = 995.26 \text{ Kg/m}^3$ masse volumique de l'eau à 30°C (en effet, l'eau venant de la tour est à 30°C).

$C_e = 4.176 \text{ Kj /Kg}$ chaleur massique de l'eau.

On trouve par la formule (6) : $Q_c = 0.011 \cdot 995.26 \cdot 4.176 \cdot \Delta\theta_e = 45.7 \cdot \Delta\theta_e$

$\Delta\theta_e$: variation de température de l'eau de refroidissement.

Tableau 4: puissance frigorifique par le condenseur BICIAB groupe 1 et 2

	Groupe 1		Groupe 2	
	Cd11	Cd12	Cd21	Cd22
température d'entrée de l'eau condenseur	30	30	30	30
température de sortie de l'eau du condenseur °C	34,5	33	35,5	33
variation de température en °C	4,5	3	5,5	3
chaleur cédée à l'eau en KW	205,7	137,1	251,4	137,1
chaleur totale cédée à l'eau par le groupe en KW	342,75		388,45	

La puissance frigorifique produite par le groupe: $Q_o = Q_c - W$ (1)

Groupe 1

Puissance calorifique : $Q_c = 342.7 \text{ KW}$

Puissance absorbée : $W = 90 \text{ KW}$

Puissance frigorifique : $Q_o = 253 \text{ KW}$

Groupe 2

Puissance calorifique : $Q_c = 388.5 \text{ KW}$

Puissance de compression $W = 90 \text{ KW}$

Puissance frigorifique $Q_o = 299 \text{ KW}$

Les données nécessaires pour tracer les cycles, ainsi que celles permettant de faire le calcul de la puissance frigorifique sont présentées dans les tableaux ci – dessous. . Il faut noter que dans le présent cas de calcul, c'est la puissance absorbée par le compresseur qui est utilisée.

Tableau 5: puissance par le logiciel groupe 1 BICIAB

groupe1			
fluide frigorigène R22		machine frigorifique1 C11	machine frigorifique2 C12
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	4,65	3,29
	température d'évaporation en °C	-2	-12
	température sortie évaporateur en °C	11	13
	Surchauffe en °C	13	25
Haute pression	Préssion absolue de condensation en bar	20	16
	température de condensation en °C	52	42
	température sortie condenseur en °C	47,5	37,5
	sous refroidissement en °C	4,5	4,5
	température fin de compression en °C	106	111
Données qu'il faut rentrer pour le caccul	rendement isentropique	0,72	0,76
	rendement volumétrique	0,79	0,76
	puissance absorbée par le compresseur en KW	45	45
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	170,18	174,6
	puissance frigorifique en KW	125,18	129,9

Pour tout le groupe 1

Puissance calorifique du groupe : $Q_c = 345$ KW

Puissance absorbée par le groupe : $W_c = 90$ KW

Puissance frigorifique du groupe : $Q_e = 255$ KW

Tableau 6 : puissance frigorifique par le logiciel groupe2 BICIAB

Groupe 2			
fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C21	machine frigorifique2C22
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,4	53
	température d'évaporation en °C	2,5	2
	température sortie évaporateur en °C	8	12
	surchauffe en °C	5,5	10
Haute pression	Préssion absolue de condensation en ba	20	17
	température de condensation en °C	52	44
	température sortie condenseur en °C	48	37
	sous refroidissement en °C	4	7,3
	température fin de compression en °C	93	86
Données qu'il faut rentrer pour le caclcul	rendement isentropique	0,73	0,73
	rendement volumétrique	0,82	0,84
	puissance absorbée par le compresseur en kw	45	45
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en kw	188	226
	puissance frigorifique en kw	143	181

Pour tout le groupe 2:

Puissance calorifique: $Q_c = 414 \text{ KW}$

Puissance absorbée: $W_c = 90 \text{ KW}$

Puissance frigorifique: $Q_o = 324 \text{ KW}$

III.2.2 Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur..

Cette puissance est fonction du régime de fonctionnement. Les constructeurs donnent la puissance frigorifique en fonction de l'eau glacée produite à l'évaporateur et de sortant du condenseur. Le catalogue donne les résultats suivants.

Tableau 7: puissance frigorifique dans les conditions de fonctionnement BICIAB

	température sortie évaporateur en °C	température sortie condenseur	puissance frigorifique nominale enkw
groupe1	10	34	413,42
groupe2	10	34,5	411,86

III.3 groupe frigorifique de la CGP

III.3.1 Estimation de la puissance frigorifique

➤ Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

a- Par la tour de refroidissement

$$Q = ma^* (h_2 - h_1)$$

$$ma = V \cdot S \cdot \rho_a$$

V = 10 m/s vitesse mesurée au niveau des ventilateurs.

$$S = 3 \text{ m}^2$$

$$\rho_a = 1.146 \text{ Kg/m}^3$$

Condition de l'air à l'entrée de la tour :

$$\left. \begin{array}{l} T_s = 35^\circ\text{C} \\ T_h = 27^\circ\text{C} \\ e = 54\% \\ h_1 = 85 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

Condition de l'air à la sortie de la tour :

$$\left. \begin{array}{l} T_s = 31.5^\circ\text{C} \\ T_h = 29^\circ\text{C} \\ e = 80\% \\ h_2 = 94 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

$$Q = 10 \cdot 3 \cdot 1.146 \cdot (94 - 85) = 309 \text{ KW}$$

chaleur moyenne rejetée par le groupe à l'air : $Q_c = 309 \text{ KW}$

la puissance frigorifique produite par le groupe : $Q_o = Q_c - W$

puissance absorbée par le groupe. : $W = 75 \text{ KW}$ (en effet, il ne fonctionne qu'un seul compresseur)

la puissance calorifique est: $Q_c = 309 \text{ KW}$

la puissance frigorifique est: $Q_o = 309 - 75 = 234 \text{ KW}$

b - Par le condenseur

$$Q_c = m_e \cdot C_e \cdot \Delta\theta_e$$

$$m_e = D \cdot \rho$$

Débit volumique d'eau de refroidissement

A défaut du débit volumique réel circulant dans le circuit de refroidissement, nous considérons le débit nominale de la pompe qui est de 125m³/h. Comme ce n'est pas toute la paire de pompe qui fonctionne, le débit à prendre en compte est : 62.5m³/h. soit 0.017m³/s

$\rho = 995.42 \text{ Kg/m}^3$ masse volumique de l'eau à 29°C (en effet, l'eau venant de la tour est à 29°C)

$C_e = 4.176 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$ chaleur massique de l'eau

$$Q_c = 0.017 \cdot 995.42 \cdot 4.176 \cdot \Delta\theta_e = 70.7 \cdot \Delta\theta_e$$

Tableau 8: puissance par le condenseur groupe CGP

condenseur	
température d'entrée de l'eau dans le condenseur en °C	29
température de sortie de l'eau du condenseur en °C	34
variation de température en °C	5
Chaleur cédée à l'eau en kw	353,5

Puissance frigorifique produite par le groupe : $Q_o = Q_c - W$

La puissance calorifique est : $Q_c = 353.5 \text{ KW}$

La puissance absorbée est : $W = 75 \text{ KW}$

La puissance frigorifique $Q_o = 278.5 \text{ KW}$

➤ Par le logiciel

les paramètres rendement isentropique, rendement volumétrique utilisés sont calculés en annexe1.

Tableau 9: puissance par le logiciel CGP

fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C11
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	6,4
	température d'évaporation en °C	8
	température sortie évaporateur en °C	17
	surchauffe en °C	9
Haute pression	pression absolue de condensation en bar	17,99
	température de condensation en °C	46,7
	température sortie condenseur en °C	45
	sous refroidissement en °C	1,7
	température fin de compression en °C	85
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,7
	rendement volumétrique	0,86
	puissance absorbée par le compresseur en KW	75
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	383,94
	puissance frigorifique en KW	308

La puissance calorifique est: $Q_c = 383.94 \text{ KW}$

La puissance absorbée est: $W = 75 \text{ KW}$

La puissance frigorifique est: $Q_o = 308 \text{ KW}$

III.3.2 puissances frigorifiques nominales

Aucune information sur la puissance nominale (pas de catalogue).

III.4 groupes frigorifiques de l'UEMOA

III.4.1 Estimation de la puissance frigorifique

- Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

Par la tour de refroidissement

$$Q = ma * (h_2 - h_1)$$

$$ma = V * S * \rho_a$$

Chaque tour de refroidissement est composée de deux compartiments ayant chacun deux ventilateurs.

Débit d'air sur chaque ventilateur :

La section de passage de l'air est la même pour chaque ventilateur :

$$S = 3.14 * (1.09)^2 / 4 = 0.93 \text{ m}^2.$$

La masse volumique de l'air sec à l'entrée de la tour : $\rho_a = 1.1486 \text{ Kg/m}^3$

Pour avoir la vitesse de l'air, nous avons effectué plusieurs mesures puis considéré la valeur moyenne.

Tableau 10: débit d'air au dessus de la tour UEMOA

	tour N°1		tour N°2	
	compartiment1		compartiment2	
	ventilateur1	ventilateur2	ventilateur1	ventilateur2
vitesse de l'air en sorti de la tour n m/s	11,8	16	12,56	15,61
	11,5	15	15,13	15,87
	13	15,11	12,85	16,22
	12,35	15,75	12,7	15,67
	12,22	16,11	12	16,62
vitesse moyenne m/s	12,2	15,6	13,0	16,0
débit massique d'air Kgas/s	13,0	16,7	13,9	17,1

Les débits d'air sont pratiquement les mêmes dans les deux compartiments. En plus les températures d'eau à l'entrée et à la sortie de la tour sont relativement identiques. En effet, à l'entrée on a mesuré 34°C et à la sortie 31°C pour l'un et 30.5°C pour l'autre.

Donc les deux compartiments rejettent sensiblement la même quantité de chaleur.

□ Chaleur rejetée par le premier compartiment

Ventilateur1

$$Q = ma * (h2 - h1)$$

$$ma = 13 \text{ Kg as/s}$$

$$\text{Condition de l'air à l'entrée de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 35^{\circ}C \\ Th = 25^{\circ}C \\ e = 45\% \\ h1 = 76.5 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

$$\text{Condition de l'air à la sortie de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 29^{\circ}C \\ Th = 27^{\circ}C \\ e = 85\% \\ h2 = 85 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

$$Q = 13 * (85 - 76.5) = 110.5 \text{ KW}$$

ventilateur 2

$$Q = ma * (h2 - h1)$$

$$ma = 17 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Condition de l'air à l'entrée de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 35^{\circ}C \\ Th = 25^{\circ}C \\ e = 45\% \\ h1 = 76.5 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

$$\text{Condition de l'air à la sortie de la tour : } \left\{ \begin{array}{l} Ts = 28^{\circ}C \\ Th = 26.5^{\circ}C \\ e = 85\% \\ h2 = 84 \text{ kJ / kga sec} \end{array} \right\}$$

$$Q = 17 * (84 - 76.5) = 127.5 \text{ KW}$$

D'où pour tout le premier compartiment: $Q = 110.5 + 127.5 = 238 \text{ KW}$

Chaleur rejetée par le deuxième compartiment : $Q = 238 \text{ KW}$

La chaleur totale rejetée par l'ensemble des deux tours: $Q = 2 * 238 = 476 \text{ KW}$

C'est la puissance calorifique des deux groupes en marche.

Puissance frigorifique produite par les groupes : $Qo = Qc - W$

Lors des mesures, il fonctionnait au total trois compresseurs :

Groupe1 un compresseur en marche et le groupe 2 deux compresseurs.

Si l'on suppose que chaque condenseur rejette une part égale de chaleur, on a :

Groupe1

Groupe2

La puissance calorifique est : $Q_c = 158.7 \text{ KW}$

La puissance calorifique est: $Q_c = 317.3 \text{ KW}$

la puissance absorbé est: $W = 43.5 \text{ KW}$

La puissance absorbée est : $W = 87 \text{ KW}$

la puissance frigorifique: $Q_o = 115.2 \text{ KW}$

La puissance frigorifique est: $Q_o = 230 \text{ KW}$

La différence entre la puissance frigorifique du deuxième groupe et celle du premier groupe vient de ce qu'avec le premier groupe seul un compresseur est marche, tandis que pour l'autre, les deux compresseurs sont en marche.

➤ par le logiciel CoolPack

les paramètres rendement isentropique, rendement volumétrique utilisés figures en annexe1.

Tableau 11: puissance par le logiciel groupe 1 UEMOA

Groupe1		
fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C11
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,7
	température d'évaporation en °C	4
	température sortie évaporateur en °C	12
	surchauffe en °C	8
Haute pression	Préssion absolue de condensation en bar	16
	température de condensation en °C	42
	température sortie condenseur en °C	36
	sous refroidissement en °C	6
	température fin de compression en C	90
Données qu'il faut rentrer pour le caclcul	rendement isentropique	0,57
	rendement volumétrique	0,86
	puissance absorbée par le compresseur en KW	43,5
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	197,27
	puissance frigorifique en KW	153,8

pour tout le groupe1 :

la puissance calorifique est: $Q_c = 197.5 \text{ KW}$

la puissance absorbée est: $W = 43.5 \text{ KW}$

la puissance frigorifique est: $Q_e = 154 \text{ KW}$

Tableau 12: puissance frigorifique par le logiciel groupe 2 UEMOA

Groupe2			
fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C21	machine frigorifique2C22
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	3,5	4,6
	température d'évaporation en °C	-10	-2
	température sortie évaporateur en °C	11	11
	Surchauffe en °C	21	13
Haute pression	Préssion absolue de condensation en bar	17,5	17
	température de condensation en °C	45,5	44,3
	température sortie condenseur en °C	40	43,5
	sous refroidissement en °C	5,5	0,8
	température fin de compression en °C	102	91
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,85	0,75
	rendement volumétrique	0,75	0,82
	puissance absorbée par le compresseur en KW	43,5	43,5
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	180,4	193,2
	puissance frigorifique en KW	136,9	149,7

pour tout le groupe :

la puissance calorifique est : $Q_c = 180.4 + 193.2 = 373.6$ KW

la puissance absorbée par le groupe est: $W = 87$ KW

la puissance frigorifique du groupe est : $Q_o = 136.9 + 149.7 = 286.6$ KW.

III.4.2 Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur

Tableau 13: puissance frigorifique dans les conditions de fonctionnement UEMOA

	température sortie évaporateur en °C	température sortie condenseur	puissance frigorifique nominale enkw
groupe1	10,5	35	410,3
groupe2	11	37	416

(Pour la détermination de la puissance par le catalogue, voir annexe2)

III.5 groupes frigorifique de l'hôtel Silmandé

III.5.1 Estimation de la puissance frigorifique.

➤ Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

a- Par la tour de refroidissement

La détermination de la chaleur évacuée par la tour, ne permet pas de remonter facilement à la puissance frigorifique de chaque groupe. En effet, l'eau ayant servi au refroidissement des condenseurs de chaque groupe est collectée par un collecteur qui la transporte par une conduite unique à la tour de refroidissement. Comme les groupes sont de caractéristiques différentes, il est difficile de répartir cette chaleur à chaque groupe.

b- par le au condenseur.

Il n' y a aucun moyen d'avoir les débit circulant dans le circuit de refroidissement. En effet il n'y a ni débit inscrit sur les pompes ni, débitmètre, ni manomètre permettant d'avoir la hauteur manomètre de la pompe.

➤ Calcul par le logiciel

Les données nécessaires pour tracer les cycles, ainsi que celles permettant de faire le calcul de la puissance frigorifique sont présentées dans les tableaux ci – dessous. . Il faut noter que dans le cas de calcul des groupes 1 et 2 , c'est la puissance absorbée par le

compresseur qui est utilisée et pour le groupe 3, c'est le débit volumique aspiré qui est le paramètre indispensable. (confer méthode d'estimation par le logiciel page :).

Tableau 14: puissance frigorifique par le logiciel groupe 1 SILMANDE

Groupe1			
fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C11	machine frigorifique2C12
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	4,4	5,4
	température d'évaporation en °C	-3,7	2,5
	température sortie évaporateur en °C	12	11
	surchauffe en °C	15,7	8,5
Haute pression	pression absolue de condensation en bar	21,4	24
	température de condensation en °C	54,3	59,5
	température sortie condenseur en °C	45,5	58
	sous refroidissement en °C	8,8	1,5
	température fin de compression en °C	103	120
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,87	0,6
	rendement volumétrique	0,76	0,76
	puissance absorbée par le compresseur en KW	46	46
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	191,18	142,12
	puissance frigorifique en KW	145,18	96,12

Puissance calorifique $Q_c = 191.18 + 142.12 = 333.5$ KW

Puissance absorbée est: $W = 92$ KW

Puissance frigorifique est: $Q_o = 145.18 + 96.12 = 241.5$ KW

Tableau 15: puissance frigorifique par le logiciel groupe 2 SILMANDE

Groupe2		
fluide frigorigène R22		machine frigorifiqueC11
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,5
	température d'évaporation en °C	3,1
	température sortie évaporateur en °C	12
	surchauffe en °C	8,9
Haute pression	pression absolue de condensation en bar	24
	température de condensation en °C	59,5
	température sortie condenseur en °C	48,5
	sous refroidissement en °C	11
	température fin de compression en °C	96,5
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,9
	rendement volumétrique	0,78
	puissance absorbée par le compresseur en KW	45
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	202,17
	puissance frigorifique en KW	157,17

Puissance calorifique est de: $Q_c = 202 \text{ KW}$

Puissance frigorifique est de: $Q_o = 157 \text{ KW}$.

La puissance frigorifique trouvée est celle relative à un seul compresseur en marche. En effet, le deuxième est en état d'arrêt total. Alors si nous supposons que les deux compresseurs étaient en marche et dans les même condition, la puissance serait le double de celle trouvée. C'est à dire, 314 KW.

Tableau 16: puissance frigorifique par logiciel groupe 3 hôtel SILMANDE

fluide frigorigène R22		machine frigorifique1C31	machine frigorifique2C32
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,6	4,8
	température d'évaporation en °C	4	-1
	température sortie évaporateur en °C	8	9
	surchauffe en °C	4	10
Haute pression	pression absolue de condensation en bar	14	15,2
	température de condensation en °C	36,3	39,6
	température sortie condenseur en °C	34	37
	sous refroidissement en °C	2,3	2,6
	température fin de compression en °C	68	86
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,67	0,67
	taux de compression	2,5	3,2
	rendement volumétrique	0,88	0,84
	débit volumique balayé en m3/h	126,9	126,9
	débit volumique aspiré en m3/h	111,7	106,6
Résultats obtenus par le logiciel	puissance calorifique en KW	147	122,3
	puissance frigorifique en KW	122,5	96,2
	puissance absorbée en KW	24,5	26

La puissance calorifique: $Q_c = 147 + 122,3 = 269,3$ KW

La puissance absorbée: $W = 24,5 + 26 = 50,5$ KW

La puissance frigorifique: $Q_o = 122,5 + 96,2 = 218,7$ KW.

III.5.2 Puissance frigorifique telle que fournie par le constructeur

Tableau 17: type de groupe hôtel SILMANDE

	marque du groupe	modele
groupe1	Daikin Europe NV	EUW100EDYE
groupe2	Daikin Europe NV	EUW100EDYE
Groupe3	CIAT	LRT1203

Tableau 18: puissance frigorifique dans les conditions de fonctionnement SILMANDE

	température sortie eau évaporateur	température sortie eau condenseur	puissance frigorifique nominale en KW
groupe1	8	38	324,8
groupe2	8	37	328
Groupe3	8	33	352,56

III.6 groupe frigorifique de la CNSS

III.6.1 Estimation de la puissance frigorifique

- Estimation par la chaleur rejetée au condenseur.

Par le condenseur

$$Q_c = m_e \cdot C_e \cdot \Delta\theta$$

Chaleur cédée à l'eau

$$m_e = D \cdot \rho$$

Débit volumique d'eau e refroidissement D

A défaut du débit volumique réel circulant dans le circuit de refroidissement, nous considérons le débit nominale de la pompe qui est de 98 m³/h. Ce dernier est divisé en quatre pour alimenter chaque armoire: D=24.5 m³/h (D=0.0068m³/s). Comme chaque armoire possède deux condenseurs, le débit à prendre en compte est de : 0.0034m³/s

$\rho = 995.2 \text{ Kg/m}^3$ masse volumique de l'eau à 30.5°C (en effet, l'eau venant de la tour est à 30.5°C)

$C_e = 4.176 \text{ KJ/Kg}$ chaleur massique de l'eau.

$$Q = 0.0034 * 995.2 * 4.176 * \Delta \theta_e = 14.2 * \Delta \theta_e$$

$$Q = 0.0034 * 995.2 * 4.176 * \Delta \theta_e = 14.2 * \Delta \theta_e$$

Tableau 19: puissance frigorifique par le condenseur CNSS

Condenseur	
température d'entrée de l'eau condenseur en °C	31,5
température de sortie de l'eau du condenseur en °C	36
variation de température en °C	4,5
chaleur cédée à l'eau en kw	63,9

Puissance frigorifique de l'armoire : $Q_o = Q_c - W$

Puissance calorifique de l'armoire frigorifique : $Q_c = 63.9 \text{ KW}$

Puissance absorbée par l'armoire : $W = 7.25 \text{ KW}$

Puissance frigorifique : $Q_o = 56.65 \text{ KW}$

➤ Calcul par le logiciel :

Les données nécessaires pour tracer le cycle, ainsi que celles permettant de faire le calcul de la puissance frigorifique sont présentées dans la tableau ci – dessous. Il faut noter que dans le présent cas de calcul, c'est le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur qui est utilisé (confer méthode d'estimation par le logiciel page :).

Pour le calcul des paramètres utilisés, se referer à l'annexe1.

Tableau 20: puissance frigorifique par logiciel Silmande

fluide frigorigène:R22		machine frigorifique C11
Basse pression	pression absolue d'évaporation en bar	5,4
	température d'évaporation en °C	2,5
	température sortie évaporateur en °C	7
	surchauffe en °C	4,5
Haute pression	Préssion absolue de condensation en bar	16,5
	température de condensation en °C	43
	température sortie condenseur en °C	37
	sous refroidissement en °C	6
	température fin de compression en °C	84
Données qu'il faut rentrer pour le calcul	rendement isentropique	0,64
	taux de compression	3,1
	rendement volumétrique	0,85
	débit volumique balayé en m3/h	30,85
	débit volumique aspiré en m3/h	26,14
Résultats donnés par le logiciel	puissance calorifique en kw	33,9
	puissance frigorifique en kw	26,6
	puissance absorbée par le compresseur	7,25

Pour tout le groupe1 :

Puissance calorifique du groupe : $Q_c = 34 \text{ KW}$

Puissance absorbée par le groupe : $W = 7.25 \text{ KW}$

Puissance frigorifique du groupe : $Q_o = 26.6 \text{ KW}$

III.6.2 puissance frigorifique nominale

la valeur nominale du groupe est mentionnée sur la plaque signalétique.

La puissance frigorifique nominale est de 55.8 KW.

IV RESUME DES RESULTATS OBTENUS

Le tableau suivant, résume tous les résultats obtenus pour les différents groupes des installations frigorifiques étudiées.

Tableau 21: résumé des résultats obtenus

installation frigorifique et groupes		tour de refroidissement	condenseur	logiciel	données du constructeur
BCEAO	groupe1	179	227	235	515
BICIAB	groupe1	265	253	255	413,42
	groupe2	265	299	324	411,86
CGP	groupe	234	278,5	308	
UEMOA	groupe1	115		154	410,3
	groupe2	230		286,6	416
SILMANDE	groupe1			241,5	324,8
	groupe2			157	328
	groupe3			218,7	352,6
CNSS	groupe		56,65	26,6	55,8

(Les puissances frigorifiques sont exprimées en KW)

Noté Bien :

Les valeurs données par le constructeur correspondent à un fonctionnement de tous les compresseurs du groupe.

BCEAO : deux compresseurs sont en marche au lieu de quatre.

BICIAB : tous les deux compresseurs de chaque groupe sont en marche.

CGP : un seul compresseur en marche.

UMOA : groupe 1 un seul compresseur en marche au lieu de deux.

groupe 2 les deux compresseurs sont en marche.

SILMANDE : groupe 1 les deux compresseurs sont en marche.

groupe 2 un seul en marche pour le groupe 2.

groupe 3 Deux compresseurs en marche au lieu de trois(en fait, deux compresseurs fonctionnent de façon alternative) .

CNSS : un seul compresseur en marche au lieu de deux.

Les cellules vides correspondent à des situations où il n'a pas été possible d'utiliser la méthode. Par exemple à l'hôtel SILMANDE le fait que les groupes soient de caractéristiques différentes, la répartition de la chaleur évacuée par la tour de refroidissement à chaque groupe n'est pas évidente.

Quant à la CNSS, les compresseurs sont dans une armoire. Vu que nous n'avons travaillé que sur une seule armoire, le nombre de compresseur en marche pour les autres armoires nous est inconnu. Ce qui implique que la détermination de la chaleur évacuée à la tour n'est pas suffisante pour remonter à la puissance frigorifique produite par chaque armoire. En effet, cela n'est possible que si l'on connaît la chaleur rejetée par chaque armoire.

Pour certaines installations, le débit d'eau de refroidissement est pratiquement inconnu. C'est le cas des installations de l'UEMOA et de l'hôtel SILMANDE.

Nous n'avons pas eu de catalogue relatif au groupe de la CGP pour avoir la donnée du constructeur.

V INTERPRETATION DES RESULTATS OBTENUS

V.1 Groupe de la BCEAO

Tableau 22: résultat de la BCEAO interprétation

méthode utilisée pour l'estimation	puissance frigorifique du groupe en KW
la tour de refroidissement	179
par le condenseur	227,2
le logiciel CoolPack	235
par le constructeur	515

Analyse et commentaire des résultats.

Sur les puissances estimées.

L'observation du tableau ci – dessus, montre que l'écart entre la puissance frigorifique estimée par la tour de refroidissement et celle estimée par le condenseur n' est relativement pas très important (48 KW). Cela représente à peu près un rapport de 0.79 entre les deux. Partant de la formule (1) : $Q_o = Q_c - W$ et pour une même puissance absorbée, la tour de refroidissement n'évacue pas toute la chaleur de l'eau.

Cela peut être dû à un refroidissement de l'eau avant d'arriver à la tour de refroidissement; ou à la performance de la tour. La variation de température de l'eau de refroidissement mesurée est 3.5°C et la température d'entrée de l'eau dans le condenseur est : 27.5°C la température humide est de : 20°C. Par application de la formule (4), l'efficacité de la tour est de 0.88 (valeur bonne car comprise entre 0.4 et 0.9). La faible puissance frigorifique obtenue serait certainement due à la considération faite dans l'estimation de la puissance. En effet, nous avons supposé que tout les groupes rejettent une part égale de chaleur à la tour, ce qui n'est pas toujours vraie.

La puissance frigorifique estimée par le logiciel et celle estimée par le condenseur sont peu différentes (l' écart est de 8 KW). Cela représente un rapport de 0.97 entre les deux puissances. Il faut dire que, l'échange de chaleur entre l'eau de refroidissement et le fluide frigorigène est loin d'être parfait, c'est à dire qu'en fait, le fluide frigorigène ne cède pas toute sa chaleur à l'eau. La qualité de l'eau de refroidissement et l'encrassement du condenseur sont le plus souvent les facteurs limitant le bon échange de chaleur. C'est pour dire que la puissance frigorifique trouvée par cette méthode pouvait être plus grande.

Entre les puissances estimées et la puissance telle que fourni par le constructeur.

Commençons par faire remarquer que les puissances frigorifiques estimées correspondent à un nombre de compresseur en marche de deux, au lieu de quatre.

En supposons que tous les quatre compresseurs marchent et produisent relativement la même puissance frigorifique, on obtiendrait les résultats que voici :

Tableau 23: résultats pour les quatre compresseurs en marche BCEAO

méthode utilisée pour l'estimation	pour les deux compresseurs en marche	si les quatre compresseurs étaient en marche	
	puissance frigorifique du groupe en kw	puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance du constructeur
Par la tour de refroidissement	179	358	70
Par le condenseur	227,2	454	88
Par le logiciel CoolPack	235	470	91
Par le constructeur		515	100

Pour un fonctionnement des quatre compresseurs du groupe, la puissance frigorifique que l'on trouverait est peu différente de celle donnée par le constructeur. En effet, le logiciel donnerait 91% de la puissance donnée par le constructeur et par la deuxième méthode 88% de la puissance donnée par le constructeur la tour de refroidissement donnant 70%.

V.2 Groupes de la BICIAB

V.2.1 Groupe1

Tableau 24: résultats de la BICIAB interprétation groupe 1

méthode utilisée pour l'estimation	puissance frigorifique du groupe en kw
la tour de refroidissement	265
Par le condenseur	253
le logiciel CoolPack	255
Par le constructeur	413,42

Analyse et commentaires.

Entre les puissances frigorifiques estimées.

L'observation du tableau, montre que puissance frigorifique trouvée par la tour de refroidissement est supérieur à celle trouvée par l'échange de chaleur au condenseur, ce qui n'est pas normal. En effet, la chaleur enlevée par la tour ne peut être supérieure à celle enlevée au condenseur, l'eau en entrant dans la tour n'est pas toujours à la même température qu'en sortie du condenseur. Elle perd le plus souvent de la chaleur au cours de son transport, surtout en période froide ou si les conduites traversent des zones d'échanges. Mais dans le cas présent, c'est beaucoup plus la façon dont l'estimation a été faite. En effet, nous avons supposé que chaque groupe rejette une part égale de chaleur à la tour de refroidissement, ce qui n'est pas vrai, cela donne tout au moins un ordre de grandeur sur la chaleur que rejette chaque groupe frigorifique.

Par contre, l'échange de chaleur au condenseur donne une puissance frigorifique peu différente à celle qu'on trouve par le logiciel CoolPack (la différence est de 2kw) ce qui représente un rapport de 0.99 entre les deux.

Entre les puissances estimées et la puissance par le constructeur.

L'observation du tableau montre que la différence entre la puissance frigorifique par le constructeur et les puissances frigorifiques estimées est d'au moins cent (100) KW, ce qui n'est pas négligeable. Les rapports sont respectivement : 64%, 61%, 62% avec la tour de refroidissement, avec le condenseur, avec le logiciel.

Il est important de souligner que lors de l'installation, ce groupe bien qu'ayant une puissance nominale de 373 KW, était prévue pour fournir 232 KW (soit 62% de la puissance nominale). En effet, le deuxième compresseur de ce groupe ne se met en marche que lorsqu'il y a une forte charge thermique à évacuer dans le bâtiment. Dans ces conditions, voici comment se présenteraient les résultats :

Tableau 25: résultats pour une charge thermique de 232 KW à évacuer.

méthode utilisée pour l'estimation	puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance à fournir
Par la tour de refroidissement	265	114
Par le condenseur	253	109
Par le logiciel CoolPack	255	110
Valeur à fournir	232	100

on remarque que quelque soit la méthode utilisée, la puissance frigorifique est dépassée de 10%. Ce qui est tout à fait normale, car les charges thermiques ont certainement augmentée.

V.2.2 groupe2

Tableau 26: résultats de la BICIAB interprétation groupe2

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en KW
Par la tour de refroidissement	265
Par le conenseur	299
Par le logiciel CoolPack	324
Par le construteur	411,86

Analyse et commentaire.

Entre les puissances frigorifiques estimées

Les puissances frigorifiques estimées sont beaucoup plus cohérentes, l'échange de chaleur au condenseur donne un résultat peu différent avec celui qu'on trouve par le logiciel, la différence est de 24 KW entre les deux, cela représente un rapport de 0.92. Seulement, la tour de refroidissement donne puissance frigorifique plus faible par rapport à celle qu'on trouve par l'échange de chaleur au condenseur, la différence est de 34 KW, ceci vient confirmer le sur plus de la puissance frigorifique constatée au groupe 1 Par application de la même méthode.

En réalité, la puissance frigorifique du groupe1 trouvée par la tour de refroidissement serait de l'ordre de: 231 KW au lieu de 265 KW.

Entre les puissances estimées et la puissance par le constructeur.

Les puissances estimées sont à plus de 60% de la puissance qu'on trouve avec le constructeur. Le rapport est de 0.64 pour la première méthode, 0.73 pour la deuxième méthode, et 0.79 de la puissance par le constructeur.

Il est très important de signaler que ce groupe est prévu pour fournir une puissance frigorifique de 248 KW. Sous cette considération, voici comment se présente la situation des puissances frigorifiques trouvées.

Tableau 27: résultats pour une charge de 348 KW à évacuer

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique en KW	% par rapport à la puissance à fournir
Par la tour de refroidissement	265	76
Par le condenseur	299	86
Par le logiciel CoolPack	324	93
puissance souhaitée	348	100

V.3 Groupes de la CGP

Tableau 28: résultats de la CGP interprétation

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw
Par la tour de refroidissement	234
Par le condenseur	278,5
Par le logiciel CoolPack	308

Analyse et commentaire des résultats

L'estimation de la puissance par le logiciel CoolPack donne une puissance frigorifique supérieure à celles trouvées par les deux autres méthodes. Entre la puissance trouvée par la tour de refroidissement et le condenseur, la différence est de 44.5 KW, le rapport est de 0.84. Tandis que, la différence entre la puissance trouvée par le condenseur est de 29.5 KW, le rapport de puissance entre les deux est : 0.9.

V.4 Groupes de l'UEMOA

V.4.1 Groupe1

Tableau 29: résultats de l'UEMOA interprétation groupe 1

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw
Par la tour de refroidissement	115
Par le logiciel CoolPack	154
Par le constructeur	410,3

Analyse et commentaire des résultats

Sur les puissances estimées.

Les puissances que nous obtenons par les deux méthodes sont assez différentes. La différence est de 39 KW et le rapport entre les deux est : 0.75.

Sur les puissances estimées et la puissance fournie par constructeur du groupe.

D'abord, notons que sur ce groupe, il ne fonctionnait qu' un seul compresseur (le deuxième se met en marche automatiquement dès que la charge thermique du bâtiment augmente.

Le seul compresseur en marche fournie une puissance frigorifique de 154 KW. En supposant que tous les deux compresseurs marchent et produisent la même puissance frigorifique (ce qui est le cas puisque sont à des même régimes de fonctionnement), on obtiendrait les résultats présentés dans le tableau suivant :

Tableau 30: résultats de l'UEMOA pour les deux compresseurs en marche groupe1

méthode utilisée pour l'estimation	pour un seul compresseur en marche	si les deux compresseurs étaient en marche	
	puissance frigorifique du groupe en kw	puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance constructeur
Par la tour de refroidissement	115	230	56
Par le logiciel CoolPack	154	308	75
Par le constructeur		410	100

Pour un fonctionnement des deux compresseurs du groupe, la puissance frigorifique que l'on trouverait par le logiciel est différente (la différence est d'au moins cent) de celle donnée par le constructeur. En effet, le logiciel donnerait 75% de la puissance donnée par le constructeur .Tandis que, la tour de refroidissement donnerait juste 56 % de cette puissance.

V.4.2 groupe 2

Tableau 31: résultats de l'UEMOA interprétation groupe 2

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance constructeur
Par la tour de refroidissement	230	55
Par le logiciel CoolPack	286,6	69
Par le constructeur	416	100

Analyse et commentaire des résultats

Sur les puissances estimées.

Les puissances que nous obtenons par les deux méthodes sont assez différentes. La différence est de 56.6 KW et le rapport entre les deux est : 0.8.

Entre les puissances estimées et la puissance donnée par le constructeur.

La différence est grande entre ces puissance et celle que nous trouvons par le catalogue, elle est de 186 KW avec la tour alors qu'elle est de 129.4 KW avec le logiciel. Les rapports entre ces puissances sont respectivement, pour la tour de refroidissement et le logiciel 0.55 et 0.69.

V.5 Groupes de l'hôtel Simandé

V.5.1 Groupe1

Tableau 32: résultats de l'hôtel Silmandé interprétation groupe1

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance constructeur
Par le logiciel CoolPack	241,5	74
Par le constructeur	328	100

Analyse et commentaire des résultats

L'estimation de la puissance avec le logiciel donne une puissance frigorifique plus ou moins proche de la valeur par le constructeur. En effet, la puissance frigorifique estimée est de 74% de la puissance par le constructeur..

Il faut noter, que les machines frigorifiques associées à ce groupe produisent une puissance frigorifique de 145.2kw pour l'un et 96 kw pour l'autre, correspondant respectivement à des régimes de fonctionnement de :

Température d'évaporation -3.7°C , température de condensation 54.3°C ;

Température d'évaporation 2.5°C , température de condensation 59.5°C

Donc, si le deuxième régime de fonctionnement était pareil au premier, on aurait une puissance frigorifique estimée à 290.5 KW . Cette puissance frigorifique correspondrait à 89% de la puissance constructeur.

V.5.2 groupe2

Tableau 33: résultats de l'hôtel Silmandé interprétation groupe 2

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw
le logiciel CoolPack	157
Par le constructeur	324,8

Analyse et commentaire des résultats.

Si les deux compresseurs fonctionnaient, on obtiendrait les résultats consignés par le tableau que voici :

Tableau 34: résultat pour un fonctionnement des deux compresseurs

méthode utilisée pour l'estimation	pour un compresseur en marche		si les deux compresseurs étaient en marche	
	puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance constructeur	puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance constructeur
Par le logiciel CoolPack	157	48	314	96,67
Par le constructeur	324,8	100	324,8	100

on remarque que la puissance frigorifique estimée par le logiciel et celle qu'on trouve par les catalogues du constructeur sont presque égale (à 10 KW près).

V.5.3 groupe3

Tableau 35: résultats de l'hôtel Simandé interprétation groupe3

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw
Par le logiciel CoolPack	218,7
par le constructeur	352,56

analyse et commentaire des résultats.

Au vu du tableau ci - dessus, la puissance frigorifique obtenue est très loin de la puissance frigorifique trouvée à partir du catalogue du constructeur du groupe. Ceci s'explique par le nombre de compresseurs en marche lors des mesures sur le groupe 3. En effet, sur ce groupe il ne fonctionne que deux compresseurs à la fois au lieu de trois (deux des trois compresseurs travaillent de façon alternative et dans les même conditions de fonctionnement, donc produisent le même froid à savoir : 122.5 KW). Les puissances trouvées correspondent à un fonctionnement de 2/3 de sa puissance du groupe. En supposant que tous les trois compresseurs marchent, on obtiendrait les résultats que voici :

Tableau 36: résultats pour les trois compresseurs en marche hôtel Silmandé groupe3

Méthode utilisée pour l'estimation	Pour les deux compresseurs en marche		Si les trois compresseurs étaient en marche	
	Puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance nominale	KW puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance nominale
Par le logiciel CoolPack	218,7	62	341	97
Par le constructeur	352,6	100	352,56	100

Comme on peut le remarquer sur le tableau, la puissance frigorifique que nous trouvons par le logiciel n'est pas très différente à celle que nous pouvons lire sur le catalogue du constructeur.

V.6 Groupe de la CNSS

V.6.1 Armoire frigorifique

Tableau 37: résultats de la CNSS interprétation

Méthode utilisée pour l'estimation	Puissance frigorifique du groupe en kw	%par rapport à la puissance nominale
Par le condenseur	56,7	102
Par le logiciel CoolPack	26,6	48
valeur nominale	55,8	100

Analyse et commentaire des résultats

Entre les puissances estimées.

La puissance frigorifique estimée avec le logiciel est plus faible par rapport à celle trouvée avec l'échange au condenseur.

Le résultat qu'on trouve avec le condenseur est erroné. En effet, avec une puissance frigorifique de 56.7 KW, cela suppose que le seul compresseur en marche est capable de donner au moins la puissance frigorifique nominale, ce qui n'est pas juste. L'erreur viendrait

du débit considéré dans l'estimation de la puissance. En réalité, le débit nécessaire pour refroidir les condenseurs est plus faible. L'actuelle pompe de refroidissement remplace une pompe double de 98m³/h initialement installée. Cette dernière fonctionnait à 50% de son débit (en fournissant 49 m³/h). Chaque armoire est alimentée avec un débit de 12.25 m³/h (soit 0.0034 m³/s).

Sous cette condition, et par application de la formule (5), la chaleur cédée à l'eau par le fluide frigorigène est de : 32.5 KW.

Par application de la formule (1), la puissance frigorifique est de : 25.25 KW. Et cette puissance correspond à 45% de la puissance nominale.

Entre les puissance estimées et la puissance nominale.

La puissance frigorifique estimée avec l'échange au condenseur donne une puissance de 45% de la puissance nominale. Ce qui est correct, puisque le groupe fonctionne à 50% de sa puissance frigorifique (par le fonctionnement d'un seul compresseur).

Pour les deux compresseurs en marche, on a 50.5 KW, et elle correspond à 90.5% de la puissance nominale.

La puissance frigorifique estimée avec le logiciel est de 48% de la puissance frigorifique nominale. Ce résultat est correct et très bon. En effet, lors des mesures sur ce groupe, il ne fonctionnait qu'un seul compresseur sur les deux (l'autre étant en arrêt), donc un fonctionnement de 50% du groupe frigorifique correspondant à 27.9 KW (la puissance nominale est 55.8 KW).

Si les deux compresseurs étaient en fonctionnement, on aurait des résultats que voici :

Tableau 38: résultats pour les deux compresseur en marche CNSS

Méthode utilisée pour l'estimation	Pour un compresseur en marche		Si les deux compresseurs étaient en marche	
	Puissance frigorifique du groupe en KW	%par rapport à la puissance nominale	Puissance frigorifique du groupe en KW	%par rapport à la puissance nominale
Par le condenseur	25,25	45	50,5	90,5
Par le logiciel CoolPack	26,6	48	53,2	95
Valeur nominale	55,8	100	55,8	100

le logiciel donnerait une puissance frigorifique à 95% de la puissance nominale, alors que l'échange au condenseur donnerait une puissance frigorifique à 90.5% de la puissance nominale.

VI SYNTHÈSE SUR LES MÉTHODES D'ESTIMATION DE LA PUISSANCE DE GROUPE FRIGORIFIQUE

Nous avons étudié, au total 10 groupes frigorifiques dans six installations frigorifiques différentes. Les résultats figurants dans le tableau suivant sont ceux relatifs à un fonctionnement des groupes avec tous les compresseurs ou moto compresseurs. Ce tableau traduit le rapport entre la puissance frigorifique estimée par différentes méthodes, et la puissance frigorifique que donne le constructeur des groupes dans les catalogues .

Tableau 39: tableau de synthèse pour toutes les installations étudiées

installations frigorifique	groupe	marque et modèle	puissance frigorifique par le constructeur	% par rapport à la puissance du constructeur		
				par la tour de refroidissement	par le condenseur	par le logiciel CoolPack
BCEAO	groupe1	CIAT LRP 2000	515	70	88	91
BICIA-B	groupe2	Daikin EUW120EDYE	413,42	64	61	62
	groupe3	Daikin EUW120EDYE	411,86	64	73	79
UEMOA	groupe4	Daikin EUWT120FSY	410,3	56		75
	groupe5	Daikin EUWT120FSY	416	55		69
CGP	groupe6	Trane ECGW214AERP				
hôtel silmandé	groupe7	EUW100EDYE	324,8			74
	groupe8	EUW100EDYE	328			96,67
	groupe9	CIAT LRT1203	352,56			97
CNSS	groupe10	Comman-air UPU190	55,8		90,5	95
moyenne				61,8	78	82

L'estimation de la puissance frigorifique produite par un groupe avec la tour de refroidissement, ne donne pas la puissance réellement produite. Pour les groupes frigorifiques étudiés, la puissance trouvée par cette méthode est en moyenne à 62% de la puissance que propose le constructeur du groupe. Non seulement la puissance frigorifique qu'on trouve est loin de la puissance réellement produite, mais une grande difficulté réside

quant à la répartition de la chaleur rejetée par chaque groupe, l'eau de refroidissement des groupes est collectée par un collecteur en sortie comme en entrée des condenseurs.

Il ne faut non plus ne pas oublier l'efficacité de la tour et la période dans laquelle s'effectuent les mesures(la température de l'air humide étant capitale dans la capacité de la tour à évacuer la chaleur).

L'estimation de la puissance de groupe frigorifique par l'échange entre le fluide frigorigène et le médium de refroidissement, donne des résultats assez bons dans une certaine limite. En effet, pour les équipements existants, cela suppose qu'il faut connaître le débit réel du médium de refroidissement. La considération du débit nominal des pompes de refroidissement pour les calculs n'est pas très indiquée car elle est source d'erreur (cas de la CNSS). Mais également, la puissance frigorifique produite sera mieux approchée si l'échange de chaleur s'effectue correctement (le mauvais échange pouvant venir de l'encrassement des condenseurs ou de la mauvaise qualité eau de refroidissement). Les groupes étudiés ont donné une puissance de groupe en moyenne à 78% de la puissance telle que fournie par le constructeur.

L'estimation de la puissance de groupe frigorifique par le logiciel CoolPack , donne des bons résultats. Avec les groupes étudiés, les puissances frigorifiques sont estimées en moyenne à 82% de la puissance frigorifique donnée par le constructeur. En fait, l'utilisation du logiciel approche mieux la puissance réellement produite, dans ce sens que c'est le cycle thermodynamique réel décrit par le fluide frigorigène qui est utilisé.

Il faut dire que certaines approximations ont été faites, notamment avec le rendement volumétrique, nous avons négligé les chutes de pressions au niveau de l'évaporateur, du condenseur, mais aussi comme puissance absorbée, nous avons considéré la puissance absorbée nominale (niveau de fonctionnement des compresseurs non pris en compte). Toutes ces considérations influencent naturellement sur la production du froid du groupe.

Les puissances frigorifiques trouvées à partir des catalogues, ne sont pas absolument les puissances frigorifiques réelles des groupes. Elles sont en fait elles – mêmes des estimations de puissance, d'autant plus que c'est à la suite des interpolations entre les valeurs de production d'eau glacée à l'évaporateur et de sortie d'eau du condenseur que l'on obtient la puissance frigorifique.

Par exemple, la puissance frigorifique nécessaire lors de l'installation des équipements de la BICIAB était de 580 KW pour les deux groupes (un groupe devant fournir 232 KW et l'autre groupe 348 KW). Les calculs avec le logiciel nous ont donnés 579 KW pour l'ensemble des

deux groupes(255 KW pour l'un et 324 KW pour l'autre), le catalogue du constructeur nous donne pour les mêmes conditions de fonctionnement une puissance de 825.28 KW pour les deux groupes. Par ailleurs, le calcul de charge thermique du bâtiment de la BICIAB que nous avons effectué pendant notre projet intégrateur s'élevait à 623 KW, ce qui veut dire que, la charge maximale à évacuer pour ce bâtiment est au plus 623 KW. D'où, la puissance frigorifique par le catalogue serait erronée pour ce cas ci.

CONCLUSION

De cette étude réalisée sur plusieurs installations frigorifiques de groupes de production d'eau glacée (exceptée le groupe de la CNSS), il faut retenir qu'il existe diverses méthodes d'estimation de la puissance frigorifique d'un groupe, et que les puissances qu'on trouve par l'une ou l'autre méthode sont relativement les mêmes à quelques KW près.

Lors d'une évaluation sommaire portant sur le choix d'un groupe frigorifique, la méthode d'approche par le catalogue des constructeurs peut être adoptée, ne serait ce que pour avoir un aperçu sur la puissance du groupe avant la phase détaillée du choix définitif, qui pourra être fait par le moyen informatique avec les logiciels de simulations comme CoolPack, thermofluide ou autres.

Par ailleurs, pour des nouvelles installations frigorifiques, nous pensons que les équipements de contrôle de débit d'eau de refroidissement et d'eau glacée sont à prévoir. Les résultats obtenus par la méthode du condenseur auraient été plus précis s'il existait des dispositifs comme des débitmètres pour le débit d'eau de refroidissement.

VII BIBLIOGRAPHIE

Le POHLmann : manuel technique du froid : bases – composants – calculs

W MAAKE, H-J-ECKERT, Jean Louis Cauchepin

Tome1

Mémotech génie énergétique par P. Dal Aotto, J. M. Larre, A. Merlet, L. Picau.

Aide mémoire de froid : Formulaire du froid.

Auteur Pierre Rapin – Patrick Jacquard.

11^{ème} édition.

CIAT Catalogue N 2 : Réfrigération, traitement d'air, échange thermique

Edition 1999/2000.

Daikin système de climatisation (EEDF99-6B) : système à eau glacée- données techniques.

Générale Frigorifique France : Composants frigorifiques et pièces détachées 1999/2000.

Production du froid (EIER mars 1992) : T DJAKO

Cours de climatisation (EIER 1997) : Yézouma COULIBALY.

Economie d'énergie en matière de froid : Institut international du froid (1982)

Catalogue général 1998 – 1999 : pompes et systèmes de pompages

Edition 2 Salmson

VIII ANNEXES

ANNEXE 1

Détermination des paramètres pour le calcul avec le logiciel

Tous calculs sont faits avec les formules suivantes :

$$\text{Rendement isentropique} : \eta = \frac{H_{is} - H_1}{H_2 - H_1}$$

Les enthalpies sont Kj/Kg

Rendement volumétrique : $\eta_v = 1 - 0.05 * \text{taux.de.compression}$

Taux de compression : H_p/B_p

Débit volumétrique aspiré : $q_{va} = \eta_v * q_{vb}$ en mm/h

Avec q_{vb} débit volumétrique balayé. en m³/h

BCEAO

compresseur C11	
His en Kj/Kg	442,94
H1 en Kj/Kg	410,687
H2 en Kj/Kg	453,93
rendement isentropique	0,75
taux de compression	3,46
rendement volumétrique	0,83
débit volumique balayé m3/h	151
débit volumique aspiré en m3/h	125,33

Cas de la BICIAB

	groupe1		groupe2	
	compresseur C11	compresseurC12	C21	compresseur C22
His en kj/kg	453,79	463,00	444,74	448,50
H1 en kj/kg	413,90	417,79	410,29	413,38
H2 en kj/kg	468,92	477,27	457,36	455,12
rendement isentropique	0,72	0,76	0,73	0,84
taux de compression	4,30	4,90	3,70	3,20
rendement volumétrique	0,79	0,76	0,82	0,84

Détermination des paramètres pour le calcul avec le logiciel

Tous calculs sont faits avec les formules suivantes :

$$\text{Rendement isentropique} : \eta = \frac{H_{is} - H_1}{H_2 - H_1}$$

Les enthalpies sont Kj/Kg

Rendement volumétrique : $\eta_v = 1 - 0.05 * \text{taux.de.compression}$

Taux de compression : H_p/B_p

Débit volumétrique aspiré : $q_{va} = \eta_v * q_{vb}$ en mm/h

Avec q_{vb} débit volumétrique balayé. en m³/h

BCEAO

compresseur C11	
His en Kj/Kg	442,94
H1 en Kj/Kg	410,687
H2 en Kj/Kg	453,93
rendement isentropique	0,75
taux de compression	3,46
rendement volumétrique	0,83
débit volumique balayé m3/h	151
débit volumique aspiré en m3/h	125,33

Cas de la BICIAB

	groupe1		groupe2	
	compresseur C11	compresseurC12	C21	compresseur C22
His en kj/kg	453,79	463,00	444,74	448,50
H1 en kj/kg	413,90	417,79	410,29	413,38
H2 en kj/kg	468,92	477,27	457,36	455,12
rendement isentropique	0,72	0,76	0,73	0,84
taux de compression	4,30	4,90	3,70	3,20
rendement volumétrique	0,79	0,76	0,82	0,84

Détermination des paramètres pour le calcul avec le logiciel

Tous calculs sont faits avec les formules suivantes :

$$\text{Rendement isentropique} : \eta = \frac{H_{is} - H_1}{H_2 - H_1}$$

Les enthalpies sont Kj/Kg

$$\text{Rendement volumétrique} : \eta_v = 1 - 0.05 * \text{taux.de.compression}$$

Taux de compression : H_p/B_p

$$\text{Débit volumétrique aspiré} : q_{va} = \eta_v * q_{vb} \text{ en mm}^3/\text{h}$$

Avec q_{vb} débit volumétrique balayé. en m^3/h

BCEAO

compresseur C11	
His en Kj/Kg	442,94
H1 en Kj/Kg	410,687
H2 en Kj/Kg	453,93
rendement isentropique	0,75
taux de compression	3,46
rendement volumétrique	0,83
débit volumique balayé m^3/h	151
débit volumique aspiré en m^3/h	125,33

Cas de la BICIAB

	groupe1		gro
	compresseur C11	compresseurC12	compresseur C21
His en kj/kg	453,79	463,00	444,74
H1 en kj/kg	413,90	417,79	410,29
H2 en kj/kg	468,92	477,27	457,36
rendement isentropique	0,72	0,76	0,73
taux de compression	4,30	4,90	3,70
rendement volumétrique	0,79	0,76	0,82

Cas de la CGP

compresseur C11	
His en kj/kg	441,898
H1 en kj/kg	414,952
H2 en kj/kg	453
rendement isentropique	0,71
taux de compression	2,8
rendement volumétrique	0,86

Cas de l'UEMOA

	groupe1	groupe2	
	compresseurC12	compresseur C21	compresseur C22
His en kj/kg	439,83	460,89	448,67
H1 en kj/kg	412,70	415,98	413,9
H2 en kj/kg	460,3	468,81	460,3
rendement isentropique	0,57	0,85	0,75
taux de compression	2,8	5	3,7
rendement volumétrique	0,86	0,75	0,815

Cas de l'hôtel Silmandé

	groupe1		groupe2	groupe3	
	C11	C12	C21	C31	C32
His en kj/kg	458,7	452	452	432,6	442,4
H1 en kj/kg	415	412,5	413	409,8	412
H2 en kj/kg	465	477,8	456	443,6	457,3
rendement isentropique	0,87	0,60	0,91	0,67	0,67
taux de compression	4,9	4,4	4,4	2,5	3,2
rendement volumétrique	0,755	0,78	0,78	0,875	0,84
débit volumique balayé m3/h				126,9	126,9
débit volumique aspiré en m3/h				111,04	106,6

Cas de la CNSS

	compresseur C11
His en kj/kg	438,00
H1 en kj/kg	409,60
H2 en kj/kg	454,20
rendement isentropique	0,64
taux de compression	3,10
rendement volumétrique	0,85

Détermination des paramètres pour le calcul avec le logiciel

Tous calculs sont faits avec les formules suivantes :

$$\text{Rendement isentropique} : \eta = \frac{H_{is} - H_1}{H_2 - H_1}$$

Les enthalpies sont Kj/Kg

$$\text{Rendement volumétrique} : \eta_v = 1 - 0.05 * \text{taux.de.compression}$$

Taux de compression : H_p/H_b

$$\text{Débit volumétrique aspiré} : q_{va} = \eta_v * q_{vb} \text{ en mm}^3/\text{h}$$

Avec q_{vb} débit volumétrique balayé. en m^3/h

BCEAO

compresseur C11	
His en Kj/Kg	442,94
H1 en Kj/Kg	410,687
H2 en Kj/Kg	453,93
rendement isentropique	0,75
taux de compression	3,46
rendement volumétrique	0,83
débit volumique balayé m^3/h	151
débit volumique aspiré en m^3/h	125,33

Cas de la BICIAB

	groupe1		gro
	compresseur C11	compresseurC12	compresseur C21
His en kj/kg	453,79	463,00	444,74
H1 en kj/kg	413,90	417,79	410,29
H2 en kj/kg	468,92	477,27	457,36
rendement isentropique	0,72	0,76	0,73
taux de compression	4,30	4,90	3,70
rendement volumétrique	0,79	0,76	0,82

Cas de la CGP

compresseur C11	
His en kj/kg	441,898
H1 en kj/kg	414,952
H2 en kj/kg	453
rendement isentropique	0,71
taux de compression	2,8
rendement volumétrique	0,86

Cas de l'UEMOA

	groupe1	groupe2	
	compresseurC12	compresseur C21	compresseur C22
His en kj/kg	439,83	460,89	448,67
H1 en kj/kg	412,70	415,98	413,9
H2 en kj/kg	460,3	468,81	460,3
rendement isentropique	0,57	0,85	0,75
taux de compression	2,8	5	3,7
rendement volumétrique	0,86	0,75	0,815

Cas de l'hôtel Silmandé

	groupe1		groupe2	groupe3	
	C11	C12	C21	C31	C32
His en kj/kg	458,7	452	452	432,6	442,4
H1 en kj/kg	415	412,5	413	409,8	412
H2 en kj/kg	465	477,8	456	443,6	457,3
rendement isentropique	0,87	0,60	0,91	0,67	0,67
taux de compression	4,9	4,4	4,4	2,5	3,2
rendement volumétrique	0,755	0,78	0,78	0,875	0,84
débit volumique balayé m3/h				126,9	126,9
débit volumique aspiré en m3/h				111,04	106,6

Cas de la CNSS

	compresseur C11
His en kj/kg	438,00
H1 en kj/kg	409,60
H2 en kj/kg	454,20
rendement isentropique	0,64
taux de compression	3,10
rendement volumétrique	0,85

ANNEXE 2

Relevés de la BCEAO

Température ambiante :40°C

Température humide :20°C

Mois d' avril

Sur le groupe frigorifique :

Les températures sont en °C

Les pressions relatives en bar

Composants		Grandeur à mesurer	Group e1
			C11
Compresseur		Temp à l'entrée en °C	8
		Temp en sortie °C	86
		Débit volumique balayé m3/h	151
		Puissance du compresseur	
Condenseur	R22	Température de condensation	46.7
		Pression de condensation	17
		Température entrée	85
		Température sortie	42.5
		Sous refroidissement	4.21
	Eau	Température entrée eau	24
	Température sortie eau	27	
Evaporateur	R22	Température d'évaporation	1.36
		Pression d'évaporation	4.2
		Température sortie	8
		Surchuffe	6.64
	Eau	Température entrée eau	9.5
		Température sortie	7

Tour de refroidissement

Les vitesses sont m/s

V1	V2	V3	V4	V5	V6	Vitesse moyenn e	Tseche en sortie	Thumide en sortie	Section de passge de l'air
14.8	14.45	14.41	15.2	14.78	14.73	14.7	24	22	D = 1442mm

Pompe de refroidissement :

Pression à l'aspiration : 0.3 bar

Pression au refoulement : 0.7 bar

Relevés de la BICIAB

Température ambiante : 37.5 °C

Température humide : 26°C

Sur les groupe frigorifique :

Composants	Grandeur à mesurer	Groupe1		Groupe2		
		C11	C12	C21	C22	
Compresseur	Temp à l'entrée en °C	11.5	14	8	12	
	Temp en sortie °C	106	111	93	86	
	Puissance du compresseur	45	45	45	45	
Condenseur	R22	Température de condensation	52	42	52.1	44
		Pression de condensation	19	15	19	16
		Température entrée	105	108	88	85
		Température sortie	47.5	37.5	48	37
		Sous refroidissement	4.5	4.5	4	7.3
	Eau	Température entrée eau	30	30	30	30
		Température sortie eau	34.5	33	35.5	33
Evaporateur	R22	Température d'évaporation	-2	-12	2.5	2
		Pression d'évaporation	3.65	2.29	4.4	4.3
		Température sortie	11	13	8	12
		Surchuffe	13	25	5.5	10
	Eau	Température entrée eau	12	12	12	12
		Température sortie	10	10	10	10

Tour de refroidissement

Les vitesses sont en m/s

V1	V2	V3	V4	V5	V6	Vitesse moyenne	Tseche en sortie	Thumide en sortie	Section de passage air m2
8	8	10	9	8	7	8	32	29	1.37

Relevés de la CGP

Température ambiante : 35

Température humide : 27 °C

Les températures sont en °C et les pressions relatives en bar

Sur le groupe frigorifique :

Composants		Grandeur à mesurer	Groupe	
			C11	C12
Compresseur		Temp à l'entrée en °C	17	
		Temp en sortie °C	85	
		Puissance du compresseur	75	
Condenseur	R22	Température de condensation	46.7	
		Pression de condensation	17	
		Température entrée	85	
		Température sortie	45	
		Sous refroidissement	1.7	
	Eau	Température entrée eau	29	
		Température sortie eau	34	
Evaporateur	R22	Température d'évaporation	6.4	
		Pression d'évaporation	8	
		Température sortie	17	
		Surcharge	9	
	Eau	Température entrée eau	17	
		Température sortie	15	

Tour de refroidissement

V1	V2	V3	V4	V5	V6	Vitesse moyenne	Tseche en sortie	Thumide en sortie	Section de passage air
10	9	12	10	10.04		10.2	31.5	29	0.89*3.3 5m2

Relevés de l'UEMOA

Température ambiante : 35°C

Température humide : 25°C

Sur le groupe frigorifique :

Les températures sont en °C et les pressions relatives en bar

Composants	Grandeur à mesurer	Groupe1		Groupe2		
		C11	C12	C21	C22	
Compresseur	Temp à l'entrée en °C	13		11	11	
	Temp en sortie °C	90		102	91	
	Puissance du compresseur	43.5		43.5	43.5	
Condenseur	R22	Température de condensation	42		45.5	44.3
		Pression de condensation	15		16.5	16
		Température entrée	89		88	92
		Température sortie	36		40	43.5
		Sous refroidissement	6		5.5	0.8
	Eau	Température entrée eau	32.5		32.5	32.5
		Température sortie eau	35		37	37
Evaporateur	R22	Température d'évaporation	4		-10	-2
		Pression d'évaporation	4.7		2.5	3.6
		Température sortie	12		11	11
		Surchuffe	8		21	13
	Eau	Température entrée eau				
		Température sortie	10.5		10.5	11

Tour de refroidissement

Compartiment 1

	V1	V2	V3	V4	V5	Vitesse moyenne	Tseche en sortie	Thumid e en sortie	Section de passage air
Ventilateur 1	11.8	11.5	13	12.35	12.2 2	12.2	29	27	D = 1.09m
Ventilateur 2	16	15	15.1	15.75	16.1	15.6	35	25	

Compartiment 2

V1	V2	V3	V4	V5	Vitesse moyenne	Tseche en sortie
Ventilateur1	12.56	15.13	12.85	12.7	13	
Ventilateur2	15.61	15.87	16.22	15.67	16	

Température d'eau à l'entrée pour les deux compartiments : 34°C

Température d'eau en sortie du premier compartiment : 31.5°C

Température d'eau en sortie du deuxième compartiment : 30.5°C

Relevés de la CNSS

Sur le groupe frigorifique :

Puissance frigorifique : 55.8KW

Les températures sont en °C

Les pressions relatives en bar

Composants		Grandeur à mesurer	Groupe1
			C11
Compresseur		Temp à l'entrée en °C	7
		Temp en sortie °C	84
		Débit volumique balayé m3/h	30.85
		Puissance du compresseur	5.5
Condenseur	R22	Température de condensation	43
		Pression de condensation	15.5
		Température entrée	62
		Température sortie	37
		Sous refroidissement	6
	Eau	Température entrée eau	31.5
Température sortie eau		36	
Evaporateur	R22	Température d'évaporation	2.5
		Pression d'évaporation	4.4
		Température sortie	7
		Surchauffe	4.5

ANNEXE 3

Détermination des puissances frigorifiques par les catalogues.

Les puissances frigorifiques sont déterminées en fonction de la température de production d'eau glacée et de la température de sortie de l'eau de refroidissement du condenseur.

Les valeurs des puissances frigorifiques pour le groupe CIAT sont obtenues par l'utilisation du catalogue : CIAT catalogue N2 Réfrigération, Traitement d'air, échange thermique

Edition 1999/2000, à la page 179

Par contre avec la marque Daikin les valeurs sont obtenus dans le Catalogue Daikin système de climatisation (EEDF99-6B) : système eau glacée-données techniques à la page 301

groupe de la BCEAO

Il s'agit du groupe de marque CIAT model LRP2000.

La température d'eau glacée mesurée en sortie de l'évaporateur est 7 °C alors que la température d'entrée est de 9.5 °C. La température d'eau sortant du condenseur est de 27 °C alors que la température d'entrée est de 24 °C.

Le catalogue donne des fonctionnements standard pour une production d'eau glacée de 4°C 7°C, et 12 °C et pour des températures de sortie allant de 30°C à avec un pas de 5°C.

La variation de température minimum à l'évaporateur est de 3.4°C et le maximum à 6.7°C pour une production d'eau glacée à 7 °C. Tandis que la variation de température minimum au condenseur est de 5°C et 10°C.

Soit T_{sev} : température de sortie d'eau de l'évaporateur en °C

T_{sc} : température de sortie du condenseur en °C

Q_0 la puissance frigorifique en KW

W : puissance absorbée en KW.

Q_c : puissance calorifique en KW

Pour : ($T_{sev} = 7$ °C et $T_{sc} = 30$ °C) le catalogue indique une puissance frigorifique Q_0 est : 515KW, une puissance absorbée de 126 KW et une puissance calorifique de 641 KW.

Ce fonctionnement est proche des mesures que nous avons effectué ($T_{sev} = 7$ °C et $T_{sc} = 27$ °C), d'où la puissance frigorifique est de $Q_0 = 515KW$.

groupes de la BICIAB. Et de l'UEMOA et de l'hôtel Silmandé

La marque des groupes est la même pour les trois installations. : DAIKIN EUW120E pour la BICIAB, EUWT120F pour l'UEMOA et EUW100E pour deux des groupes de l'hôtel Silmandé. Les lectures sont faites dans le catalogue Daikin à la page 301.

UEMOA :

Groupe 1 : Pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 35\text{ °C}$) le catalogue donne une puissance frigorifique $Q_o = 410.3\text{ KW}$), puissance absorbée de 89.4 KW et une puissance calorifique $Q_c = 499.7\text{ KW}$.

Dans notre cas, ($T_{sev} = 10.5\text{ °C}$ et $T_{sc} = 35\text{ °C}$) d'où la puissance frigorifique de $Q_o = 410.3\text{ KW}$.

Groupe 2 :

Les conditions sont telles que, ($T_{sev} = 11\text{ °C}$ et $T_{sc} = 37\text{ °C}$)

Il nous faut faire une double interpolation.

Pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 35\text{ °C}$) on a $Q_o = 410.3\text{ KW}$ par le catalogue.

Pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 40\text{ °C}$) on a $Q_o = 396.1\text{ KW}$ par le catalogue.

Donc, pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 37\text{ °C}$) on a $Q_o = 404\text{ KW}$ et $W = 92.3\text{ KW}$.

Pour ($T_{sev} = 7\text{ °C}$ et $T_{sc} = 35\text{ °C}$) on a $Q_o = 373.3\text{ KW}$ $W = 87.3\text{ KW}$.

Pour ($T_{sev} = 7\text{ °C}$ et $T_{sc} = 40\text{ °C}$) on a $Q_o = 360.2\text{ KW}$ et $W = 94\text{ KW}$.

Donc, ($T_{sev} = 7\text{ °C}$ et $T_{sc} = 37\text{ °C}$) on aura $Q_o = 368\text{ KW}$ et $W = 90\text{ KW}$

D'où finalement : ($T_{sev} = 11\text{ °C}$ et $T_{sc} = 37\text{ °C}$) on a : $Q_o = 416\text{ KW}$ et $W = 93\text{ KW}$.

Groupes de la BICIAB

Groupe 1

Les mesures sont telles que : ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 34\text{ °C}$)

Pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 30\text{ °C}$) on a : 425.9 KW

Pour ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 35\text{ °C}$) on a $Q_o = 410.3\text{ KW}$

Donc ($T_{sev} = 10\text{ °C}$ et $T_{sc} = 34\text{ °C}$) on a $Q_o = 413.2\text{ KW}$.

Groupe 2

Les mesures sont telles que : ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 34.5^{\circ}\text{C}$)

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 30^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 425.9^{\circ}\text{KW}$

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 410.3 \text{ KW}$.

D'où ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 34.5^{\circ}\text{C}$) on $Q_o = 411.86 \text{ KW}$

groupes de l'hôtel Silmandé

Groupe 1 Daikin EUW100E

Les mesures sont telles que : ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 37^{\circ}\text{C}$)

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) le catalogue donne $Q_o = 324.7 \text{ KW}$

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 40^{\circ}\text{C}$) le catalogue donne $Q_o = 308 \text{ KW}$

Donc, ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 37^{\circ}\text{C}$) donne $Q_o = 318 \text{ KW}$

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) le catalogue donne $Q_o = 355.5 \text{ KW}$.

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 40^{\circ}\text{C}$) le catalogue donne $Q_o = 338 \text{ kW}$.

Donc pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 37^{\circ}\text{C}$) on $Q_o = 348.5 \text{ KW}$

D'où finalement : ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 37^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 328 \text{ KW}$.

Groupe 2 Daikin EUW100E

Les mesures sont telles que : ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 38^{\circ}\text{C}$).

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) $Q_o = 324.7 \text{ KW}$.

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 40^{\circ}\text{C}$) $Q_o = 308, \text{ KW}$.

Donc ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 38^{\circ}\text{C}$) on a : $Q_o = 314.7 \text{ KW}$

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 355.5 \text{ KW}$.

Pour ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 40^{\circ}\text{C}$) on $Q_o = 338 \text{ KW}$.

Donc ($T_{sev} = 10^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 38^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 345 \text{ KW}$

D'où finalement : ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 38^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 324.8\text{KW}$.

Groupe 3 : CIAT LRT1203

Les mesures prises sont telles que : ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 33^{\circ}\text{C}$)

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 30^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 351\text{KW}$

Pour ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 336\text{KW}$

Donc ($T_{sev} = 7^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 33^{\circ}\text{C}$) on aura $Q_o = 342\text{KW}$

Pour ($T_{sev} = 12^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 30^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 405\text{KW}$

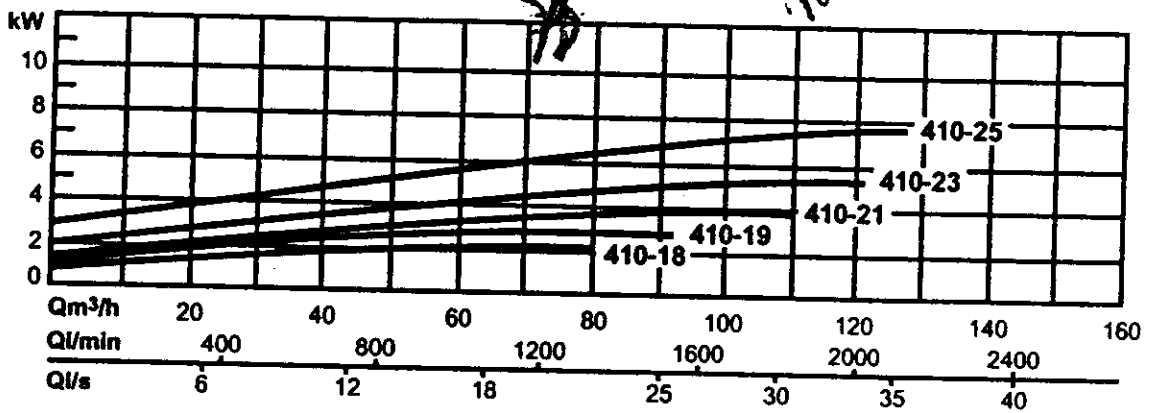
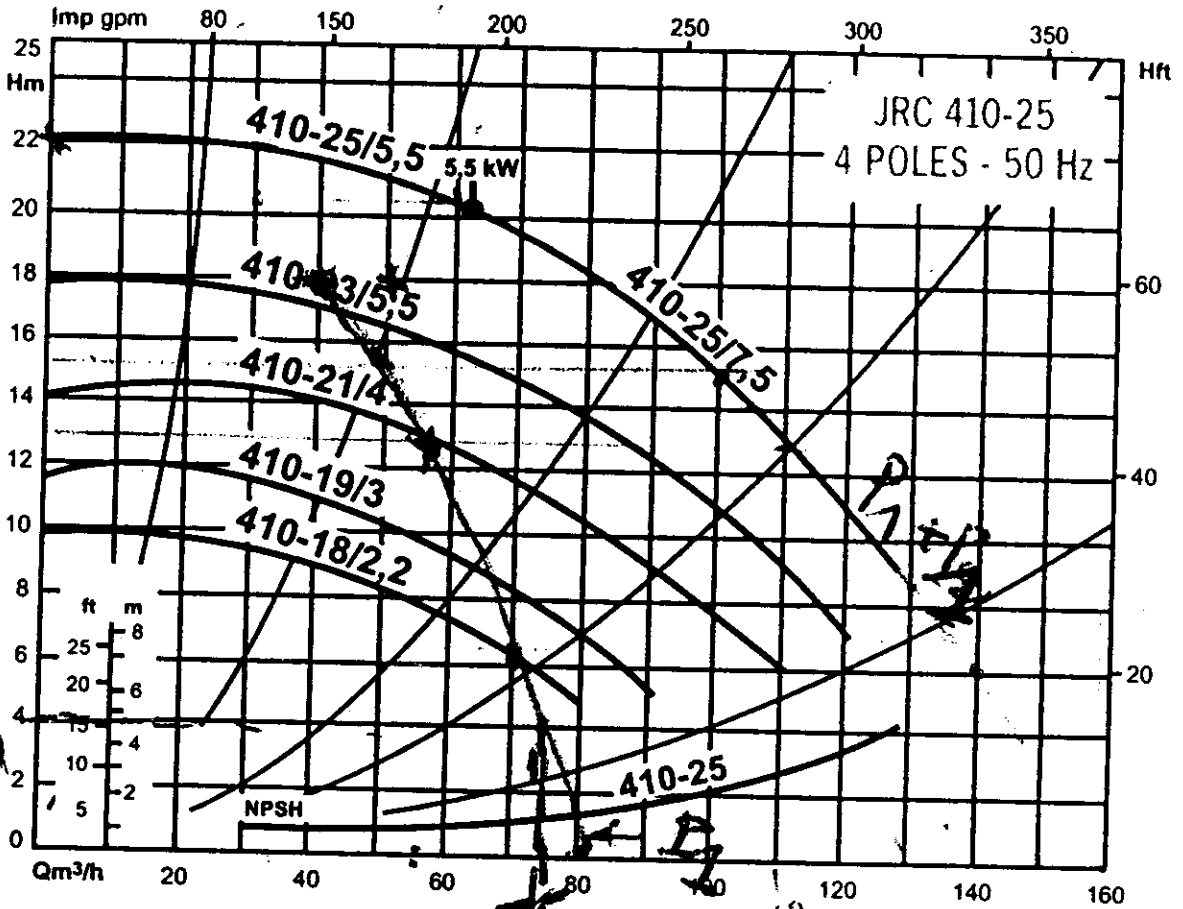
Pour ($T_{sev} = 12^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 35^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 388\text{KW}$.

Donc ($T_{sev} = 12^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 33^{\circ}\text{C}$) on aura $Q_o = 394.8\text{KW}$.

D'où finalement ($T_{sev} = 8^{\circ}\text{C}$ et $T_{sc} = 33^{\circ}\text{C}$) on a $Q_o = 352.56\text{KW}$ et $W = 86.6\text{KW}$

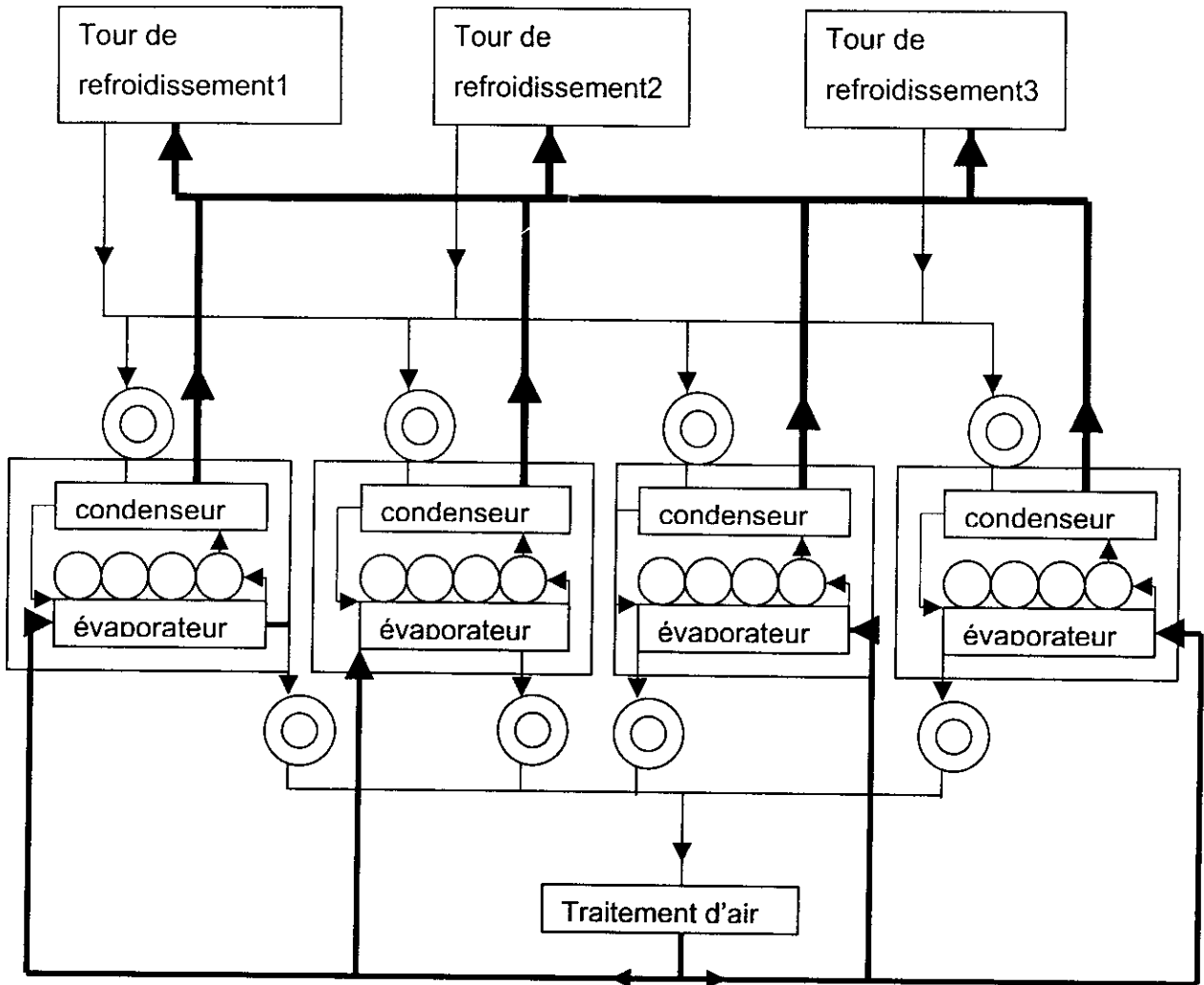
ANNEXE 4

LRC-JRC



ANNEXE 5

Installation frigorifique de la BCEAO



— Eau refroidie par la tour

— Eau chaude venant du condenseur

- - - Circuit du fluide frigorigène

— Entrée eau froide de l'évaporateur

— Sortie d'eau froide de l'évaporateur

○ compresseur

⊙ Pompe d'eau glacée

⊙ Pompe eau de refroidissement