

Optimisation d'un cycle de production de froid dans l'industrie brassicole

Auteur : Orban, Geoffrey

Promoteur(s) : Lemort, Vincent

Faculté : Faculté des Sciences appliquées

Diplôme : Master en ingénieur civil mécanicien, à finalité approfondie

Année académique : 2015-2016

URI/URL : <http://hdl.handle.net/2268.2/1384>

Avertissement à l'attention des usagers :

Tous les documents placés en accès ouvert sur le site le site MatheO sont protégés par le droit d'auteur. Conformément aux principes énoncés par la "Budapest Open Access Initiative"(BOAI, 2002), l'utilisateur du site peut lire, télécharger, copier, transmettre, imprimer, chercher ou faire un lien vers le texte intégral de ces documents, les disséquer pour les indexer, s'en servir de données pour un logiciel, ou s'en servir à toute autre fin légale (ou prévue par la réglementation relative au droit d'auteur). Toute utilisation du document à des fins commerciales est strictement interdite.

Par ailleurs, l'utilisateur s'engage à respecter les droits moraux de l'auteur, principalement le droit à l'intégrité de l'oeuvre et le droit de paternité et ce dans toute utilisation que l'utilisateur entreprend. Ainsi, à titre d'exemple, lorsqu'il reproduira un document par extrait ou dans son intégralité, l'utilisateur citera de manière complète les sources telles que mentionnées ci-dessus. Toute utilisation non explicitement autorisée ci-avant (telle que par exemple, la modification du document ou son résumé) nécessite l'autorisation préalable et expresse des auteurs ou de leurs ayants droit.

Optimisation d'un cycle de production de froid dans l'industrie brassicole



Travail de fin d'études en vue de l'obtention du grade de master Ingénieur Civil en Mécanique par Geoffrey Orban

Promoteur académique :
Vincent Lemort

Promoteur industriel :
Alexandre Michelson

Table des matières

I	Introduction	8
1	Présentation de l'entreprise	8
2	Enjeux des systèmes d'échanges thermiques	8
3	Objectifs	8
4	Structure du rapport	9
II	Système de production de froid	10
1	Cycle idéal	10
2	Propriétés de l'ammoniac	13
2.1	Correspondance avec les plages de température et de pression désirées	13
2.2	Propriétés d'échanges thermiques	13
2.3	Equation d'Antoine	14
3	Installation à l'ammoniac	14
3.1	Compresseurs	15
3.1.1	Généralités	15
3.1.2	Compresseurs à piston	16
3.1.3	Compresseurs à vis	19
3.2	Condenseurs	20
3.2.1	Généralités	20
3.3	Vannes de détente	21
3.4	Evaporateurs	22
3.4.1	Généralités	22
3.4.2	Puissance frigorifique produite	23
3.5	Réservoir d'ammoniac	26
4	Recherche du minimum de consommation énergétique	27
4.1	Consommation des compresseurs	28
4.2	Consommation des condenseurs	28

4.3 Point de minimisation énergétique	29
5 Coefficient de performance du système	29
III Modèles statistiques des compresseurs et des condenseurs	30
1 Hypothèses	30
2 Récolte de données statistiques	31
3 Modèles des compresseurs	31
3.1 Compresseur 3	32
3.2 Compresseur 7	34
3.3 Compresseur 8	35
3.4 Compresseur 1	36
4 Modèle des condenseurs	38
4.1 Relation entre la vitesse des ventilateurs et la puissance électrique fournie aux condenseurs	38
4.2 Relation entre l'état du système et la vitesse des condenseurs .	40
4.2.1 Relation entre puissance calorifique à évacuer et vitesse de rotation des ventilateurs	40
4.2.2 Relation entre état des compresseurs et puissance calorifique à évacuer	41
IV Implémentation des algorithmes de calcul de consigne flottante	44
1 Algorithme déterministe	44
1.1 Etablissement de la consigne optimale	44
1.2 Formule mathématique de l'algorithme	45
2 Algorithme de régulation via le COSP	50
2.1 Evaluation du COSP	50
2.2 Méthode de régulation	51
V Résultats	52

Table des matières

1 Gain de l'algorithme déterministe	52
2 Gain de l'algorithme de régulation COSP	53
3 Présentation des résultats des modèles	54
3.1 Compresseur 1	54
3.2 Compresseur 3	55
3.3 Compresseur 7	56
3.4 Compresseur 8	57
3.5 Condenseurs	58
4 Critique des modèles	58
VI Conclusion	61
VII Bibliographie	63
VIII Annexes	65
A Annexe A - Tests des condenseurs	65
B Annexe B - Tests de performance des compresseurs	68
C Annexe C - Gains obtenus par la régulation COSP à Williamburg	76

Table des figures

1	Courbe pression/enthalpie du cycle de réfrigération idéal [1]	10
2	Schéma du cycle de réfrigération [1]	12
3	Schéma du système réel de production de froid à l'ammoniac [2]	15
4	Diagramme pression-volume d'un compresseur à piston [3]	16
5	Phases descendante et ascendante de la compression avec piston [4]	17
6	Schéma d'un compresseur composé de deux pistons	17
7	Compresseur à piston 1	18
8	Compresseur à piston 2	18
9	Compresseur à piston 4	18
10	Compresseur à piston 5	18
11	Schéma d'un compresseur à vis	19
12	Compresseur à vis 3	20
13	Compresseur à vis 7	20
14	Compresseur à vis 8	20
15	Condenseurs	21
16	Vanne de détente	21
17	Evaporateur pour l'eau glacée	22
18	Evaporateur pour l'eau glycolée	22
19	Schéma d'un évaporateur tubulaire [5]	23
20	Schéma du circuit d'eau glacée	24
21	Schéma de l'atelier de distribution d'eau glycolée	25
22	Schéma du circuit d'eau glycolée	26
23	Réservoir d'ammoniac	27
24	Consommation électrique en fonction de la température de condensation (ou haute pression)[6]	28
25	Puissance électrique consommée au compresseur 3 en fonction de la température de condensation, pour $2000 < V_3[\text{rpm}] < 2005$	32
26	Puissance électrique consommée au compresseur 3 en fonction de la vitesse de rotation de la vis, pour $15 < T_{cond}[\text{°C}] < 15.05$.	33
27	Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 3, sur un échantillon de 6907 données	34

Table des figures

28	Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 7, sur un échantillon de 6908 données	35
29	Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 8, sur un échantillon de 6908 données	36
30	Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 1, sur un échantillon de 4231 données	37
31	Consommation électrique des condenseurs en fonction de la vi- tesse des ventilateurs	40
32	ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 1, pour $T_{ext} = 15^\circ C, C_3 = 70\%, C_7 = 38\%, C_8 = 100\%$	46
33	ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 3, pour $T_{ext} = 21^\circ C, C_1 = 0\%, C_7 = 38\%, C_8 = 0\%$	47
34	ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 7, pour $T_{ext} = 23^\circ C, C_1 = 100\%, C_3 = 100\%, C_8 = 100\%$	48
35	ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 8, pour $T_{ext} = 15^\circ C, C_1 = 67\%, C_3 = 90\%, C_7 = 63\%$	49

Abstract

L'usine de Jupille d'AbInbev utilise de l'eau glacée et de l'eau glycolée à basse température dans ses processus de fabrication. Ces basses températures sont obtenues grâce à une installation de production de froid à ammoniac classique, comprenant des compresseurs, condenseurs, détendeurs et évaporateurs.

Le but de ce travail est de trouver la température de condensation idéale permettant d'optimiser la consommation énergétique de l'installation pour une demande de froid donnée et en fonction de la température extérieure.

Pour ce faire, des modèles ont été réalisés sur les compresseurs et les condenseurs afin d'évaluer la consommation énergétique de ceux-ci. Ces modèles prennent en entrée les pressions de refoulement des compresseurs, leurs capacités ainsi que la température extérieure. Ainsi, cette modélisation permet de connaître la température de condensation idéale afin de trouver un compromis entre les consommations électriques des ventilateurs des condenseurs et des compresseurs. Deux solutions ont alors été proposées. La première est un algorithme déterministe qui calcule cette différence de température idéale sur base des capacités des compresseurs. La seconde est un algorithme de régulation basé sur le calcul du coefficient de performance du système. Ce dernier permet au système de trouver son point de minimisation par lui-même.

L'algorithme déterministe permet d'obtenir un gain d'environ 8000€ par an sans investissement. Quant à l'algorithme de régulation, il a l'avantage d'être adaptable à d'éventuels autres cycles de froid.

Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont apporté leur contribution à ce travail de fin d'étude.

Tout d'abord, je remercie Monsieur **Alexandre Michelson**, mon promoteur industriel, pour son soutien, sa disponibilité et surtout pour la confiance qu'il m'a accordée le long de ces quatre mois de stage.

Ensuite, je remercie mon promoteur académique, Monsieur **Vincent Lemort**, pour son suivi lors de ce travail ainsi que pour ses conseils.

Je dois aussi remercier le personnel de la société **AB InBev** qui a été très accueillant. En particulier, je remercie **Amaury Collette** de m'avoir fait confiance en tant que stagiaire dans son département.

Enfin, je remercie toute ma famille, mes proches, ainsi que **Lara** pour l'aide fournie dans ce travail ainsi que pour leur soutien sur l'ensemble de mes études.

Première partie

Introduction

1 Présentation de l'entreprise

La société Anheuser-Busch Inbev, avec laquelle a été réalisé ce travail de fin d'études, est le leader mondial en volume de bière brassée. Elle possède des produits mondialement connus tels que la Stella Artois, la Corona et la Leffe ainsi que des champions locaux tels que la Budweiser (Etats-Unis), la Jupiler (Belgique) et la Beck's (Allemagne).

Le site de Jupille brasse environ 4 000 000 d'hectolitres de bière chaque année. Le brassage requiert un refroidissement brusque. Celui-ci s'obtient via de l'eau glycolée issue d'un système de production de froid à ammoniac. En plus de l'eau glycolée, il fournit également de l'eau glacée. C'est sur ce système, et plus précisément sa consommation énergétique, que portera ce travail.

2 Enjeux des systèmes d'échanges thermiques

Dans le monde actuel, et plus particulièrement dans le monde industriel, les systèmes de production de froid et de chaleur ont une place capitale. En effet, en plus d'être un acteur important dans la lutte actuelle contre le réchauffement climatique, ces systèmes représentent un coût certain pour les utilisateurs. Pour une entreprise telle que Anheuser-Busch Inbev, ces enjeux sont d'autant plus cruciaux que le fer de lance de l'entreprise réside dans la brasserie et que celle-ci nécessite des échanges de chaleur très importants.

3 Objectifs

L'objectif de ce travail est d'améliorer le système de production de froid à ammoniac de la brasserie de Jupille. Afin d'y parvenir, le but est de jouer sur la consigne de température de condensation en installant une consigne flottante au-dessus de la température extérieure qui régule le système en minimisant sa consommation énergétique, pour une puissance frigorifique donnée.

4 Structure du rapport

La première étape du travail est de détailler le système de production de froid. Le cycle sera décrit dans son ensemble et les propriétés du réfrigérant (ammoniac) seront énoncées. Il conviendra alors de détailler chaque composant. Finalement, la recherche du minimum de consommation d'énergie sera expliquée ainsi que le moyen de déterminer le coefficient de performance du système (COSP).

Deuxièmement, différents modèles pour décrire la consommation électrique des compresseurs et condenseurs seront établis. Il sera alors nécessaire de détailler les hypothèses qui ont permis la confection des modèles.

Ensuite, deux algorithmes seront proposés pour trouver l'optimum du système. Le premier consistera en un algorithme déterministe qui prend en entrée l'état du système pour déterminer la consigne alors que le second sera basé sur de la régulation via le coefficient de performance du système.

Quatrièmement, il conviendra de présenter les gains attendus par les deux algorithmes. Les résultats des modèles seront alors présentés et critiqués.

Enfin, ce travail sera ponctué d'une conclusion reprenant l'ensemble des étapes effectuées ainsi que les résultats de l'optimisation du système frigorifique.

Deuxième partie

Système de production de froid

Afin de décrire au mieux le cycle de réfrigération, il est nécessaire de décrire le cycle idéal associé, avec toutes les étapes intermédiaires. Ensuite, les propriétés de l'ammoniac seront évoquées afin de comprendre les raisons de son utilisation à la place d'un autre fluide frigorigène. Après cela, les différents composants de ce système seront détaillés. Enfin, il sera utile d'expliquer la recherche de minimisation énergétique ainsi que la notion de coefficient de performance du système (COSP).

1 Cycle idéal

Le cycle de réfrigération idéal est illustré à la figure 1.

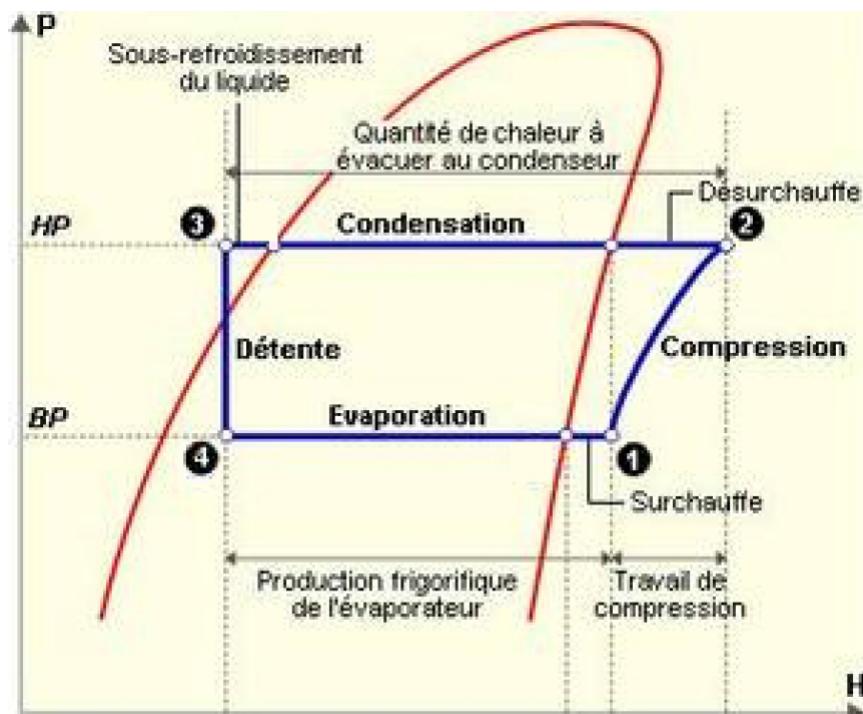


FIGURE 1 – Courbe pression/enthalpie du cycle de réfrigération idéal [1]

La courbe en bleu représente les états successifs (pression [bars] et enthalpie massique [kJ/kg]) de l'ammoniac tout au long du cycle.

La courbe en rouge représente le diagramme de Mollier de l'ammoniac. A droite de celle-ci, l'ammoniac est uniquement en phase gazeuse alors qu'à gauche, il ne s'agit que d'ammoniac en phase liquide. A l'intérieur de cette cloche, les deux phases sont présentes.

Supposons qu'initialement, le cycle soit en 1, juste à l'entrée des compresseurs. Le fluide est uniquement du gaz car il se situe à droite du diagramme de Mollier. En réalité, le réfrigérant a été surchauffé expressément afin d'avoir la certitude qu'il s'agira uniquement de gaz. En effet, la présence de liquide dans un compresseur est préjudiciable à cause de leur incompressibilité. Le gaz est alors compressé de manière adiabatique l'amenant d'une basse pression (BP) à une haute pression (HP). Ensuite, il se trouve dans l'état 2, à l'entrée des condenseurs. Le fluide y subit un refroidissement isobare en deux étapes. La première étape consiste en la désurchauffe de la vapeur alors que la deuxième consiste à l'évacuation de la chaleur par condensation. Ainsi, petit à petit le fluide passe de sa phase gazeuse à sa phase liquide et il arrive dans l'état 3, toujours à une haute pression, après avoir subi un léger sous-refroidissement. Le fluide passe alors dans une vanne où il subit une détente irréversible et ainsi sa pression passe d'une HP à une BP et le fluide se retrouve dans l'état 4, à l'entrée de l'évaporateur. La dernière étape qui vient boucler le cycle est l'échauffement isobare du fluide dans l'évaporateur, pour revenir à la configuration initiale de pression et enthalpie, l'état 1. Un schéma de ce cycle est représenté en figure 2.

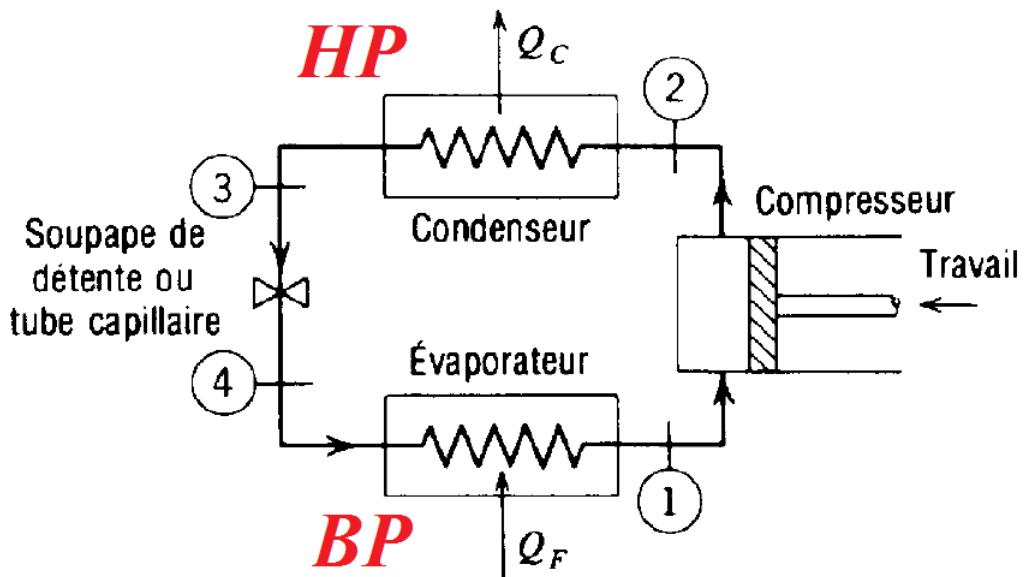


FIGURE 2 – Schéma du cycle de réfrigération [1]

Sur base de la figure 1 ainsi que de la connaissance des états successifs de l'ammoniac dans ce cycle, il est possible de calculer diverses grandeurs associées au circuit [1]. L'enthalpie massique est notée h . Tout d'abord, le travail de compression est donné par

$$w = h_2 - h_1$$

Ensuite, la chaleur évacuée aux condenseurs

$$q_C = h_3 - h_2$$

La production frigorifique, qui correspond à la chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur

$$q_F = h_1 - h_4$$

et la puissance frigorifique associée

$$\dot{Q}_F = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

où \dot{m} est le débit massique du réfrigérant. Il est enfin possible de calculer le coefficient de performance (COP) du cycle de réfrigération. Il est donné par

$$COP = \frac{q_F}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

2 Propriétés de l'ammoniac

Le choix d'un fluide frigorigène a une énorme influence sur le système au niveau de sa performance, le coût de son installation et sa consommation énergétique. Cette section vise à expliquer le choix de l'ammoniac comme fluide frigorigène grâce à ses propriétés physiques. Le tableau ci-dessous reprend différentes propriétés de l'ammoniac [7].

Chaleur latente de vaporisation à 1.013 bars et au point d'ébullition [kJ/kg]	1369.5
Température critique [°C]	132.25
Pression critique [bar]	113.3

2.1 Correspondance avec les plages de température et de pression désirées

Pour le cycle de réfrigération, le fluide frigorigène doit avoir une courbe de vaporisation adaptée aux conditions de température et de pression liées au système et plus précisément à la température de condensation. L'installation étudiée met en jeu des températures relativement normales. Il s'agit de refroidir de l'eau glacée à environ 2 ou 3°C et de l'eau glycolée à environ -4 °C. Cela s'effectue via la compression du fluide. Celle-ci peut lui faire atteindre des températures de l'ordre de 60 à 70 °C en sortie des compresseurs. Ainsi, le fluide arrive aux condenseurs à une température inférieure à cause des pertes de chaleur et la condensation commence après évacuation de la chaleur due à la surchauffe. A cause des limitations des compresseurs, les pressions de consigne de condensation varient de 7 à 10 [bars] environ, ce qui correspond à des températures de vapeur associées de 18 à 27[°C] pour de l'ammoniac (les pressions sont exprimées en pressions relatives). Vu que les compresseurs sont limités en pression, cette dernière sera inférieure à 15 bars. Ainsi, la courbe de vaporisation de l'ammoniac correspond parfaitement à ces plages de températures et de pressions.

2.2 Propriétés d'échanges thermiques

L'ammoniac possède une énergie d'évaporation spécifique élevée. Ainsi, pour une même puissance frigorifique, les compresseurs et évaporateurs associés peuvent se permettre de plus petites dimensions par rapport à d'autres

fluides frigorigènes. Le débit massique est également relativement faible en comparaison des autres fluides frigorigènes [8].

2.3 Equation d'Antoine

Afin d'estimer la correspondance entre la température et la pression d'un fluide de la courbe de vapeur saturante, il est possible d'utiliser l'équation d'Antoine [9]

$$\log_{10}(P) = A - \left(\frac{B}{T + C} \right) \quad (1)$$

où P est la pression absolue de vapeur [bar] et T la température [K]. Afin d'exprimer la pression en pression relative et la température en °C, l'équation 1 est retransformée en

$$\log_{10}(P - 1.013) = A - \left(\frac{B}{T + 273.15 + C} \right) \quad (2)$$

où les coefficients A, B et C pour l'ammoniac à une température comprise entre 239.6 et 371.5 [K] sont donnés dans le tableau suivant.

A	B	C
4.86886	1113.928	-10.409

3 Installation à l'ammoniac

Précédemment, les différents composants du cycle idéal ont été évoqués. Ceux-ci étaient les compresseurs, les condenseurs, les vannes de détente ainsi que les évaporateurs. Pour l'installation étudiée, tous ces composants sont présents, avec la détente qui se fait à l'entrée des évaporateurs. De plus, en sortie des condenseurs se trouve un réservoir d'ammoniac qui sert à stocker l'ammoniac à l'état liquide.

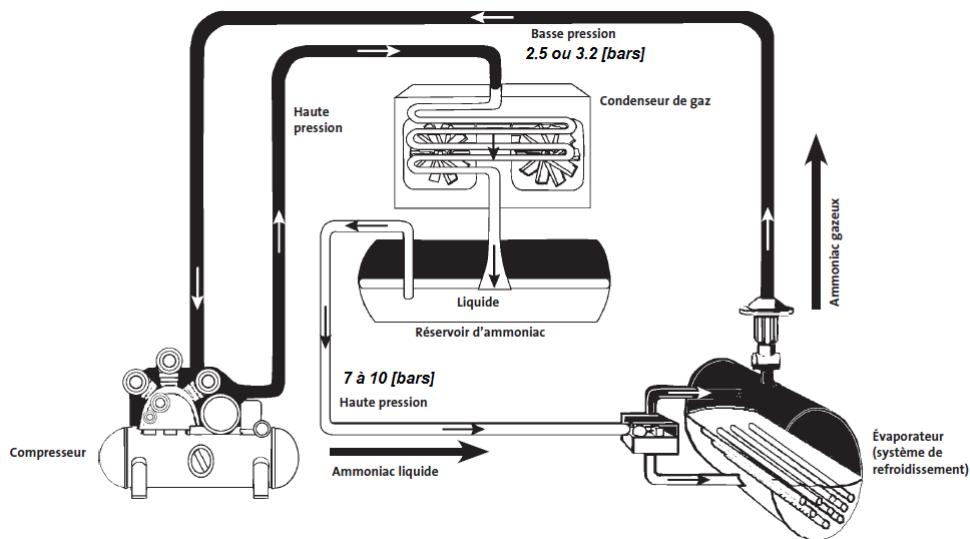


FIGURE 3 – Schéma du système réel de production de froid à l'ammoniac [2]

3.1 Compresseurs

3.1.1 Généralités

Les compresseurs aspirent de l'ammoniac, soit du circuit associé au circuit d'eau glycolée, soit du circuit associé au circuit d'eau glacée, à une pression dénotée BP.

Cette pression est de 2.25 [bar] pour le circuit associé au circuit d'eau glycolée et de 3.2 [bar] pour le circuit associé à l'eau glacée. Pour l'ammoniac, l'équation 2 permet de déduire la température de vaporisation associée à ces pressions. Il s'agit respectivement de -7°C et 0.5°C.

Comme cela a été évoqué précédemment, l'ammoniac est surchauffé (environ 2 à 3°C) par rapport à cette température associée afin d'être en présence exclusivement d'ammoniac en phase gazeuse. Ainsi, l'ammoniac issu des évaporateurs de l'eau glycolée arrive à une température de l'ordre de -4°C.

Après passage dans les compresseurs, l'ammoniac est refoulé à une pression comprise entre 7 et 10 bars environ (selon la consigne de condensation). A ces pressions correspondent des températures respectivement de 18 et 27°C. Cependant, à cause de la surchauffe à l'admission des compresseurs, les températures de refoulement des compresseurs sont très souvent proches de 60°C.

Le système étudié ici possède huit compresseurs disposés en parallèle. Ils sont distingués en deux types : les compresseurs à piston (5) et les compresseurs à vis (3). Chaque compresseur absorbe de l'ammoniac soit des évaporateurs liés au circuit d'eau glacée, soit du circuit d'eau glycolée, soit des deux.

3.1.2 Compresseurs à piston

Comme leur nom l'indique, la compression s'effectue via un piston. La compression s'effectue en quatre étapes, comme le montre la figure 4.

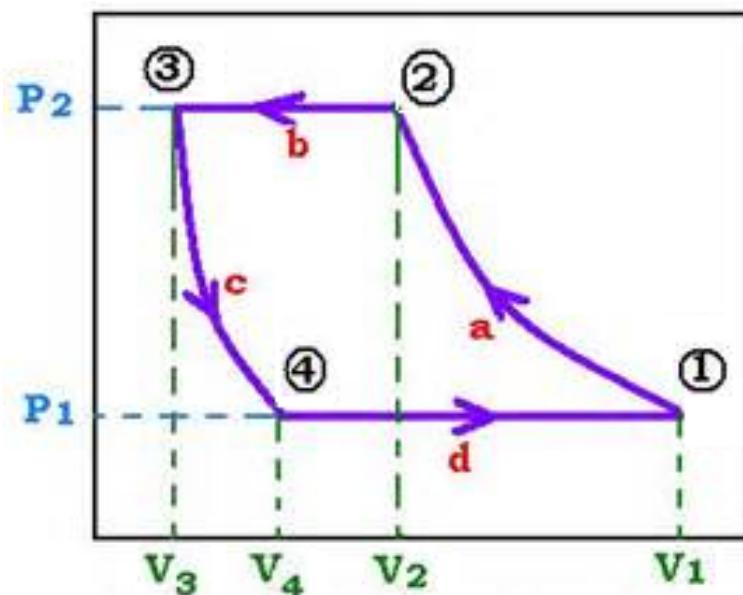


FIGURE 4 – Diagramme pression-volume d'un compresseur à piston [3]

Initialement, le piston dans l'état 1 à une pression P_1 et un volume V_1 qui représente le volume total dans le cylindre. La piston se met alors à compresser le fluide et l'état du fluide se déplace en 2, à la pression P_2 et un volume V_2 . Ensuite, le piston continue de pousser et le fluide s'échappe. Il passe alors vers l'état 3 à la même pression P_2 mais avec un volume V_3 appelé volume mort car il s'agit du volume de fluide présent lorsque le piston est en bout de course. Après cette étape, le piston commence à reculer et l'air présent dans le volume mort passe à la pression P_1 et au volume V_4 , dans l'état 4. A partir de ce moment, les pressions en jeu à l'extérieur et à l'intérieur du cylindre sont de sorte que la soupape d'admission laisse entrer du fluide alors que le piston continue de reculer. L'état repasse au volume V_1 tout en demeure-

rant à la pression P_1 . Une fois de retour à l'étape 1, le cycle peut recommencer.

A la Figure 5, il est possible de voir les phases 2 (à droite) et 4 (à gauche) de la compression avec piston.

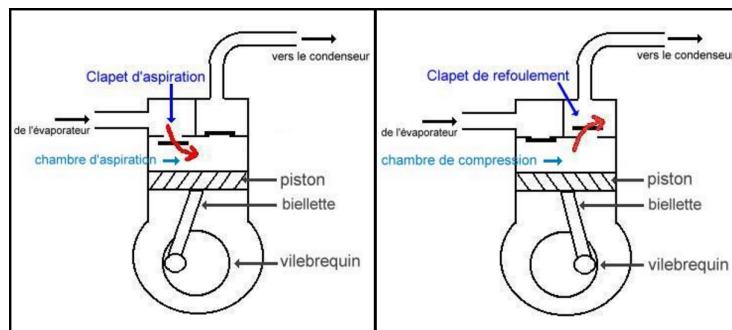


FIGURE 5 – Phases descendante et ascendante de la compression avec piston [4]

Afin d'augmenter la pression maximale qu'un compresseur peut atteindre, plusieurs pistons peuvent être disposés en série. Comme le montre la figure 6, le piston de droite sort le fluide à une certaine pression. Ce fluide vient une nouvelle fois être comprimé au piston de gauche et en ressort à une pression encore supérieure.

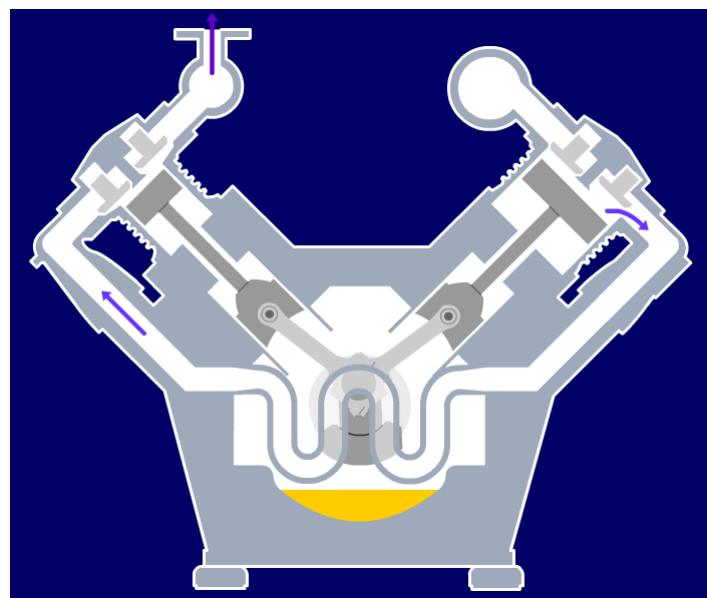


FIGURE 6 – Schéma d'un compresseur composé de deux pistons

Voici la liste des compresseurs à piston de l'installation à ammoniac :

- V100 : il possède 6 pistons découplables et peut donc avoir une capacité de 0, 33, 66 ou 100%. Les capacités inférieures à 100% sont obtenues via un système de régulation de capacité par élimination des cylindres. Il en va de même pour la capacité des autres compresseurs à piston. Le compresseur 1 est utilisé exclusivement pour le circuit d'eau glacée. Voir figure 7.
- V200 : il possède 8 pistons découplables et peut donc être à une capacité de 0, 25, 50, 75 ou 100%. Il n'est utilisé que pour le circuit d'eau glacée. Voir figure 8.
- V400 : sa capacité peut atteindre les mêmes valeurs que celle du compresseur 2. Il peut être utilisé pour les deux circuits. Voir figure 9.
- V500 : sa capacité est la même que les compresseur 2 et 4. il n'est utilisé que pour le circuit d'eau glycolée. Voir figure 10.
- V600 : il n'est utilisé que pour le circuit d'eau glycolée mais il est hors-service depuis juillet 2014.



FIGURE 7 – Compresseur à piston 1



FIGURE 8 – Compresseur à piston 2



FIGURE 9 – Compresseur à piston 4



FIGURE 10 – Compresseur à piston 5

3.1.3 Compresseurs à vis

Tout comme les compresseurs à piston, il s'agit de compresseurs volumétriques. Le principe se base sur deux rotors hélicoïdaux qui tournent, imbriqués l'un dans l'autre, comme représenté à la figure 11.

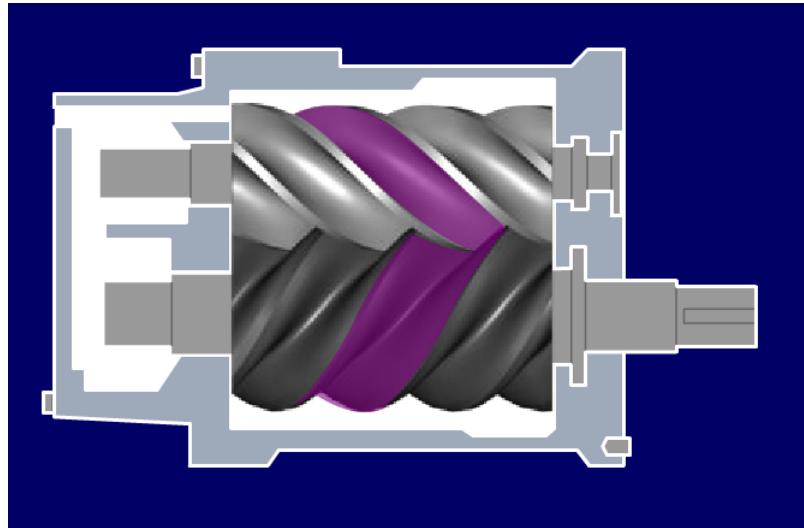


FIGURE 11 – Schéma d'un compresseur à vis

Sur ce schéma, le fluide entre par la droite et est déplacé vers la sortie à gauche tout en étant comprimé via une réduction de volume dans lequel le fluide est contenu.

Voici la liste des compresseurs à vis de l'installation à ammoniac :

- V300 : pour l'eau glycolée essentiellement, mais peut être utilisé de manière secondaire pour l'eau glacée ; vitesse de rotation minimale de 50% de sa vitesse maximale ($v_{max} = 3000 [rpm]$)
- V700 & V800 : uniquement pour l'eau glycolée ; vitesse de rotation minimale de 38% de leur vitesse maximale ($v_{max} = 4200 [rpm]$)



FIGURE 12 – Compres-
seur à vis 3



FIGURE 13 – Compres-
seur à vis 7



FIGURE 14 – Compres-
seur à vis 8

3.2 Condenseurs

3.2.1 Généralités

Ils sont huit du type de la figure 15. L'ammoniac arrive à une pression HP à l'état gazeux. Ils possèdent des ventilateurs qui permettent de refroidir l'ammoniac avec l'air de l'extérieur. L'ammoniac qui refroidit change progressivement d'état pour se retrouver exclusivement à l'état liquide. Lorsque l'ammoniac arrive au bout du condenseur, il est légèrement refroidi et est exclusivement à l'état liquide (à gauche du diagramme de Mollier). Le sous-refroidissement est de l'ordre de 2°C.

Les ventilateurs des condenseurs sont pilotés par un algorithme PID qui ajuste au mieux la température moyenne de condensation à la consigne de température. Cependant, en raison de températures extérieure trop hautes, les condenseurs ne sont pas toujours capables de suivre cette consigne et il arrive que la température moyenne de condensation soit supérieure à 30°C, les ventilateurs tournant alors à plein régime. Lorsque cette température de condensation moyenne dépasse les 35°C, les condenseurs se mettent alors à pulvériser de l'eau afin de refroidir l'air de manière adiabatique, menant à l'amélioration du refroidissement de l'ammoniac.



FIGURE 15 – Condenseurs

3.3 Vannes de détente

Les vannes de détente sont situées directement à l'entrée des évaporateurs et servent à diminuer la pression du réfrigérant. La figure 16 illustre une vanne de détente. La température et la pression y chutent fortement, si bien qu'il est possible de distinguer du gel autour de la conduite.



FIGURE 16 – Vanne de détente

3.4 Evaporateurs

3.4.1 Généralités

Les évaporateurs sont les pièces maîtresses de l'installation car c'est à cet endroit que se font les échanges thermiques entre le fluide frigorigène (ammoniac - R717) et le liquide que l'on doit refroidir. L'installation à ammoniac possède 6 évaporateurs noyés numérotés de 14 à 19. Les évaporateurs 14 et 15 échangent de la chaleur avec l'eau glacée alors que les autres évaporateurs échangent avec l'eau glycolée (respectivement figures 17 et 18).



FIGURE 17 – Evaporateur pour l'eau glacée



FIGURE 18 – Evaporateur pour l'eau glycolée

Le schéma d'un évaporateur noyé est illustré à la figure 19. L'ammoniac entre à l'état liquide dans l'évaporateur par le bas de celui-ci. Le liquide à refroidir entre dans l'évaporateur par le haut à une température T_{in} via des tubes. Il circule à l'intérieur des tubes immersés dans l'ammoniac liquide. Tout au long de son parcours dans l'évaporateur, l'ammoniac pompe la chaleur du fluide et le réfrigérant se réchauffe. Cela a pour effet de le faire changer d'état et de le faire passer à l'état gazeux. Lorsque l'ammoniac s'évapore, il est toujours en contact avec la partie du fluide qui est à température T_{in} . Il va donc encore pomper légèrement de la chaleur à celui-ci, ce qui provoque un léger échauffement du réfrigérant de l'ordre de 3°C. Le fluide à refroidir, quant à lui, ressort à température T_{out} .

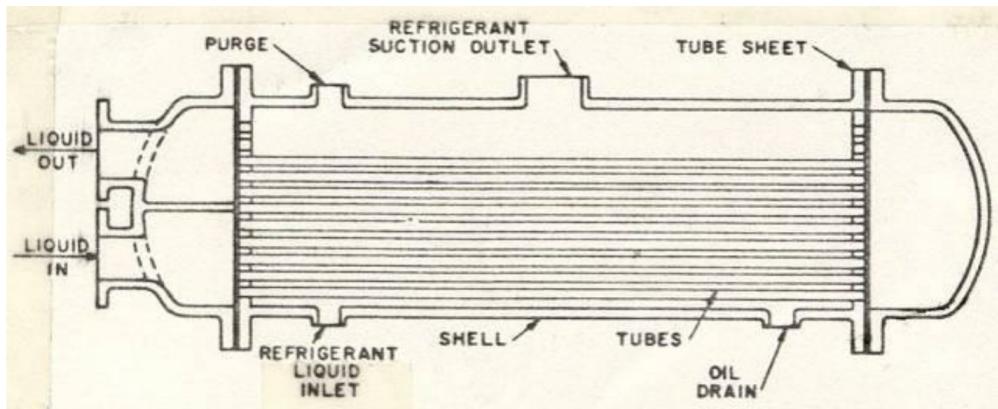


FIGURE 19 – Schéma d'un évaporateur tubulaire [5]

3.4.2 Puissance frigorifique produite

Afin d'être en mesure d'évaluer le coefficient de performance du système ultérieurement, il est nécessaire d'évaluer la puissance frigorifique échangée entre l'ammoniac et l'eau glacée/glycolée. Celle-ci est donnée par

$$P_{frigorifique} = P_{frigorifique,glace} + P_{frigorifique,glycol} \quad (3)$$

Puissance frigorifique du circuit d'eau glacée Cette puissance est donnée par

$$P_{frigorifique,glace}[W] = \dot{Q}_{m,glace} C_{p,glace} \Delta T \quad (4)$$

où $C_{p,glace} = C_{p,eau} = 4186 \left[\frac{J}{kgK} \right]$ est la chaleur spécifique de l'eau. Dans l'équation 4, le débit massique d'eau glacée s'obtient via

$$\dot{Q}_{m,glace} \left[\frac{kg}{s} \right] = \rho_{glace} \frac{Q_{h,glace}}{3600} \quad (5)$$

avec $\rho_{glace} = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la masse volumique de l'eau et $Q_{h,glace} \left[\frac{m^3}{h} \right]$ le débit volumique horaire d'eau glacée. Ce dernier vaut 80, 40 ou 0 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$ selon que les vannes qui alimentent les évaporateurs sont toutes les deux ouvertes, une seule est ouverte ou aucune n'est ouverte. Le circuit d'eau glacée est schématisé à la figure 20. Les vannes FCV 14.00.66 et FCV 15.00.56 de cette figure sont vertes et donc ouvertes. Ainsi, pour cet exemple, le débit horaire d'eau glacée est de 80 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$.

Deuxième partie : Système de production de froid

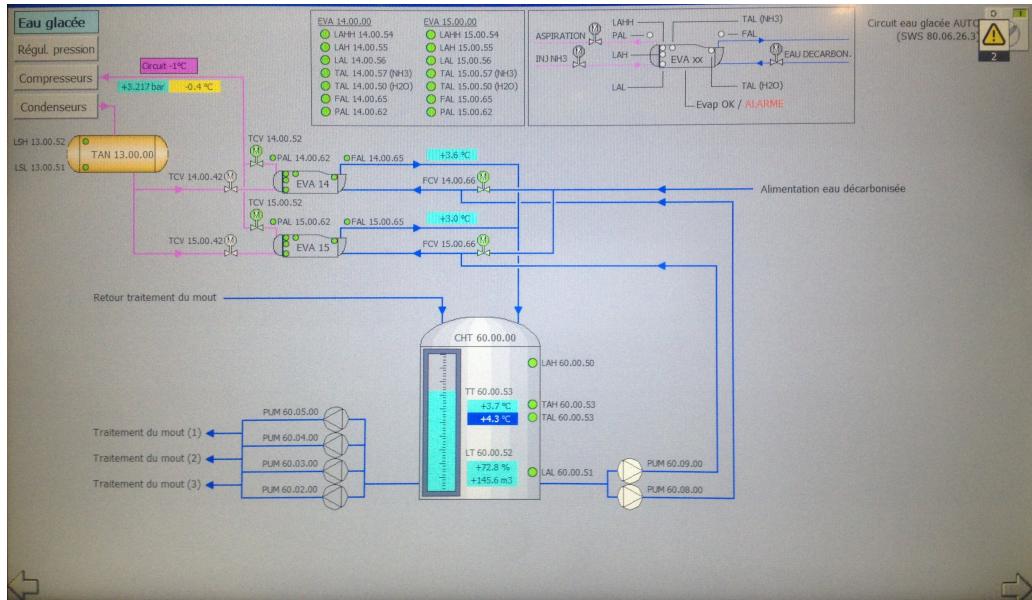


FIGURE 20 – Schéma du circuit d'eau glacée

De plus, dans l'équation 4,

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (6)$$

où T_{in} est supposé constant et égale à 15°C. Cependant, T_{out} représente la température en sortie des évaporateurs. Il s'agit donc de la température moyenne des évaporateurs actifs. En effet, si la vanne qui alimente l'évaporateur 14 est fermée, T_{out} vaut simplement la température en sortie de l'évaporateur 15. Dans l'exemple de la figure 20,

$$T_{out} = \frac{T_{out,14} + T_{out,15}}{2} = \frac{3.6 + 3}{2} = 3.3 \text{ [°C]} \quad (7)$$

Ainsi, l'injection des équations 5, 6 et 7 dans 4 donnent pour l'exemple de la figure 20

$$P_{frigorifique,glace} = 1.088 \text{ [MW]} \quad (8)$$

Puissance calorifique du circuit d'eau glycolée Cette puissance est donnée par

$$P_{frigorifique,glycol} [W] = \dot{Q}_{m,glycol} C_{p,glycol} \Delta T \quad (9)$$

L'eau glycolée est en réalité composée à 33% de propylène glycol. La capacité calorifique d'une solution de propylène glycol à 30% est de 3915 [$\frac{J}{K \cdot kg}$] et à

40%, elle est de $3747 \left[\frac{J}{K \cdot kg} \right]$ [10]. La masse volumique, quant à elle, est respectivement de $1026 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ et $1034 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ pour des solutions à 30% et 40% de propylène glycol. Ainsi, par simple interpolation linéaire, il vient successivement

$$\rho_{glycol,33} = \frac{7}{10}\rho_{glycol,30} + \frac{3}{10}\rho_{glycol,40} = 1028 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (10)$$

et

$$C_{p,glycol,33} = \frac{7}{10}C_{p,glycol,30} + \frac{3}{10}C_{p,glycol,40} = 3864 \left[\frac{J}{K \cdot kg} \right] = C_{p,glycol} \quad (11)$$

Dans l'équation 9, le débit massique d'eau glycolée est donné par

$$Q_{m,glycol} = \rho_{glycol,33} \frac{Q_{h,glycol}}{3600} \quad (12)$$

Dans l'exemple illustré en figure 21, le débit volumique horaire est donné par le capteur FT 21.00.61. Il s'agit du débit d'eau glycolée en sortie des évaporateurs. Il permet de déterminer le débit massique

$$Q_{m,glycol} = 1028 \frac{851}{3600} = 243 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (13)$$

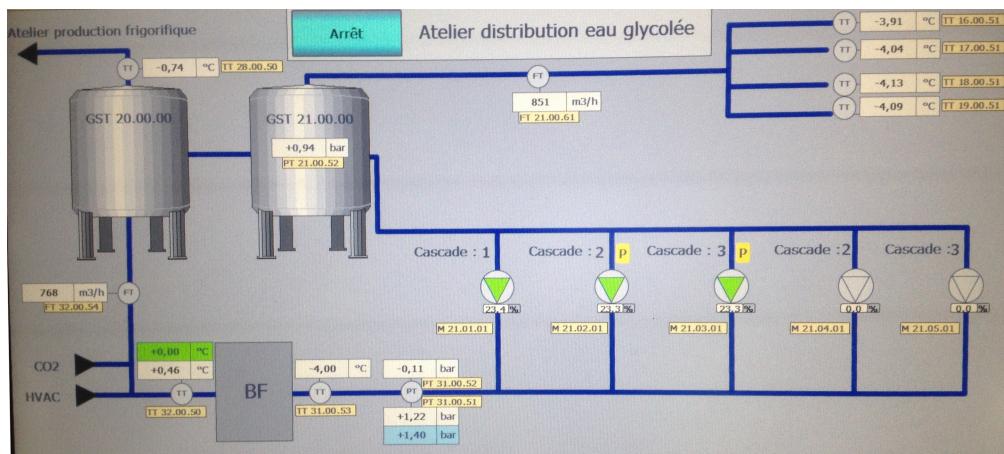


FIGURE 21 – Schéma de l'atelier de distribution d'eau glycolée

Dans l'équation 9, il reste à définir ΔT . Celui-ci est donné par

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (14)$$

où T_{in} est la température de l'eau glycolée en entrée des évaporateurs. Elle est donnée par le capteur TT 20.00.51 de la figure 22. Il s'agit de la température

du réservoir d'eau glycolée qui alimente les évaporateurs. T_{out} est quant à elle la température moyenne en sortie des évaporateurs. Elle est donnée par

$$T_{out} = \frac{T_{16}V_{16} + T_{17}V_{17} + T_{18}V_{18} + T_{19}V_{19}}{V_{16} + V_{17} + V_{18} + V_{19}} \quad (15)$$

Les termes V_i sont définis par les sondes FAL i.00.65 associées à chaque évaporateur i de la figure 22. Si les vannes sont ouvertes, $V_i = 1$, sinon, $V_i = 0$.

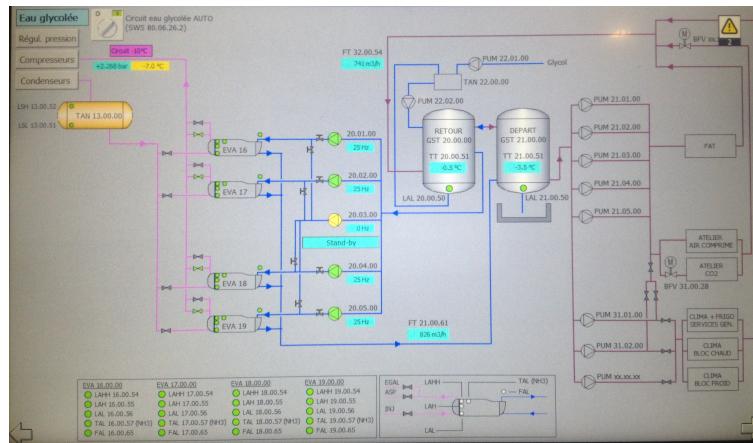


FIGURE 22 – Schéma du circuit d'eau glycolée

Ainsi, pour l'exemple de la figure 22, il vient

$$\Delta T = -0.5 - \left(\frac{-3.91 - 4.04 - 4.13 - 4.09}{4} \right) = 3.54^\circ\text{C} \quad (16)$$

Ainsi, en injectant les équations 16, 13 et 11 dans 9, il vient

$$P_{frigorifique,glycol} = 3.324 [MW] \quad (17)$$

En résumé, en combinant la production de froid pour l'eau glacée ainsi que pour l'eau glycolée, la production totale de l'exemple ci-dessus vaut

$$P_{frigorifique} = 4.412 [MW] \quad (18)$$

3.5 Réservoir d'ammoniac

Après être passé dans les condenseurs, l'ammoniac est à l'état liquide et est stocké dans le réservoir de la figure 23.



FIGURE 23 – Réservoir d'ammoniac

4 Recherche du minimum de consommation énergétique

Le but de ce travail est de trouver le point de consommation énergétique minimale du système nécessitant une demande de froid. Pour cela, il faudra trouver un compromis entre consommation des compresseurs et consommation des condenseurs en jouant sur la température de condensation T_c . Cette température de condensation est déterminée via un écart ΔT avec la température extérieure. Cette différence de température au-dessus de la température extérieure est nécessaire pour que l'ammoniac évacue sa chaleur à l'extérieur. Cependant, si la somme $T_{ext} + \Delta T$ est inférieure à 18°C, la consigne de température de condensation T_c est imposée à 18°C. De la même manière, si cette somme est supérieure à 27°C, elle est imposée à 27°C. Ces limitations sont utilisées en raison d'autres limitations des compresseurs.

Dans cette section, la consommation des compresseurs et des condenseurs par rapport à cette consigne de condensation sera détaillée.

A la figure 24 sont représentées les courbes de consommation des compresseurs (en bleu), des condenseurs (en rouge) et de consommation cumulée des compresseurs et condenseurs (en vert) en fonction de la température de condens-

sation.

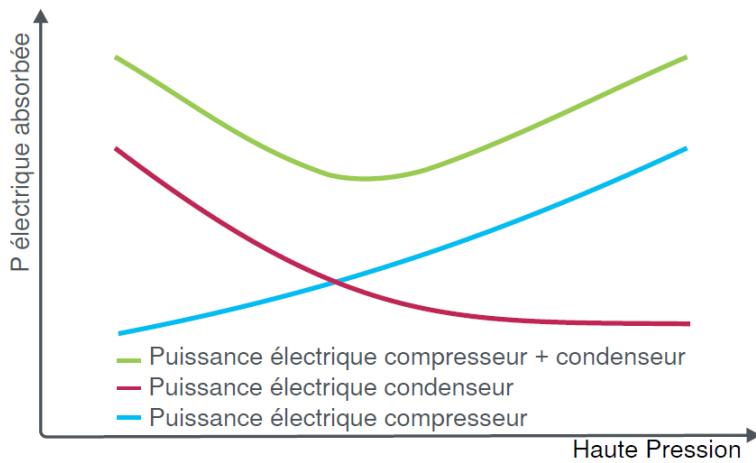


FIGURE 24 – Consommation électrique en fonction de la température de condensation (ou haute pression)[6]

4.1 Consommation des compresseurs

Sur la courbe de consommation des compresseurs de la figure 24 (en bleu), il est possible de constater que plus la température de condensation augmente, plus les compresseurs consomment.

4.2 Consommation des condenseurs

La courbe de consommation des condenseurs de la figure 24 (en rouge) montre clairement une diminution de la consommation des condenseurs en cas d'augmentation de la haute pression. En effet, cela vient du fait qu'à température extérieure égale, la température de condensation est plus éloignée de la température extérieure à mesure que l'on augmente la consigne. Ainsi, l'évacuation de la chaleur lors de la condensation s'effectue plus aisément et nécessite moins d'énergie de la part des ventilateurs des condenseurs.

Sur la figure 24, la consommation électrique des condenseurs est clairement moins linéaire en fonction de la haute pression que la consommation électrique des compresseurs.

Les ventilateurs des condenseurs sont pilotés par un algorithme PID. Si la température de condensation aux condenseurs est inférieure à la température de consigne, le PID diminue la vitesse de rotation. Si, au contraire, la température de condensation est supérieure à la consigne, la vitesse des ventilateurs augmente.

4.3 Point de minimisation énergétique

A présent, il est utile de s'attarder sur la recherche du minimum de consommation énergétique du système compresseurs-condenseurs. Sur la courbe verte de la figure 24, il est possible de voir que ce minimum est issu d'un compromis entre les compresseurs et les condenseurs.

Dans la suite de ce travail, le but sera de trouver ce point de compromis. Pour ce faire, la façon de procéder sera inductive, en récoltant des données de consommation du système compresseurs-condenseurs. Après cela, ces données seront analysées afin de trouver une loi permettant de relier l'état du système à une différence de température par rapport à la température extérieure (nommée ΔT). Il sera alors possible de minimiser la consommation du système lorsque celui-ci est dans une configuration donnée.

5 Coefficient de performance du système

Grâce à la production de froid évaluée dans la section 3.3.2, il est dorénavant possible d'évaluer le coefficient de performance du système dans son ensemble.

$$COSP = \frac{P_{frigorifique}}{P_{électrique}} \quad (19)$$

où le détail de l'estimation de $P_{frigorifique}$ a déjà été effectué et où

$$P_{électrique} = P_{électrique,compresseurs} + P_{électrique,condenseurs} \quad (20)$$

Ainsi, la section suivante traitera des modèles utilisés dans le but d'évaluer la puissance électrique consommée par les compresseurs ainsi que par les condenseurs.

Troisième partie

Modèles statistiques des compresseurs et des condenseurs

Dans cette partie du travail, les hypothèses effectuées pour modéliser les composants du système seront détaillées. Ensuite, la façon de récolter les données nécessaires sera évoquée. Celles-ci seront alors utilisées afin de modéliser la consommation énergétique des compresseurs et des condenseurs en fonction des différentes variables du système.

1 Hypothèses

Afin de modéliser les différents composants du système de manière optimale, il a été nécessaire d'effectuer quelques hypothèses simplifiant le modèle.

Dans un premier temps, la modélisation de la consommation énergétique des compresseurs requiert, entre autres variables, la pression d'aspiration des compresseurs. Celle-ci sera considérée constante pour les circuits d'eau glacée ainsi que d'eau glycolée.

Ensuite, la récolte de donnée ne peut s'effectuer qu'avec un temps d'échantillonage relativement important. Les données récoltées lors de cette période d'échantillonage sont évaluées via la moyenne d'une variable durant cette période. Ces variables sont donc considérées constantes durant ce temps, en dépit des fluctuations éventuelles.

De plus, en l'absence de données sur la pression de refoulement des compresseurs à piston, il est nécessaire de supposer que ceux-ci suivent parfaitement la pression moyenne de refoulement évaluée en entrée des condenseurs.

Enfin, les ventilateurs des condenseurs sont régulés par un algorithme PID qui ajuste la température de condensation à la consigne. Ceci peut prendre un certain temps et donc, la vitesse des ventilateurs varie en attendant d'être dans un état stable, en régime établi. Pour le modèle des condenseurs, il est

nécessaire de faire abstraction des ces fluctuations et il est donc supposé que le régime est toujours établi.

2 Récolte de données statistiques

Afin de bénéficier d'un modèle décrivant la consommation électrique des compresseurs et des condenseurs, il a été nécessaire dans un premier temps de récolter les données de consommation électrique de ceux-ci ainsi que les différentes variables susceptibles d'avoir un impact sur cette consommation.

Ainsi, les données de consommation électriques sont prélevées des différents compteurs électriques associés aux différentes entités. Cependant, il ne s'agit pas de la puissance électrique instantanée fournie aux composants mais bien de la consommation électrique (en kWh) depuis une date donnée. Ainsi, dans le but d'estimer la puissance électrique instantanée des compresseurs, il fut nécessaire de ramener cette consommation sur un laps de temps d'une heure. Néanmoins, certains données de consommation électrique ne sont précises qu'au kWh près. De cette façon, si la consommation est estimée sur un laps de temps d'une minute, l'erreur commise sur la puissance électrique instantanée moyenne est de l'ordre de 60 kW, ce qui n'est évidemment pas envisageable. Dès lors, pour contourner ce problème de précision, les données de consommation électrique sont évaluées sur une période de 15 minutes. Cela engendre un défaut de précision sur la puissance électrique moyenne de 4kW, ce qui devient plus raisonnable.

En ce qui concerne les variables susceptibles d'influencer la consommation électrique, elles sont aussi récoltées toutes les 15 minutes afin d'établir un modèle cohérent. Les premières variables à récolter sont les capacités des compresseurs (vitesse de rotation des compresseurs à vis, capacité des compresseurs à piston). Ensuite, il est nécessaire de récolter la température extérieure ainsi que la consigne de température de condensation et enfin, la pression de refoulement des compresseurs à vis.

3 Modèles des compresseurs

En l'absence de données suffisantes pour décrire le comportement des compresseurs à piston 2, 4 et 5, la modélisation sera limitée au compresseur à piston

1 ainsi qu'aux compresseurs à vis 3, 7 et 8. La fréquence de fonctionnement des compresseurs non modélisés est très faible et ceux-ci ne joueront donc qu'un rôle minoritaire dans l'installation.

3.1 Compresseur 3

Les données récoltées sont la puissance électrique, la vitesse du compresseur 3 (en rpm) ainsi que la température de condensation associée à la pression de refoulement du compresseur.

Les données récoltées montrent que la puissance varie linéairement avec la température de condensation, comme l'illustre la figure 25.

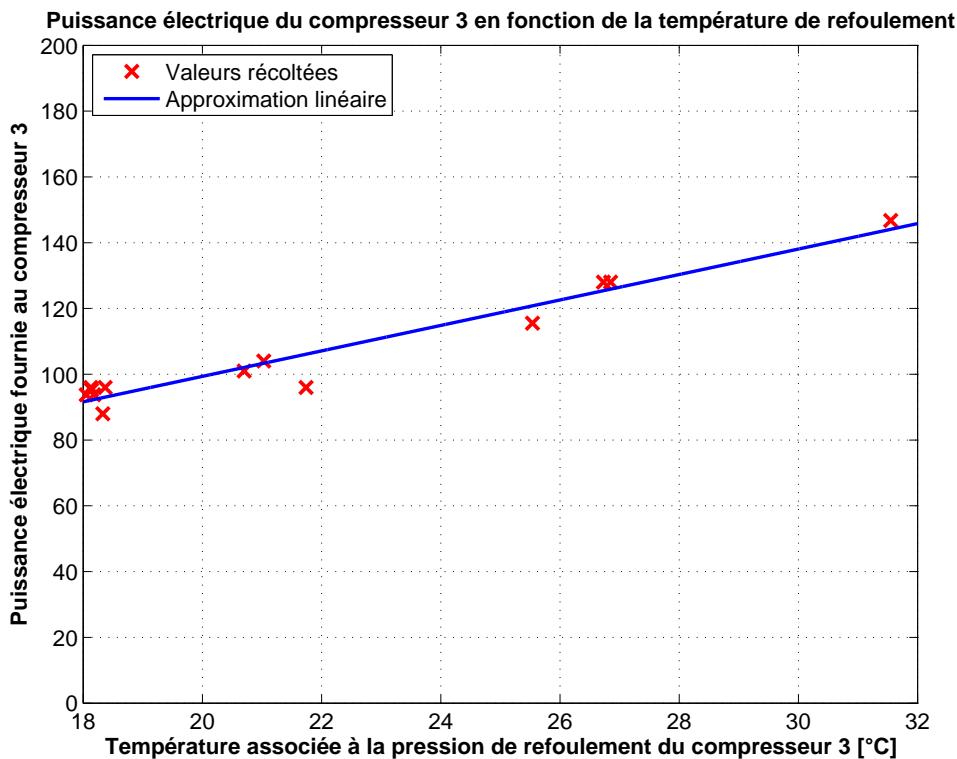


FIGURE 25 – Puissance électrique consommée au compresseur 3 en fonction de la température de condensation, pour $2000 < V_3[\text{rpm}] < 2005$

De la même manière, la puissance moyenne fournie est linéaire selon la vitesse du compresseur, comme à la figure 26

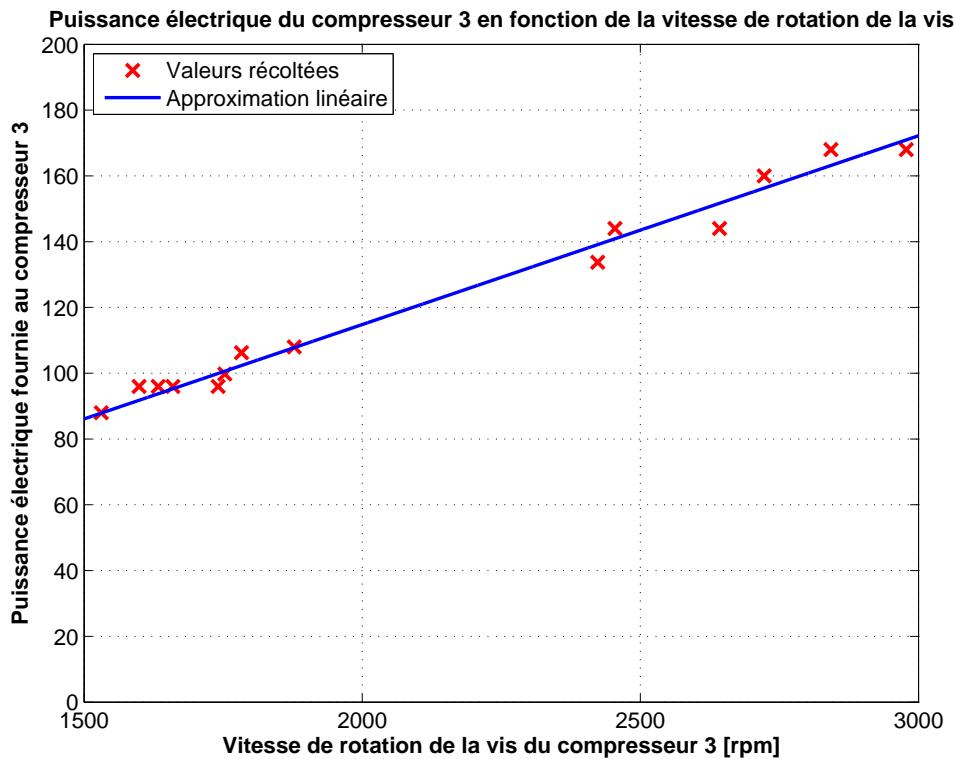


FIGURE 26 – Puissance électrique consommée au compresseur 3 en fonction de la vitesse de rotation de la vis, pour $15 < T_{cond}[\text{ }^{\circ}\text{C}] < 15.05$

Ainsi, le modèle linéaire proposé pour approximer la consommation électrique de ce compresseur est de la forme

$$P_3[\text{kW}] = V_3(aT_{cond} + b) \quad (21)$$

afin d'imposer une consommation nulle si la vis n'est pas en rotation. Par simple approximation linéaire à plusieurs variables par méthode des moindres carrés [11], il vient

$$P_3[\text{kW}] = V_3(0.00163064 T_{cond} + 0.01718071) \quad (22)$$

La distribution des erreurs absolues que le modèle commet est illustrée à la figure 27. Elle est de type gaussienne. Cette figure montre également que près de 80% du temps, le modèle commet une erreur absolue comprise entre -5 et 5 [kW]. Or, l'erreur commise sur la puissance moyenne lors de la récolte de données est de l'ordre de 4 [kW].

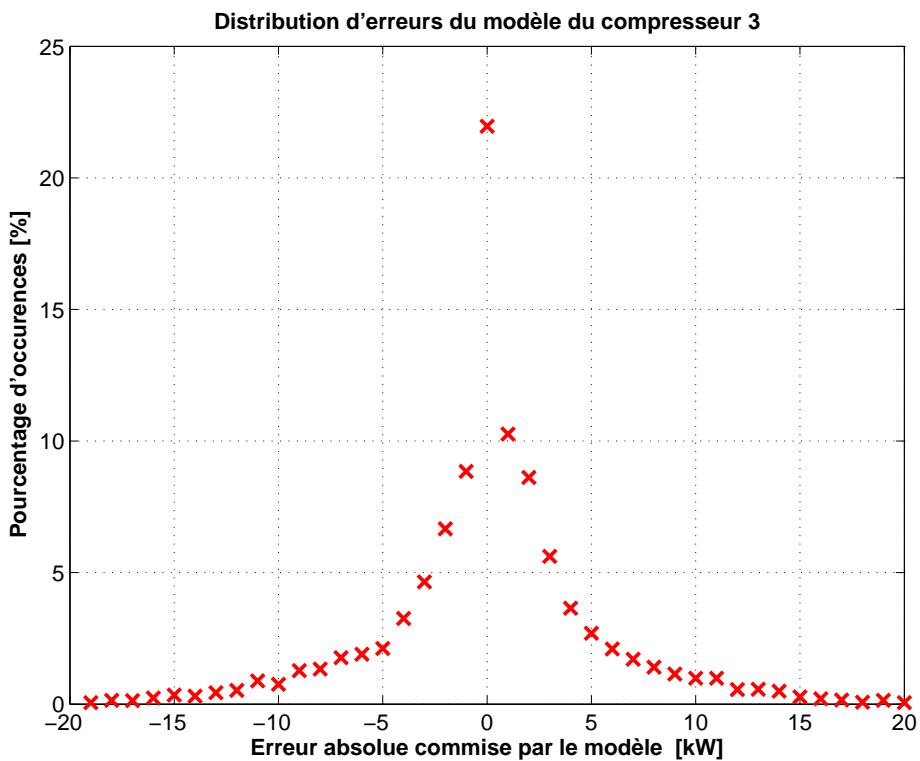


FIGURE 27 – Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 3, sur un échantillon de 6907 données

3.2 Compresseur 7

Analogiquement au compresseur 3, le modèle proposé est

$$P_7[kW] = V_7(aT_{cond} + b) \quad (23)$$

où V_7 est donnée en [rpm] et T_{cond} en [$^{\circ}$ C]. Ainsi, la méthode des moindres carrés donne

$$P_7 = V_7(0.0014214 T_{cond} + 0.02545808) \quad (24)$$

La distribution des erreurs absolues que le modèle commet est illustrée à la figure 28. Cette figure montre que près de 85% du temps, le modèle commet une erreur absolue comprise entre -5 et 5 [kW].

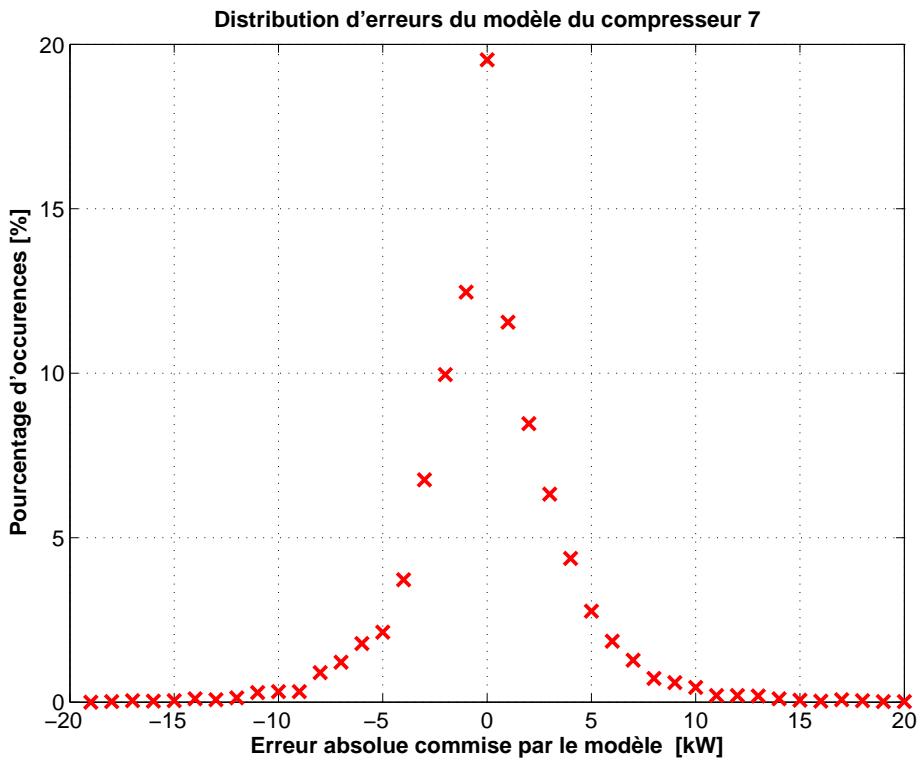


FIGURE 28 – Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 7, sur un échantillon de 6908 données

3.3 Compresseur 8

Analogiquement aux compresseurs 3 et 7, le modèle proposé est

$$P_8[kW] = V_8(aT_{cond} + b) \quad (25)$$

où V_8 est donnée en [rpm] et T_{cond} en [$^{\circ}$ C]. Ainsi, la méthode des moindres carrés donne

$$P_8 = V_8(0.00145356 T_{cond} + 0.02166309) \quad (26)$$

La distribution des erreurs absolues que le modèle commet est illustrée à la figure 29. Cette figure montre que près de 85% du temps, le modèle commet une erreur absolue comprise entre -5 et 5 [kW].

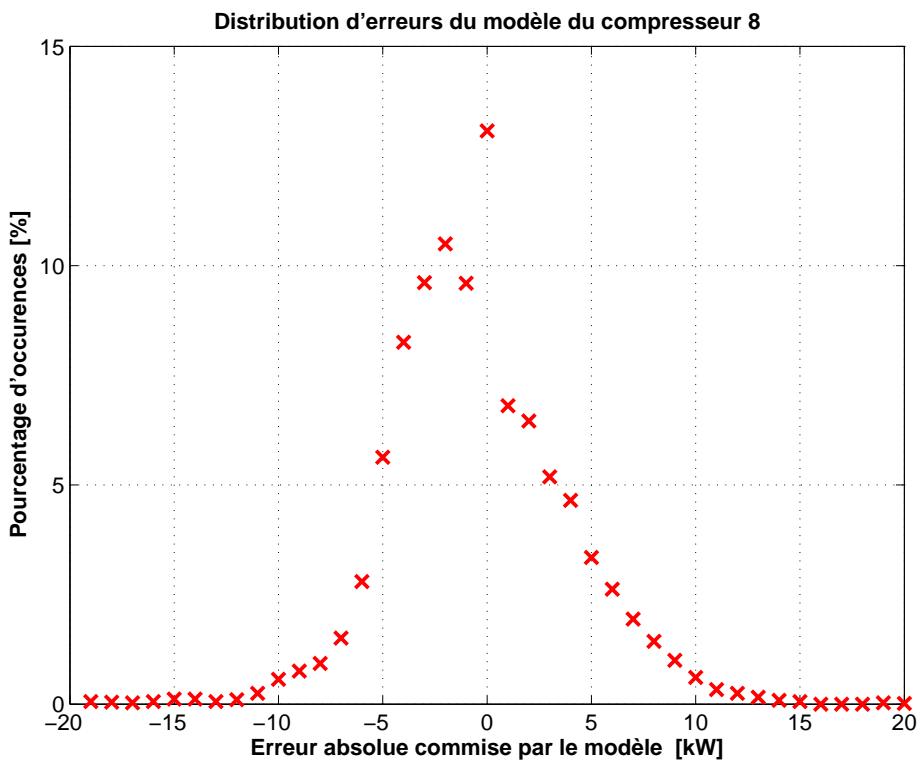


FIGURE 29 – Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 8, sur un échantillon de 6908 données

3.4 Compresseur 1

Vu que les données sont récoltées tous les quarts d'heure, les données de capacité disponibles sont le pourcentage du temps durant lequel le compresseur a été soit à 100, 67 ou 33%. Il est supposé que la puissance électrique fournie suit la même loi par rapport à la température de condensation que les compresseurs à vis. Ainsi, la puissance moyenne est donnée par

$$P_1 = \sum_i (t_i (a_i + b_i T_{cond})) \quad (27)$$

où $i = 33, 67$ ou 100% , t_i est le pourcentage du temps pendant lequel le compresseur a eu une capacité i , T_{cond} est la température de condensation moyenne et a_i et b_i sont les coefficients de l'approximation. Par la méthode des moindres carrés, il vient les approximations

$$P = 53.7 + 3.566 * T_{cond} \quad si C1 = 100 \% \quad (28)$$

$$P = 68.2 + 2.115 * T_{cond} \text{ si } C1 = 67\% \quad (29)$$

$$P = 55.2 + 1.82 * T_{cond} \text{ si } C1 = 33\% \quad (30)$$

La figure 30 montre la distribution de l'erreur absolue commise par le modèle du compresseur 1.

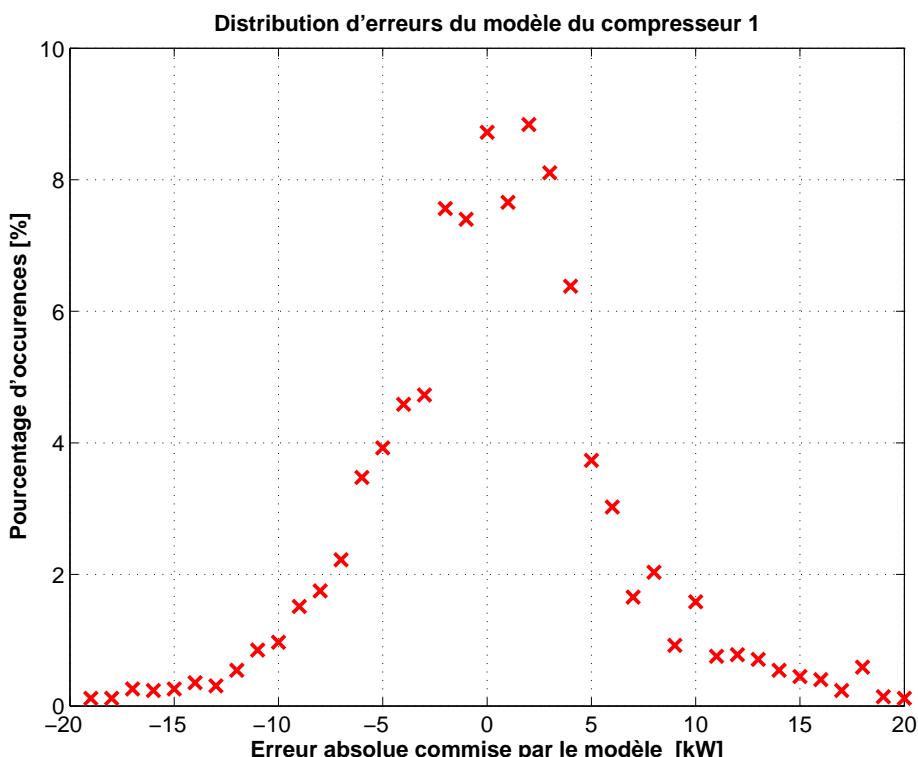


FIGURE 30 – Distribution des erreurs commises par le modèle du compresseur 1, sur un échantillon de 4231 données

Il est possible de calculer que plus de 90% du temps, l'erreur est comprise entre -10 et 10 [kW] alors que moins de 75% est entre -5 et 5 [kW]. Le modèle est donc légèrement moins précis que pour les compresseurs à vis. Cette moins bonne approximation peut trouver son origine dans divers faits.

Premièrement, la pression d'aspiration du compresseur 1 est supposée constante alors que le circuit d'eau glacée est plus variant. De fait, l'eau glacée a une demande moins forte que l'eau glycolée. Ainsi, il est possible que pendant un certain temps, le système de produise pas de froid pour l'eau glacée. Si après

ce temps, le système recommence à produire du froid, la pression d'évaporation va beaucoup plus fluctuer. Cette pression d'évaporation correspond à la pression d'aspiration du compresseur 1. Or, la pression d'aspiration a un rôle dans la puissance électrique à fournir au compresseur.

Deuxièmement, les compresseurs à piston sont plus difficilement modélisables via la technique utilisée ici. En effet, sur un temps de 15 minutes, le compresseur à piston passe dans plusieurs états de capacité. Ainsi, le régime varie fortement et n'a pas réellement le temps de s'adapter à ces modifications. Il en résulte de plus grandes imprécisions.

4 Modèle des condenseurs

Cette section a pour but d'établir en modèle des condenseurs qui relie, d'une part, l'état du système au niveau des compresseurs ainsi que de la température extérieure et, d'autre part, la consommation des condenseurs. Pour ce faire, il est d'abord nécessaire d'établir une relation entre la vitesse des ventilateurs des condenseurs et la puissance électrique qui leur est fournie. Ensuite, le modèle a besoin de relier l'état des compresseurs à la vitesse des ventilateurs. Enfin, grâce à ces deux relations, la puissance électrique fournie aux ventilateurs des condenseurs peut être calculée.

4.1 Relation entre la vitesse des ventilateurs et la puissance électrique fournie aux condenseurs

Afin d'obtenir cette relation entre la puissance électrique et la vitesse des condenseurs, il est nécessaire de prélever manuellement des données de vitesse et de consommation. La vitesse des ventilateurs est exprimée en % par rapport à leur vitesse de rotation maximale qui est de 710 [rpm]. Ces données sont reprises dans le tableau suivant.

Vitesse des ventilateurs (%)	Puissance électrique consommée par les condenseurs (kW)
0	0
5	1
10.3	2.26
16	2.83
20.7	3.66
22.9	4.25
29.3	6.38
31.5	7.35
38.6	12.16
44.2	17.03
47.1	20.77
47.4	21.15
50.1	25
50.7	25.79
59.5	40.85
64.9	53.01
66.2	56.34
72.8	75.11
77.5	90.82
78.6	94.91
80.2	100.1
84.9	119.8
85.3	121.2
88.7	136.8
99.5	191.5
100	195

Ainsi, comme le montre la figure 31, la relation entre ces deux grandeurs est cubique. Il vient donc, par régression polynomiale de degré 3, la relation suivante entre P , la puissance électrique fournie aux condenseurs (en kW), et V , la vitesse des ventilateurs (en %) :

$$P = 0.835 + 0.0742914 V - 0.00240779 V^2 + 0.00021138 V^3 \quad (31)$$

La correspondance entre l'approximation et les valeurs collectées est illustrée à la figure 31. Celle-ci est pratiquement parfaite.

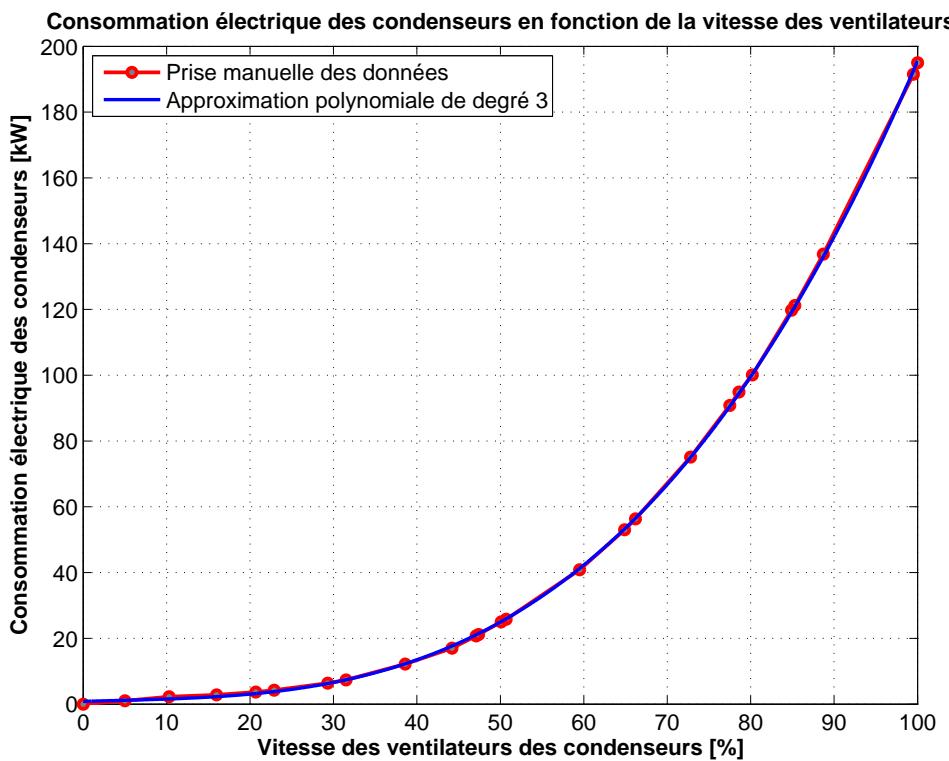


FIGURE 31 – Consommation électrique des condenseurs en fonction de la vitesse des ventilateurs

4.2 Relation entre l'état du système et la vitesse des condenseurs

Le but de cette section est d'établir la vitesse des ventilateurs lorsque l'état du système est connu. Ainsi, à toute combinaison de température extérieure et capacités de compresseurs correspond une vitesse de ventilateurs.

4.2.1 Relation entre puissance calorifique à évacuer et vitesse de rotation des ventilateurs

Cette sous-section a pour objectif de déterminer un lien entre la vitesse des ventilateurs et la puissance calorifique qui y est évacuée. Pour cela, l'équation qui sert de base est celle de la puissance calorifique évacuée par l'air [12]

$$\dot{Q}_{condenseurs} = \dot{m}_a c_{p,a} \Delta T \quad (32)$$

où

- \dot{m}_a est le débit massique d'air

- $c_{p,a}$ est la chaleur spécifique de l'air
- $\Delta T = T_{cond} - T_{ext}$

Or, la chaleur spécifique est supposée constante dans la gamme de températures à laquelle le système est confronté. De plus, la température extérieure est un paramètre du système à un instant donné et la température de condensation est l'inconnue du système. Il reste donc le débit massique de l'air. Néanmoins, les documents concernant les caractéristiques des condenseurs, fournis en annexe A, montrent que le débit d'air brassé par les ventilateurs varie linéairement avec la vitesse de rotation de ceux-ci.

De plus, la puissance calorifique maximale évacuable aux condenseurs est également fournie. Elle vaut 10 [MW] pour un ΔT de 10 [K]. Il vient donc le coefficient global de transmission thermique

$$AU_{condenseurs} = 1 \left[\frac{MW}{K} \right] = 1000 \left[\frac{kW}{K} \right] \quad (33)$$

Il vient donc des équations 32 et 33

$$V_{Condenseurs} [\%] = \frac{\dot{Q}_{condenseurs}}{AU_{condenseurs} \Delta T} \quad (34)$$

4.2.2 Relation entre état des compresseurs et puissance calorifique à évacuer

Cette sous-section vise à évaluer la puissance calorifique à évacuer aux condenseurs en fonction de l'état des compresseurs. Pour ce faire, les calculs seront basés sur des tests de performance effectués sur les compresseurs. Les résultats de ces tests se trouvent en annexe B. L'étude ainsi menée se limite une nouvelle fois aux compresseurs 1, 3, 7 et 8.

Compresseur 1 A une capacité de 66%, le compresseur 1 fournit les puissances calorifiques suivantes.

Température de condensation (°C)	Puissance calorifique à évacuer (kW)
20	923.9
25	909
30	892.3

ce qui donne l'approximation linéaire

$$\dot{Q}_{cond,C1} = 987.1 - 3.16 T_{cond} \quad (35)$$

ou encore, en supposant que la puissance est proportionnelle à la capacité du compresseur,

$$\dot{Q}_{cond,C1} = 1480.7 - 4.74 T_{cond} \quad (36)$$

pour une capacité de 100%.

Ainsi, l'équation 36 exprimée en fonction de la capacité devient

$$\boxed{\dot{Q}_{cond,C1}[kW] = C1[\%](1480.7 - 4.74 T_{cond})} \quad (37)$$

Compresseur 3 En ce qui concerne les compresseurs à vis, seule la puissance frigorifique des évaporateurs, la puissance électrique fournie ainsi que la puissance calorifique rejetée par l'huile sont connues. Il est supposé que la puissance aux condenseurs est la somme de ces trois grandeurs. De plus, les tests ont été réalisés à une certaine température de condensation et cette puissance est supposée ne pas varier avec la température de condensation. De plus, le sous-refroidissement ainsi que la surchauffe sont négligés.

Le compresseur 3 fournit donc, d'après le document situé en annexe B, le travail de compression vaut 211 kW, l'huile rejette 85.9 kW de chaleur et le compresseur produit 963.1 kW de froid aux évaporateurs. Cela donne donc 1260 kW de chaleur à évacuer aux condenseurs à une capacité de 100%. Cette valeur est considérée proportionnelle à la vitesse de rotation de la vis. Ainsi, il vient

$$\boxed{\dot{Q}_{cond,C3}[kW] = 1260 C3[\%]} \quad (38)$$

Compresseur 7 Les hypothèses effectuées ont été détaillées dans le paragraphe traitant du compresseur 3. Le compresseur 7 a été changé depuis la date de réalisation des tests en annexe B. Le compresseur 7 produit dès lors la même quantité de froid aux évaporateurs que le compresseur 8, possède une chaleur rejetée par l'huile mais le travail de compression est de 10 kW supérieur. Ainsi, ces 3 grandeurs valent respectivement 1330.3 kW, 102.7 kW et 297.9 kW. Cela équivaut donc à 1731 kW à évacuer aux condenseurs. Ainsi, il vient

$$\boxed{\dot{Q}_{cond,C3}[kW] = 1731 C7[\%]} \quad (39)$$

Compresseur 8 De la même façon, le compresseur produit 1721 kW à évacuer. Ainsi, il vient

$$\boxed{\dot{Q}_{cond,C8}[kW] = 1721 C8[\%]} \quad (40)$$

Quatrième partie

Implémentation des algorithmes de calcul de consigne flottante

Cette section a pour but d'établir un algorithme de calcul de la consigne de température de condensation flottante grâce aux modèles décrits dans la section précédente. Dans un premier temps, un algorithme déterministe basé exclusivement sur les modèles sera décrit. Ensuite, un algorithme de régulation basé sur le COSP sera énoncé.

1 Algorithme déterministe

Cet algorithme déterministe s'obtient en connaissant l'état du système à un instant donné. Il est alors aisément de calculer la puissance électrique totale consommée par les compresseurs et les condenseurs en fonction de la température de condensation. Il suffit pour cela de l'évaluer à toutes les températures pour cet état précis.

1.1 Etablissement de la consigne optimale

Tout d'abord, il convient de préciser les variables d'état du système. Il s'agit de la température extérieure ainsi que des capacités des compresseurs 1, 3, 7 et 8. Ainsi, à un instant donné, le système est entièrement défini par le vecteur

$$x = [T_{ext} \ C_1 \ C_3 \ C_7 \ C_8]^T \quad (41)$$

Ainsi, afin d'évaluer le ΔT optimal, les valeurs de puissance électrique fournie sont calculées pour chaque combinaison de ces variables.

Vu que la consigne de condensation est limitée au niveau de la gamme de température (18 à 27°C), l'algorithme ne peut commencer à être bénéfique qu'au-dessus d'une certaine température extérieure, et ne peut plus être bénéfique au-dessus d'une certaine température extérieure. Par conséquent, la gamme de température extérieure choisie est comprise entre 15 et 23°C. La capacité du compresseur 1 est comprise dans les valeurs 0, 33, 67, 100, celle

du compresseur 3 dans les valeurs 0, 50, 60, 70, 80, 90, 100 et celles des compresseurs 7 et 8 sont 0, 38, 50, 63, 75, 88, 100. Ces valeurs sont données en %.

Ainsi, chaque combinaison de ces valeurs est prise en compte et à chacune correspond un ΔT idéal calculé grâce aux modèles élaborés précédemment.

1.2 Formule mathématique de l'algortihme

La première constation à effectuer est que la valeur du ΔT semble indépendante de la température extérieure. En effet, les modèles des compresseurs sont construits de manière indépendante de la température extérieure. Le modèle des condenseurs, quant à lui, dépend uniquement du ΔT et donc seulement indirectement de la température extérieure. Le seul paramètre susceptible de faire intervenir celle-ci dans le calcul du ΔT est la chaleur à évacuer aux condenseurs produite par le compresseur 1. Cependant, la variation par rapport à la température de condensation est si faible qu'au final, la température extérieure ne joue pratiquement aucun rôle dans le calcul du ΔT optimal.

Ensuite, la deuxième constation à effectuer est que le ΔT optimal suit une corrélation linéaire par rapport aux différentes capacités du système.

Premièrement, la figure 32 représente la corrélation du ΔT et de la capacité du compresseur 1.

Quatrième partie : Implémentation des algorithmes de calcul de consigne flottante

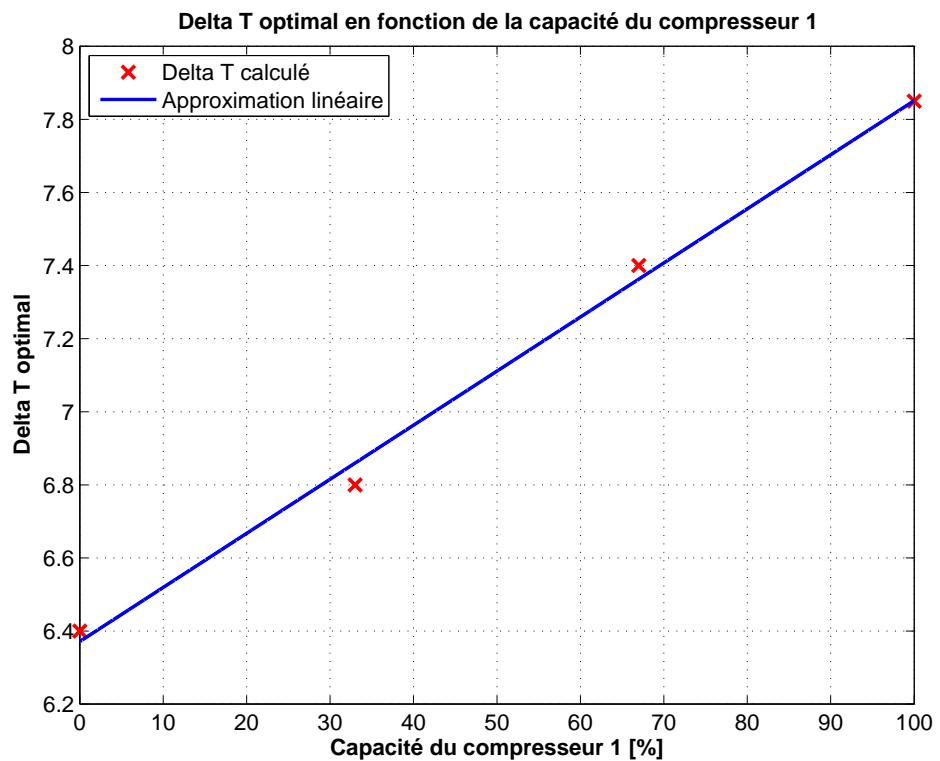


FIGURE 32 – ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 1, pour $T_{ext} = 15^\circ C, C_3 = 70\%, C_7 = 38\%, C_8 = 100\%$

Deuxièmement, la figure 33 représente la corrélation entre la capacité du compresseur 3 et le ΔT optimal.

Quatrième partie : Implémentation des algorithmes de calcul de consigne flottante

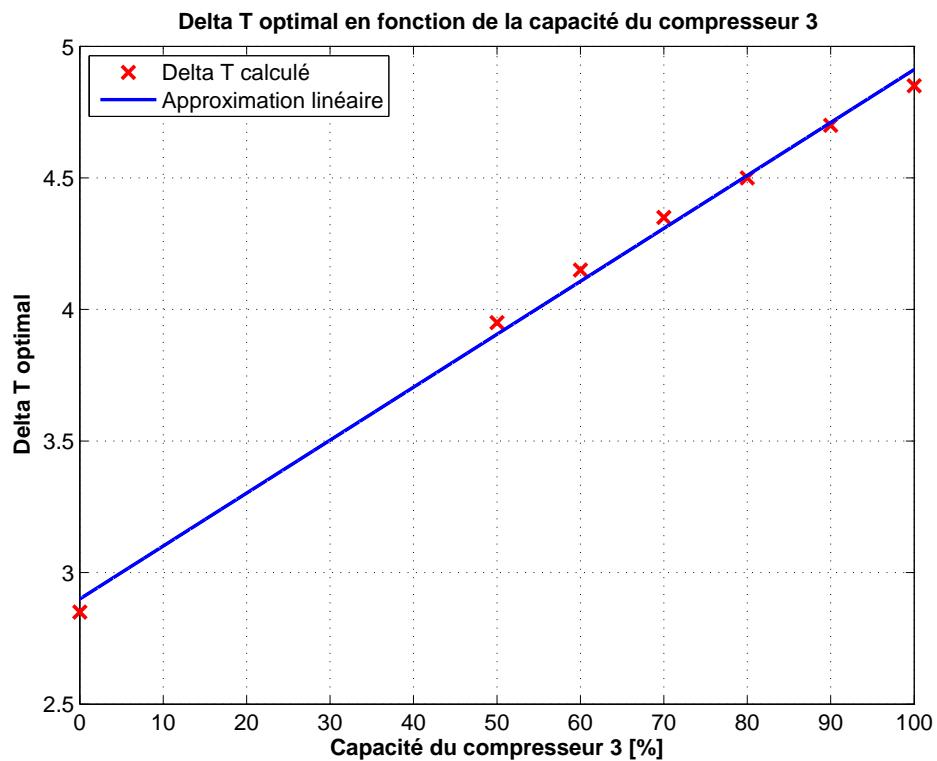


FIGURE 33 – ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 3, pour $T_{ext} = 21^\circ C, C_1 = 0\%, C_7 = 38\%, C_8 = 0\%$

De la même manière, la corrélation entre ΔT et capacité du compresseur 7 est affichée à la figure 34.

Quatrième partie : Implémentation des algorithmes de calcul de consigne flottante

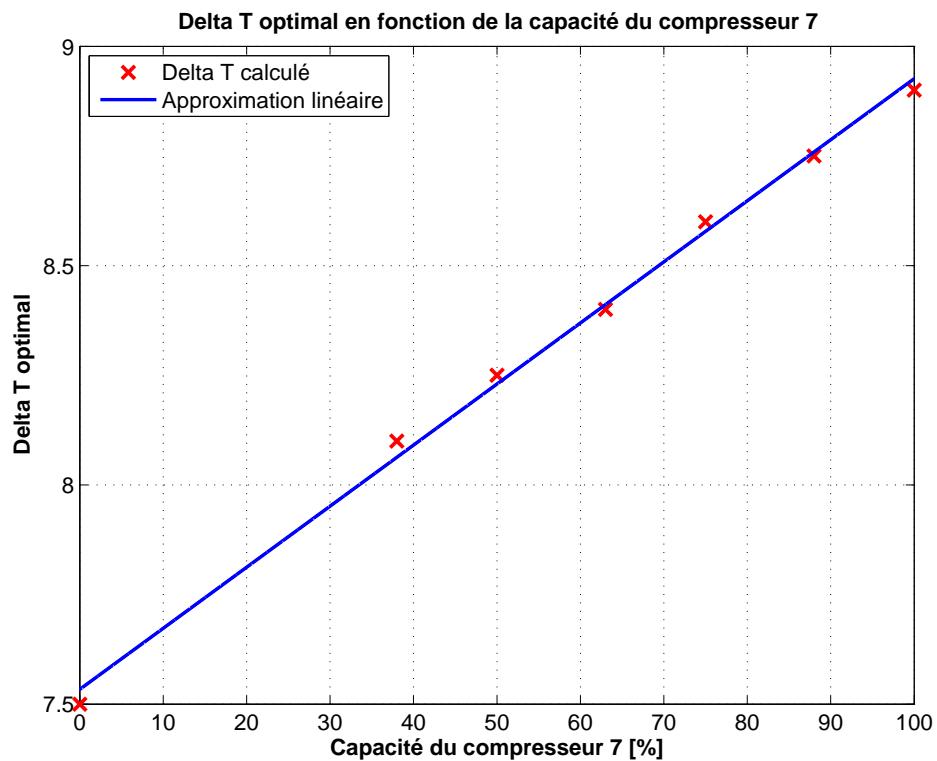


FIGURE 34 – ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 7, pour $T_{ext} = 23^\circ C, C_1 = 100\%, C_3 = 100\%, C_8 = 100\%$

Enfin, la corrélation entre ΔT et capacité du compresseur 8 est affichée à la figure 35.

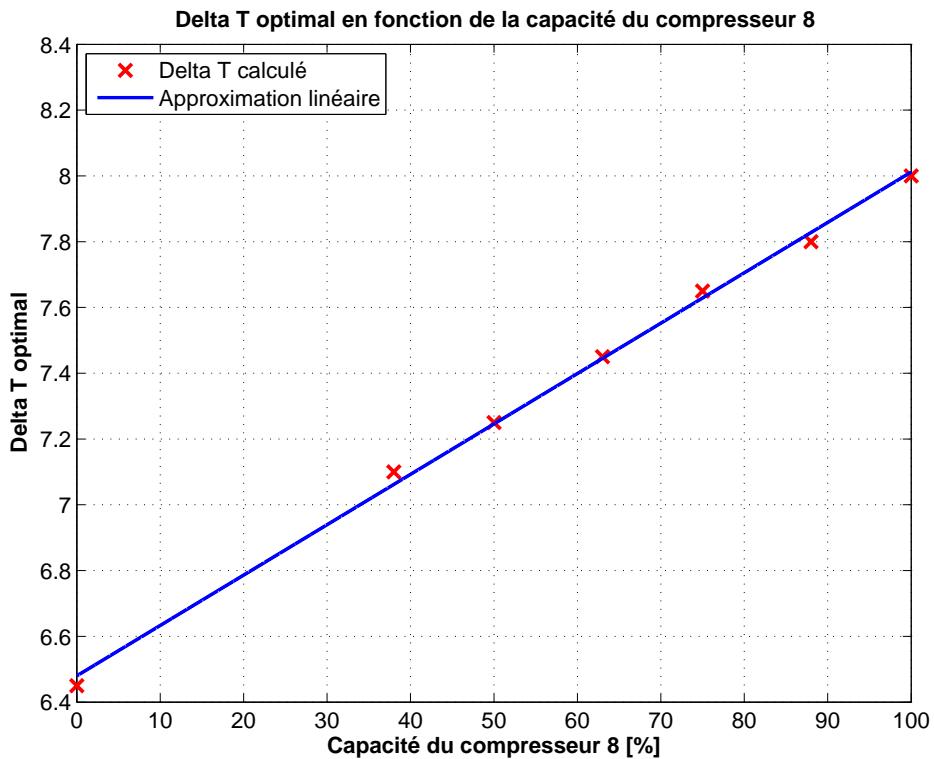


FIGURE 35 – ΔT optimal en fonction de la capacité du compresseur 8, pour $T_{ext} = 15^\circ C, C_1 = 67\%, C_3 = 90\%, C_7 = 63\%$

Par conséquent, vu la linéarité vis-à-vis des quatre variables, l'équation proposée pour approximer ΔT est de la forme

$$\Delta T = (aC_1 + b)(cC_3 + d)(eC_7 + f)(gC_8 + h) \quad (42)$$

Ainsi, l'équation d'approximation 42 consiste en l'addition de 16 termes. Par simple régression à variables multiples par la méthodes des moindres carrés, il est relativement aisé d'obtenir les coefficients de l'approximation. Ceux-ci sont affichés au tableau ci-dessous, de même que le terme qu'il multiplie.

Variables	Coefficients
$C_1 C_3 C_7 C_8$	$-2.68826 \cdot 10^{-9}$
$C_3 C_7 C_8$	$4.8194 \cdot 10^{-7}$
$C_1 C_7 C_8$	$6.31286 \cdot 10^{-7}$
$C_7 C_8$	$1.0825 \cdot 10^{-4}$
$C_1 C_3 C_8$	$4.78127 \cdot 10^{-7}$
$C_3 C_8$	$-8.20647 \cdot 10^{-5}$
$C_1 C_8$	$-1.0439 \cdot 10^{-4}$
C_8	$2.9563 \cdot 10^{-2}$
$C_1 C_3 C_7$	$4.87585 \cdot 10^{-7}$
$C_3 C_7$	$-8.37896 \cdot 10^{-5}$
$C_1 C_7$	$-0.00010523 \cdot 10^{-4}$
C_7	$3.0033 \cdot 10^{-2}$
$C_1 C_3$	$-8.1594 \cdot 10^{-5}$
C_3	$2.2014 \cdot 10^{-2}$
C_1	$2.8051 \cdot 10^{-2}$
Terme indépendant	1.853

L'équation de l'algorithme est donc donnée par

$$\Delta T = \sum_i (Variable_i Coefficient_i) \quad (43)$$

2 Algorithme de régulation via le COSP

Cette section traitera du deuxième algorithme proposé pour le calcul de la consigne de condensation flottante.

2.1 Evaluation du COSP

Celui-ci consiste en une méthode de régulation basée sur le COSP dont la méthode d'évaluation a été détaillée en section 2.5. Pour rappel,

$$COSP = \frac{P_{frigorifique}}{P_{électrique}} \quad (44)$$

Dans cette équation, le numérateur est évalué selon la méthode décrite dans la deuxième partie de ce travail. Le dénominateur, quant à lui, peut être évalué de deux façons. La première consiste à prélever en temps réel la puissance

électrique fournie aux entités concernées (compresseurs et condenseurs), directement sur le compteur électrique. Cependant, cette méthode n'est pas faisable car ces données ne sont pas rapatriées. Ainsi, la deuxième méthode est utilisée. Cette dernière se base sur les modèles établis dans la troisième partie de ce travail. La puissance électrique des compresseurs est directement déductible de la capacité et de la température de condensation de ceux-ci, alors que celle des ventilateurs des condenseurs est donnée en connaissant la vitesse de rotation de ces derniers.

2.2 Méthode de régulation

Initialement, la consigne de température de condensation est imposée à un ΔT de 9°C. Après un temps d'échantillonage t_{ech} suffisamment long pour que le régime du système ait le temps de s'établir, le COSP est évalué. Ensuite, le ΔT est diminué d'une valeur T_{step} . Une nouvelle fois, le COSP est évalué après t_{ech} [secondes] d'attente. Si celui-ci est plus grand que le COSP trouvé pour 9°C, la nouvelle valeur de COSP ainsi que de ΔT est conservée et ΔT est une nouvelle fois diminué de T_{step} [°C]. Si, par contre, le COSP est plus petit, les anciennes valeurs de COSP et ΔT sont conservées et ΔT est modifié de T_{step} [°C] dans l'autre direction. Ces opérations sont répétées toutes les t_{ech} [secondes] et le système trouve de cette façon lui-même son point de minimisation énergétique.

Cinquième partie

Résultats

Cette partie visera d'une part à chiffrer les résultats obtenus par les deux algorithmes et, d'autre part, à présenter les résultats des modèles ainsi qu'à discuter de ceux-ci. Dans un premier temps, l'algorithme déterministe sera étudié afin d'analyser la consommation énergétique moyenne gagnée par rapport à la non-utilisation de celui-ci. Ensuite, l'algorithme de régulation COSP fera l'objet d'une analyse plus poussée quant aux perspectives liées à son utilisation. Après cela, il conviendra d'analyser les résultats que les modèles fournissent par rapport aux résultats théoriques attendus par ceux-ci. Finalement, ces résultats feront l'objet d'une critique.

1 Gain de l'algorithme déterministe

L'évaluation du gain de l'implémentation de l'algorithme déterministe se base sur la consommation annuelle des compresseurs sur l'année 2015. Celle-ci est affichée au tableau ci-dessous.

Compresseur	Consommation annuelle (kWh)	% dans la consommation totale
Compresseur 1	415385	9.2
Compresseur 2	295273	6.5
Compresseur 3	929332	20.5
Compresseur 4	286187	6.3
Compresseur 5	140811	3.1
Compresseur 7	1336545	29.5
Compresseur 8	1129852	24.9

Malheureusement, les données de consommation des condenseurs ne sont pas disponibles et la consommation annuelle est donc sous-estimée.

Afin d'estimer ce gain, il suffit de disposer de la consommation théorique attendue par le système à un ΔT de 9°C. Celle-ci est obtenue via les modèles décrits précédemment. En supposant que chaque combinaison des capacités des compresseurs est équiprobable, l'algorithme attend une puissance électrique fournie moyenne de 539 [kW] alors que précédemment, elle était de 550 [kW].

Ainsi, les économies d'énergie attendues sont de 2%.

Le tableau de consommation indique que la consommation totale des compresseurs 1, 3, 7 et 8 est de 3811113 [kWh]. En supposant des économies d'énergie de 2% comme décrit précédemment, l'algorithme déterministe économiserait 76200 [kWh]. Or, le prix du kWh est de 0.1 €. Ainsi le gain annuel attendu est de

$$gain_{deterministe} = 7620 \text{ €} \quad (45)$$

Il est utile de rappeler qu'il s'agit d'un gain obtenu sans investissement et légèrement sous-estimé en raison de l'absence de données de consommation des condenseurs.

Cependant, en utilisant les documents de consommation des compresseurs et condenseurs de la brasserie de Williamsburg aux Etats-Unis (annexe C), il est possible d'obtenir la consommation des condenseurs, supposant que le rapport de consommation des condenseurs sur celle des compresseurs reste le même selon les brasseries. Ce rapport est environ de 13%. Ainsi, avec un tel rapport, le gain annuel sur la brasserie de Jupille serait de

$$gain_{deterministe} = 7620 \frac{113}{100} \text{ €} = 8611 \text{ €} \quad (46)$$

2 Gain de l'algorithme de régulation COSP

L'évaluation du gain de l'algorithme COSP sera basée sur la consommation des compresseurs du tableau présent dans la section précédente ainsi que sur les documents de résultats de cet algorithme aux Etats-Unis (annexe C).

Les documents de cette annexe indique une consommation du système compresseurs-condenseurs de 25944 [MWh] sans installation de l'algorithme. A contrario, la consommation de ce système l'année de mise en place de cet algorithme affiche une consommation de 22927 [MWh]. Les économies ainsi effectuées sur le système sont d'un peu plus de 11%.

Le gain ainsi obtenu pour la brasserie de Jupille, serait de

$$gain_{COSP} = 49867 \text{ €} \quad (47)$$

Cette évaluation est supérieure à celle de l'algorithme déterministe pour deux raisons. La première est qu'elle prend en compte la consommation des compresseurs non-modélisés dans ce travail, contrairement à l'algorithme déterministe qui ne prend en compte que les compresseurs 1, 3, 7 et 8. De plus, le gain de l'algorithme COSP est largement surestimé car la brasserie de Williamsburg ne possédait qu'une consigne de pression de condensation fixe avant cet algorithme, contrairement au système de Jupille qui possède déjà une consigne flottante.

3 Présentation des résultats des modèles

Les résultats de chaque entité seront analysés par rapport à leur attente théorique. Ceux-ci ont été prélevés manuellement.

3.1 Compresseur 1

Pour rappel, le modèle du compresseur 1 est le suivant

$$P = 53.7 + 3.566 * T_{cond} \text{ si } C1 = 100 \% \quad (48)$$

$$P = 68.2 + 2.115 * T_{cond} \text{ si } C1 = 67 \% \quad (49)$$

$$P = 55.2 + 1.82 * T_{cond} \text{ si } C1 = 33 \% \quad (50)$$

Le tableau ci-dessous reprend les données de capacité, température de condensation, puissance électrique fournie instantanément (affichée au compteur électrique) et puissance électrique fournie évaluée pour le compresseur 1.

Capacité (%)	Température de condensation (°C)	Puissance électrique mesurée (kW)	Puissance électrique modélisée (kW)
100	23.8	137.1	138.5
100	24.8	141.2	142.1
33	25.5	101.4	101.6
100	18.7	120.2	120.4
33	18	91	88
100	18	119.6	117.9
33	20	93.4	91.6
67	18	106.5	106.3
100	18	119.1	117.9
33	19.7	94.1	91.1
33	27	104.1	104.4
33	18.8	90	89.4
67	18.1	107	106.5
67	27.3	129.3	125.9
33	20.2	93	92

3.2 Compresseur 3

Le modèle du compresseur trouvé était

$$P_3[\text{kW}] = V_3(0.00163064 T_{cond} + 0.01718071) \quad (51)$$

Le tableau ci-dessous reprend les données de vitesse, température de condensation, puissance électrique fournie instantanément et puissance électrique estimée pour le compresseur 3.

Vitesse de rotation de la vis (rpm)	Température de condensation (°C)	Puissance électrique mesurée (kW)	Puissance électrique modélisée (kW)
2637	24.5	151	150.7
2817	25.3	164.6	164.6
2842	26.4	172.5	171.2
1663	26.3	102.3	99.9
3000	25.3	176.5	175.3
1629	17.5	75.7	74.5
1760	18.1	82	82.2
1504	17.2	69.6	68
2271	18.4	107.4	107.2
2228	17.6	103.8	102.2
2612	17.7	121.7	120.3
1506	19.2	73.6	73
2658	17.9	124.9	123.2
2897	19.7	144.2	142.8
2884	26.4	175.9	173.7
2707	27.6	171.3	168.3
2523	18.6	117.3	119.9
2613	18.1	123.1	122
2742	26.4	166.1	165.1
2765	27	165.7	169.2
2598	20	130.5	129.4

3.3 Compresseur 7

Le modèle du compresseur trouvé était

$$P_7[kW] = V_7(0.0014214, T_{cond} + 0.02545808) \quad (52)$$

Le tableau ci-dessous reprend les données de vitesse, température de condensation, puissance électrique fournie instantanément et puissance électrique estimée pour le compresseur 7.

Vitesse de rotation de la vis (rpm)	Température de condensation (°C)	Puissance électrique mesurée (kW)	Puissance électrique modélisée (kW)
3120	18.4	163.1	161
3593	18.5	189.7	186
2017	19.8	108.1	108.1
3120	18.4	163.1	161
3630	18.7	192	188.9
3833	20.4	211.1	208.7
3120	18.4	163.1	161
3814	27	245.7	243.5
3566	28.1	235.8	233.2
3310	19.3	173.8	175.1
3434	18.7	182	178.7
3616	27	233	230.8
3648	27.5	236.4	235.5
3220	20.6	176.7	176.3
3503	25	215.2	213.7
3944	25.9	245.8	245.6
3979	26.9	255.3	253.4
2328	26.8	148.4	147.9
1781	17.9	91.2	90.7
1964	18.5	100.8	101.6

3.4 Compresseur 8

Le modèle du compresseur trouvé était

$$P_8[kW] = V_8(0.00145356, T_{cond} + 0.02166309) \quad (53)$$

Le tableau ci-dessous reprend les données de vitesse, température de condensation, puissance électrique fournie instantanément et puissance électrique estimée pour le compresseur 8.

Vitesse de rotation de la vis (rpm)	Température de condensation (°C)	Puissance électrique mesurée (kW)	Puissance électrique modélisée (kW)
3691	25	213.2	214.1
3944	25.8	234.2	233.3
3979	26.8	242.8	241.2
2328	26.6	137.2	140.4
4200	25.8	253.3	248.5
1781	17.8	82.7	84.7
1600	17.5	73.7	75.4
3180	19	159	156.7
3120	18.2	153	150.1

3.5 Condenseurs

Le tableau ci-dessous reprend les données prises manuellement de la vitesse des condenseurs ainsi que la vitesse théorique attendue, et leurs puissances électriques fournies associées. Ces puissances sont calculées grâce à l'équation 31.

Vitesse de rotation des ventilateurs mesurée (%)	Vitesse de rotation des ventilateurs modélisée (%)	Puissance électrique mesurée (kW)	Puissance électrique modélisée (kW)
23.8	29.5	4.1	6.3
45.6	42.3	19	15.5
26.5	27.3	5	5.3
52.9	53.4	29.3	30
31.8	32.4	7.5	7.8
26.9	30.9	5.1	7
37.7	46.6	11.5	20.4
81	89.1	103.5	137.9
43.4	47.4	16.7	21.3
49.9	52.2	24.7	28.1

4 Critique des modèles

Tout d'abord, il convient d'analyser les résultats que les modèles des compresseurs fournissent. Ceux-ci sont assez bons, comme attendu, avec des va-

leurs d'erreur de l'ordre de 4 kW au maximum.

Cependant, il est important de faire remarquer qu'il arrive souvent pour les compresseurs à vis que la puissance soit sous-estimée par les modèles lorsque la vitesse de rotation de la vis est élevée. De la même manière, lorsque la vis tourne lentement, le modèle surestime légèrement la puissance par rapport à la valeur mesurée. Cela provient du fait que les modèles ont été construits dans une relation linéaire avec la vitesse de rotation alors qu'une relation polynomiale du troisième degré aurait été plus précise. Cependant, au vu des erreurs commises pour les gammes de vitesse ici présentes, l'approximation linéaire semble convenir.

Ensuite, il est nécessaire de critiquer le modèle utilisé par les condenseurs. Le tableau de la section précédente démontre que la théorie est proche de la réalité lorsque les ventilateurs tournent à basse vitesse. Néanmoins, lorsque la vitesse augmente, l'approximation du modèle s'éloigne de la réalité. Cela se traduit par un éloignement encore plus prononcé au niveau de la puissance, expliqué par l'équation 31. Cette différence peut s'expliquer de plusieurs manières. Premièrement, la puissance calorifique à évacuer aux condenseurs a pu être mal évaluée. Cette hypothèse est cependant peu probable car elle n'explique pas la cohérence du modèle à basse charge des compresseurs. Ensuite, afin de modéliser la vitesse des condenseurs, il a été nécessaire de supposer le régime établi. Cette hypothèse est assez forte car l'algorithme PID prend du temps avant de trouver son équilibre. Ainsi, cette explication est la plus probable.

Afin de résoudre le problème lié à l'estimation de consommation des ventilateurs des condenseurs, il est possible d'introduire un ΔT de sécurité dans l'algorithme déterministe. En effet, si les ventilateurs tournent trop, cela mène à un surplus de consommation des ventilateurs très élevé par rapport à un éventuel surplus de consommation des compresseurs. Ainsi, il est plus intéressant de risquer de consommer plus aux compresseurs par rapport aux condenseurs (cfr figure 24). Le terme de sécurité proposé est de la forme

$$\Delta T_{\text{sécurité}} = 1 + \frac{C_1 + C_3 + C_7 + C_8}{4} \quad (54)$$

où C_1 , C_3 , C_7 et C_8 sont les capacités des compresseurs 1, 3, 7 et 8 et sont exprimées en %.

Enfin, vu que l'algorithme de régulation COSP n'a pas besoin du modèle de calcul de vitesse des ventilateurs des condenseurs, il peut être considéré comme satisfaisant car les modèles de consommation des compresseurs et condenseurs constituent de bonnes approximations. La seule difficulté peut résider dans l'évaluation du COSP à un moment où le régime n'est pas établi, une nouvelle fois au niveau de la vitesse des ventilateurs.

Sixième partie

Conclusion

L'objectif de ce travail était de minimiser la consommation énergétique du cycle de production de froid à ammoniac du site de Jupille d'AB InBev.

Tout d'abord, le cycle a fait l'objet d'une présentation détaillée de ses composants. Cela a permis de comprendre le moyen d'optimiser ce cycle. En effet, il suffit de trouver la consigne de température de condensation idéale pour trouver un compromis entre la consommation des ventilateurs des condenseurs et la consommation des compresseurs.

Afin de trouver ce compromis, des modèles approximant la consommation électrique de ces composants ont été réalisés. Ceux-ci se basent sur la pression de refoulement ainsi que la capacité de chaque compresseur étudié. Il s'est avéré qu'une modélisation linéaire par rapport à ces variables était suffisante.

Ensuite, cette modélisation des composants a permis d'obtenir deux algorithmes afin de trouver la température de condensation idéale. Le premier était un algorithme déterministe qui ne prenait comme arguments que les capacités des compresseurs. Il s'est avéré que la différence de température au-dessus de la température extérieure nécessaire à imposer à la consigne de température de condensation ne dépendait que linéairement de ces arguments. Le deuxième algorithme consistait en une régulation basée sur le coefficient de performance du système (COSP). Cet algorithme nécessite une évaluation continue de ce coefficient et adapte sa consigne de condensation afin de trouver le COSP le plus élevé.

Après cela, il a été possible de chiffrer les gains théoriques atteints par les deux algorithmes. L'algorithme déterministe prévoit environ 8600 € de gain par an, le tout sans investissement. Quant à l'algorithme de régulation, il est plus difficile de chiffrer ce gain. Il possède néanmoins l'avantage d'être adaptable à n'importe quel système de froid. Cependant, même si les compresseurs sont assez bien modélisés, les condenseurs souffrent de quelques problèmes d'approximation au niveau de l'évaluation de la vitesse des condenseurs. Ainsi,

vu que le premier algorithme utilise cette modélisation, il possède quelques faiblesses, en particulier lorsque les compresseurs sont à haute capacité. A contrario, l'algorithme de régulation n'utilise pas la modélisation de la vitesse des ventilateurs et ne possède donc pas cette faiblesse.

Septième partie

Bibliographie

Références

- [1] O. Léonard, *Thermodynamique appliquée et introduction aux machines thermiques*. 2012.
- [2] I. Zouhir, *Rapport de stage*. 2015.
- [3] “Thermodynamics - les compresseurs.” <http://scientificsentence.net/Thermodynamics/index.php?key=yes&Integer=Compresseurs> [Dernier accès le 08/06/16].
- [4] “Eléments d’un cycle frigorifique considéré comme parfait.” <http://la-climatisation-tpe.pagesperso-orange.fr/6-elements.htm> [Dernier accès le 08/06/16].
- [5] V. Lemort, *Production de froid et de chaleur basse température*. 2012.
- [6] C. Borlein, “Economie d’énergie dans les centrales frigorifiques.” Internet source, Octobre 2010. <http://www.schneider-electric.fr/documents/original-equipment-manufacturers/pdf/white-paper-fr.pdf> [Dernier accès le 08/06/16].
- [7] Airliquide, “Encyclopédie des gaz.” <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=2&LanguageID=2&CountryID=19#GeneralData> [Dernier accès le 08/06/16].
- [8] Westfalen, “Quelques précieuses informations pour choisir un fluide frigorigène.” http://www.westfalen-france.fr/documentation/Infos_Praktiker_4_D5_F29008_einzel1.pdf [Dernier accès le 08/06/16].
- [9] D. R. Stull, “Vapor pressure of pure substances. organic and inorganic compounds,” *Industrial & Engineering Chemistry*, vol. 39, no. 4, pp. 517–540, 1947.
- [10] E. ToolBox, “Propylene glycol based heat-transfer fluid.” http://www.engineeringtoolbox.com/propylene-glycol-d_363.html [Dernier accès le 08/06/16].
- [11] Q. Louveaux, *Introduction à l’analyse numérique*. Centrale des cours/AEES, 2009.

- [12] K. McGrattan, S. Hostikka, J. Floyd, H. Baum, R. Rehm, W. Mell, and R. McDermott, “Fire dynamics simulator (version 5), technical reference guide,” *NIST special publication*, vol. 1018, no. 5, 2004.
- [13] V. Archontidis, “Recovery & Integration perspectives of low temperature energy in the brewing industry,” Master’s thesis, Université de Liège, 2015.
- [14] P. M. Krimer, *Clinical Veterinary Advisor*. The Horse, 2011.
- [15] J. Meulenbelt, “Ammonia,” *Medicine*, vol. 40, pp. 94–95, Février 2012.
- [16] G. C. Miller, “Ammonia,” *Journal of Chemical Education*, vol. 58, pp. 424–425, Mai 1981.

Huitième partie

Annexes

A Annexe A - Tests des condenseurs

Model JACDA107KF-2x9-88-S D (ZA) EC			
Wet operation and operation cost per year			
Shift:	4	Operation hours per year	8766
Steps / motor valves	6	Power cost in EUR per kw/h	0,1
Venue	Trier (D)	Softened water cost EUR/m ³	2
Consumption/year	3603 kW/h	Power booster pump kW	5
Fan power cost	360 EURO €	Water/year	54 m ³
Pump power cost	92 EURO €	Total water cost	108 EURO €
Total cost	452 EURO €		
Operation cost / year	560 EURO €		
Requirements water quality			
PH value (-)	6,2 to 8,2		
resid. Hard. (hard. constit.)	7-8°dH, corresponding		
1°dH = 1,8°dH	3,5-4°dH		
Sulfat	0 to max. 90 mg/l		
Electrical conductivity	< 500 uS/cm with an max. operation time from 600 h per year		
Cloride	<50 mg/l		
Partition of iron	<0,1 mg/l		
Annotation to subsequent tables:			
Stated values are computed assuming frequency converter speed control with AC fans. For other speed control systems deviations may appear. Sound values less than 26 dB(A) are not displayed. Stated sound emission data need to be regarded with a tolerance of approximately 3 dB(A). Sound emissions due to water spraying (adiabatic and HPSS systems) are not taken into consideration. For further details and in-depth information please contact your CABERO sales department.			
 CABERO HEAT EXCHANGERS Wärmetauscher GmbH & Co. KG	Customer Country Project Enquiry dated Date Version Sw	COFELY AXIMA Refrigeration NV/SA (GDF SUEZ) Attention Inbev Jupille 10.600 kW Quotation nr Reference Your contact person Your contact phone	Mr. D. Van Hulle 32583.B / EC / RVS316 buis / AlMg3 lamel 530 kW / 35-37 / SP 30,6 Mark.v.Herpen/cabero@cabero-benelux.nl +31(0)412 69 31 21

CABSOFT2014 - ID: 1BIELM

Huitième partie : Annexes

Model	JACDA107KF-2x9-88-S D (ZA) EC
General information:	
In situations of high ambient temperatures the air inlet temperature can be reduced by the application of a water spray system consisting of tubes with spray nozzles placed in front of the finned heat exchanger. The so called "evaporative cooling effect" is a function of relative humidity, air flow and air velocity at the air inlet of the heat exchanger.	
To determine the efficiency of such a system several tests at operation conditions have been carried out in cooperation with TÜV Süd. The actual design of the system in hand does not reuse the fallout water (droplets which do not evaporate).	
Note: Systems with water recirculation are also available at CABERO, please contact your sales office.	
Mode of operation:	
Specially designed and adapted spraying nozzles disperse the water into the inlet air. The fine water spray leads to an efficient evaporation and creates this way the important cooling effect (evaporative cooling effect). Highly important is, that soft water is used for the water spray in order to protect the fins against calcinations and keep the performance data of the unit. Additionally we recommend our customers to use coated fins (blue fin) which show very high resistance against creamy corrosion (galvanic corrosion).	
Of course, such an "Adiabatic system" only shall be installed in places, where spraying water and the fall out water do not cause any trouble (in most cases outdoor installation).	
Standard equipment:	
By default adiabatic systems and units with HPSS (high pressure spraying system) are supplied with a motor ball valve in the secondary circuit as well as the required tubing and spraying nozzles.	
Optional the further accessories can be supplied:	
<ul style="list-style-type: none"> - up to 3 further motor ball valves (required for multi-stage spraying and reduction of water consumption) - adiabatic controller ADILog for controlling the spraying process (motor ball valves) as well as an automatic evacuation of the tube system depending on ambient temperature and / or return temperature of the media (risk of freezing) - wide choice of speed controllers for fans (voltage control, frequency converter with all pole effective sine filter, step controller (SSE)) - motor protection switch, repair switch, connection boxes with and without fuses, etc. - booster pumps for High Pressure Spray Systems (HPSS), mounted or supplied separately 	
Furthermore and optional CABERO provides complete systems with full control units integrated in control cabinets (plug and play , completely assembled and wired in our workshop).	
Available features:	
<ul style="list-style-type: none"> - control of magnetic valves and / or motor ball valves with signaling contact and timer. Control as a function of fan speed and ambient temperature - automatic evacuation based on the data of the ambient temperature sensors - pressure control unit or pump (optional: designed for redundancy) - required interfaces for connection to an existing building management system 	
Advantages:	
Adiabatic systems and HPSS systems can be designed much more compact, with higher efficiency and lower investment cost (compared to standard dry systems). Thanks to the temperature drop (evaporative cooling effect) at the air inlet of the heat exchanger the system can assure a lower temperature of the medium outlet as well. For HPSS a partly hybrid operation is possible, too.	
Special attention is required concerning the necessary water quality. In most of the cases the available tub water requires a pretreatment, mainly softening. Such kinds of water treatment units are available at CABERO, optionally equipped with control and monitoring.	

Model	JACDA107KF-2x9-88-S D (ZA) EC																
	Ambient temp. °C	Amount hours /a	Cumulated h	Cooling operation	Required capacity kW	Fluid inlet temp. °C	Fluid outlet temperature	Fluid flow rate m³/h	Air flow	Sound power level dB(A)	Sound pressure level dB(A) At the distance 10 m	Controlled	Power per unit kW	Power/unit/a kWh/a	Steps spraying	Air velocity m/s	Water consum. unit m³/a
				dry/wet	off	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-20	0.3	0.3		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-19	0.8	1.1		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-18	0.7	1.8		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-17	1.5	3.3		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-16	2.2	5.5		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-15	4.1	9.6		dry	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-14	5.5	15.1		dry	534.8	0.0	0.0	0	47950	43	10	72	0.028	0.15	0	0.22	0.000
-9	24.1	34.0		dry	534.8	0.0	0.0	0	46500	42	10	74	0.025	0.23	0	0.22	0.000
-12	9.8	34		dry	534.8	0.0	0.0	0	49410	44	11	76	0.033	0.39	0	0.23	0.000
-11	14.5	48.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	50480	44	11	77	0.034	0.49	0	0.23	0.000
-10	23.4	71.9		dry	534.8	0.0	0.0	0	51650	45	12	79	0.037	0.87	0	0.24	0.000
-9	29.7	101.8		dry	534.8	0.0	0.0	0	52760	45	12	81	0.040	1.19	0	0.24	0.000
-8	35.1	136.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	54000	46	13	83	0.043	1.51	0	0.25	0.000
-7	52.8	189.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	55290	46	13	85	0.046	2.43	0	0.25	0.000
-6	67.5	257		dry	534.8	0.0	0.0	0	56640	47	14	87	0.049	3.31	0	0.26	0.000
-5	69.9	356.9		dry	534.8	0.0	0.0	0	58050	47	14	89	0.053	5.29	0	0.26	0.000
-4	123.8	480.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	59540	48	15	91	0.056	6.93	0	0.27	0.000
-3	159.6	640.3		dry	534.8	0.0	0.0	0	61110	48	15	93	0.060	9.58	0	0.28	0.000
-2	217.1	857.4		dry	534.8	0.0	0.0	0	62570	49	15	96	0.064	14.33	0	0.29	0.000
-1	241.1	1075.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	64510	49	16	99	0.067	15.38	0	0.29	0.000
0	307.3	1383.8		dry	534.8	0.0	0.0	0	66530	50	17	101	0.077	23.66	0	0.30	0.000
1	318.8	1702.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	68300	51	17	104	0.094	26.79	0	0.31	0.000
2	333.4	2036.1		dry	534.8	0.0	0.0	0	70370	52	18	108	0.094	31.34	0	0.32	0.000
3	351.7	2387.8		dry	534.8	0.0	0.0	0	72570	52	19	111	0.102	35.87	0	0.33	0.000
4	370.4	2759.2		dry	534.8	0.0	0.0	0	74910	53	20	115	0.113	41.86	0	0.34	0.000
5	379.2	3137.4		dry	534.8	0.0	0.0	0	77410	54	20	118	0.122	46.28	0	0.35	0.000
6	401.1	3538.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	80080	54	21	122	0.135	54.15	0	0.36	0.000
7	398.5	3937		dry	534.8	0.0	0.0	0	82940	55	22	127	0.153	60.97	0	0.38	0.000
8	404.1	4341.1		dry	534.8	0.0	0.0	0	86010	56	23	131	0.167	67.48	0	0.39	0.000
9	401.4	4742.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	88520	57	23	137	0.170	77.04	0	0.41	0.000
10	409.0	5144.4		dry	534.8	0.0	0.0	0	90620	58	24	142	0.173	85.60	0	0.42	0.000
11	437.3	5581.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	96760	59	25	148	0.241	105.39	0	0.44	0.000
12	431.6	6013.3		dry	534.8	0.0	0.0	0	100960	59	26	154	0.272	117.40	0	0.46	0.000
13	409	6422.3		dry	534.8	0.0	0.0	0	105550	60	27	161	0.311	127.20	0	0.48	0.000
14	383.8	6808.2		dry	534.8	0.0	0.0	0	110580	61	28	169	0.359	137.82	0	0.50	0.000
15	387.5	7173.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	116110	63	29	178	0.420	154.35	0	0.53	0.000
16	316	7487.7		dry	534.8	0.0	0.0	0	122220	64	30	187	0.487	153.89	0	0.56	0.000
17	259.6	7749.3		dry	534.8	0.0	0.0	0	129010	65	31	197	0.569	147.71	0	0.59	0.000
18	209.2	7958.5		dry	534.8	0.0	0.0	0	136600	66	33	209	0.680	142.26	0	0.62	0.000

Huitième partie : Annexes

Model JACDA107KF-2x9-88-S D (ZA) EC																
Ambient temp. °C	Amount hours /a	Cumulated h	Cooling operation	Required capacity kW	Fluid inlet temp. °C	Fluid outlet temperature °C	Fluid flow rate m³/h	Air flow m³/h	Sound power level dB(A)	Sound pressure level dB(A) At the distance 10 m	Controlled rpm	Power per unit kW	Power unit/a kWh/a	Steps spraying	Air velocity m/s	Water consum. unit m³/a
19	173,5	8132	dry	534,8	0,0	6,0	0	145140	67	34	222	0,615	141,40	0	0,66	0,00
20	142,7	8274,7	dry	534,8	0,0	6,0	0	154810	69	35	237	0,991	141,42	0	0,71	0,00
21	117,5	8392,2	dry	534,8	0,0	6,0	0	165870	70	37	254	1,220	143,35	0	0,76	0,00
22	92,5	8484,7	dry	534,8	0,0	6,0	0	178830	72	38	273	1,515	140,14	0	0,81	0,00
23	75,5	8560,2	dry	534,8	0,0	6,0	0	193820	74	40	296	1,931	145,79	0	0,88	0,00
24	57,1	8617,3	dry	534,8	0,0	6,0	0	211110	75	42	323	2,510	143,32	0	0,96	0,00
25	45,7	8663	dry	534,8	0,0	6,0	0	232220	78	44	355	3,332	152,27	0	1,06	0,00
26	31,3	8694,3	dry	534,8	0,0	6,0	0	258020	80	46	398	4,548	142,35	0	1,18	0,00
27	25,3	8719,6	dry	534,8	0,0	6,0	0	292020	82	49	444	6,469	163,67	0	1,32	0,00
28	17,5	8737,1	dry	534,8	0,0	6,0	0	331740	85	52	507	9,450	165,58	0	1,51	0,00
29	10,8	8747,9	dry	534,8	0,0	6,0	0	367030	89	55	592	14,199	153,55	0	1,76	0,00
30	6,8	8754,7	wet	534,8	0,0	6,0	0	367700	88	54	562	12,426	84,50	4	1,67	18,28
31	5,6	8763,3	wet	534,8	0,0	6,0	0	426670	81	58	668	19,460	152,25	4	1,69	18,65
32	3,1	8764,4	wet	534,8	0,0	6,0	0	439560	86	52	319	10,076	31,24	5	1,55	10,42
33	1,4	8764,4	wet	534,8	0,0	6,0	0	397760	89	54	688	15,184	21,38	5	1,81	4,76
34	0,7	8765,5	wet	534,8	0,0	6,0	0	464440	93	59	710	21,660	15,16	5	2,12	2,35
35	0,4	8765,9	wet	534,8	0,0	6,0	0	365060	87	54	558	12,199	4,88	6	1,66	1,61
36	0,4	8768,3	wet	534,8	0,0	6,0	0	433150	91	58	662	18,634	7,45	6	1,97	1,61

 HEAT EXCHANGER CABERO Wärmetauscher GmbH & Co. KG	Customer Country Project Enquiry dated Date Version Sw	COFELY AXIMA Refrigeration NV/SA (GDF SUEZ) Attention Inbev Jupille 10.600 kW Quotation nr Reference Your contact person Your contact phone	Mr. D. Van Hulle 32563.B / EC / RVS316 huis / AIMg3 lamel 530 kW / 35-37 / SP 30,6 Mark.v.Herpen/cabero@cabero-benelux.nl +31(0)412 69 31 21
---	---	--	--

CABSOFT2014 - ID: 1BIELM

B Annexe B - Tests de performance des compresseurs



Slachthuislaan 23 - 2060 Antwerpen - BELGIUM
tel. +32 3 270 96 74 - fax +32 3 270 96 55
ward.verzwijvelt@cofelyaxima-gdfsuez.be
www.cofelyaxima-gdfsuez.be

MEETING REPORT

Meeting date 20/08/15

Author Ward VERZWIJVELT

Place Inbev Jupille

Date 25/08/2015

Ref. 121494

Present Alexandre Michelson, Maxime Renard, Paul Lejeune, Abdel Lourhmati, Dirk Aerts, Ward Verzwijvelt

Excused Danny Van Hulle

Copies Wouter De Muynck, Joris Tuymans

SUBJECT Performance test condensers

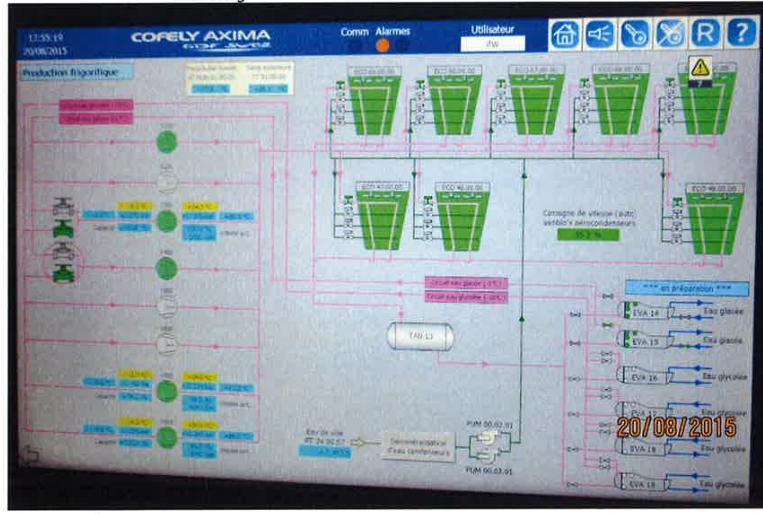
- Newly installed condenser capacity: $8 \times 1325\text{kW} \Rightarrow \text{Total of } 10.600\text{kW}$ with a $\Delta T = 10\text{K}$ and $T_c = 35^\circ\text{C}$.
- Existing compressor capacity:
 - 3 Sabroe piston compressors (V200, V400, V500) SMC186
 - 1 Sabroe piston compressor (V100) SMC186
 - 3 Mycom screw compressors (V300, V700, V800)

During the day several screenshots were made to check the capacity of the condensers.

At first we would estimate the capacity of all the compressors in use, the duty. Cut out the amount of condensers, so only the exact total condensers in use, would condensate the duty at that time.
During the day it was above 26°C , so the condensers would have to work adiabatic.
On demand of Inbev to reduce the water use, we did not cut out any condensers.

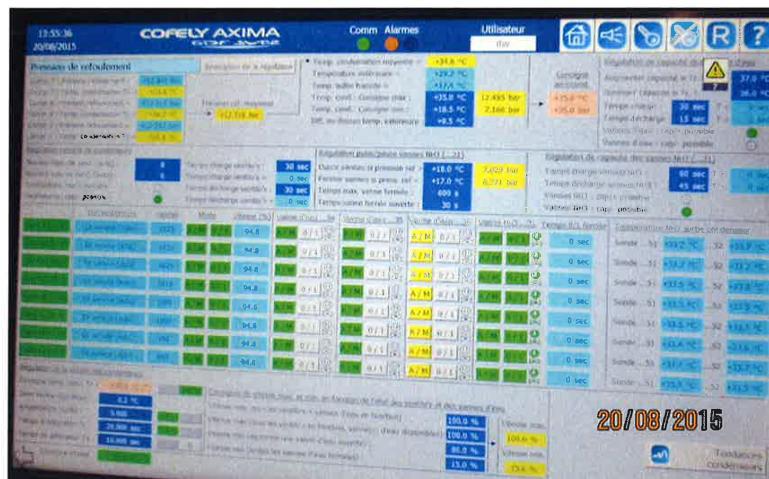
So we checked how low the T_c went in dry function. The smaller the ΔT over the condensers the more capacity available.

At 13.55h we took the following screen shots:



25/08/2015 - 121494

Huitième partie : Annexes



(IMG_0203)

On these screenshots we can see the following facts:

- Outside temperature of 29,1°C and wet bulb of 17,5°C
 - 5 compressors in use:
 - Discharge pressure 12,3bar and suction pressure: 2,4bar (V300, V400, V700 & V800).
Suction pressure 3,1bar for V100.
 - V100: 100% ([see att. 1](#))
 - => Pe: 135kW => Qref: 765kW
 - V300: motor @ 100% and compressor @ 100,8% ([see att. 2](#))
 - => Pe: 211kW => Qref: 963kW
 - Thermosiphon oil cooler: 85kW
 - V400: 100% ([see att. 3](#))
 - => Pe: 193kW => Qref: 891kW
 - V700: motor @ 99% and compressor @ 74,2% ([see att. 4](#))
 - => Pe: 187kW => Qref: 749kW
 - Thermosiphon oil cooler: 89
 - V800: motor @ 99% and compressor @ 101,3% ([see att. 5](#))
 - => Pe: 287kW => Qref: 1330kW
 - Thermosiphon oil cooler: 102kW

COFELY AXIMA
GDF SUEZ

- TOTAL DUTY: 5987kW = 6MW
- Condensation temperature measured at the exit of each condenser section: 33,2°C and 33,9°C
- Working dry the ΔT was 4,1K – 4,8K in stead of 10K.
- Normal condenser capacity: 10,6MW @ 10K
- Tested condenser capacity: 6MW @ 4,8K = 5,6K (calculated by rule of 3)

Witnessing these values we can assure the installed condenser capacity is more than sufficient.

Attachments 1-5 Compressor calculations.



Ward VERZWIJVELT
Project Leader



Wouter DE MUYNCK
Operational Manager

25/08/2015 - 12:494

ATT. 1

Sabroe
Refrigerant Plant Computation
Version 23.00

File : Axima_Refrigeration	Ref : GO	Page : 1
Date : 2013/10/11	Time : 08.29.09	
User : SABROE PRODUCTS BENELUX - NL		
Prog : COMP1/203129	Print : def. not found	

Single Stage compressor type SMC 186 ✓
refrigerant R 717
number of compressors 1.00
compressor load % 66.0
drive shaft speed RPM 970.0
evaporating temperature deg.C -1.0
suction line loss K 0.0
discharge line loss K 0.0
total suction superheat K 0.0
suction line superheat K 0.0
condenser liquid subcool. K 0.0

T-cond. (d.C)	evap. Qe (kW)	cond. N (kW)	cond. Qc (kW)	COP	comm.
20.0	825.7	100.0	923.9	8.25	
25.0	795.7	118.0	909.0	6.74	
<u>30.0</u>	<u>765.4</u>	<u>135.2</u>	<u>892.3</u>	<u>5.66</u>	
35.0	735.1	151.7	874.2	4.85	
40.0	704.8	167.7	855.2	4.20	

Some performance data issued for the products are based on outphased equipment information.
Therefore result accuracy cannot be guaranteed.
Data subject to change without notice.

ATT. 2

Mycom3

IS
 SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR : 14.2ME MYCOMW 14.2epME
 DATE : 08-25-2015
 MODEL : N200L**-L
 REFRIGERANT : AMMONIA
 RECOMMENDED PORT : L
 BOOSTER : False
 COMPRESSION RATIO : [-] 3,91
 CAPACITY : [kW] 963,1
 CAPACITY : [TR] 273,8
 ABSORBED POWER : [kW] 211,0
 DRIVE SHAFT SPEED : [rpm] 3000
 COMPRESSOR SPEED : [rpm] 3000
 INDICATOR POSITION : [%] 100
 CONDENSING TEMP. : [degC] 34,4
 EVAPORATIVE TEMP. : [degC] -6,20
 SUCTION SUPERHEAT : [degC] 2,60
 LIQUID SUBCOOLING : [degC] 2,00
 SUCTION TEMP. : [degC] -3,60
 OIL SUPPLY TEMP. : [degC] 50,0
 SUCTION PRESS. : [MPaA] 0,339
 DISCHARGE PRESS. : [MPaA] 1,33
 OIL SUPPLY PRESS. : [MPaA] 1,52
 SUCTION PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 DISCHARGE PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 SWEPT VOLUME : [m³/h] 1230
 LOAD(VOL. FLOW RATE) : [%] 100
 DISCHARGE TEMP. : [degC] 76,6
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [m³/h] 1160
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [m³/h] 384
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [kg/h] 3151
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [kg/h] 3151
 INJECT. OIL FLOW RATE : [L/min] 58,1
 LUB. OIL FLOW RATE : [L/min] 56,2
 TOTAL OIL FLOW RATE : [L/min] 114
 OIL HEAT REJECTION : [kW] 85,9
 OIL SPEC HT : [J/kgK] 1930
 OIL DENSITY : [kg/m³] 880
 COP : [-] 4,56
 --- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---
 --- WITH WATER COOLED OIL COOLER ---
 --- Refrigeration oil is not soluble with refrigerant (mineral oil) ---
 --- When choosing the motor set a safety factor of more than 10% for the brake power ---

Sabroe MatchMaster Program COMP1

ATT 3

Page 1 of 1

Sabroe Refrigerant Plant Computation					
Version 23.00					
File : Axima_Refrigeration	Ref : GO				Page : 1
Date : 2013/10/11	Time : 08.27.51				
User : SABROE PRODUCTS BENELUX - NL					
Prog : COMP1/203129	Print : def. not found				
<p>Single Stage compressor type SMC 188 refrigerant R 717 number of compressors 1.00 compressor load % 75.0 drive shaft speed RPM 970.0 evaporating temperature deg.C -7.0 suction line loss K 0.0 discharge line loss K 0.0 total suction superheat K 0.0 suction line superheat K 0.0 condenser liquid subcool. K 0.0</p>					
T-cond. (d.C)	evap. Qe(kW)	cond. N(kW)	cond. Qc(kW)	COP	comm.
20.0	970.2	151.6	1112.3	6.40	
25.0	931.0	172.8	1089.1	5.39	
30.0	891.7	193.3	1064.2	4.61	
35.0	852.6	213.1	1038.3	4.00	
40.0	813.8	232.5	1011.4	3.50	
Some performance data issued for the products are based on outphased equipment information. Therefore result accuracy cannot be guaranteed. Data subject to change without notice.					

ATT. 4.

Mycom7

IS
 SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR : 14.2ME MYCOMW 14.2epME
 DATE : 08-25-2015
 MODEL : N200L**-L
 REFRIGERANT : AMMONIA
 RECOMMENDED PORT : L
 BOOSTER : False
 COMPRESSION RATIO : [-] 3,84
 CAPACITY : [kW] 749,9
 CAPACITY : [TR] 213,2
~~ABSORBED POWER :~~ [kW] 187,3
 DRIVE SHAFT SPEED : [rpm] 4041
 COMPRESSOR SPEED : [rpm] 4041
 INDICATOR POSITION : [%] 74,0
 CONDENSING TEMP. : [degC] 34,6
 EVAPORATIVE TEMP. : [degC] -5,60
 SUCTION SUPERHEAT : [degC] 2,00
 LIQUID SUBCOOLING : [degC] 2,00
 SUCTION TEMP. : [degC] -3,60
 OIL SUPPLY TEMP. : [degC] 50,0
 SUCTION PRESS. : [MPaA] 0,347
 DISCHARGE PRESS. : [MPaA] 1,33
 OIL SUPPLY PRESS. : [MPaA] 1,53
 SUCTION PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 DISCHARGE PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 SWEPT VOLUME : [m³/h] 1660
 LOAD(VOL. FLOW RATE) : [%] 55,3
 DISCHARGE TEMP. : [degC] 76,7
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [m³/h] 879
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [m³/h] 298
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [kg/h] 2454
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [kg/h] 2454
 INJECT. OIL FLOW RATE : [L/min] 57,8
 LUB. OIL FLOW RATE : [L/min] 60,7
 TOTAL OIL FLOW RATE : [L/min] 118
 OIL HEAT REJECTION : [kW] 89,4
 OIL SPEC HT : [J/kgK] 1930
 OIL DENSITY : [kg/m³] 880
 COP : [-] 4,00
 --- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---
 --- WITH WATER COOLED OIL COOLER ---
 --- Refrigeration oil is not soluble with refrigerant (mineral oil) ---
 --- When choosing the motor set a safety factor of more than 10% for the brake power ---

ATT.5.

Mycom8

IS
 SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR : 14.2ME MYCOMW 14.2epME
 DATE : 08-25-2015
 MODEL : N200L**-L
 REFRIGERANT : AMMONIA
 RECOMMENDED PORT : L
 BOOSTER : False
 COMPRESSION RATIO : [-] 3,91
 CAPACITY : [kw] 1330,3
 CAPACITY : [TR] 378,3
 ABSORBED POWER : [kw] 287,9
 DRIVE SHAFT SPEED : [rpm] 4041
 COMPRESSOR SPEED : [rpm] 4041
 INDICATOR POSITION : [%] 100
 CONDENSING TEMP. : [degC] 34,7
 EVAPORATIVE TEMP. : [degC] -6,00
 SUCTION SUPERHEAT : [degC] 2,50
 LIQUID SUBCOOLING : [degC] 2,00
 SUCTION TEMP. : [degC] -3,50
 OIL SUPPLY TEMP. : [degC] 50,0
 SUCTION PRESS. : [MPaA] 0,342
 DISCHARGE PRESS. : [MPaA] 1,34
 OIL SUPPLY PRESS. : [MPaA] 1,53
 SUCTION PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 DISCHARGE PRES. DROP : [MPaA] 0,000
 SWEPT VOLUME : [m³/h] 1660
 LOAD(VOL. FLOW RATE) : [%] 100
 DISCHARGE TEMP. : [degC] 80,5
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [m³/h] 1590
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [m³/h] 535
 REFRIG. FLOW RATE SUC. : [kg/h] 4358
 REFRIG. FLOW RATE DIS. : [kg/h] 4358
 INJECT. OIL FLOW RATE : [L/min] 58,3
 LUB. OIL FLOW RATE : [L/min] 60,9
 TOTAL OIL FLOW RATE : [L/min] 119
 OIL HEAT REJECTION : [kw] 102,7
 OIL SPEC HT : [J/kgK] 1930
 OIL DENSITY : [kg/m³] 880
 COP : [-] 4,62
 --- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---
 --- WITH WATER COOLED OIL COOLER ---
 --- Refrigeration oil is not soluble with refrigerant (mineral oil) ---
 --- When choosing the motor set a safety factor of more than 10% for the brake power ---

C Annexe C - Gains obtenus par la régulation COSP à Williamsburg



Results

- Electricity usage is one our highest Energy costs
- Refrigeration is the largest consumer of Electricity
- Compressors and condensers are the greatest electrical load
- New control method produced over **\$180,000** in Electricity savings

