

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CONCEPTION, CONSTRUCTION ET ANALYSE D'UN SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION À ÉJECTEUR

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

J. Christopher Reddick

Jury : Mikhail SORIN
Hachimi FELLOUAH
Nicolas GALANIS
Yves MERCADIER
Mohamed OUZZANE

Sherbrooke (Québec) Canada

Janvier 2012

IV-2198



**Library and Archives
Canada**

**Published Heritage
Branch**

**395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada**

**Bibliothèque et
Archives Canada**

**Direction du
Patrimoine de l'édition**

**395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada**

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-83697-2

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-83697-2

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

*To my mother and father,
Barbara and Jim Reddick.*

*À ma femme Helene,
À nos quatre enfants :
Kathleen, Michael, Joanne et Barbara*

RÉSUMÉ

Dans le contexte d'un intérêt grandissant pour le domaine d'efficacité énergétique, les systèmes de réfrigération à compression très répandus offrent des bonnes possibilités d'améliorations. Le présent travail porte sur une étude expérimentale de la possibilité d'augmenter l'efficacité énergétique dans un système de réfrigération où un éjecteur sert de valve de détente.

Un banc d'essai a été conçu et fabriqué qui permet le fonctionnement soit en mode conventionnel soit en mode avec éjecteur. Le réfrigérant utilisé est le R134a, avec une puissance frigorifique nominale de 5 kW et une consigne de 5°C à l'évaporateur et de 40°C au condenseur. L'éjecteur diphasique est muni d'un double col dans la tuyère, dont le premier col est à section variable selon la position d'un pointeau.

Les mesures prises ont montré une amélioration de jusqu'à 11 % dans le coefficient de performance, ou COP, en mode éjecteur par rapport à celui en mode conventionnel. En mode éjecteur, le rapport de pression fourni par l'éjecteur était de 1.070 pour un ensemble d'essais complété. En mode éjecteur, la puissance frigorifique totale était la somme de la puissance thermique de l'évaporateur, dont le titre à l'entrée était très faible, et de la puissance thermique des éléments électriques, qui servaient de surchauffeur. Il a été constaté que la puissance frigorifique à l'évaporateur était au maximum lorsque les deux cols de la tuyère étaient d'aire égale. Un bilan d'énergie et une analyse d'erreur ont confirmé la validité des résultats.

Finalement, des suggestions ont été apportées afin de palier aux difficultés vécues avec l'efficacité du séparateur dans le montage. Le besoin important de contrôler le niveau de surchauffe du réfrigérant retournant au compresseur doit faire partie du travail futur. Une avenue prometteuse serait de rajouter un deuxième évaporateur après le séparateur, ou de combiner la fonctionnalité d'un séparateur avec le deuxième évaporateur dans une seule unité. Cette voie fournirait une solution au problème du manque de surchauffe à la sortie du séparateur et laissera plus de marge de manœuvre dans le système de contrôle.

Mots-clés : Réfrigération, éjecteur diphasique, COP, efficacité énergétique.

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier mon directeur de recherche, monsieur Yves Mercadier, pour ses conseils, son support et son encouragement tout au long du projet. J'ai bien apprécié sa volonté à rentrer dans les détails et d'aider avec n'importe quel problème touchant le projet ou mes cours.

Je tiens à remercier, monsieur Nicolas Galanis, professeur titulaire de la Chaire en efficacité énergétique industrielle, pour son encadrement à mon arrivée à l'Université de Sherbrooke et dans le projet. J'appréciais son cours de compléments de mécanique de fluides et les séminaires qu'il organisait au département de génie mécanique. Merci de m'avoir appuyé financièrement via le Chaire.

Je remercie chaleureusement mes collaborateurs à CanmetÉNERGIE (Ressources naturelles Canada, à Varennes, Québec). Merci d'abord à mon co-directeur, monsieur Mohamed Ouzzane. Merci également à monsieur Zine Aidoun et à monsieur John Scott. J'étais toujours bien reçu à Varennes et j'ai bénéficié à maintes reprises de conseils et d'encouragement pendant ce projet expérimental.

Je tiens à remercier professeur Hachimi Fellouah qui m'a aidé avec ses suggestions constructives. Merci, avant tout, d'avoir accepté de nous aider à surmonter certaines difficultés à la conclusion du projet.

Je voudrais ici remercier monsieur Lauris Nolier pour son assistance avec l'instrumentation et calibration très tôt dans le montage du banc d'essai.

Mes remerciements s'adressent ensuite à mes amis et collègues avec qui j'ai pu discuter et échanger lors de mes études graduées. Au risque d'offenser ceux qui je ne nomme pas, je voudrais souligner les noms de ceux avec qui j'ai eu le plaisir de côtoyer et de partager le travail lors des cours : messieurs Wahid (Abdelouhid) Dahmani, Mohammed Khennich, Jean-Sébastien Savard et madame Ayesha Khatun.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ.....	i
REMERCIEMENTS	ii
LISTE DES FIGURES	1
LISTE DES TABLEAUX	3
LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS	4
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	9
1.1 PROBLÉMATIQUE	9
1.2 ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	10
1.3 OBJECTIFS.....	21
1.4 MÉTHODOLOGIE	22
1.4.1 Commentaire sur les symboles et abréviations.....	23
CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL	25
2.1 CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES.....	25
2.1.1 Cahier de charges.....	31
2.1.2 Étude préliminaire des dimensions.....	31
2.2 COMPOSANTES.....	36
2.2.1 L'éjecteur.....	36
2.2.2 Le compresseur.....	40
2.2.3 La source.....	41
2.2.4 Le puits	43
2.2.5 Les échangeurs de chaleurs	43
2.2.6 Le séparateur.....	46
2.2.7 Le système de surchauffe après le séparateur.....	48
2.2.8 La valve de détente	49
2.2.9 L'accumulateur et le receveur	50
2.2.10 Tuyauterie divers	52
2.3 INSTRUMENTATION.....	53
2.3.1 Mesure des températures	54
2.3.2 Mesure des pressions	55
2.3.3 Mesure des débits	55

2.3.4	Mesure du voltage et calcul de la puissance	56
2.4	SYSTÈME D'ACQUISITION.....	56
2.5	CALIBRATION DES DÉBITMÈTRES.....	58
CHAPITRE 3 EXPÉRIMENTATION.....		60
3.1	FONCTIONNEMENT DU BANC D'ESSAI.....	60
3.1.1	Démarrage à froid : mode conventionnel.....	61
3.1.2	Démarrage à chaud : mode conventionnel.....	62
3.1.3	Démarrage à chaud : mode éjecteur.....	63
3.2	PROBLÈMES ET INCIDENTS	64
3.2.1	Débitmètres « Pelton » et chute de pression	64
3.2.2	Bilan d'énergie en mode conventionnel.....	65
3.2.3	Évaporateur : croisement des variations de températures	66
3.2.4	Oscillation de température : mode conventionnel.....	67
3.2.5	Séparateur : inefficacité en mode éjecteur	67
3.2.6	Évaporateur : Débit massique faible en mode éjecteur	69
3.2.7	Banc d'essai : Varia.....	70
3.3	RECALIBRATION ET CORRECTIONS DES CAPTEURS.....	70
3.4	MODE ÉJECTEUR VERSUS MODE CONVENTIONNEL	76
CHAPITRE 4 DISCUSSION ET ANALYSE		79
4.1	PARAMÈTRES D'INTÉRÊT.....	79
4.1.1	COP : mode éjecteur versus mode conventionnel.....	79
4.1.2	Graphique de Pression versus Enthalpie, mode éjecteur.....	84
4.1.3	Ouverture du pointeau et double col	92
4.1.4	Rapport de pression de l'éjecteur	97
4.1.5	Rapport d'entraînement de l'éjecteur.....	100
4.2	COMPARAISON ENTRE CONCEPTION ET MESURES	101
4.3	ANALYSE DES ERREURS.....	104
4.3.1	Incertitude dans les mesures et les valeurs calculées.....	104
4.3.2	Qualité du bilan d'énergie.....	107
4.3.3	Évaporateur : croisement des lignes de températures	110
4.4	AVENUES D'AMÉLIORATION	112

4.4.1 Augmenter le rapport de pression.....	112
4.4.2 Bénéficier de la qualité du réfrigérant à l'évaporateur	113
4.4.3 Préciser les besoins en contrôle et stabilité	114
CHAPITRE 5 CONCLUSION	116
ANNEXE A – COURBES DE CALIBRATION	119
ANNEXE B – BORDEREAU DES MATÉRIAUX	121
ANNEXE C – ESSAIS EC7 ET E10 DU 29 MAI, 2011	127
ANNEXE D – TOUS LES ESSAIS DU 29 MAI, 2011	131
ANNEXE E – CARTE D'ACQUISITION DE DONNÉES	139
ANNEXE F – AIRE DE PASSAGE DANS LA TUYÈRE	141
ANNEXE G projet_r134a_v9a.EES	144
ANNEXE H 29_mai_2011_MODE_CONVENTIONNEL_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES.....	150
ANNEXE I 29_mai_2011_MODE_EJECTEUR_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES ...	157
LISTE DES RÉFÉRENCES.....	168

LISTE DES FIGURES

Figure 1 Composantes d'un système de réfrigération à éjecteur [36].....	11
Figure 2 Schéma d'un éjecteur [40]	12
Figure 3 Exemple d'une onde de choc dans un éjecteur [35].....	15
Figure 4 Éjecteur expérimental conçu pour étudier le profil de la pression centrale [6]	15
Figure 5 Visualisation de l'ensemble d'ondes de choc dans un éjecteur [6].....	16
Figure 6 Système proposé avec deux éjecteurs [51].....	17
Figure 7 Schéma d'un système de réfrigération à éjecteur détenteur	18
Figure 8 Système de réfrigération à éjecteur détenteur et échangeur interne [48]	19
Figure 9 Montage expérimental avec circuits externes : source et puits [10]	20
Figure 10 Schéma simplifié du mode conventionnel avec états thermodynamiques	25
Figure 11 Pression (log) versus Enthalpie en mode conventionnel.....	26
Figure 12 Schéma simplifié du mode éjecteur avec états thermodynamiques	27
Figure 13 Pression (log) versus Enthalpie en mode éjecteur.....	27
Figure 14 Vue globale du banc d'essai (IMG_3018.JPG).....	28
Figure 15 Schéma global du banc d'essai	30
Figure 16 Schéma simplifié : compresseur.....	32
Figure 17 Schéma simplifié : condenseur.....	32
Figure 18 Schéma simplifié : évaporateur	33
Figure 19 Schéma simplifié : éjecteur et séparateur.....	33
Figure 20 Dessin explicatif de l'éjecteur.....	39
Figure 21 Échangeur de chaleur : évaporateur	44
Figure 22 Échangeur de chaleur : condenseur.....	44
Figure 23 Échangeur de chaleur : circuit d'isolement.....	45
Figure 24 Intérieur du séparateur	46
Figure 25 Entrée du séparateur pour le mélange sortant de l'éjecteur (IMG_2687.JPG)	47
Figure 26 Schéma de la valve de détente dans le banc d'essai.....	50
Figure 27 Schéma simplifié d'un accumulateur	51
Figure 28 Conditionnement des signaux pour le système d'acquisition de données	57
Figure 29 Étude de températures, courant coupé au banc d'essai	72
Figure 30 Mesures de sondes les plus fiables.....	73

Figure 31	Étude de températures, après correction, courant coupé au banc d'essai	75
Figure 32	COP_EG_CM en fonction du temps en opération, mode conventionnel	79
Figure 33	COP_EG_CM en fonction de T_CM_R_EN, modes conventionnel et éjecteur	83
Figure 34	Schéma simplifié du banc d'essai avec états thermodynamiques, mode éjecteur ...	85
Figure 35	Schéma simplifié, états 1 et 2, compresseur	86
Figure 36	Schéma simplifié, état 2, condenseur.....	86
Figure 37	Schéma simplifié, états 6 et 7, séparateur	87
Figure 38	Schéma simplifié, états 7 et 8, détendeur manuel.....	88
Figure 39	Schéma simplifié, états 8 et 9, évaporateur	88
Figure 40	Schéma simplifié, états 3a, 3b, 9a, 9b, 4 et 5, éjecteur	90
Figure 41	Pression (log) versus Enthalpie pour l'essai E10, mode éjecteur	92
Figure 42	Puissances frigorifiques, mode éjecteur.....	93
Figure 43	Puissance frigorifique à l'évaporateur	94
Figure 44	Débit massique de réfrigérant dans le secondaire de l'éjecteur.....	95
Figure 45	Débit massique de réfrigérant dans le primaire de l'éjecteur	96
Figure 46	Titre du réfrigérant vapeur sortant du séparateur.....	97
Figure 47	Rapport de pression en fonction de l'ouverture du pointeau	98
Figure 48	Rapport de pression en fonction du débit massique au primaire	98
Figure 49	Pressions entourant l'éjecteur, mode éjecteur.....	99
Figure 50	Rapport d'entraînement de l'éjecteur	100
Figure 51	Rapport d'entraînement en fonction du rapport de pression.....	101
Figure 52	Bilan d'énergie, EC7 et E10	110
Figure 53	Croisement de lignes de températures à l'évaporateur en mode éjecteur, E10	111
Figure 54	Schéma d'un montage proposé à éjecteur avec deux évaporateurs.....	115
Figure 55	Branchement de RTD de 3 et 4 fils.....	139
Figure 56	Branchement de la carte Keithley 7708	140
Figure 57	Aire du col variable.....	141

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1 RÉFRIGÉRANTS : LA COUCHE D'OZONE ET LE RÉCHAUFFEMENT GLOBAL [11]	13
TABLEAU 2 COMPARAISON DES PARAMÈTRES DE L'ÉJECTEUR.....	38
TABLEAU 3 PROPRIÉTÉS DU MÉLANGE D'EAU GLYCOLÉE	42
TABLEAU 4 INSTRUMENTATION DU BANC D'ESSAI.....	53
TABLEAU 5 RÉSUMÉ DES COURBES DE CALIBRATION.....	59
TABLEAU 6 CALIBRATION DES SONDAS DIN 3 ET DIN 4, LE 19 MAI, 2011.....	73
TABLEAU 7 TERMES DE CORRECTION DE L'INSTRUMENTATION	74
TABLEAU 8 VARIABLES CALCULÉES QUI SE TROUVENT À L'ANNEXE D.....	78
TABLEAU 9 ESSAIS EC7 À EC9 VERSUS E10 À E12.....	81
TABLEAU 10 ESSAIS EC7 À EC9 VERSUS E10 À E12 : CALCUL DU COP	81
TABLEAU 11 PARAMÈTRES MESURÉS DE L'ÉJECTEUR.....	103
TABLEAU 12 INCERTITUDE DES VARIABLES MESURÉES	105
TABLEAU 13 INCERTITUDE DES VARIABLES CALCULÉES, ESSAI E10	106
TABLEAU 14 INCERTITUDE DES VARIABLES CALCULÉES, EC7.....	107
TABLEAU 15 QUALITÉ DU BILAN D'ÉNERGIE, EC7 À EC9, E10 À E12.....	109

LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS

NOTATIONS LATINES

Acol	: aire au col de la tuyère
ACR	: climatisation et réfrigération, une classe de tuyaux
Amel	: aire de la section de mélange
Atso	: aire à la sortie de la tuyère
CD	: condenseur
CFD	: mécanique des fluides numérique
CM	: compresseur
COP	: coefficient de performance
COP_R_CM	: coefficient de performance calculé avec Q_{EV_R}
COP_EG_CM	: coefficient de performance calculé avec Q_{EV_EG}
CRE	: cycle de réfrigération à éjecteur
D	: diamètre maximal du col variable
Dcol	: diamètre au col fixe de la tuyère
Dmel	: diamètre de la section de mélange
Dtso	: diamètre à la sortie de la tuyère
E10, E11, ...	: Essai numéro 10 en mode éjecteur, etc.
EC1, EC2, ...	: Essai numéro 1 en mode conventionnel, etc.
EG	: eau glycolée
EJ	: éjecteur
EN	: entrée
ETA	: rendement isentropique du compresseur
EV	: évaporateur
G	: gaz
h	: enthalpie
h_CD_R_EN	: enthalpie
h_CD_R_SO	: enthalpie, condenseur, réfrigérant, sortie
h_CM_R_EN	: enthalpie,

h_EJ_PR_EN	: enthalpie, éjecteur, primaire, entrée
h_EV_R_SO	: enthalpie, évaporateur, réfrigérant, sortie
h_SE_SO_G	: enthalpie, séparateur, sortie, gaz
h_SE_SO_L	: enthalpie, séparateur, sortie, liquide
L	: liquide
Ltdiv	: longueur du divergent de la tuyère
Lmel	: longueur de la section de mélange
omega	: rapport des débits massique, $m_{\dot{SC}}/m_{\dot{PR}}$
om_dif	: demi-angle du diffuseur
om_sec	: demi-angle de l'entrée au secondaire
MC	: mode conventionnel, 1_MC, 2_MC, 3_MC et 8_MC
$m_{\dot{PR}}$, m_PR, mp	: débit massique du réfrigérant au primaire
$m_{\dot{SC}}$, m_SC, ms	: débit massique du réfrigérant au secondaire
$m_{\dot{CD}}$: débit massique du réfrigérant au condenseur
$m_{\dot{CM}}$: débit massique du réfrigérant au compresseur
$m_{\dot{C25}}$: débit massique du réf. au primaire, Micro Motion C25
m_{EJ}	: débit massique, éjecteur, $m_{PR} + m_{SC}$
$m_{\dot{EV}}$: débit massique du réfrigérant à l'évaporateur
<i>n</i>	: nombre de données
P	: pression
P_EJ_PR_EN	: pression, éjecteur, primaire, entrée
P_EJ_SC_EN	: pression, éjecteur, secondaire, entrée
P_EJ_PR_EN	: pression, éjecteur, primaire, entrée
P_EV_R_SO	: pressure, évaporateur, R134a, sortie
P_SE	: pression, séparateur
P_CD_R_EN	: pression, condenseur, réfrigérant, entrée
P_EJ_PR_EN	: pression, éjecteur, primaire, entrée
P_EJ_SC_EN	: pression, éjecteur, secondaire, entrée
P_EV_R_SO	: pression, évaporateur, réfrigérant, sortie
P_CD_sat	: pression de saturation, condenseur
P_EV_sat	: pression de saturation, évaporateur

P_SE_sat	: pression de saturation, séparateur
P_SE_psia	: pression mesurée en psia, séparateur
P_CD_R_EN_psia	: pression mesurée en psia, condenseur, entrée
P_EJ_PR_EN_psia	: pression mesurée en psia, éjecteur, primaire, entrée
P_EJ_SC_EN_psia	: pression mesurée en psia, éjecteur, secondaire, entrée
P_EV_R_SO_psia	: pression mesurée en psia, évaporateur, sortie
PR	: primaire
q_CM	: travail spécifique, compresseur
q_EV	: énergie frigorigène totale spécifique
Q_bilan_EG_EAU	: puissance thermique, $Q_{EV_EG} + Q_{re} + Q_{CM} - Q_{CD_EAU}$
Q_bilan_R	: puissance thermique, $Q_{EV_R} + Q_{re} + Q_{CM} - Q_{CD_R}$
Q_CD_EAU	: puissance thermique, condenseur, eau
Q_CD_R	: puissance thermique, condenseur, R134a
Q_CM	: puissance thermique, compresseur, R134a
Q_dot_CD	: puissance thermique, condenseur
Q_dot_CM	: puissance thermique, compresseur, R134a
Q_dot_EV	: puissance thermique, évaporateur
Q_EV	: puissance thermique, évaporateur, $Q_{re} + Q_{EV_R}$
Q_EV_EG	: puissance thermique, évaporateur, eau glycolée
Q_EV_R	: puissance thermique, évaporateur, R134a
Q_re	: puissance thermique des éléments de chauffages
r	: rapport de pression, $P_{SE}/P_{EJ_SC_EN}$
R	: réfrigérant
R ²	: coefficient de détermination
r_CM	: rapport des pressions du compresseur, P_{CD_EN}/P_{SE}
re1, re2, re3	: résistance de l'élément 1, élément 2, élément 3
RTD	: capteur de température à résistance
s	: entropie
s_CD_R_SO	: entropie, condenseur, réfrigérant, sortie
s_EV_R_SO	: entropie, évaporateur, réfrigérant, sortie
sat	: saturation, se référant à l'état saturé

SC	: secondaire
SE	: séparateur
SE	: erreur type de l'estimation
SO	: sortie
TAU_CM	: rapport de compression du compresseur
T_CD	: température, condenseur
T_EV	: température, évaporateur
T_SE	: température, séparateur
T_SE_G	: température, séparateur, gaz
T_SE_L	: température, séparateur, liquide
T_CD_EAU_EN	: température, condenseur, eau, entrée
T_CD_EAU_SO	: température, condenseur, eau, sortie
T_CD_R	: température, condenseur, réfrigérant
T_CD_R_EN	: température, condenseur, réfrigérant
T_CD_R_SO	: température, condenseur, réfrigérant
T_EJ_PR_EN	: température, éjecteur, primaire, entrée
T_EJ_SC_EN	: température, éjecteur, secondaire, entrée
T_EV_EG_EN	: température, évaporateur, eau glycolée, entrée
T_EV_EG_SO	: température, évaporateur, eau glycolée, sortie
T_EV_R	: température, évaporateur, réfrigérant
T_EV_R_EN	: température, évaporateur, réfrigérant, entrée
T_EV_R_SO	: température, évaporateur, réfrigérant, sortie
T_CM_R_EN	: température, compresseur, réfrigérant, entrée
TXV	: valve de détente thermique
U_Y	: incertitude de la variable calculé Y
U_{X_i}	: incertitude de la variable mesurée, X_i
v	: vitesse
v_CD_EAU_USGPM	: débit volumétrique mesuré, condenseur, eau, USGPM
v_EV_EG_USGPM	: débit volumétrique mesuré, évap., eau glycol., USGPM
vl	: voltage
vl_E1, vl_E2	: voltage de l'élément de chauffage 1, ... chauffage 2

v_l _CD_EAU	: voltage du débitmètre, condenseur, eau
v_l _EV_EG	: voltage du débitmètre, évaporateur, eau glycolée
v_l _C25_R	: voltage du débitmètre massique, R134a
x	: titre
x _EV_EN	: titre, évaporateur, entrée
x _SE_SO_G	: titre, séparateur, sortie du gaz
x	: ouverture du pointeau
y_i	: une donnée, d'indice i
\bar{y}	: la moyenne d'un ensemble de données
y_{est}	: l'approximation selon la régression
Y	: la variable calculée

NOTATIONS GRECQUES

α	: angle complémentaire de β du pointeau
β	: demi-angle du pointeau
ω	: rapport d'entraînement de l'éjecteur, ms/mp

INDICES

1. Entrée du compresseur
2. Sortie du compresseur
3. Sortie du condenseur et entrée primaire de l'éjecteur.
- 3b. Sortie de la tuyère motrice dans l'éjecteur.
4. Sortie de la zone de mélange dans l'éjecteur.
5. Sortie du diffuseur dans l'éjecteur
6. Sortie de gaz du séparateur.
7. Sortie liquide du séparateur et entrée au détendeur manuel.
8. Sortie du détendeur manuel et entrée à l'évaporateur.
9. Sortie de l'évaporateur et entrée du secondaire à l'éjecteur.
- 9b. Sortie du secondaire dans l'éjecteur.

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 PROBLÉMATIQUE

L'Institut International du Froid estime que 15 % de toute l'électricité produite globalement sert dans des procédés de réfrigération et de climatisation [1]. Au Canada, selon une estimation de Ressources Naturelles Canada, 10 % de l'énergie consommée est utilisée pour faire du froid. En même temps, il y a un intérêt grandissant pour la réduction du taux de consommation des ressources énergétiques et pour la diminution des effets néfastes de cette consommation sur l'environnement.

Le domaine de la production du froid offre un bon potentiel pour réaliser des gains au niveau de l'efficacité énergétique. En moyenne, au Canada, une amélioration de 1 % dans l'efficacité des systèmes de réfrigération économiserait 270 mégawatts d'électricité. Une réduction de cet ordre équivaut à 1,3 million de barils de pétrole par an et une réduction correspondante dans l'émission des gaz à effet de serre.

Les systèmes de réfrigération à éjecteur offrent des avantages par rapport aux systèmes de compression à vapeur qui sont très répandus. Un éjecteur peut être incorporé dans un système de réfrigération de plusieurs façons. Certains systèmes proposés remplacent le compresseur par un éjecteur tandis que d'autres se servent de l'éjecteur pour diminuer la charge du compresseur. D'autres utilisent l'éjecteur pour remplacer partiellement ou complètement la valve de détente.

Un éjecteur est un appareil de forme très simple qui n'a pas de pièces mobiles. Cette simplicité de construction réduit les besoins de maintenance dans les procédés de réfrigération. Un éjecteur, au contraire des compresseurs, peut être conçu afin de fonctionner avec des liquides, des gaz, ou une combinaison des deux. Dans tous ces cas, le coefficient de performance, ou le COP, est utilisé pour comparer les systèmes de réfrigération. En général, le faible COP des systèmes à éjecteur est leur plus grand désavantage.

Un système de réfrigération à éjecteur très prometteur est celui où la valve de détente est remplacée par l'éjecteur. Selon une étude théorique par Kornhauser [23] une amélioration de 21 % sur le COP par rapport au système de compression conventionnel est possible. Alors, dans le cadre d'un mémoire de maîtrise on propose à valider expérimentalement s'il est possible d'obtenir une meilleure efficacité énergétique dans un système de réfrigération dont un éjecteur sert de valve de détente.

1.2 ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

L'éjecteur a été inventé par Charles Parson autour de 1901 et utilisé dans une application de réfrigération par Maurice Leblanc en 1910 [11]. Le cycle de réfrigération à éjecteur, ou CRE, tel que réalisé par Leblanc, utilisait la vapeur d'eau comme fluide moteur pour produire du froid. Cette possibilité d'utiliser une source de chaleur pour faire du froid était l'atout principal dans les premières applications d'éjecteurs dans les systèmes de réfrigération.

Le CRE offre encore un intérêt en tant que procédé capable de valoriser les rejets thermiques. Un éjecteur est d'une grande simplicité, surtout par rapport aux cycles de réfrigération à compression. La Figure 1 montre les composantes principales d'un système CRE. Contrairement au système de réfrigération à compression de vapeur très répandu actuellement, le procédé montré ici n'utilise pas de compresseur. Dans les années 1930, le CRE a connu un certain succès dans la climatisation de grands bâtiments [11]. Pourtant, la théorie moderne expliquant son fonctionnement ne s'est pas développée que plus tard.

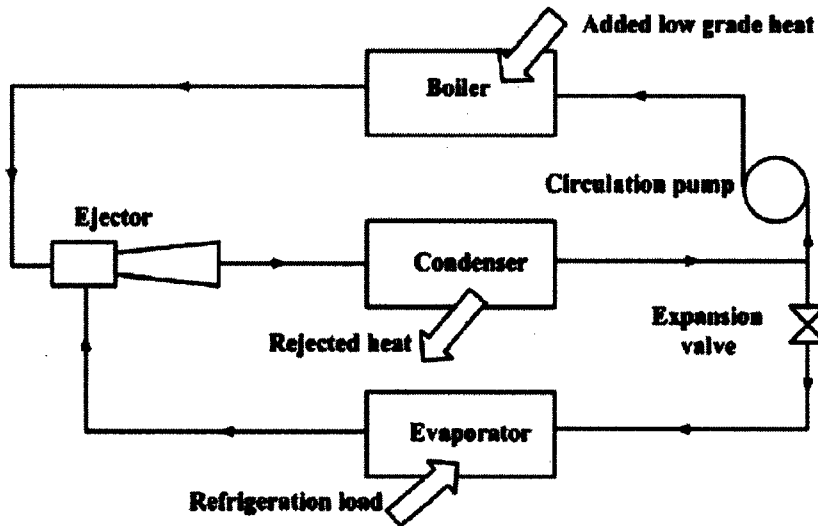


Figure 1 Composantes d'un système de réfrigération à éjecteur [36]

L'éjecteur dans sa forme la plus simple est un tube ayant deux entrées à une extrémité et une seule sortie à l'autre. L'écoulement primaire, à haute pression, entre dans l'éjecteur via une petite tuyère sur l'axe centrale. L'écoulement secondaire, à une pression très faible par rapport au primaire, entre dans la zone annulaire entourant la tuyère de l'écoulement primaire. La sortie de l'écoulement primaire à grande vitesse de la tuyère crée une basse pression, incitant l'écoulement secondaire à entrer et à accélérer dans la partie centrale de l'éjecteur. Lorsque les deux écoulements arrivent à la sortie de l'éjecteur, ils sont devenus presque un mélange homogène. C'est le fait d'encourager cet écoulement secondaire à être aspiré vers l'éjecteur qui sert à engendrer le processus de réfrigération. La Figure 2 présente un schéma d'un éjecteur.

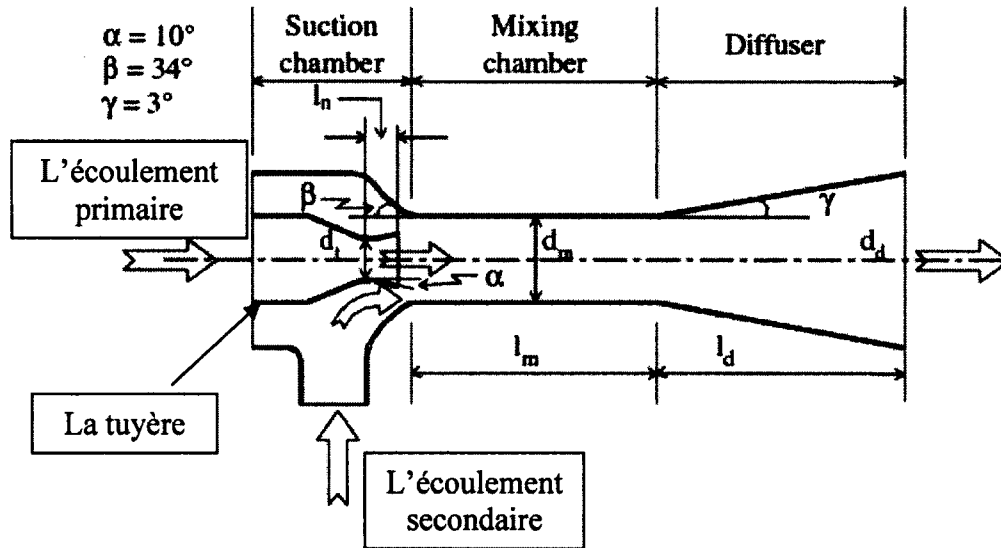


Figure 2 Schéma d'un éjecteur [40]

Pour tout projet concernant les systèmes de réfrigération, le choix du réfrigérant est une décision importante. Le TABLEAU 1 dresse une liste partielle des réfrigérants très étudiés. Depuis l'entrée en force du protocole de Montréal en 1989, les fluides frigorigènes traditionnels, tel le R-11 et R-12, ont été reconnus comme substances qui appauvrissent la couche d'ozone. Ce potentiel à nuire à la couche d'ozone est identifié dans le TABLEAU 1 comme le «Ozone depletion potential». Plus récemment, le potentiel de réchauffement global, ou «Global warming potential» est devenu un critère à considérer dans le choix du réfrigérant. Idéalement ces deux facteurs devraient être le plus bas possible.

TABLEAU 1 RÉFRIGÉRANTS : LA COUCHE D'OZONE ET LE RÉCHAUFFEMENT GLOBAL [11]

Fluids for a jet refrigerator^a

	R-11	R-12	R-113	R-123	R-141b	R-134a	R-718b (water)
Boiling point at 1 atm (°C)	23.7	-29.8	47.6	27.9	32.1	-26.1	100.0
Pressure at 100 °C (kpa)	824	3343	438	787	677	3972	101
Molecular mass (kg/kmol)	137.38	120.92	187.39	152.93	116.9	102.03	18.02
Latent heat at 10 °C (kJ/kg)	186.3	147.6	155.3	176.8	129.4	190.9	2257.0
Global warming potential (GWP)	1	3	1.4	0.02	0.15	0.26	0
Ozone depletion potential (ODP)	1	0.9	0.8	0.016	0	0.02	0
Wet/dry vapour	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry	Wet	Wet

^a GWP scale range from 0 to 1 (for CO₂, GWP = 1). ODP scale range from 0 to 1.9 (for R11, ODP = 1).

Dans le domaine de systèmes de réfrigération à éjecteur, l'eau est utilisée comme fluide frigorigène depuis très longtemps [12, 17, 18, 21, 29]. Comme indiqué dans le TABLEAU 1, l'eau n'est pas néfaste ni pour la couche d'ozone ni pour l'effet de réchauffement planétaire. Pourtant, son domaine d'application la limite à des températures d'évaporateur supérieures à 0 °C. L'utilisation de l'eau comme réfrigérant dans des CRE est encore un sujet de recherche [2, 27, 36].

Une caractéristique très importante des éjecteurs est le fait que leur débit massique est presque constant. Munday et Bagster [29] ont expliqué ce fait par le phénomène d'étranglement et ils ont introduit l'idée de l'aire effective. Lorsque la vitesse de l'écoulement secondaire se rapproche de celle de l'écoulement primaire, une onde de choc se crée à une place précise dans l'éjecteur.

La recherche visant à mieux comprendre les caractéristiques des éjecteurs ne se limite pas à la réfrigération. Le travail sur les pompes à chaleur étudie aussi le comportement des éjecteurs [17, 21, 32]. Nguyen [32] a comparé une modélisation basée sur une hypothèse de gaz idéals avec une modélisation basée sur une hypothèse de gaz réels. Hamidi [21] a utilisé une démarche expérimentale où l'éjecteur était muni de neuf prises de pression sur sa longueur. Duchesne [17] a repris le projet Hamidi, étudiant le rôle du titre du fluide moteur sur le comportement du cycle. Ces trois études démontrent la difficulté à bien comprendre le comportement exacte des fluides dans l'éjecteur, surtout lorsque le fluide moteur est un mélange de liquide et de gaz, connu comme un écoulement diphasique.

La caractérisation de l'efficacité globale des systèmes de réfrigération est définie par le coefficient de performance, connu comme le COP. Étant donné l'importance du rôle de l'éjecteur dans le COP des cycles de réfrigération, la recherche sur la modélisation de l'éjecteur est très active [5, 12, 16, 46]. Bartosiewicz et al. [5, 6], Ouzzane et Aidoun [35], et Pianthong et al. [36] ont avancé la modélisation numérique par CFD, «Computational Fluid Dynamics». Ces travaux sont très axés sur le comportement des ondes de choc dans l'éjecteur. La Figure 3 montre la position d'une onde de choc dans la section du mélange. La Figure 4 montre un éjecteur conçu pour étudier le profil de la pression centrale. La Figure 5 présente les résultats d'une étude par CFD effectuée sur l'éjecteur de la Figure 4. Zhu et al. [52] s'intéressent au modèle de contrôle des CRE et ont introduit une nouvelle façon de modéliser un éjecteur, sans directement passer par CFD. Lear et al. [24] proposent des critères de conception d'un éjecteur sans utiliser le CFD.

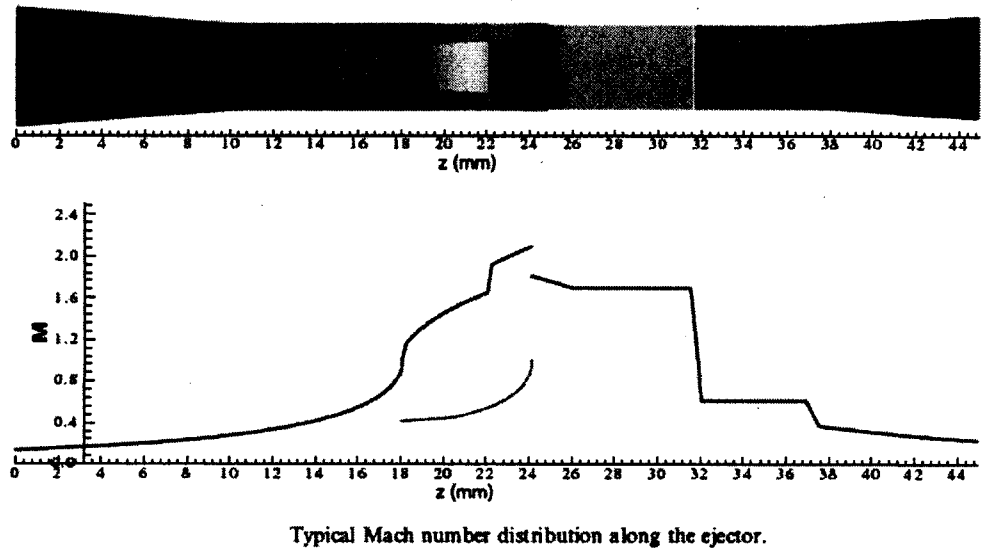


Figure 3 Exemple d'une onde de choc dans un éjecteur [35]

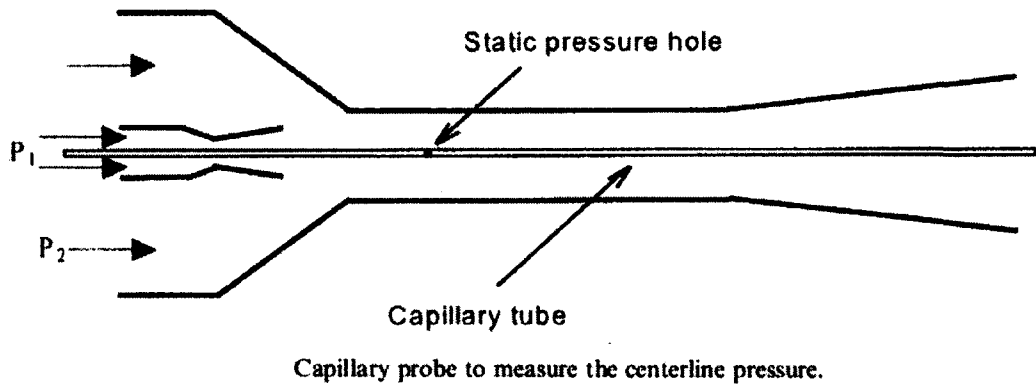
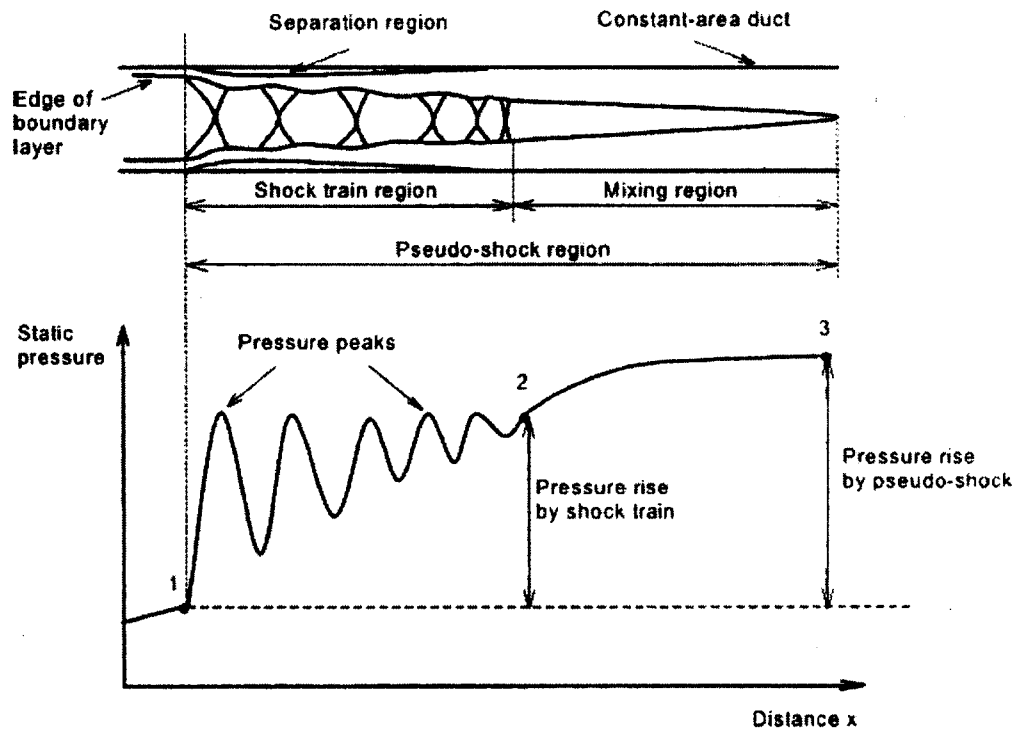


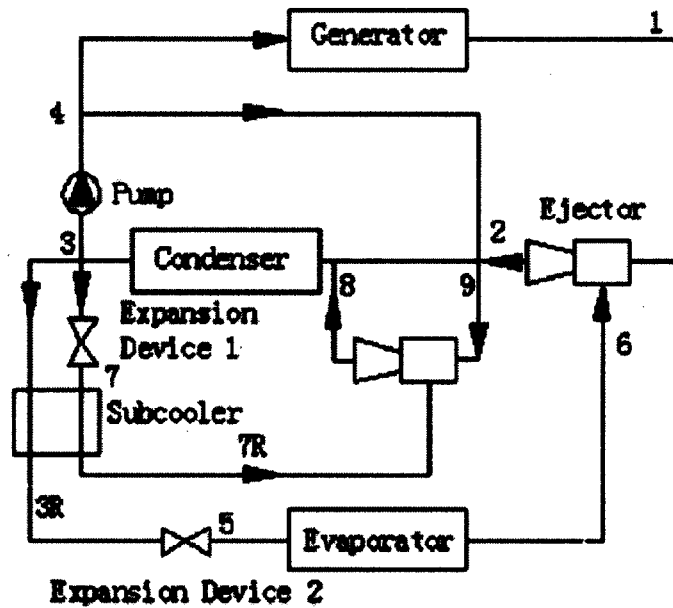
Figure 4 Éjecteur expérimental conçu pour étudier le profil de la pression centrale [6]



Description of the different flow regions.

Figure 5 Visualisation de l'ensemble d'ondes de choc dans un éjecteur [6]

Plusieurs chercheurs s'attaquent au faible COP du CRE, proposant souvent des nouveaux cycles. Yu et Li [50] proposent un cycle ayant un éjecteur et une pompe à jet. Yu et al. [51] étudient un cycle de deux éjecteurs, tel que montré dans la Figure 6, dont un éjecteur fonctionne en mode liquide/vapeur et sert à refroidir l'écoulement sortant du condenseur.



A new ejector refrigeration system.

Figure 6 Système proposé avec deux éjecteurs [51]

Le travail sur les montages expérimentaux étudie le comportement global des CRE, mettant l'accent sur les paramètres contrôlant l'optimisation du COP [39, 47] et le choix du réfrigérant. Sankarlal et Mani [39] ont étudié un cycle à ammoniaque, Selvaraju et Mani [40] utilisent le R134a, et Yapici et Yetisen [47] traitent du R11. Le choix du réfrigérant à étudier est parfois basé sur des études antérieures, tel que le R11, parfois basé sur des réfrigérants courants, tel que le R134a, et parfois basé sur des liquides frigorigènes inoffensifs pour la couche d'ozone, tel que la vapeur d'eau ou le CO₂ [14, 19].

La recherche sur les applications globales continue. Oliveira et al. [34] présentent les résultats d'un montage utilisant le n-pentane comme réfrigérant. Ce système produit de l'électricité ainsi que de la réfrigération. Srisasta et al. [41] présentent un CRE avec recirculation par force gravitationnelle où il n'y a même pas de pompe de recirculation. L'utilisation de l'énergie solaire comme source d'énergie pour la réfrigération et la climatisation est aussi un champ de recherche très actif [1, 13].

L'utilisation d'un éjecteur comme détendeur dans un système à compression avec R12 a été étudié par Kornhauser [23]. Son travail théorique a montré une amélioration pouvant aller jusqu'à 21 % par rapport au système à valve de détente thermostatique. Un travail expérimental, avec du R134a, a montré une amélioration du COP entre 3.9 % et 7.6 % [22]. La Figure 7 présente un schéma d'un système de réfrigération à éjecteur détendeur.

L'étude de systèmes de réfrigération à éjecteur détendeur se poursuit, surtout depuis la commercialisation d'une option d'un climatiseur à éjecteur par le constructeur automobile Toyota. Cette option est connue sous le nom «cool box» et elle était disponible sur le Toyota Highlander en 2008 en Amérique du Nord. Deng et al. [14] ont montré une amélioration de 22 % dans leur étude théorique utilisant du gaz carbonique comme réfrigérant dans un cycle transcritique. Elben et al. [19] ont trouvé une amélioration de 8 % dans la capacité frigorifique et 7 % dans le COP dans leur travail expérimental sur un cycle transcritique au gaz carbonique.

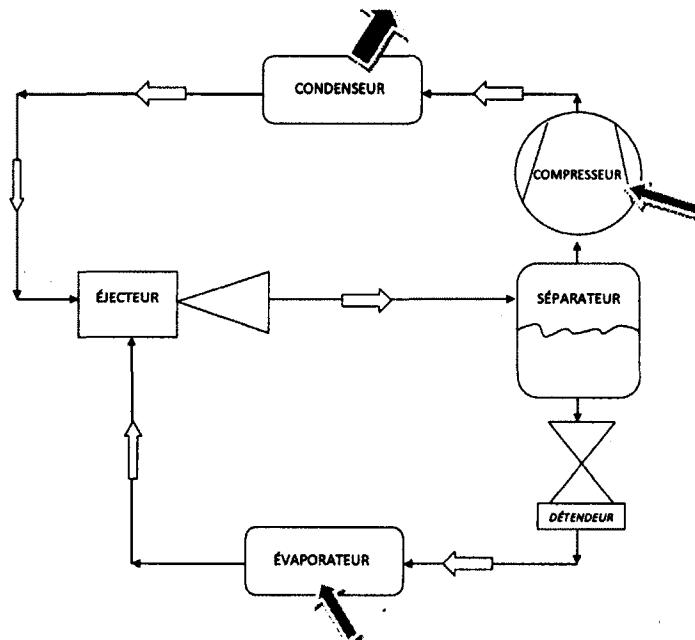


Figure 7 Schéma d'un système de réfrigération à éjecteur détendeur

Yari et al. [48] proposent dans leur étude théorique, comme montré à la Figure 8, des variations sur le système de réfrigération à éjecteur détenteur. Utilisant le R125, ils trouvent une amélioration de 21 % par rapport au cycle à compression de vapeur conventionnelle. Yari [49] a fait une étude exergetique du même système.

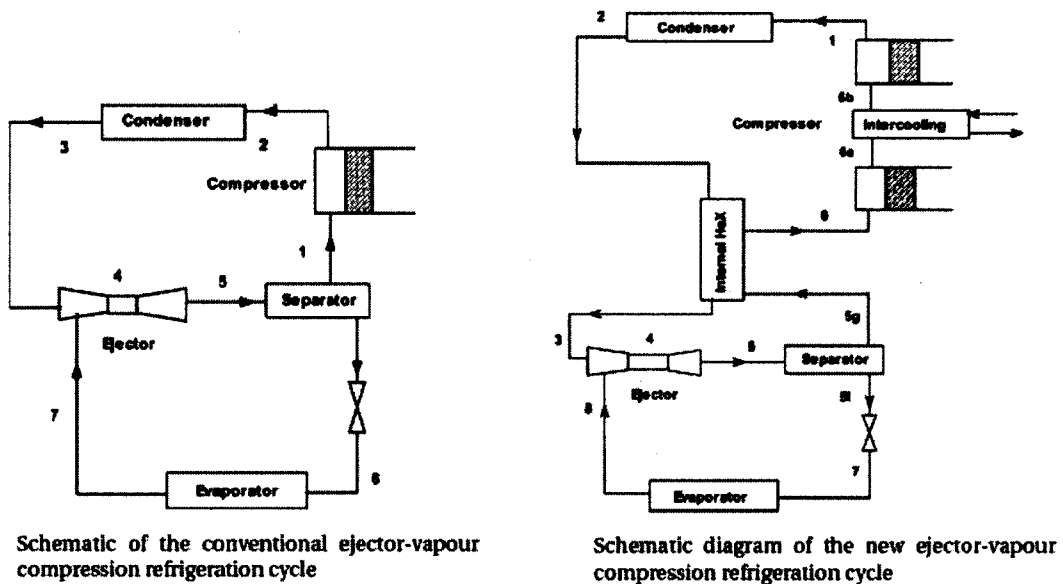
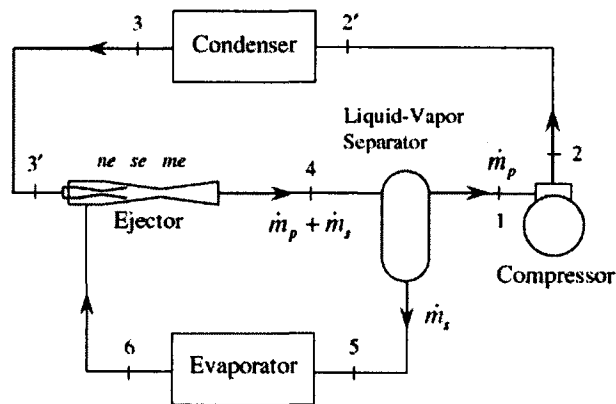
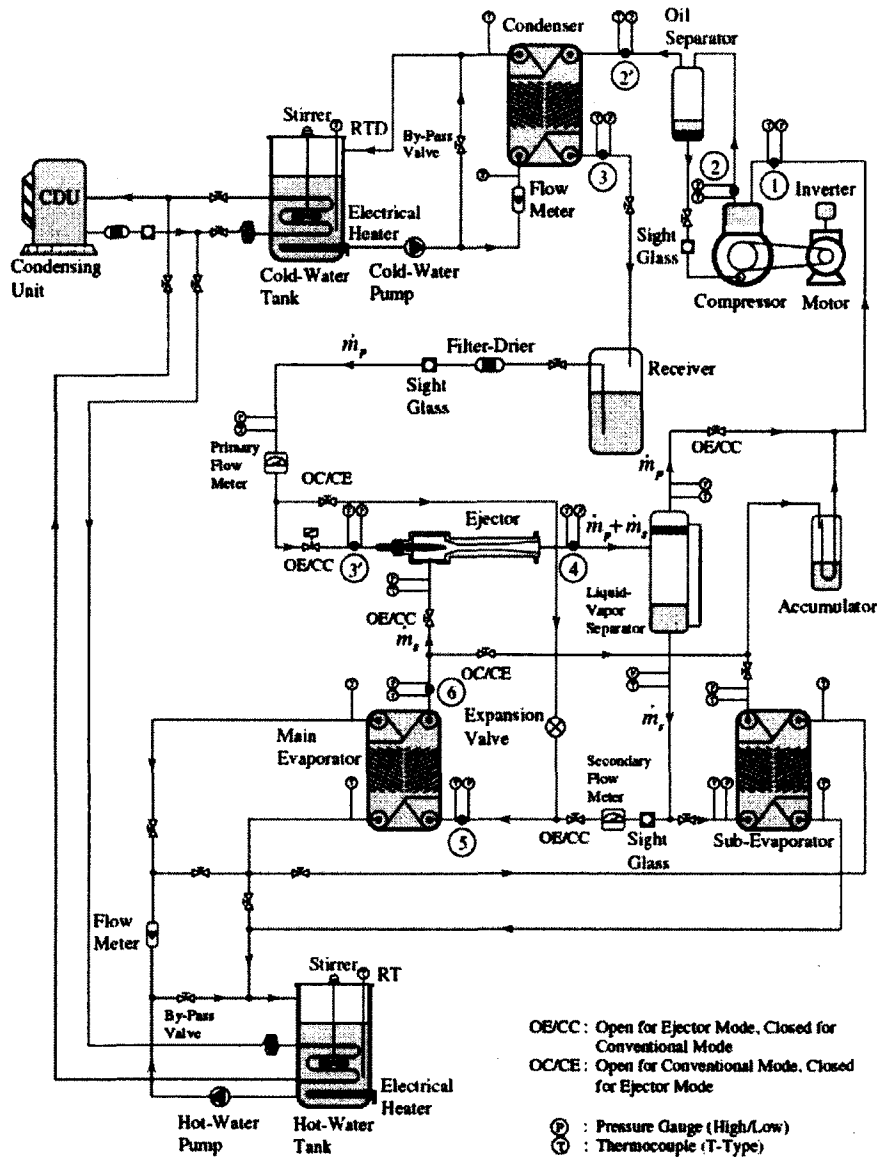


Figure 8 Système de réfrigération à éjecteur détenteur et échangeur interne [48]

Chiangwongsa et Wongwises [9, 10] , et Wongwises et Disawas [15, 45] ont publié plusieurs articles étudiant un système de réfrigération à éjecteur détenteur où l'éjecteur remplace complètement la valve de détente. Ces études utilisent le R134. La particularité de ces études expérimentales est que l'absence de la valve de détente mène à l'inondation complète de l'évaporateur, laissant passer du réfrigérant liquide dans le secondaire de l'éjecteur. La Figure 9 montre l'installation expérimentale. Leurs études n'ont pas trouvé une amélioration significative dans le COP.



Schematic diagram of experimental apparatus.

Figure 9 Montage expérimental avec circuits externes : source et puits [10]

Alors, malgré le potentiel théorique pour le système de réfrigération à éjecteur détenteur, il n'y a pas d'étude expérimentale publiée dans la littérature scientifique qui montre cette pleine amélioration potentielle. Il y a des raisons de croire que des faiblesses dans les connaissances des paramètres régissant le comportement des écoulements dans l'éjecteur n'ont pas, jusqu'à aujourd'hui, permis une bonne conception de l'éjecteur. En passant par une méthodologie expérimentale, on propose de concevoir un éjecteur diphasique et ensuite de trouver les paramètres optimaux pour son utilisation dans le système de réfrigération. En tenant compte de l'effet du réfrigérant sur la couche d'ozone et le potentiel de réchauffement global, tel que montré dans le TABLEAU 1, ainsi que la disponibilité des composants standards en Amérique du nord, on propose le R134a comme candidat de réfrigérant.

1.3 OBJECTIFS

L'objectif général de ce projet de recherche est d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de réfrigération. Les objectifs spécifiques sont les suivants :

1. Concevoir et construire un éjecteur diphasique.
2. Concevoir et construire un système de réfrigération à compression dont un éjecteur sert comme détenteur.
3. Comparer le coefficient de performance théorique avec la valeur expérimentale.
4. Étudier le coefficient de performance et la puissance frigorifique en fonction de la géométrie de l'éjecteur.
5. Comparer le cycle à éjecteur-détendeur avec un cycle à compresseur.

1.4 MÉTHODOLOGIE

La première étape est consacrée à la conception du banc d'essai. Le banc d'essai devrait permettre une comparaison directe entre un système de réfrigération conventionnel et un système dont l'éjecteur sert à remplacer la valve de détente. Afin de faciliter la comparaison entre le banc d'essai et le travail fait par d'autres chercheurs, la puissance frigorifique nominale à l'évaporateur ainsi que la température du réfrigérant à l'évaporateur et celle du condenseur seront fixées. Le réfrigérant sera le R134a. Un compresseur à vitesse variable sera choisi afin de fournir plus de marge de manœuvre pour le contrôle en mode éjecteur. La vitesse variable donne aussi plus de possibilité pour trouver des ensembles de paramètres qui fonctionnent bien dans les deux modes de fonctionnement.

Lorsque le banc d'essai sera conçu et fabriqué, la prochaine étape sera de valider la fiabilité du banc d'essai et son système d'instrumentation via un bilan d'énergie en mode conventionnel. À cette étape il sera nécessaire à valider les systèmes qui assurent que le compresseur soit lubrifié de façon adéquate et que le banc d'essai opère entre des limites acceptables de basse et de haute pression. Une attention particulière sera apportée aux possibilités de fuites dans le montage.

Après avoir validé le banc d'essai en mode conventionnel, ce sera le temps d'expérimenter l'utilisation de l'éjecteur diphasique. Plusieurs essais préliminaires seront nécessaires afin de découvrir la plage de paramètres d'opération à l'intérieure de laquelle le banc d'essai fonctionnera. Le maintien du niveau de réfrigérant dans le séparateur sera visé comme critère de contrôle. Un séparateur trop plein pourrait laisser passer du réfrigérant liquide au compresseur, risquant de l'endommager. En tout cas, le but sera d'avoir le banc d'essai en régime permanent lors des comparaisons entre les deux modes.

Finalement, des calculs seront complétés afin de comparer directement les coefficients de performances. Des études seront aussi complétées sur le rapport de pression, le rapport d'entraînement et la puissance frigorifique. Ces paramètres seront étudiés en fonction de la position du pointeau de l'éjecteur, la seule composante de géométrie variable de l'éjecteur.

1.4.1 Commentaire sur les symboles et abréviations

Dans la démarche expérimentale et plus tard dans la rédaction du mémoire il a fallu se fixer des critères pour l'identification des paramètres. Dans une présentation théorique touchant un cycle de réfrigération ou toute autre cycle thermodynamique, il est convenable d'associer chaque point du cycle étudié à un état thermodynamique. Dans le travail expérimental de ce mémoire, pourtant, le besoin s'est fait sentir très tôt de relier chaque paramètre ou variable à une sonde physique sur le banc d'essai. D'abord, lorsqu'on travaille sur le banc d'essai, les premières informations nécessaires quand on considère une donnée est de savoir sur quel équipement la sonde est installée, s'il s'agit d'une entrée ou une sortie, et sur quel fluide la mesure s'applique. Dans un deuxième temps, surtout pour les variables calculées à partir des mesures, telle la puissance thermique ou le coefficient de performance, il est important de savoir de quelle manière la valeur a été calculée lorsqu'il y a plus d'une méthode possible. Par exemple, nous allons voir plus loin que la puissance thermique au condenseur peut se calculer à partir du côté de l'eau ou du côté du réfrigérant. Finalement, afin d'uniformiser la lecture du mémoire, autant pour les chapitres que pour la compréhension des Annexes, il a été décidé d'établir un système flexible de nomenclature pour les variables reliées aux sondes. Lorsque le contexte est plus théorique ou général, les symboles sont simplifiés, comme par exemple $Q_{\text{dot}}_{\text{CD}}$, la puissance thermique au condenseur sans préciser le fluide.

PROPRIÉTÉ_ÉQUIPEMENT_ENTRÉE/SORTIE_FLUIDE_MÉTHODE

PROPRIÉTÉ :

COP	: coefficient de performance
h	: enthalpie
m_{dot} (aussi m)	: débit massique
P	: pression
Q_{dot} (aussi Q)	: puissance thermique
s	: entropie
T	: température
v	: débit volumétrique mesuré
x	: titre

ÉQUIPEMENT :

CD	: condenseur
CM	: compresseur
C25	: débitmètre massique Micro Motion C25
EJ	: éjecteur
EV	: évaporateur
E1, E2	: élément de chauffage 1,...2
PR	: primaire
SC	: secondaire
SE	: séparateur

ENTRÉE/SORTIE :

EN	: entrée
SO	: sortie

FLUIDE :

EAU	: eau
EG	: eau glycolée
R	: R134a

MÉTHODE : (ou toute autre information spéciale)

EG_CM	: calculé avec Q_{EG_R} et Q_{CM}
G	: gaz
L	: liquide
R_CM	: calculé avec Q_{EV_R} et Q_{CM}
sat	: condition saturée

CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL

2.1 CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES

Afin de permettre une bonne évaluation d'un système de réfrigération avec éjecteur, le banc d'essai est conçu en vue de fonctionner selon les deux modes distincts : mode conventionnel et mode éjecteur. La Figure 10 montre un schéma simplifié du mode conventionnel. Chaque état thermodynamique qui sera intéressant lors de cette étude est identifié dans la même figure. La Figure 11 localise chaque état en mode conventionnel sur un graphique pression (log) – enthalpie.

En mode conventionnel, le réfrigérant vapeur arrivant du compresseur passe par le condenseur et tombe ensuite comme liquide dans le receveur. Le réfrigérant liquide sortant du receveur à haute pression passe dans la valve de détente traditionnelle. À la sortie du détendeur, le mélange de gaz et de liquide entre à basse pression dans l'évaporateur. La vapeur surchauffée sortant de l'évaporateur passe ensuite dans le compresseur, complétant le cycle.

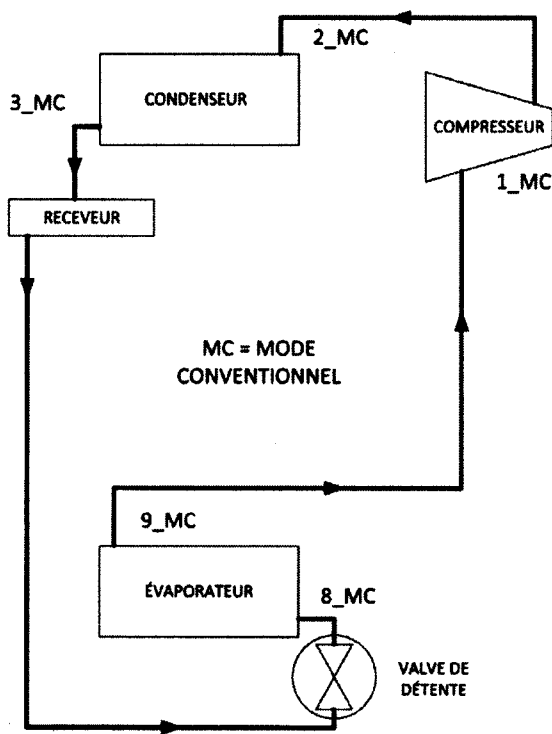


Figure 10 Schéma simplifié du mode conventionnel avec états thermodynamiques

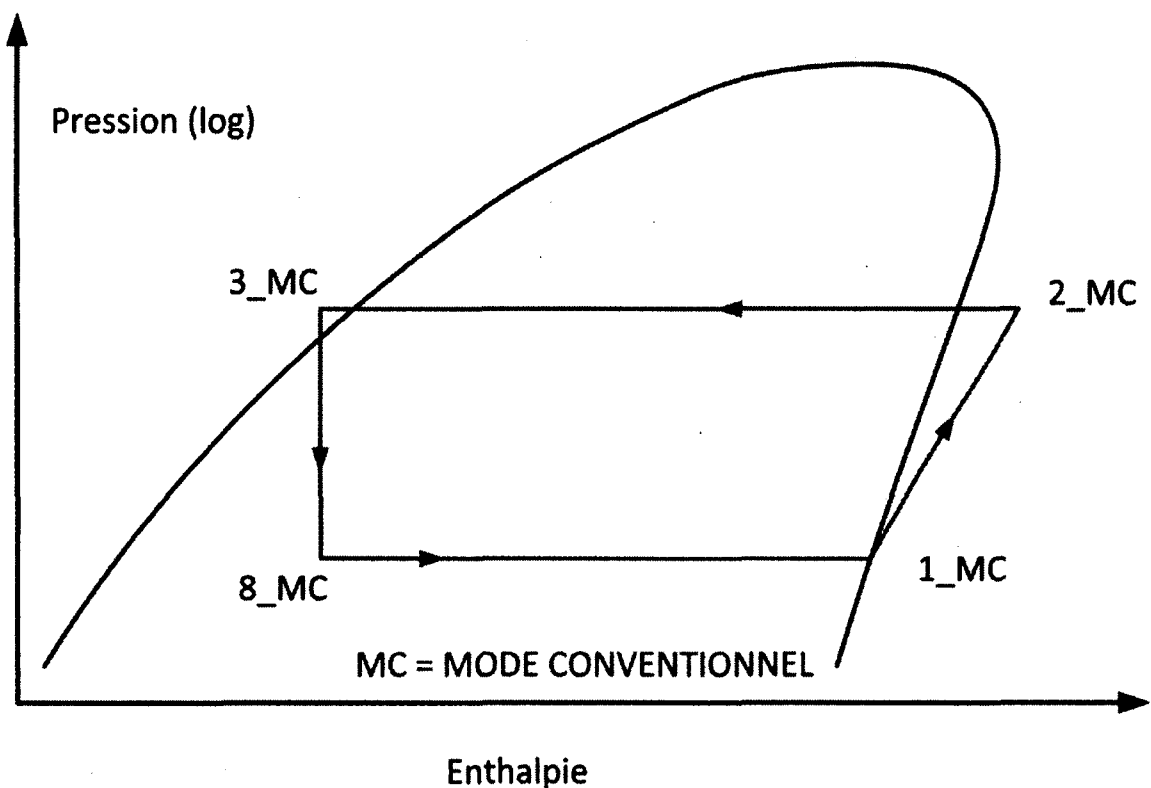


Figure 11 Pression (log) versus Enthalpie en mode conventionnel

En mode éjecteur, comme montré à la Figure 12, le cheminement du réfrigérant est identique au mode conventionnel entre l'entrée du compresseur jusqu'à la sortie du receveur. Les états thermodynamiques principaux sont présentés dans la Figure 13. Le liquide du receveur, à haute pression, circule ensuite directement dans le primaire de l'éjecteur. Un deuxième écoulement, le secondaire, arrive à basse pression en phase vapeur de l'évaporateur. Ces deux débits s'additionnent et passent au séparateur. Dans le séparateur, la phase vapeur retourne au compresseur. La phase liquide, quant à elle, sort à l'extrémité inférieure du séparateur et se dirige vers l'évaporateur où elle se transforme en vapeur et entre ensuite dans le secondaire de l'éjecteur.

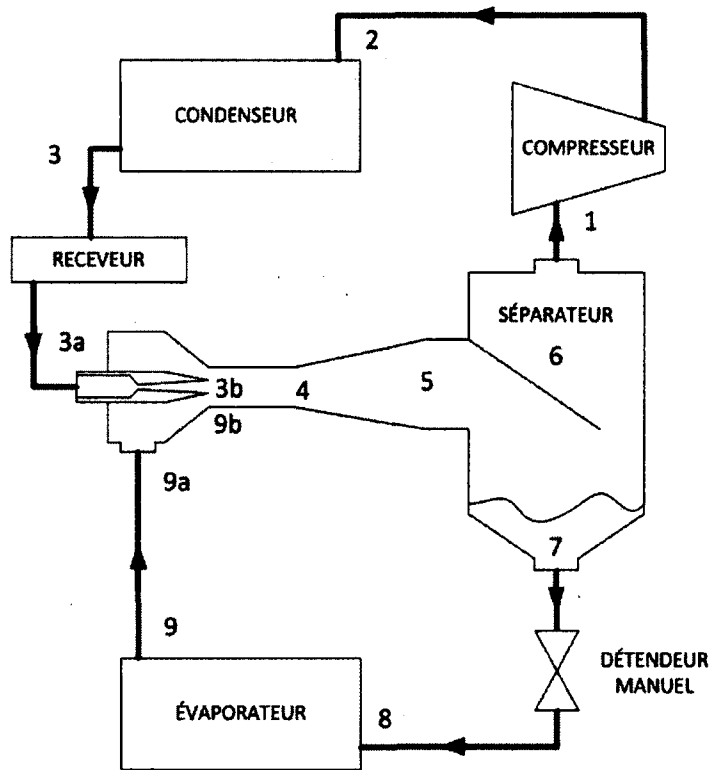


Figure 12 Schéma simplifié du mode éjecteur avec états thermodynamiques

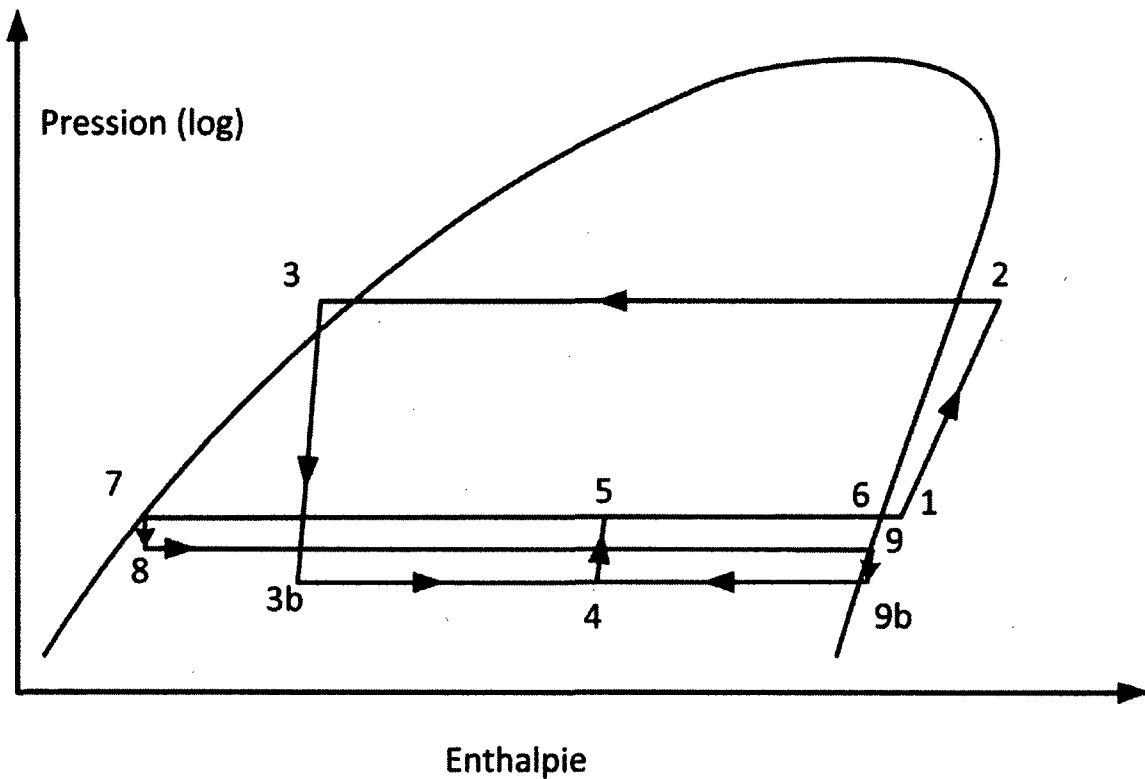


Figure 13 Pression (log) versus Enthalpie en mode éjecteur

Le banc d'essai a été conçu en vue de favoriser sa mobilité et à permettre une grande flexibilité dans le placement des composants, surtout dans la phase initiale du projet. Malgré sa mobilité possible, le cadre qui supporte les équipements est assez robuste pour amortir les vibrations provenant du compresseur. La Figure 14 fournit une vue globale du montage. Son emplacement est dans le laboratoire de mécanique des fluides de la faculté de Génie de l'Université de Sherbrooke. Cet endroit bénéficiait déjà de l'eau de refroidissement de l'université. Les services électriques nécessaires pour le compresseur et son panneau de contrôle ont été installés par le service des immeubles de l'université.



Figure 14 Vue globale du banc d'essai (IMG_3018.JPG)

Outre le circuit principal qui gère le réfrigérant du système, deux circuits auxiliaires se rajoutent au banc d'essai. Ces circuits, «SOURCE» et «PUITS», sont montrés à la Figure 15 . À l'évaporateur, «la source» fournit la puissance thermique en circulant un mélange d'eau et d'éthylène glycol à un débit fixe et une température contrôlée. Au condenseur, le circuit identifié comme «le puits» enlève de l'énergie du système en faisant circuler de l'eau à un débit fixe et une température contrôlée.

PROJET ÉJECTEUR SCHÉMA GLOBAL

CHRISTOPHER
REDDICK
LE 30 AOUT, 2011

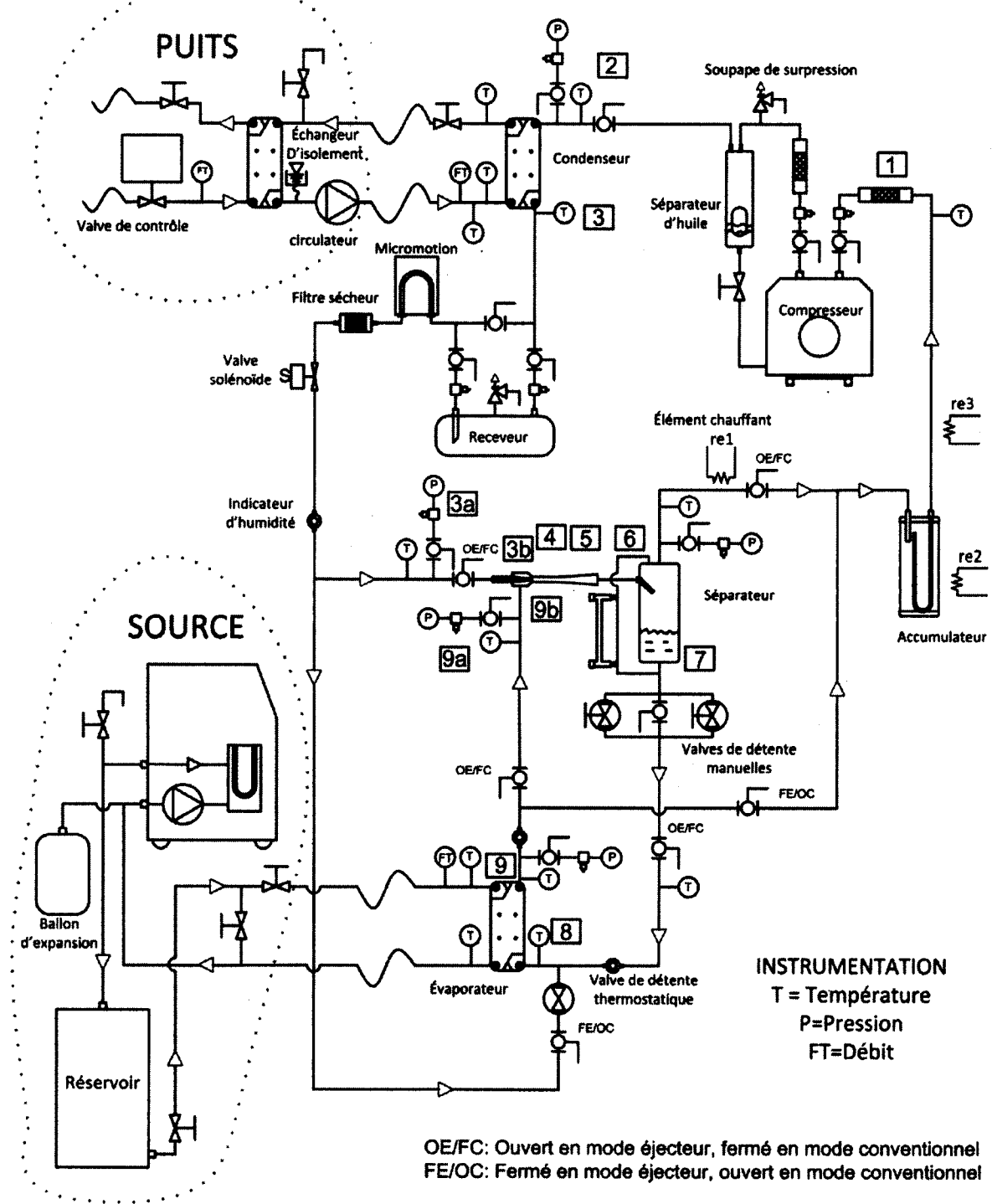


Figure 15 Schéma global du banc d'essai

2.1.1 Cahier de charges

Les caractéristiques principales utilisées lors de la conception de l'éjecteur et les composantes du banc d'essai sont les suivantes :

Température du réfrigérant à l'évaporateur : -15°C , plage de -15°C à 10°C

Température du réfrigérant au condenseur : 40°C , plage de 30°C à 50°C

Puissance frigorifique à l'évaporateur : 5 kW

Réfrigérant : R134a

D'autres sous-choix ont été faits pour chaque composante. Ces informations seront présentées dans les sections suivantes.

2.1.2 Étude préliminaire des dimensions

Afin de dimensionner la tuyauterie du circuit R134a et de cerner les valeurs probables des débits de masse et de chaleur, un programme de simulation a été développé, indiqué comme le fichier «projet_r134a_v9.EES» à l'Annexe G. Le logiciel de programmation EES «Engineering Equation Solver», version V8.629 (07/20/10) de F-Chart Software a été utilisé. Ce logiciel est conçu pour résoudre des systèmes d'équations non linéaires et fournit de nombreuses tables de fonctions thermodynamiques, telles les propriétés thermo physiques du R134a. Il faut noter immédiatement que les bases de référence thermodynamiques du logiciel EES et ASHRAE ne sont pas identiques. Dans le cadre de ce mémoire de maîtrise, afin de profiter des graphiques Pression-Enthalpie disponibles d'ASHRAE, il a été décidé de toujours convertir les propriétés thermodynamiques extensives (enthalpie et d'entropie) selon la base ASHRAE. Voici les équations nécessaires à cette fin qu'il a fallu incorporer dans les programmes EES :

"Pour l'enthalpie ASHRAE = hf_EES + 148.14, en KJ/kg"

"Pour l'entropie: sf_ASHRAE = sf_EES + 0.7956, en KJ/kg*K"

Pour le R134a :

EES utilise une base de référence $h = 0.000$ kJ/kg, $sf = 0.0000$ kJ/(kg*K) à -40°C

ASHRAE utilise $h = 200.0$ kJ/kg, $sf = 1.00$ kJ/(kg*K) à 0°C .

Paramètres fixes et équations utilisées dans la simulation du mode éjecteur :

$T_{CD} = 40$	[°C]	(température au condenseur)
$T_{EV} = -15$	[°C]	(température à l'évaporateur)
$T_{SE} = -5$	[°C]	(température au séparateur)
$Q_{EV} = 5$	[kW]	(puissance thermique à l'évaporateur)

Hypothèses globales :

Hypothèse d'écoulement isenthalpique entre les différentes parties ($\Delta h = 0$)

Hypothèse de pertes thermiques nulles vers l'environnement

Compresseur : Évolution non isentropique selon Brunin [8, 31] :

$TAU_{CM} = P2 / P1$	(rapport de compression)
$ETA_{CM} = 0.871 - 0.0135 * TAU_{CM}$	(rendement isentropique)
$h2 = h1 + (h2s - h1) / ETA_{CM}$	(Δh compresseur)
$Q_{dot}_{CM} = m_{dot}_{CD} * (h2 - h1)$	(puissance compresseur)

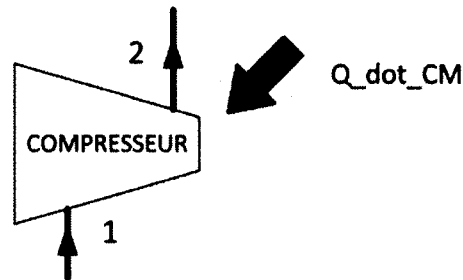


Figure 16 Schéma simplifié : compresseur

Condenseur :

$P2 = P3$	(perte de charge)
$Q_{dot}_{CD} = m_{dot}_{CD} * (h2 - h3)$	(puissance condenseur)

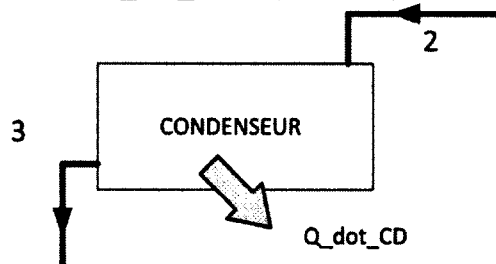


Figure 17 Schéma simplifié : condenseur

Évaporateur :

$$P_8 = P_9$$

(perte de charge)

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_{EV} * (h_9 - h_8)$$

(puissance évaporateur)

$$x_9 = 1$$

$$h_8 = h_7$$

(isenthalpique avant évap.)

Hypothèse de vapeur saturée à la sortie

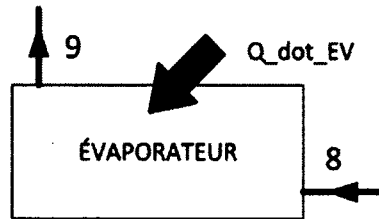


Figure 18 Schéma simplifié : évaporateur

Éjecteur :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{EV} + \dot{m}_{CD}$$

(bilan de masse)

$$\dot{m}_{EV} * h_{9a} + \dot{m}_{CD} * h_{3a} = \dot{m}_5 * h_5$$

(bilan d'énergie)

Hypothèse d'énergies cinétiques négligeables.

Séparateur :

$$h_6 = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{SE}, x = 1)$$

Hypothèse de séparation 100 % efficace, avec la syntaxe d'EES

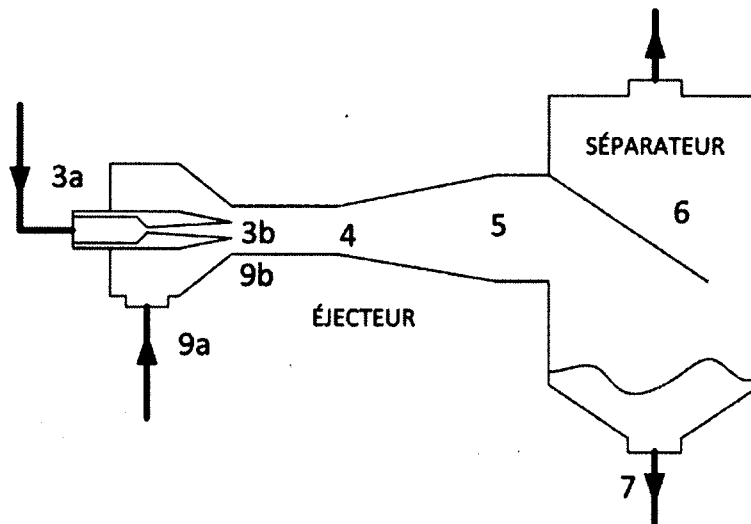


Figure 19 Schéma simplifié : éjecteur et séparateur

Bilan d'énergie globale :

$$Q_{\text{dot_CD}} = Q_{\text{dot_EV}} + Q_{\text{dot_CM}} \quad (\text{bilan d'énergie})$$

Coefficient de performance :

$$\text{COP} = Q_{\text{dot_EV}}/Q_{\text{dot_CM}}$$

Il est intéressant de noter que dans ces calculs préliminaires il n'était pas nécessaire de poser des hypothèses par rapport au comportement à l'intérieur de l'éjecteur afin de déterminer le comportement global du circuit.

Résultats de l'étude préliminaire donnant les vitesses dans les tuyaux :

$v_1 = 9.523 \text{ m/s}$	$v_2 = 5.138 \text{ m/s}$
$v_3 = 0.6227 \text{ m/s}$	$v_{3\text{CD}} = 0.3342 \text{ m/s}$ (entre condenseur et receveur)
$v_5 = 0.01085 \text{ m/s}$	$v_7 = 0.3862 \text{ m/s}$
$v_8 = 0.4022 \text{ m/s}$	$v_9 = 9.84 \text{ m/s}$

ASHRAE [4] suggère des vitesses de lignes suivantes :

Lignes gaz : Aspiration (4.5 à 20 m/s), Décharge (10 à 18 m/s)

Lignes liquides : Entre condenseur et receveur (moins que 0.5 m/s)

Lignes liquides : Entre receveur et évaporateur (moins que 1.5 m/s)

Dimensionnement des tuyaux :

Le choix de cotes des tuyaux était basé sur un compromis entre les vitesses suggérées par ASHRAE et le désir de minimiser le nombre de grandeurs de tuyaux et valves à gérer dans le montage. Voici le choix retenu :

- a) Pour les lignes de gaz de basse pression : 7/8 po. diamètre extérieur, classe ACR
- b) Pour le décharge du compresseur : 3/8 po. diamètre extérieur, classe ACR
- c) Pour la ligne entre le condenseur et le receveur : 1/2 po. diamètre extérieur, classe ACR
- d) Pour les lignes liquides : 3/8 po. diamètre extérieur, classe ACR
- e) Noter ici que suites aux problèmes vécus lors des essais, la ligne reliant le séparateur à l'évaporateur a été augmenté de 3/8 po. à 5/8 po. diamètre extérieur, classe ACR.

Résultats de l'étude préliminaire touchant les bilans et flux :

$$Q_{\text{dot_CD}} = 6.312 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{dot_CM}} = 1.312 \text{ [kW]}$$

$$\text{COP} = 3.812$$

$$m_{\text{dot_CD}} = 35.9 \text{ [g/s]}$$

$$m_{\text{dot_EV}} = 25.5 \text{ [g/s]}$$

2.2 COMPOSANTES

L'Annexe B montre le bordereau des matériaux pour le banc d'essai.

2.2.1 L'éjecteur

Le but principal de l'éjecteur est de transférer du fluide primaire, lors de sa détente, le maximum possible de la quantité de mouvement vers le fluide secondaire. En principe ce transfert de la quantité de mouvement devrait permettre une augmentation de pression dans le diffuseur à la sortie de l'éjecteur, réduisant ainsi le travail nécessaire au compresseur. Le deuxième but de l'éjecteur est d'entraîner au maximum le débit massique de l'évaporateur. Toutefois, n'ayant aucune référence pour la conception de l'éjecteur, celle-ci a été faite par comparaison avec des éjecteurs existants.

Le TABLEAU 2 présente certaines données disponibles dans la littérature ouverte touchant des éjecteurs conçus pour le R134a dans des systèmes à éjecteur - détenteur [10, 30]. Des brevets dont Denso Corporation est le propriétaire suggèrent aussi certaines plages de valeurs [43]. De façon qualitative, plusieurs articles indiquent l'importance de la longueur pour la tuyère, la section de mélange et le diffuseur afin de laisser assez de temps à l'équilibre thermodynamique de s'établir [10, 26]. Le TABLEAU 2 montre également les paramètres fixés lors de la conception de l'éjecteur pour le montage expérimental. Les débits massiques sont tirés de la simulation présentée dans la section 2.1.2. Notons que dans les trois cas montrés au TABLEAU 2, le paramètre du flux est très semblable, étant entre 23.3 et 23.6 $g/s/mm^2$.

La Figure 20 montre les caractéristiques principales de l'éjecteur tel que conçu et fabriqué. Notons d'abord l'utilisation d'un pointeau ainsi que la présence d'un double col. Ce pointeau s'inspire du travail de plusieurs brevets [33, 38, 42] ainsi que de la littérature scientifique [17, 19, 21]. Kornhauser et Menegay ont souligné l'importance d'introduire des sources de nucléation pour les bulles en amont du primaire [25, 26]. Ils indiquent des avantages d'un écoulement primaire mousseux, ou « bubbly flow » avant la tuyère. Le concept d'une détente à deux stages dans la tuyère devrait encourager la formation de points de nucléation dans le premier stage tandis que la détente recherchée arrive dans le deuxième stage [44].

En tenant compte de la géométrie du pointeau et de la forme de la cavité avoisinante de l'extrémité du pointeau, nous pouvons développer une relation entre l'aire de passage annulaire de ce premier col et la position du pointeau. Les détails de cette dérivation sont dans l'Annexe F. L'ouverture du pointeau, x [mm], indique la distance de déplacement du pointeau par rapport à sa position quand il est complètement fermé, où $x = 0$.

$$Aire_{col1} = \pi D x \sin \beta - \pi x^2 \sin^2 \beta \cos \beta$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$D = 4.2102 \text{ mm}$$

$$Aire_{col1} = 4.52381 x - 0.34533 x^2 [\text{mm}^2]$$

Le deuxième col, dont le diamètre est de 1.4 mm, a une aire fixe de 1.539 mm^2 . Ainsi, lorsque le pointeau est reculé de 0.35 mm [0.014"] ou plus, l'aire du col fixe devient plus petite que celle du col variable.

Après avoir établi la géométrie touchant l'écoulement des fluides, d'autres détails ont dû être spécifiés afin de compléter la conception de l'éjecteur. Voici les points saillants :

- fabrication en laiton : compatible avec R134a et facilité de fabrication
- méthode d'usinage : surfaces intérieures par électroérosion, aussi connu « coupage par fils » : bon fini de surface assuré avec coupes multiples, tolérances serrées
- joints toriques en néoprène ou buna-n : possibilité de modifier ultérieurement chaque section de l'éjecteur. Étanchéité. Trois joints toriques autour du pointeau mobil.
- sécurité : Agencement spécial entourant le pointeau afin d'éviter que le pointeau ne sorte subitement lorsque le banc d'essai est pressurisé.

TABLEAU 2 COMPARAISON DES PARAMÈTRES DE L'ÉJECTEUR

PARAMÈTRE	Symbole	Unités	Takeuchi	Chaiwongsa	Reddick	Notes
références			[30]	[10]	<i>actuel</i>	
débit massique primaire	mp	g/s	67	15	35.9	A
débit massique secondaire	ms	g/s	27	30	25.5	
rapport d'entraînement	$\omega=ms/mp$		0.4	2	0.71	
puissance à l'évaporateur	Q_EV	kW	1.5	3	5	
TUYÈRE						
longueur du divergent	Ltdiv	mm	108	20	110	
diamètre au col	Dcol	mm	1.9	0.9	1.4	
aire au col	Acol	mm ²	2.84	0.64	1.54	
diamètre à la sortie	Dtso	mm	3.6	3	2.6	
aire à la sortie	Atso	mm ²	10.18	7.07	5.31	
rapport Atso/Acol	Atso/Acol		3.59	11.11	3.45	B
flux au col	mp/Acol	g/s/mm ²	23.6	23.6	23.3	
SECONDAIRE						
angle	om_sec	degrés	0	19.5	30	
SECTION DE MÉLANGE						
longueur	Lmel	mm	190	110	190	
diamètre	Dmel	mm	9.5	10	7	
aire	Amel	mm ²	70.88	78.54	38.48	
rapport Dmel/Dtso	Dmel/Dtso		2.64	3.33	2.69	C
DIFFUSEUR						
angle	om_dif	degrés	7.9	3.8	4	

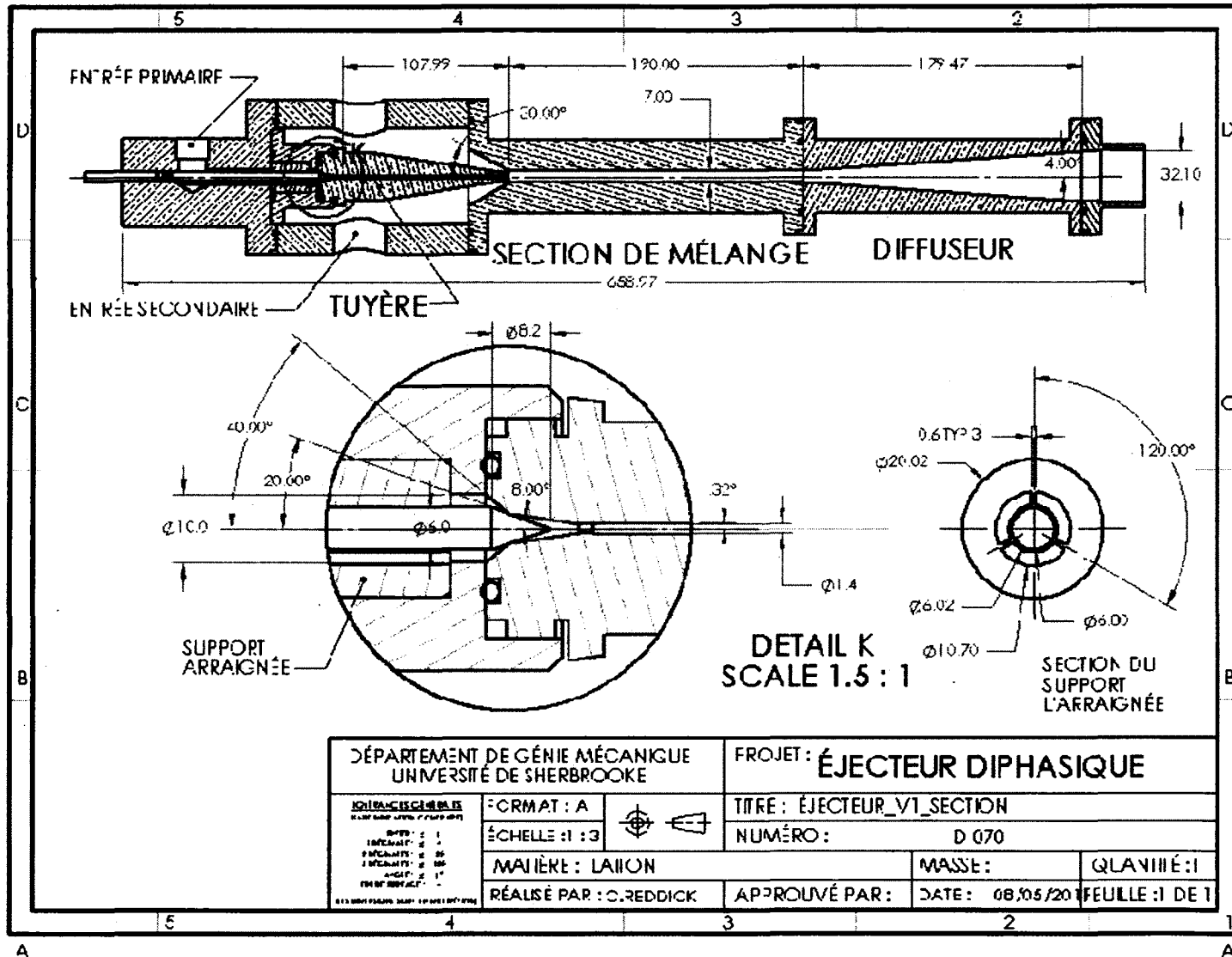
A. La conception de l'éjecteur est basée sur les températures du R134a de
 $T_{EV} = -15^{\circ}C$, $T_{SE} = -5^{\circ}C$ et $T_{CD} = 40^{\circ}C$.
 Cette information est utilisée dans le fichier projet_r134a_v9.EES et mène vers mp et ms.

B. Takeuchi suggère une valeur optimale de 3.58 .

C. Figures 4 et 7 du brevet de 2004 US 6,438,993 B2 montrent que
 un rapport Dmel/Dtso de 2.5 à 3 est optimal.

Références : Note B [30], Note C [43]

Figure 20 Dessin explicatif de l'éjecteur



2.2.2 Le compresseur

Le rôle du compresseur est d'amener l'énergie au système en augmentant la pression (et la température) de la vapeur du réfrigérant. Le type de compresseur retenu, qui a déjà fait ses preuves dans un montage semblable à celui du projet actuel, est un compresseur frigorifique semi-hermétique à piston et à vitesse variable [9, 10, 15, 45]. La possibilité de faire varier la vitesse du compresseur comme mécanisme pour contrôler le débit du réfrigérant était aussi notée dans d'autres montages très semblables [30].

La compagnie «Carlyle Compressor» offre une large gamme de produits et pièces de remplacement ainsi que le logiciel «CARWIN». En profitant du programme CARWIN, version 3.0, il est possible de simuler le comportement de chaque modèle de compresseur disponible en fonction des températures voulues à l'évaporateur et au condenseur, la quantité de surchauffe après l'évaporateur et la puissance frigorifique à l'évaporateur. Suites à plusieurs simulations, le modèle Carlyle 06DR016CC3150 a été retenu. Les caractéristiques de ce modèle sont : 3 hp [2.2 kW], 4 cylindres, 575 V, 3 phases.

Après avoir sélectionné le modèle de compresseur il faut mettre en place des systèmes de protection du compresseur. Il s'agit de protection contre une pression trop faible ou trop forte ainsi qu'une protection contre un manque de lubrification adéquate. Dans ces trois cas le compresseur s'arrête lorsqu'un problème survient. Le contrôleur pour la haute pression est un P70DA-1C de Johnson Controls Inc. tandis que le contrôleur pour la basse pression est un P70AB-12C, aussi de Johnson Controls Inc.

Le module de protection qui assure une lubrification adéquate est un 060B2164 de Carlyle. Un deuxième dispositif de protection touchant la lubrification est un séparateur d'huile. Cette unité, un Refrigeration Research 8409, installée à la sortie du compresseur, utilise le principe d'un cyclone afin de séparer l'huile du réfrigérant gazeux. Lorsqu'une quantité d'huile suffisante est accumulée, une valve munie d'un flotteur ouvre le retour d'huile au carter du compresseur. L'huile utilisée est du E68, compatible avec le R134a. Un élément chauffant posé à l'extérieur du carter, un 06DA660091, s'active lorsque le compresseur est en arrêt afin d'enlever le réfrigérant de l'huile dans le carter. L'accumulateur, qui sera décrit dans la section 2.2.9, facilite aussi le retour de l'huile vers le compresseur.

L'alimentation électrique du compresseur, incluant le variateur de la vitesse du moteur, les trois appareils de protection ainsi que l'alimentation de l'élément chauffant ont été incorporés dans un même panneau de contrôle. Ce panneau de contrôle a été conçu et fabriqué par Moteurs Gosselin (Sherbrooke, Québec, Canada). Le variateur de vitesse est un ESV222N06TX de Lenze Inc. Dans l'interface du variateur il est possible d'ajuster la fréquence de 60 Hz en pleine régime à 30 Hz, la limite inférieure au ralenti.

2.2.3 La source

La source fournit l'énergie nécessaire à l'effet frigorifique recherché à l'évaporateur. Étant donné que la température du réfrigérant à l'évaporateur est inférieure à 0°C, un mélange de 40 % par volume d'eau glycolée est utilisé dans ce circuit fermé externe. Ce mélange offre une protection contre le gel jusqu'à -33°C (Table 10-1, page 337, [37]). Une comparaison des propriétés de l'eau pure à 20°C avec celles de l'éthylène glycol est présentée dans le TABLEAU 3. Le même tableau présente également les propriétés d'un mélange de 40 % par volume d'éthylène glycol à 20°C ainsi qu'à 0°C. En tenant compte du cahier de charges décrit au paragraphe 2.1.1., la source devrait permettre une consigne réglable jusqu'à -15°C. Finalement, une unité de chauffage contrôlable, un SK-1035-VE de «Advantage Engineering Inc.» a été choisie. Ce module permet une consigne minimale jusqu'à -6.7°C [20°F], circule au besoin jusqu'à 132 L/min [35 usgpm], et contient un élément chauffant de 10 kW à 575 V. Le contrôleur ouvre complètement ou ferme complètement l'alimentation électrique à l'élément chauffant afin de maintenir la consigne.

En se référant à la Figure 15, on peut constater la présence d'un ballon d'expansion Amtrol XTROL-15 en vue de gérer la dilatation et la contraction de l'eau glycolée entre la température de la pièce et la température lorsque le banc d'essai est en fonction. Un réservoir de 100 Litres, ici un chauffe-eau de marque Giant modèle 130E-1R7N, a été rajouté ultérieurement afin d'atténuer les fluctuations dans la température d'eau glycolée entrant dans l'évaporateur. Une valve de contournement manuelle permet la circulation vers l'évaporateur d'un débit inférieur à la valeur maximale. Il s'avère, après des essais et la calibration du circuit, qu'un débit volumétrique de 18.9 L/min [5.00 usgpm] fournit des résultats stables et permet une différence assez importante entre la température entrante et sortante de l'eau glycolée de l'évaporateur.

TABLEAU 3 PROPRIÉTÉS DU MÉLANGE D'EAU GLYCOLÉE

Propriété	Unités	20 °C			0 °C
		Eau	Ethylène glycol	Eau glycolée 40% vol.	Eau glycolée 40% vol.
Densité	kg/m ³	998.2	1113	1059.68	1066.8
Chaleur Spécifique	kJ/(kg*K)	4.182	2.347	3.468	3.401
Conductivité Thermique	W/(m*K)	0.603	0.249	0.404	0.386

Notes : A) Eau à 20°C : Table HT-5, p. 520 et Table T2, p. 522 [28]

B) Ethylène Glycol, conductivité thermique à 20°C, Table HT-4, p. 519 [28]

C) Ethylène glycol , densité, Chaleur Spécifique, Ethylène glycol, mélange de 40 % vol à 0°C et 20°C [3]

2.2.4 Le puits

Le puits joue un rôle analogue à celui de la source, à la différence que le puits enlève de l'énergie thermique du circuit de réfrigérant. En supposant que le montage soit bien isolé et que l'échange d'énergie avec l'environnement est donc négligeable, le bilan d'énergie globale est le suivant :

$$Q_{CD} = Q_{EV} + Q_{CM}$$

Le circuit du puits est conçu en vue de fournir de l'eau à une température voulue au condenseur tout en maintenant un débit constant. Le circuit du puits met au profit le système d'eau de refroidissement central de l'Université à proximité au banc d'essai. Le service des immeubles de l'Université de Sherbrooke avait indiqué que le réseau pourrait fournir 19 L/min à 10°C [5.0 usgpm à 50F].

Le circuit du puits comporte en effet deux sous circuits. Dans le premier, de l'eau circule en circuit fermé entre le condenseur et l'échangeur d'isolement, tel que montré à la Figure 15. Cette eau se réchauffe en passant dans le condenseur et elle passe ensuite dans l'échangeur de chaleur d'isolement où elle se refroidit. Le circulateur maintient un débit constant dans cette boucle fermée. Dans le deuxième sous circuit, où l'eau de refroidissement centrale passe, se trouve une valve de contrôle Omega PV38-B. Cette valve de contrôle s'ajuste en vue de fournir la température demandée à l'entrée du condenseur dans le premier circuit d'eau en boucle fermée. Un contrôleur de température Panasonic KT4 gère la valve de contrôle.

2.2.5 Les échangeurs de chaleurs

Les trois échangeurs de chaleur du banc d'essai sont des échangeurs à plaques. Ce type d'échangeur est très compact et la version soudée à déjà fait ses preuves dans des applications en réfrigération. La compagnie GEA, anciennement FlatPlate, offre un grand choix ainsi qu'un outil de conception incorporé dans leur site Web afin de faciliter le choix (<http://flatplateselect.com>). Voir la Figure 12 et la Figure 13 afin de localiser les points thermodynamiques 2, 3, 8 et 9 du réfrigérant sur le diagramme pression enthalpie. Voir la Figure 15 afin de comprendre l'emplacement des échangeurs de chaleur dans le montage. À la suite de nombreuses simulations, voici les choix retenus avec un exemple d'une simulation :

ÉVAPORATEUR

- modèle : CH2-1/2AG
- 129 mm x 338 mm x 64 mm [5.1 po x 13.3 po x 2.5 po]
- Nombre de plaques : 22
- Taux de refroidissement : 5 kW [17060 Btu/h]
- $T_{EV_R} = -15^{\circ}\text{C}$ [5F]
- eau glycolée 23 L/min [6 usgpm]
- $T_{EV_EG_EN} = -3.9^{\circ}\text{C}$ [25F]
- $T_{EV_EG_SO} = -7.7^{\circ}\text{C}$ [18F]

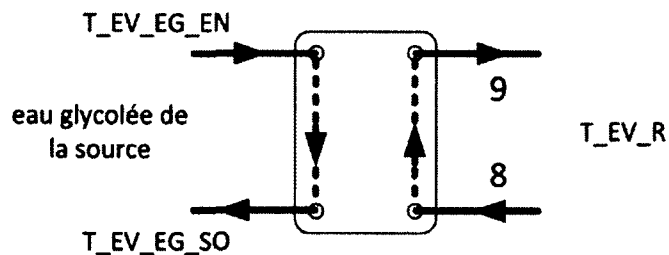


Figure 21 Échangeur de chaleur : évaporateur

CONDENSEUR

- modèle : C3/4AG
- 129 mm x 338 mm x 33 mm [5.1 po x 13.3 po x 1.3 po]
- Nombre de plaques : 8
- Taux d'échange d'énergie : 6.4 kW [21800 Btu/h]
- $T_{CD_R} = 25^{\circ}\text{C}$ [77F]
- eau dans le circuit d'isolement 34 L/min [9 usgpm]
- $T_{CD_EAU_EN} = 17.3^{\circ}\text{C}$ [63.2F]
- $T_{CD_EAU_SO} = 20^{\circ}\text{C}$ [68F]

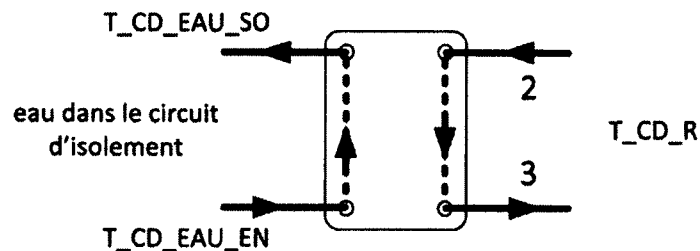


Figure 22 Échangeur de chaleur : condenseur

ÉCHANGEUR D'ISOLEMENT

- modèle : FG5X12-10(3/4'')
- 129 mm x 338 mm x 33 mm [5.1 po x 13.3 po x 1.3 po]
- Nombre de plaques : 8
- Taux d'échange d'énergie : 6.4 kW [21800 Btu/h]
 - côté : eau de refroidissement centrale
 - eau de refroidissement centrale 19 L/min [5 usgpm]
 - T_EAU_CENTRALE_EN = 10°C [50F]
 - T_EAU_CENTRALE_SO = 14.8°C [58.6F]
 - côté : eau dans le circuit d'isolement eau 34 L/min [9 usgpm]
 - T_EAU_ISOLEMENT_EN = 20°C [68F]
 - T_EAU_ISOLEMENT_SO = 17.3°C [63.2F]

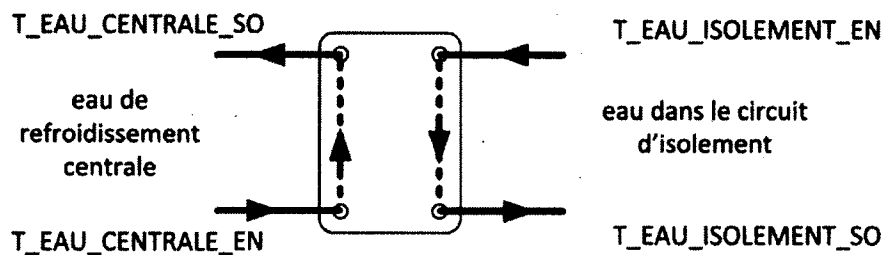


Figure 23 Échangeur de chaleur : circuit d'isolement

Lors de l'installation il a fallu porter une attention particulière à chaque échangeur de chaleur. Entre chaque échangeur et la plaque de métal qui le supporte, une cale de carton de 3mm a été posée afin de réduire le transfert de chaleur par une des surfaces extérieures. Après avoir complété la tuyauterie, un minimum de 13 mm d'isolant était posé sur toutes les surfaces en contact avec l'environnement.

2.2.6 Le séparateur

L'objectif du séparateur est de séparer la phase vapeur de la phase liquide de l'écoulement diphasique sortant de l'éjecteur. Bien qu'une grande efficacité de séparation soit souhaitée, il ne fallait pas introduire des restrictions qui auraient comme résultat la diminution de l'augmentation de pression espérée dans le diffuseur de l'éjecteur. La conception du séparateur aurait pu être très poussée avec une modélisation numérique avancée, tel que faite par d'autres chercheurs [44]. En revanche, le séparateur est la partie du système la plus importante et celle qui a induit le plus de problèmes dans le cycle expérimenté.

En vue de restreindre la complexité du projet, une solution relativement simple était favorisée. La fabrication du séparateur commençait avec un récipient standard pour des filtres assécheurs de réfrigérant, «Replaceable Core Filter Drier», modèle P-14411 de Parker. Le couvercle amovible de cette unité a été adapté tel qu'indiqué à la Figure 24.

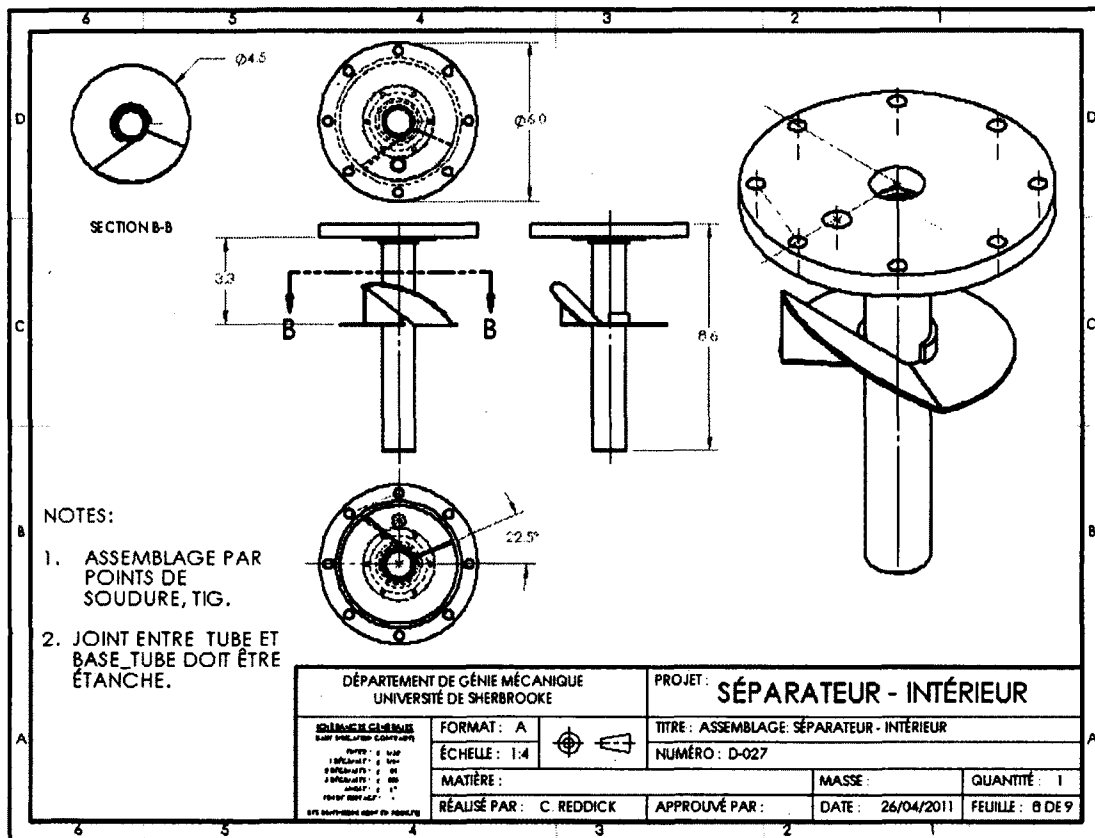


Figure 24 Intérieur du séparateur

Le récipient comporte deux ouvertures autres que la couverture. Il s'agit de deux orifices de 35 mm de diamètre [1 3/8"], un sur le côté proche à la tête et l'autre à l'extrémité centrale inférieure. L'ouverture latérale se mariait directement avec la sortie de l'éjecteur. Le déflecteur, tel que visible aux Figure 24 et Figure 25, s'alignait avec l'axe central de l'éjecteur. Son but était de favoriser la circulation du mélange de gaz et de gouttelettes autour de l'axe central du séparateur, créant ainsi un effet de cyclone. La hauteur du récipient P-14411 était de 526 mm [20.7 po], normalement laissant assez de place pour l'assemblage intérieur de 218 mm [8.3po] de hauteur dans la partie supérieure et pour le liquide accumulé dans la partie inférieure.

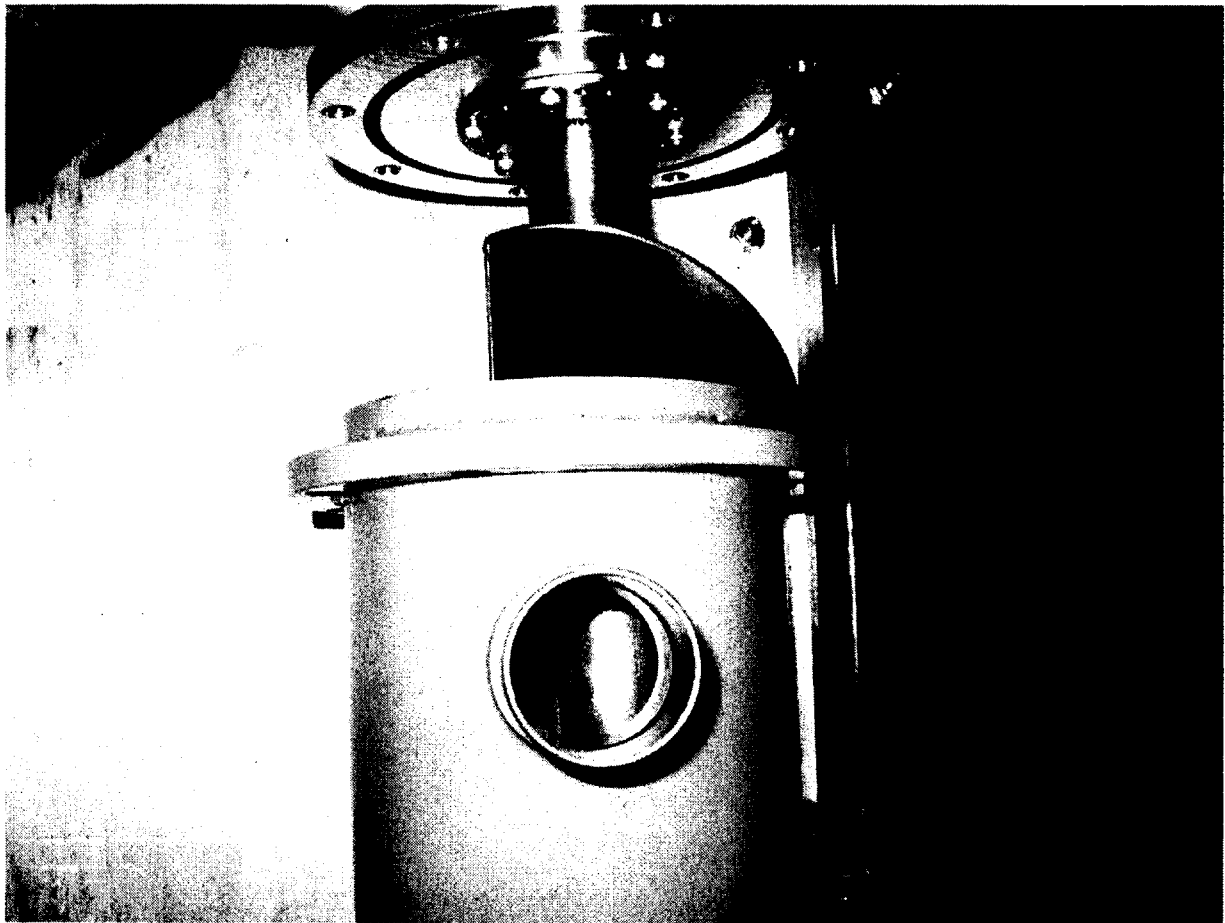


Figure 25 Entrée du séparateur pour le mélange sortant de l'éjecteur (IMG_2687.JPG)

En mode éjecteur, le réfrigérant liquide s'accumulant dans le fond du séparateur sort par l'orifice central inférieur de 35 mm [1 3/8po] et s'achemine vers l'évaporateur. Afin de surveiller le niveau de liquide dans le séparateur, un tube en verre de 254 mm [10po] prévu à cette fin ainsi que ses valves étaient installés dans la partie inférieure du séparateur. Cet indicateur n'était pas installé directement dans les parois du séparateur, mais plutôt dans une ligne de 1/2" ACR reliant les deux ports de 35 mm [1 3/8po]. La Figure 15 montre cet agencement.

2.2.7 Le système de surchauffe après le séparateur

Dans la conception originale du banc d'essai aucun dispositif n'était prévu afin d'assurer une surchauffe du gaz sortant du séparateur en mode éjecteur. Pendant les essais, des bilans d'énergie ont décelé que l'écoulement sortant du séparateur coté vapeur était en fait un mélange de gaz et de liquide. La contre-mesure mise en œuvre est un système de chauffage électrique en 3 sections qui permet l'ajout d'une puissance thermique mesurée entre la sortie du séparateur et l'entrée du compresseur. Un rhéostat pour chaque circuit de chauffage permet un contrôle manuel. La puissance est mesurée en tenant compte de la tension appliquée et de la résistance de chaque élément chauffant.

Les caractéristiques des appareils de chauffage :

- Ruban chauffant, 2 longueurs, 628 W, 120 V, 45 mm x 1219 mm [1-3/4 po x 48 po] chaque. Application par l'extérieur des tuyaux de cuivre.
- Couverture chauffante, 360 W, 120 V, 12 po x 12 po. Installation par l'extérieur de l'accumulateur.

Afin d'éviter la possibilité de la surchauffe des équipements, 3 thermocouples étaient installés en contact direct avec les éléments chauffants. Après l'installation des résistances, de l'isolant pour tuyaux Fiberglas de Owens Corning, dont la protection thermique dépasse 100°C, était posé d'au moins 25 mm d'épais. Le but principal de cette isolation était de réduire le transfert de chaleur vers l'environnement.

2.2.8 La valve de détente

En mode conventionnel la valve de détente thermostatique, communément appelé la valve TXV «Thermal expansion valve», joue un rôle important. Son agencement dans le banc d'essai est montré dans la Figure 26. Dans un premier temps le détendeur est responsable pour la chute de pression lorsque le réfrigérant passe entre le condenseur et l'évaporateur. Deuxièmement, la valve de détente s'ajuste afin de fournir la quantité de surchauffe voulue à la sortie de l'évaporateur. Une vis d'ajustement permet de modifier la surchauffe contrôlée par la valve.

Lors de l'installation, le bulbe d'expansion est attaché au tuyau de sortie du réfrigérant de l'évaporateur. C'est l'expansion ou contraction du gaz refermé dans le bulbe qui ferme ou ouvre la valve de détente. En conséquence, on peut contrôler la surchauffe par l'intermédiaire de la vis d'ajustement. Une ligne d'équilibrage relie la pression entourant le ressort avec la pression réelle à la sortie de l'évaporateur. Cette ligne d'équilibrage permet un meilleur contrôle de la valve et enlève les variations dans la pression atmosphérique. En l'occurrence le détendeur choisi d'Emerson Climate Technologies est dans leur famille de produits démontables «T-SERIES TAKE-A-PART THERMO VALVE» :

- «Cage Assembly», cage intérieure, TCLE, 5.3 kW [1 ½ tons] R134a, # X22440B3B
- «Flange», bride en ligne, TCLE, # 9761-5
- «Power Assembly», boîtier de la valve, # XB-1019MC1B

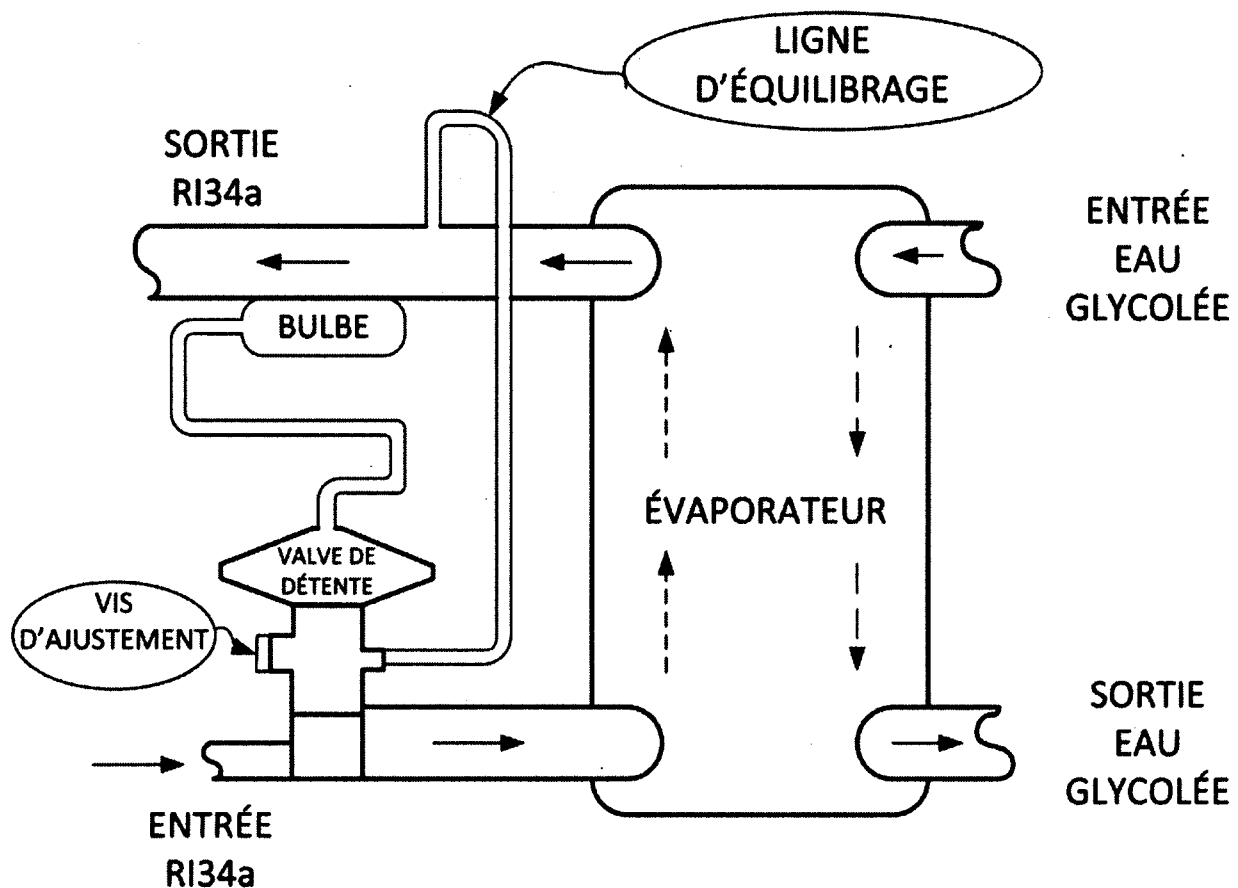


Figure 26 Schéma de la valve de détente dans le banc d'essai

2.2.9 L'accumulateur et le receveur

L'accumulateur est essentiellement un dispositif de protection pour le compresseur. Lors du démarrage du système de réfrigération il est normal qu'une certaine quantité de réfrigérant liquide sorte de l'évaporateur avant que le contrôle du détendeur se stabilise. Lors de cette période de transition l'appareil accumule le liquide sorti de l'évaporateur. La phase gazeuse, dans la partie supérieure de l'accumulateur, continue d'être aspirée vers le compresseur. Comme indiqué dans le schéma simplifié de la Figure 27, l'orifice de dosage de l'ordre de 1 mm [0.040 po] de diamètre permet au compresseur de vider lentement l'accumulateur de son contenu liquide.

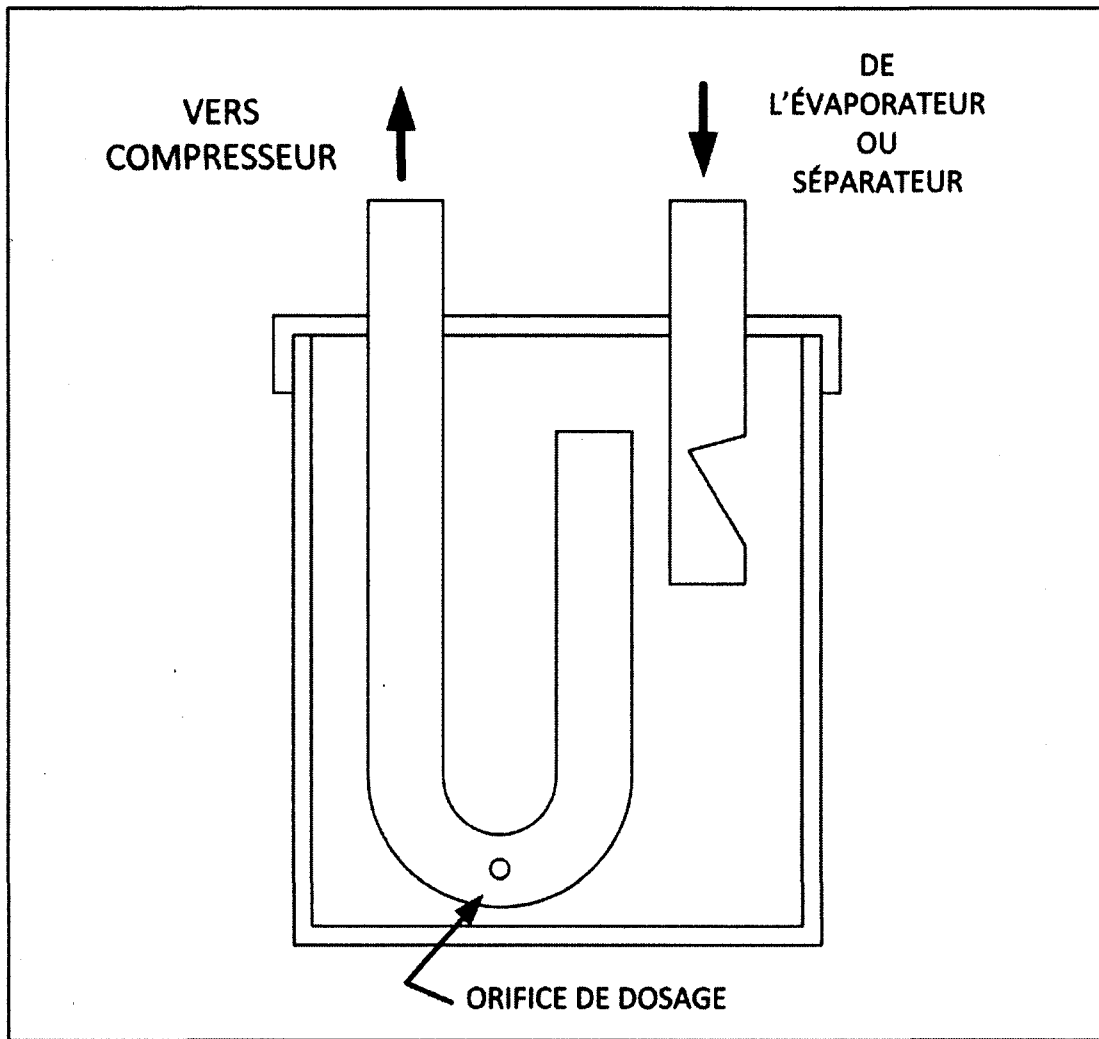


Figure 27 Schéma simplifié d'un accumulateur

La deuxième fonction de l'accumulateur est de faciliter le retour de l'huile vers le compresseur. De la même façon que le réfrigérant liquide, l'huile captée dans l'accumulateur sera aspirée par l'orifice de dosage. Dans le banc d'essai l'accumulateur est un HX3738 de Refrigeration Research. Ce modèle est capable de contenir jusqu'à 3.6 kg [8 lbs] de R134a.

Le receveur du banc d'essai est localisé à la sortie du condenseur. Un peu comme l'accumulateur stabilise le débit de gaz arrivant au compresseur, le receveur stabilise le débit de réfrigérant liquide entrant à la valve de détente. En mode conventionnel, il est essentiel de s'assurer que le fluide entrant dans la valve de détente soit liquide. Lors du démarrage du système il est normal qu'une certaine quantité de gaz sorte du condenseur avant d'atteindre le régime permanent. La capacité excédante du receveur permet au banc d'essai de fonctionner malgré les fuites inévitables dans un montage expérimental. Le receveur choisi est le modèle 3413 de Refrigeration Research muni de valves Rotalock, très utilisées dans l'industrie de réfrigération. Il a une capacité de 7.3 kg [16 lbs] de R134a.

2.2.10 Tuyauterie divers

Liste d'autres composantes nécessaires pour le bon fonctionnement du banc d'essai :

- Soupape de surpression, 2.07 MPa [300 psig], Henry 5230-300psig-R134a.
- Indicateurs d'humidité, très important comme vérification visuelle de l'état du réfrigérant à un endroit précis, Emerson Climate Technologies, AMI-1TT7.
- Vibrasorbeurs, conduits semi flexibles reliant le compresseur à la tuyauterie rigide.
- Valve d'accès : Petites valves permettant la prise de pression ou le transfert de réfrigérant lors des modifications du banc d'essai par un frigoriste.

2.3.1 Mesure des températures

Toutes les sondes de température reliées à l'instrumentation sont de type RTD, « Resistance Temperature Detectors». Chaque sonde contient une résistance de précision dont la valeur augmente avec la température. Dans le montage expérimental tous les RTD sont de platine et la résistance à 0°C est de 100 ohms. Ces sondes sont fabriquées selon la norme européenne où le coefficient de résistance est de 0.00385 ohm/ohm/°C. C'est-à-dire qu'à 100°C la résistance serait de 138.50 ohms.

Pour chaque mesure de la température du réfrigérant, un RTD de surface Omega SA1-RTD-120 est collé sur l'extérieur du tube de cuivre. Dans le cas des fluides circulant dans la « Source » et le « Puits », où l'impacte des fuites est moins important, des RTD sont insérés dans l'axe central de l'écoulement. Cet agencement augmente la fiabilité des lectures. Le modèle choisi pour la « Source » et le « Puits » est l'Omega P-M-1/10-1/4-6-1/4-T-7FT. Dans ce modèle de sonde de température, lors de sa fabrication, un petit RTD est installé à l'intérieur d'une tige de 152 mm [6 pouces] de long et d'un diamètre de 6.35 mm [¼ pouce]. L'autre extrémité comporte un filet ¼ pouce NPT, facilitant l'installation de la sonde dans un tuyau. Lors du placement des RTD dans le banc d'essai une grande attention a été portée à l'installation d'isolant entourant les sondes.

Notons ici que l'incertitude des sondes n'est pas identique dans les deux types de RTD utilisées. Les sondes de surface sont de Class A avec une incertitude de $\pm(0.15 + 0.002 * t)$ °C. Par exemple à 0°C l'incertitude est de ± 0.15 °C et à 100°C elle est de ± 0.35 °C. Les sondes insérées dans les circuits auxiliaires via un filet NPT conformément à la norme 1/10 DIN. Dans ce cas la précision est $\pm 1/10 * (0.3 + 0.005 * t)$ °C. Par exemple à 0°C l'incertitude est de ± 0.03 °C tandis qu'à 100°C elle serait de ± 0.08 °C.

Afin d'éviter de dépasser 100°C localement en utilisant des éléments chauffants, un thermocouple de type T était installé entre chaque élément de chauffage et le métal directement en contact. Ces lectures n'étaient pas enregistrées. Le contrôleur de température dans le circuit «puits» utilise un RTD Omega RTD-NPT-72-E installé dans l'entrée d'eau au condenseur.

2.3.2 Mesure des pressions

Les prises de pression s'effectuent par des transducteurs qui génèrent un courant de 4 à 20 milliampères proportionnel à la pression absolue. Du côté haute pression, c'est-à-dire entre la sortie du compresseur et l'entrée de la valve de détente ou l'entrée du primaire, il y a deux sondes Omega PX419-250AI, mesurant de 0 à 1.72 MPa [0 à 250 psia]. Du côté basse pression, après la valve de détente ou l'éjecteur jusqu'à l'entrée du compresseur, il y a trois transducteurs Omega PX419-100AI, calibrés de 0 à 0.690 MPa [0 à 100 psia]. L'incertitude indiquée par le manufacturier est de 0.5 % pleine échelle.

2.3.3 Mesure des débits

Pour le circuit de réfrigérant il s'agit d'un débitmètre massique fonctionnant selon le principe de l'effet Coriolis. Cette unité a été récupérée d'un ancien projet de banc d'essai thermopompe. Le modèle est un C25-A, fabriqué par Micro Motion, maintenant appartenant à la compagnie Emerson. L'appareil fournit une sortie de 4-20 mA.

Dans les deux circuits auxiliaires nous avons pu utiliser un type de débitmètre qui comporte une roue à aube, ou «Paddle wheel». Son calibre est de 3.0 à 30 L/min [0.8 à 8 usgpm] et la sortie de signal est de 4-20 mA. Ce débitmètre, le 00230OD de Cole-Parmer, est en effet fabriqué par Blue-White Industries et identifié comme un F-2000. Cole-Parmer rapporte une incertitude de 1 % pleine échelle.

Notons ici que dans la première phase de l'étude nous avons utilisé deux débitmètres additionnels dans le circuit de réfrigérant, un après le receveur et un autre à la sortie liquide du séparateur. Ces débitmètres de style Pelton, étaient commandés de Cole-Parmer, item 00230BW avec des joints toriques EPDM, un calibre de 0.4 à 5 L/min, chacun muni d'une sortie de 4-20 mA. Généralement ils fonctionnaient très bien, mais leur perte de charge était trop importante, surtout pour l'unité installée à la sortie liquide du séparateur. Ils ont été retirés dans la deuxième phase.

2.3.4 Mesure du voltage et calcul de la puissance

La tension appliquée sur chacun des trois éléments de chauffage est mesuré directement dans le système d'acquisition des données. En se référant à la Figure 15, notons que les deux premiers éléments, identifiés re1 et re2, sont branchés en parallèle et contrôlés par un seul rhéostat. L'élément re3 est contrôlé par un deuxième rhéostat. Les résistances mesurées à la température ambiante sont les suivantes :

$$re1 = 23.85 \text{ ohms}$$

$$re2 = 36.46 \text{ ohms}$$

$$re3 = 24.95 \text{ ohms}$$

$$Puissance \text{ Électrique} = (vl_1)^2 \cdot \left(\frac{1}{re1} + \frac{1}{re2} \right) + (vl_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{re3} \right)$$

2.4 SYSTÈME D'ACQUISITION

Afin de gérer les nombreuses mesures faisant partie du projet, un système d'acquisition de données relié à un ordinateur était mis en place. Le système d'acquisition est un multimètre Keithley 2701 muni d'une carte d'acquisition Keithley 7708 à 40 canaux. Le Keithley 2701 inclut le logiciel d'acquisition ExceLINX. Ce logiciel est rudimentaire, mais il offre assez de fonctionnalité pour le banc d'essai. ExceLINX se lance à partir du logiciel Excel, dans Windows, et gère la communication entre l'ordinateur et le multimètre Keithley. Dans ExceLINX chaque canal est associé avec un signal de données.

Entre autres possibilités, le multimètre accepte comme entrée un voltage ou un signal arrivant d'un RTD. Pour les signaux de courant de 4 à 20 mA, il faut passer par une résistance de précision de 250 ohms afin de convertir le signal donnée en un signal de 1 à 5 volts. Le Keithley 2701 accepte directement le signal d'un RTD 3 fils, à la condition de relier les deux fils de bas voltage ensemble via un conducteur. La Figure 28 présente un aperçu du conditionnement des signaux tandis que l'Annexe E offre plus de détails sur le branchement de la carte d'acquisition et sur le branchement de RTD.

CONDITIONNEMENT DE SIGNAUX

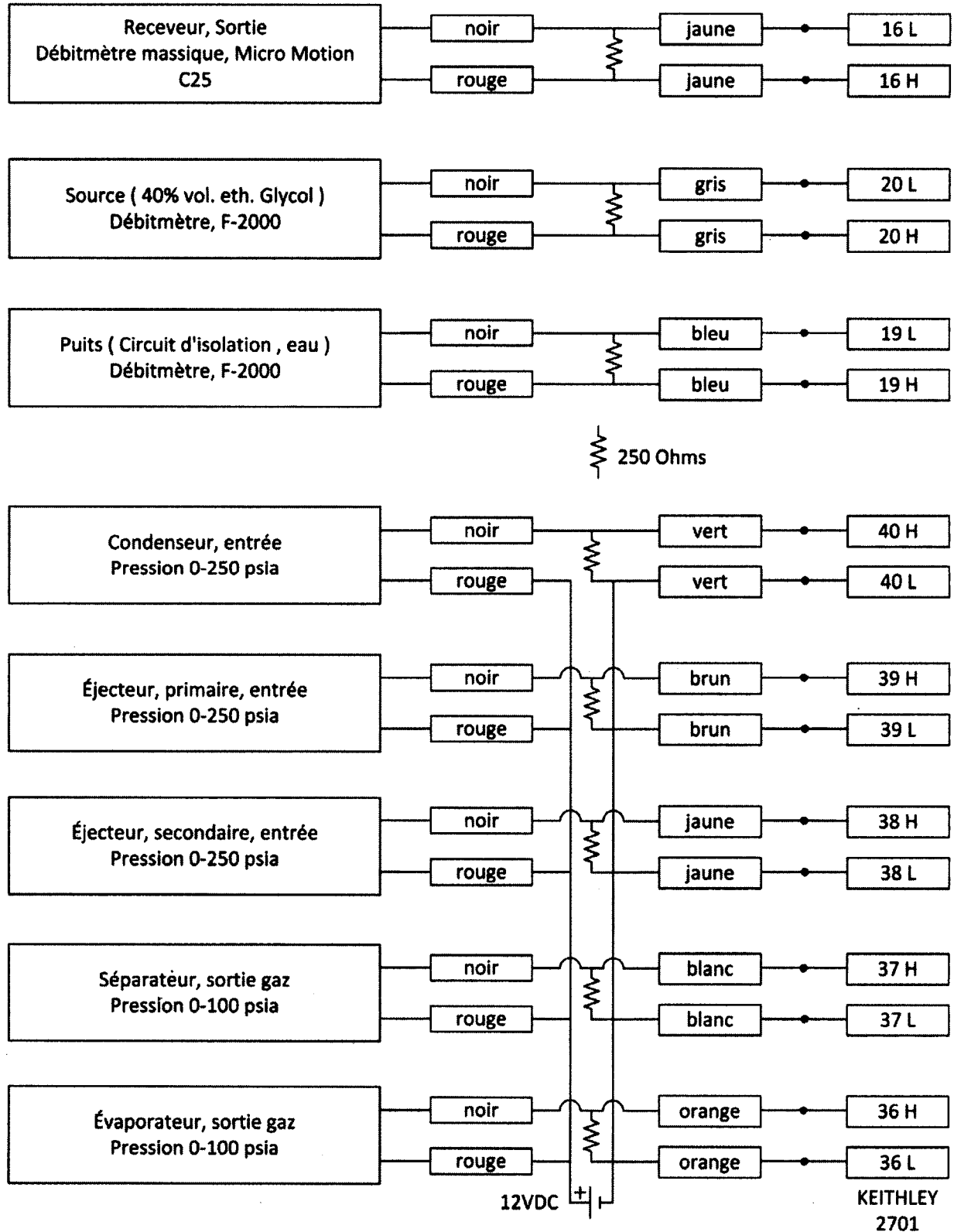


Figure 28 Conditionnement des signaux pour le système d'acquisition de données

2.5 CALIBRATION DES DÉBITMÈTRES

Les trois débitmètres ont été sélectionnés en vue de préparer des courbes de calibration. Le but de cette démarche était d'évaluer la linéarité des débitmètres en tenant compte de l'effet du conditionnement de signal et ainsi de vérifier le bon fonctionnement du système d'acquisition. Du travail préliminaire sur les sondes de températures avec de l'eau glacée et de l'eau bouillante suggérait que les RTD se comportaient selon les tolérances du fournisseur.

Pour chaque débitmètre, la première étape de la calibration a été de fournir un faible débit fixe d'eau au débitmètre et de noter le voltage via le système d'acquisition. Le débit a été déterminé en chronométrant le remplissage d'un sceau. Après le chronométrage la masse d'eau dans le sceau était mesurée. Ensuite, le débit a été augmenté et la démarche répétée à plusieurs reprises. Après cet exercice, on finissait avec un ensemble de données pour chaque débit y_i , chacune associée avec un voltage x_i mesuré par le débitmètre. L'Annexe A présente ces données ainsi que la le calcul de la ligne de régression pour chaque débitmètre.

Une régression linéaire sur ces données nous a permis le calcul d'une nouvelle approximation de débit $y_{est} = mx + b$ pour chaque voltage x_i . La moyenne de tous les débits \bar{y} a aussi été calculée. À partir des valeurs de y_i , \bar{y} et y_{est} , nous avons calculé le coefficient de détermination, R^2 , et l'erreur type de l'estimation, souvent identifié SE . Plus R^2 approche à 1, plus la régression est linéaire. Pour l'erreur type de l'estimation SE , les degrés de liberté égalent le nombre d'observations dans la courbe de calibration moins le nombre de paramètres dans l'équation du modèle de régression, selon Statistics For Experiments (page 459) [7]. Ces calculs sont montrés à l'Annexe A. Les équations suivantes ont été utilisées pour le coefficient de détermination, R^2 et l'erreur de l'estimation, SE .

$$R^2 = \frac{\sum(y_i - \bar{y})^2 - \sum(y_{est} - \bar{y})^2}{\sum(y_i - \bar{y})^2}$$

$$SE = \sqrt{\frac{\sum(y_{est} - y_i)^2}{n - 2}}$$

Le TABLEAU 5 présente un résumé des courbes de calibration ainsi que du coefficient de détermination et de l'erreur type de l'estimation. Notons que dans les trois cas les valeurs de R^2 sont très proche de 1. Dans ce mémoire nous allons supposer que l'incertitude des mesures des débitmètres est de $\pm 2*SE$ pour chaque cas. Pour les débitmètres d'eau et d'eau glycolée les valeurs de $\pm 2*SE$ sont en effet plus importantes que l'incertitude fournie par le fabricant, soit 1 % de pleine échelle de 8 USGPM.

TABLEAU 5 RÉSUMÉ DES COURBES DE CALIBRATION

Fluide du débitmètre	Droite de régression	Unités de y	Unité de x	Coefficient de détermination R^2	Erreur type de l'estimation SE
R134a	$y = 14.374 x - 13.741$	g/s	volts	0.9995	0.267
Eau	$y = 1.724 x - 0.9271$	USGPM	volts	0.9975	0.078
Eau Glycolée	$y = 1.8321 x - 1.012$	USGPM	volts	0.9982	0.058

CHAPITRE 3 EXPÉRIMENTATION

INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons d'abord présenter la mise en fonctionnement du banc d'essai pour comparer les différences entre les deux modes de fonctionnement. La démarche expérimentale a été marquée par de nombreux cycles : mesure, problèmes techniques, contre-mesures, modification et essais de vérification. Certains de ces cycles ayant été assez longs. Les principaux seront détaillés en vue d'expliquer certains choix et de faciliter le chemin de futurs chercheurs dans le même domaine. Ensuite, la dernière activité de calibration et de correction sera discutée, ce qui nous a permis d'effectuer des essais avec un bon niveau de confiance. Finalement nous allons présenter les résultats d'un ensemble d'essais où les deux modes de fonctionnement sont comparés directement.

3.1 FONCTIONNEMENT DU BANC D'ESSAI

Après avoir complété une série d'essais préliminaires, les consignes de référence ont été modifiées afin de faciliter les comparaisons entre les modes de fonctionnement et d'augmenter la précision des résultats. En mode conventionnel le banc d'essai est capable de fonctionner pendant plusieurs jours avec les mêmes conditions. En mode éjecteur, étant donné le contrôle manuel des éléments de chauffage après le séparateur ainsi que le contrôle manuel de la valve de détente entre le séparateur et l'entrée de l'évaporateur, le banc d'essai est plutôt limité par le facteur humain. Les consignes nominales habituellement choisies sont les suivantes :

- Température Évaporateur R134a Entrée : $T_{EV_R_EN} = -5^{\circ}\text{C}$
- Température Condenseur R134a Sortie : $T_{CD_R_SO} = 40^{\circ}\text{C}$
- Vitesse du compresseur : 35 Hz
- Débit d'eau au condenseur : 16.3 L/min [4.3 USGPM]
- Débit d'eau glycolée à l'évaporateur : 18.9 L/min [5.0 USGPM]

Le paramètre de la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur, $T_{CM_R_EN}$, s'est avéré très important pour les comparaisons entre les deux modes avec le montage actuel. Des explications seront présentées à la section 4.1.1. La valeur absolue du paramètre a beaucoup moins d'importance que le fait que sa valeur devrait être identique pour les deux modes.

- Température Compresseur R134a Entrée : $T_{CM_R_EN} = 5^{\circ}\text{C}$

Afin de minimiser les problèmes avec le système de lubrification du compresseur, l'élément chauffant attaché au carter devait être activé au moins 24 heures avant tout essai. Parmi d'autres problèmes potentiels, si l'élément chauffant n'est pas activé, l'huile du carter risque de contenir du réfrigérant, montant faussement le niveau d'huile dans l'indicateur à cet effet situé sur le carter.

Lors du remplissage des circuits de la source et du puits, il faut s'assurer que tout l'air est sorti. De plus, en vue d'éviter la cavitation, chaque système auxiliaire comporte un dispositif en amont de la pompe qui assure une pression suffisante. Dans le circuit source il s'agit d'un ballon d'expansion. Dans le circuit puits le dispositif est un tube vertical de deux mètres de longueur, remplis d'eau, ouvert à l'atmosphère. Ces items sont montrés à la Figure 15.

Le débit d'eau glycolée de la source et le débit d'eau dans le puits sont normalement ajustés aux débits de consigne et ne sont plus variés par la suite. Dans chaque cas un indicateur affiche le débit volumétrique approximatif en unités d'USGPM (Gallon US par minute). C'est pour cette raison que les courbes de calibration sont préparées en USGPM. Pour les calculs ces mesures seront converties en débit massique, kg/s.

3.1.1 Démarrage à froid : mode conventionnel

- Ouvrir l'alimentation électrique au panneau de contrôle du compresseur au moins 24 heure avant le démarrage afin d'actionner l'élément chauffant sous le carter.
- Mettre en marche l'ordinateur et l'acquisiteur de données

- Ouvrir l'alimentation électrique des trois débitmètres.
- Ouvrir l'alimentation du transformateur 12V nécessaire au conditionnement des signaux (Figure 28).
- Mettre en fonction le circuit d'eau de refroidissement centrale. Celui-ci utilise la pompe d'un montage voisin (presse hydraulique) qui doit être mis en fonction afin d'actionner la pompe. Ouvrir les valves dans le circuit d'eau de refroidissement centrale.
- Ouvrir l'alimentation pour la valve de contrôle du circuit puits.
- Allumer le contrôleur de température, le Panasonic KT4, et entrer la consigne en °C.
- Démarrer le circulateur et le contrôleur de température dans le circuit puits.
- Vérifier le débit d'eau dans le condenseur et modifier au besoin.
- Positionner les valves de réfrigération selon le mode conventionnel. Voir Figure 15 en notant les codes OE/FC et FE/OC dans la légende.
- Démarrer l'unité de la source, le Sentra, et entrer la consigne en degrés Fahrenheit.
- Vérifier le débit d'eau glycolée dans l'évaporateur et modifier au besoin.
- Entrer la consigne du compresseur dans l'interface du contrôleur Lenze.
- Démarrer le compresseur.
- Commencer la collecte de données via le logiciel ExeLINX, lancé à parti d'Excel.

Si jamais le compresseur s'arrête, soit par une unité de protection soit par choix, il est important de fermer l'unité de la source. La puissance de la pompe est assez grande pour échauffer le mélange d'eau glycolée au point de faire ouvrir la valve de surpression dans le circuit source calibré à 517kPa [75psig]. L'ouverture de cette valve de surpression pourrait provoquer des brûlures d'un passant et mettrait de l'eau glycolée par terre.

3.1.2 Démarrage à chaud : mode conventionnel

Lorsque le banc d'essai était en fonction immédiatement avant le démarrage en mode conventionnel, et surtout s'il était en fonction pendant plusieurs heures, un démarrage à chaud se fait très facilement.

- Si le banc d'essai était arrêté par une unité de protection, il faudra d'abord déterminer la cause et, selon le cas, actionner le bouton d'initialisation ou « reset ». Le compresseur ne partira pas tant qu'un message d'erreur s'affiche.
- Démarrer l'unité de la source, le Sentra, au besoin.
- Démarrer le compresseur.

3.1.3 Démarrage à chaud : mode éjecteur

Le démarrage à froid en mode éjecteur était annulé comme démarche expérimentale après avoir constaté trop de variabilité dans le comportement du banc d'essai. Après plusieurs essais préliminaires, il s'est avéré plus facile et plus répétable à faire une transition vers le mode éjecteur après un démarrage en mode conventionnel. L'expérience a aussi montré qu'une période de fonctionnement d'au moins cinq heures en mode conventionnel serait très prudente afin de s'assurer que le banc d'essai est en régime permanent. Cette période est surtout nécessaire lorsque le but est de faire une comparaison des COP dans les deux modes.

- Démarrer le banc d'essai en mode conventionnel.
- Positionner le pointeau de l'éjecteur selon l'ouverture voulue.
- Ouvrir la valve du primaire de l'éjecteur. Voir Figure 15, portant attention aux indications OE/FC et FE/OC.
- Ouvrir la valve entre la sortie liquide du séparateur et l'entrée de l'évaporateur.
- Ouvrir la valve du secondaire de l'éjecteur.
- Ouvrir la valve de la sortie de gaz du séparateur.
- Fermer la valve reliant la sortie de l'évaporateur directement à l'accumulateur.
- Fermer la valve immédiatement en amont de la valve de détente, TXV.
- Ajuster les rhéostats qui contrôlent les éléments de chauffage afin d'avoir la température voulue du R134 à l'entrée du compresseur.
- Ajuster les valves de détente manuelles à la sortie liquide du séparateur afin d'avoir la température voulue du R134a à l'entrée de l'évaporateur.

3.2 PROBLÈMES ET INCIDENTS

3.2.1 Débitmètres « Pelton » et chute de pression

Lors de la première phase de l'étude le banc d'essai était doté de deux débitmètres du type « Pelton », énumérés dans l'Annexe B, qui semblaient bien fonctionner au début et étaient compatibles avec le réfrigérant R134a. L'un était installé entre le receveur et la valve de détente TXV, alors que le deuxième se trouvait entre la sortie liquide du séparateur et l'entrée de l'évaporateur. Le premier, après le receveur, allait fournir le débit volumétrique passant dans le condenseur dans les deux modes de fonctionnement. En mode éjecteur, il s'agit du débit primaire. Le deuxième débitmètre, après le séparateur, allait mesurer le débit secondaire en mode éjecteur. Avec le temps il est devenu clair que des bulles des gaz de R134a dans ces débitmètres produisaient des signaux erratiques. En mode conventionnel, le débitmètre « Pelton » après le receveur contribuait de façon intermittente à la formation de bulles, nuisant au bon fonctionnement de la valve de détente TXV. Le débitmètre « Pelton » dans la ligne liquide du séparateur, utilisé en mode éjecteur, avait comme effet une réduction importante du débit de R134a passant dans l'évaporateur, réduisant ainsi la puissance frigorifique de l'évaporateur et le COP. La perte de charge de ces débitmètres était trop importante pour l'application.

La contre-mesure était de retirer les deux débitmètres du banc d'essai. Un débitmètre massique, à effet de Coriolis et de faible perte de charge, a été mis dans la ligne entre le receveur et le détendeur TXV afin de quantifier le débit massique passant dans le condenseur. En mode éjecteur, le débit massique passant dans l'évaporateur est déduit d'un bilan d'énergie autour de l'évaporateur.

L'expérience avec les débitmètres soulignait la grande importance d'avoir des voyants, dans notre cas des indicateurs d'humidité, à des places stratégiques afin de vérifier s'il y a des bulles ou pas. La présence de bulles de réfrigérant est un signe très important de problèmes potentiels. Des bulles pourraient indiquer qu'il manque de réfrigérant dans le système, possiblement dû aux fuites, ou que une chute de pression est trop importante. Généralement l'apparition des bulles indique que le titre n'est pas connu à cet endroit et que les fonctions thermodynamiques extensives ne peuvent pas être déterminées.

3.2.2 Bilan d'énergie en mode conventionnel

La façon la plus simple de comprendre le comportement d'un système de réfrigération est de tracer les états thermodynamiques à chaque point d'intérêt sur un graphique pression - enthalpie. Le niveau de confiance dans le positionnement de chaque état, cependant, n'est pas égal. En mode conventionnel le point le moins certain est à l'entrée de l'évaporateur, tel que montré par le point 8_MC à la Figure 13. À cet endroit nous avons une mesure de la température du réfrigérant, mais rien nous indique directement la qualité x . La seule façon de procéder est de commencer par l'enthalpie au point 1_MC, à l'entrée du compresseur, et d'en soustraire le changement d'enthalpie entre 8_MC et 1_MC. Cette différence d'enthalpie est calculée en tenant compte de la puissance frigorifique à l'évaporateur et du débit massique du réfrigérant. Les premiers essais donnaient comme résultat un écoulement loin d'être isenthalpique dans le détendeur TXV, entre 3_MC et 8_MC à la Figure 13. Cette observation mettait en doute la fiabilité des sondes de débit et de température, ainsi que la qualité du bilan d'énergie.

La première contre-mesure mise en place était le remplacement des RTD classe A par des RTD 1/10 DIN dans les circuits d'eau et d'eau glycolée. Les RTD 1/10 DIN sont plus précis et dans les circuits de source et de puits il est relativement simple à mettre les sondes directement en contact avec les fluides caloporteurs. Le nouveau style de RTD choisi était monté dans une tige de 152 mm [6po.] et muni d'un filet ¼ NPT, nous permettant une installation concentrique à l'axe des tuyaux.

La deuxième contre-mesure était l'installation d'un débitmètre massique au lieu de volumétrique après le receveur. Le but était de réduire l'effet des bulles sur la détermination du débit massique de R134a. Lors de l'installation du débitmètre Micro Motion C25, une activité de calibration était complétée sur le débitmètre Micro Motion ainsi que sur les débitmètres à roue à aube modèle F-2000 dans les circuits de la source et du puits. Après avoir modifié le banc d'essai avec l'intervention d'un frigoriste, des courbes de calibration étaient préparées pour les deux débitmètres de style « Pelton » dans le circuit de réfrigérant. Comme indiqué à la section précédente, 3.2.2, nous avons ultérieurement enlevé les débitmètres « Pelton » du banc d'essai.

Finalement, il y avait une inquiétude que le montage des trois échangeurs de chaleurs sur la même plaque d'acier pourrait possiblement nuire au bilan d'énergie. Des cales en carton de 3mm étaient posées derrière chaque échangeur et le support en acier afin de couper tout effet de pont thermique.

3.2.3 Évaporateur : croisement des variations de températures

Très tôt dans le projet, surtout en mode éjecteur, un croisement des lignes de températures a été constaté dans l'évaporateur. La température du réfrigérant vapeur sortant de l'évaporateur était supérieure à la température du mélange d'eau glycolée entrant à l'évaporateur. Ce croisement des lignes de températures était de l'ordre de 2°C en mode éjecteur. Ce phénomène mettait en doute la précision des mesures de températures et, pour l'évaporateur, le calcul de la puissance frigorifique et le calcul du débit de R134a.

En vue de réduire l'échange d'énergie entre l'environnement et l'évaporateur, plusieurs petites modifications étaient apportées sur l'évaporateur. Le bulbe du détendeur TXV montré à la Figure 26 était relocalisé quelques centimètres plus loin de l'évaporateur afin de permettre un meilleur placement du RTD de surface à cet endroit. La ligne d'équilibrage, aussi visible à la Figure 26, ainsi qu'une ligne rejoignant la sonde de pression à cet endroit, étaient redressées afin de permettre une très bonne isolation de ces tubes de cuivre de faible diamètre. L'activité de calibration, qui sera discutée à la section 3.3, a effectivement réduit le croisement des lignes de températures à une valeur négligeable.

3.2.4 Oscillation de température : mode conventionnel

La stabilité des températures mesurées a un impacte direct sur la qualité du bilan d'énergie et la confiance dans les conclusions touchant le calcul du COP. Lorsque le banc d'essai fonctionnait en mode conventionnel des oscillations de température étaient observées dans tous les RTD. La température du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur, ou $T_{EV_R_SO}$, avait la plus grande amplitude, variant de $\pm 3^{\circ}\text{C}$. Il a été aussi constaté que lorsque le débit d'eau glycolée à l'évaporateur était moins que 11 L/min [3 USGPM], les oscillations de température augmentaient. Ces oscillations de températures provenaient principalement du système de contrôle « on/off », ou marche/arrêt, de chauffage qui fait partie du module de la source.

Le premier remède au problème d'oscillation a été d'augmenter la surchauffe, visant une plage de 5 à 8°C . Cet ajustement s'est fait directement sur le détendeur TXV, encore à la Figure 26. L'installation d'un réservoir de 100 Litres après l'unité de la source et avant l'entrée du mélange d'eau glycolée à l'évaporateur était la deuxième action posée. Le résultat de cette action en combinaison avec l'ajustement du détendeur TXV était de réduire les oscillations à un niveau d'autour de $\pm 0.7^{\circ}\text{C}$. Il a aussi été décidé de fixer la consigne du débit d'eau glycolée à une valeur nominale de 18.9 L/min [5 USGPM].

3.2.5 Séparateur : inefficacité en mode éjecteur

En mode éjecteur il a été observé que la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur, $T_{CM_R_EN}$, était inférieure à la température à la sortie du séparateur. Un bilan d'énergie autour de l'éjecteur et de l'évaporateur nous a permis de calculer le titre x du R134a sortant du séparateur. Par exemple, lors d'un ensemble d'essais effectuait le 09 mars, 2011, le titre variait de 0.83 à 0.94, augmentant lorsque l'ouverture du pointeau diminue ou lorsque la vitesse de rotation du compresseur ralentit. Le fait que des gouttelettes de réfrigérant sortaient de la partie supérieure du séparateur risquait à moyen terme d'endommager le compresseur. Ces gouttelettes emportent aussi un potentiel de refroidissement perdu au banc d'essai, réduisant grandement le COP en mode éjecteur.

Deux chemins de correction se présentaient comme solution. Dans un premier temps, la possibilité de modifier ou de remplacer le séparateur offrait la possibilité d'augmenter le titre du réfrigérant retournant au compresseur. Comme déjà noté à la section 3.2.4., en mode conventionnel, avec lequel la comparaison des COP serait faite, une surchauffe de 5°C à 8°C était préférable. Aucune modification au séparateur sans l'ajout d'énergie, ou refroidissement supplémentaire d'un circuit auxiliaire, ne permet une surchauffe en mode éjecteur.

La deuxième voie de correction, celle qui a été choisie, était d'introduire un deuxième évaporateur ayant un effet de surchauffe, ou au moins une forme simplifiée d'évaporateur. Le but de cette modification était de fournir le réfrigérant à l'aspiration du compresseur avec un niveau de surchauffe semblable au mode conventionnel. Il ne fallait pas, cependant, augmenter la perte de charge. La contre-mesure retenue fut d'installer des éléments de chauffage entre le séparateur et le compresseur. En appliquant une bonne isolation il était possible de bien quantifier cette puissance afin de l'ajouter à la puissance frigorifique au numérateur dans le calcul du COP en mode éjecteur. La facilité et la rapidité d'installation de la solution entraient aussi en ligne de compte. Selon les calculs les éléments de chauffage installés permettraient l'ajout de jusqu'à 1.7 kW de puissance thermique à l'écoulement diphasique sortant du séparateur.

$$\text{COP} = (Q_{\text{EV_R}} + Q_{\text{re}}) / Q_{\text{CM}}$$

COP : coefficient de performance

$Q_{\text{EV_R}}$: puissance thermique, évaporateur, R134a

Q_{re} : puissance thermique des éléments de chauffage

Q_{CM} : puissance thermique, compresseur, R134a

Nous allons voir à la section 3.4. que la contre-mesure retenue permettra une comparaison entre les deux modes. La limitation de la puissance thermique à 1.7 kW s'avère trop restreinte pour une comparaison robuste. Une vitesse de compresseur supérieure à 35 Hz avec le pointeau complètement ouvert laisse passer une quantité trop importante de réfrigérant liquide pour que ce deuxième évaporateur puisse surchauffer le réfrigérant à une valeur nécessaire.

3.2.6 Évaporateur : Débit massique faible en mode éjecteur

La première difficulté constatée en mode éjecteur était que la température du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur, $T_{EV_R_EN}$, était bien inférieure à -5°C . De façon générale $T_{EV_R_EN}$ descendait rapidement et si aucune mesure n'était prise le compresseur s'arrêtait due à la protection de basse pression. Des tentatives de modifier l'ouverture du pointeau, de modifier l'ouverture du détendeur manuel entre le séparateur et l'évaporateur, ou encore de changer la consigne de la source n'ont eu aucun succès. Un deuxième effet négatif qu'arrivait en même temps était que le séparateur se remplissait du R134a liquide, augmentant le risque que le compresseur s'endommage en aspirant du liquide.

La difficulté constatée était reliée à deux causes principales. Dans un premier temps, l'augmentation de pression dans l'éjecteur, tel que mesurée entre l'entrée du secondaire et la pression dans la séparateur, était très faible. Cette augmentation était de l'ordre de 16 kPa [2.3psi]. Dans un deuxième temps, la résistance au débit entre la sortie de liquide du séparateur et l'entrée à l'évaporateur était beaucoup trop importante.

La contre-mesure retenue, mise en place en plusieurs étapes, était de grandement réduire la résistance au débit pour le liquide sortant du séparateur. La valve de détente manuelle, originalement une valve à aiguille Parker 6A-NLL-NE-SS-V 3/8'', était remplacée par trois valves en parallèle, dont deux vannes à soufflet Swagelok SS-6BG 3/8'' et une valve à bille pour circuit de réfrigérant 5/8'' ODF. La ligne de cuivre de 3/8'' était augmentée à 5/8'' ACR, en agrandissant les rayons dans les coudes. Le débitmètre, tel que mentionné à la section 3.2.1, a été enlevé de cet endroit. Un indicateur d'humidité de 5/8'' était ajouté près de l'entrée de l'évaporateur. La contre-mesure a eu les résultats escomptés, permettant un contrôle manuel de la consigne de -5°C pour $T_{EV_R_EN}$.

3.2.7 Banc d'essai : Varia

- Arrêt répété : Panneau de contrôle et lubrification
Erreurs dans le branchement électrique dans les contrôles de protection.
- Séparateur d'huile défectueux : Difficile à discerner
Le séparateur d'huile installé originalement avait un défaut qui lui faisait maintenir la ligne de retour de l'huile vers le carter ouverte en tout temps. Cette unité a été remplacée au complet après plusieurs semaines de recherche.
- Effet du signe de séparation décimale dans ExeLINUX (point ou virgule) :
Malgré les indications dans le logiciel, la configuration du système d'exploitation et le logiciel doivent être configurés pour l'utilisation obligatoire d'un point comme signe de séparation décimal. Ce problème, avant sa découverte, faussait légèrement les courbes de calibration entrées dans ExeLINUX, tronquant les chiffres après la virgule décimale. Solution : Changer le signe de séparation décimal dans Windows.
- Calibration : RTD en eau glacée
Lors de la calibration initiale des RTD il a été supposé qu'un mélange d'eau et de glace fournirait une température de référence très proche à 0°C. Comme il sera détaillé à la section 3.3 suivante, une bonne calibration des RTD nécessite beaucoup de soin. Lorsqu'un mélange d'eau et de glace sert de référence, ça prend obligatoirement un grand réservoir avec un surplus important de glace afin de s'assurer que la température de référence approche 0.00°C.

3.3 RECALIBRATION ET CORRECTIONS DES CAPTEURS

Après avoir trouvé des solutions à la plupart des difficultés techniques du banc d'essai, il restait encore le problème du croisement des lignes de températures à l'évaporateur. Les contre-mesures mises en place ont réduit mais pas éliminé le problème. À ce point il a été constaté que lorsque le banc d'essai était au repos depuis longtemps et donc en équilibre thermique avec l'environnement, la température du réfrigérant dans l'évaporateur et dans le condenseur était de 0.5 à 0.8°C plus élevées que les températures respectives pour l'eau glycolée et pour l'eau. Il a été décidé de couper toute alimentation au banc d'essai et d'étudier l'ensemble des températures pendant plusieurs jours.

Le courant au banc d'essai a été interrompu le lundi 09 mai, 2011 à 18h00 jusqu'au 15 mai à 17h30. Pendant cette période de 143.5 heures, 13 collectes des données ont été complétées. Chaque collecte de données consistait à mesurer chaque sonde toutes les trente secondes. Une collecte de données durait 10 minutes, avec 21 ensembles de mesures. En convertissant les mesures de pression en température de saturation correspondante et en lisant manuellement la température ambiante sur le thermomètre de précision en verre nous avons pu bâtir une graphique des tendances de toutes les sondes de température et pression confondues. Cette information est présentée à la Figure 29. La courbe pour la température ambiante est en trait gras. Les collectes de données se faisait généralement au commencement et à la fin de chaque journée.

Le premier constat est que lors d'une même collecte de données, les mesures sont très stables, avec un écart type le plus grand 0.01°C pour les sondes de température et 0.1kPa [0.02 psi] pour les sondes de pression. Deuxièmement, les écarts de températures diminuaient après quelques jours et il y a une tendance pour les températures d'être plus froides le matin et plus chaudes le soir. La Figure 30 montre une sous partie des mesures, regroupant les mesures qui devraient être les plus fiables, les sondes 1/10 DIN RTD et une sonde de pression. La température ambiante est indiquée par un trait gras. Cette figure mettait en doute la fiabilité du thermomètre de précision, ou encore la possibilité que le banc d'essai soit 0.5°C à 0.7°C plus froid que la température ambiante. Afin de démêler ces possibilités une nouvelle activité de calibration était complétée sur les deux sondes 1/10 DIN du circuit du puits à l'eau, celles-ci étant le plus faciles à retirer du banc d'essai.

TEMPÉRATURES : ÉLÉMENT CHAUFFANT ARRÊTÉ : TOUTES LES SONDES

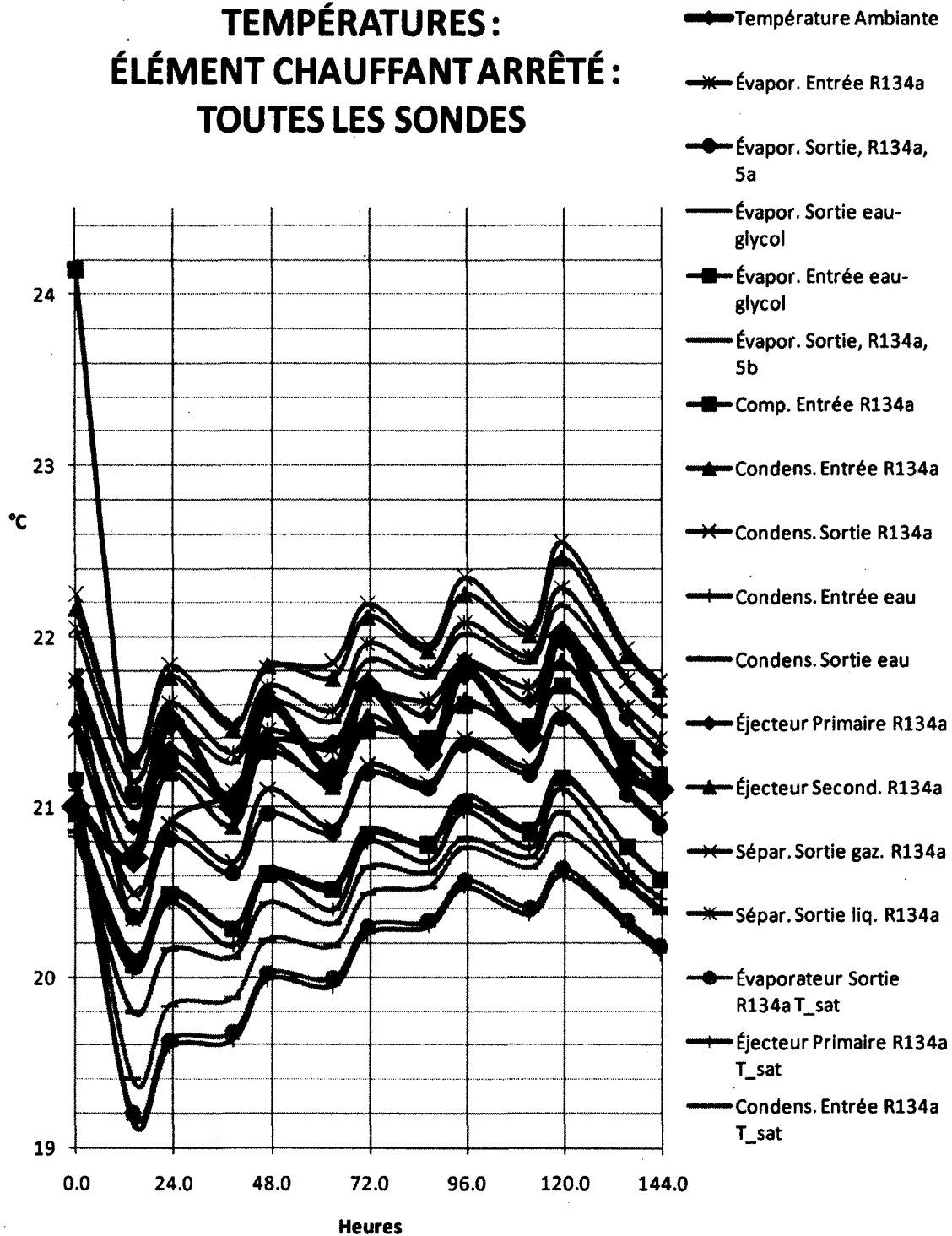


Figure 29 Étude de températures, courant coupé au banc d'essai

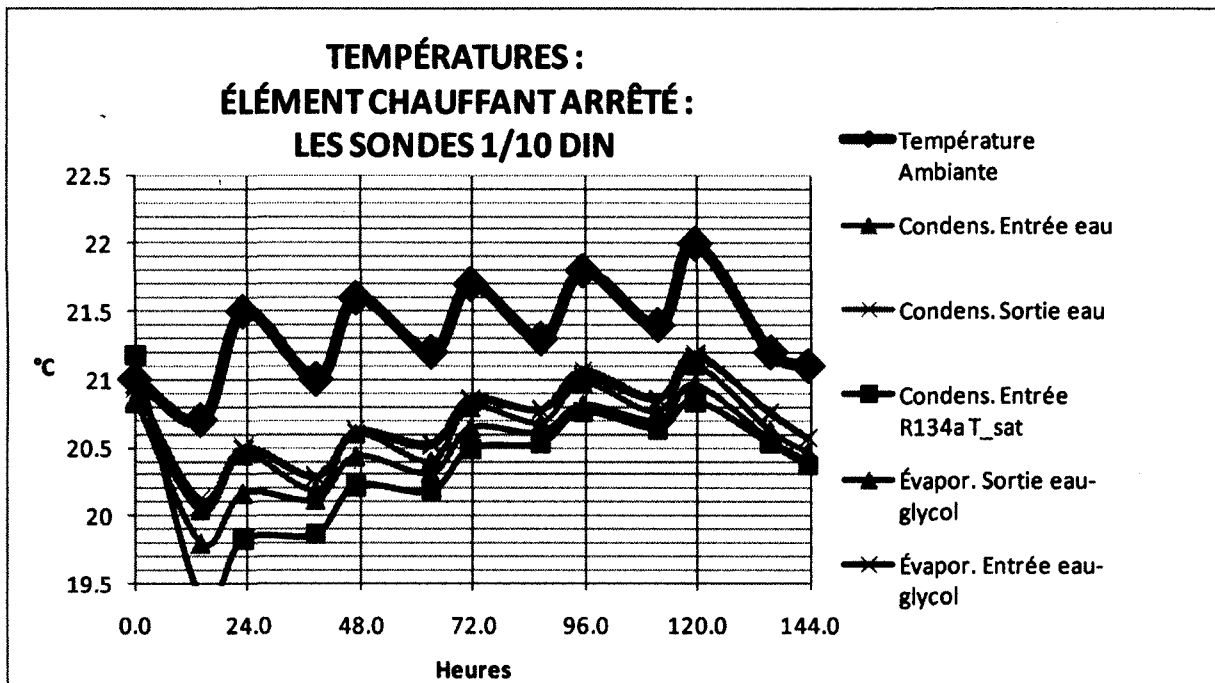


Figure 30 Mesures de sondes les plus fiables

Lors de la calibration, une grande attention était portée à l'objectif de bien entourer les deux sondes 1/10 DIN et le thermomètre de précision dans de la glace, avec très peu d'eau. Un deuxième thermomètre de précision confirmait que le mélange d'eau glacée était entre 0°C et -1°C. Le TABLEAU 6 montre très bien que la sonde RTD 1/10 DIN identifiée comme « DIN 4 » mesurait la température attendue de 0.0°C. Cette sonde, celle à l'entrée d'eau au condenseur, sera considérée comme véridique et prise comme référence. Le thermomètre de précision en verre est évidemment erronée. En vérifiant, à l'air libre ambiant, le thermomètre lisait 0.5°C plus que « DIN 4 » avec les deux unités l'une à côté de l'autre.

TABLEAU 6 CALIBRATION DES SONDES DIN 3 ET DIN 4, LE 19 MAI, 2011

Heure	Thermomètre de précision en verre °C	DIN 3 °C	DIN 4 °C
9h32	0.4	-0.07	0.00
9h34	0.4	-0.07	0.00
9h36	0.4	-0.07	0.00
9h38	0.4	-0.07	0.00
9h40	0.4	-0.06	0.01
9h42	0.4	-0.06	0.01

Comme démarche pour calculer des bons termes de correction nous avons sélectionné cinq collectes de données, toutes après 63 heures de l'interruption du courant fermé, les matins ou le vendredi soir où il avait moins de différence entre les températures maximales et minimales. Pour ces cinq collectes, la moyenne pour la sonde « DIN 4 », la température de l'eau à la sortie du condenseur, ou T_CD_EAU_SO, était 20.70°C. Les termes de correction sont présentés au TABLEAU 7 avec résultats à la Figure 31.

TABLEAU 7 TERMES DE CORRECTION DE L'INSTRUMENTATION

État R134a	Fluide	Description	Représentation Informatique	Phase	Variable mesurée	Terme de correction
1	R134a	Entrée compresseur	T_CM_R_EN	Vapeur	T	-0.61°C
2	R134a	Entrée condenseur	T_CD_R_EN P_CD_R_EN	Vapeur surchauffée	T P	-0.56°C 0.65 psi [4.5kPa]
3	R134a	Sortie condenseur	T_CD_R_SO vl_C25_R	Liquide saturé ou sous-refroidi	T D	-0.35°C 0 volt
3a	R134a	Entrée primaire	T_EJ_PR_EN P_EJ_PR_EN	Liquide saturé ou sous-refroidi	T P	-0.77°C 1.26 psi[8.69kPa]
6	R134a	Sortie gaz séparateur	T_SE_G P_SE	Diphasique ou vapeur saturée	T P	-1.20°C 1.71 psi[11.8kPa]
7	R134a	Sortie liquide séparateur	T_SE_L	Diphasique ou liquide saturé	T	-1.01°C
8	R134a	Entrée évaporateur	T_EV_R_EN	Diphasique ou liquide saturé	T	-0.83°C
9	R134a	Sortie évaporateur	T_EV_R_SO P_EV_R_SO	Vapeur saturée ou surchauffée	T P	-0.32°C 1.17 psi[8.07kPa]
9a	R134a	Entrée secondaire	T_EJ_SC_EN P_EJ_SC_EN	Vapeur saturée ou surchauffée	T P	-1.15°C 1.27psi[8.76kPa]

Eau	Entrée condenseur	T_CD_EAU_EN	Liquide	T	0.11°C
Eau	Sortie condenseur	T_CD_EAU_SO vl_CD_EAU	Liquide	T D	0.00°C 0 volt
EG	Entrée évaporateur	T_CD_EAU_SO	Liquide	T	0.01°C
EG	Sortie évaporateur	T_EV_EG_SO vl_EV_EG	Liquide	T D	0.19°C 0 volt

Élément chauffant 1	vl_E1	N.A.	Vrms	0 volt
Élément chauffant 2	vl_E2	N.A.	Vrms	0 volt

T = Température P = Pression
D = Débit

R : Réfrigérant
EG : Ethylène Glycol

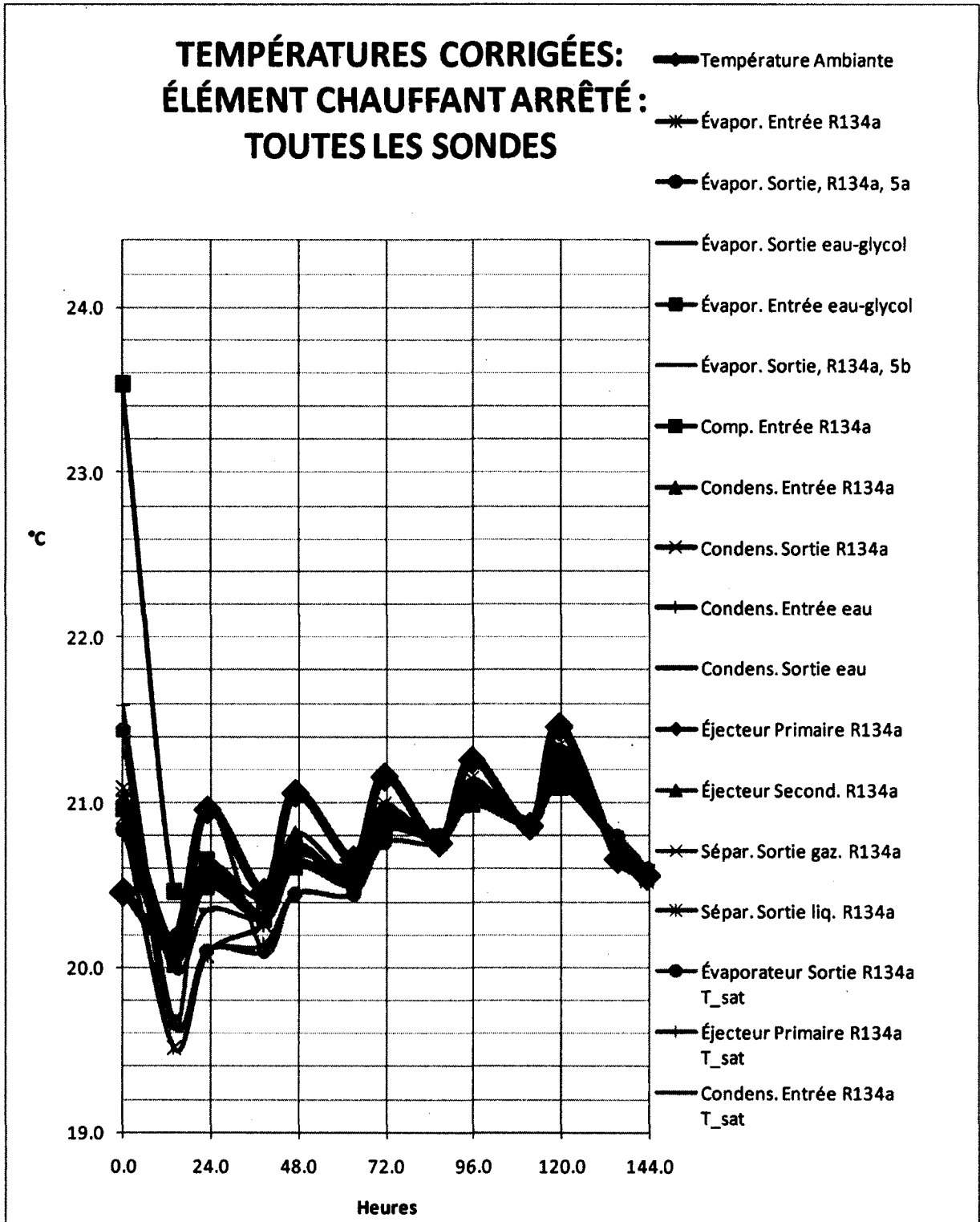


Figure 31 Étude de températures, après correction, courant coupé au banc d'essai

3.4 MODE ÉJECTEUR VERSUS MODE CONVENTIONNEL

Suite au travail détaillé à la section 3.3, un ensemble d'essais était complété le 29, 30 et 31 mai, 2011 permettant une comparaison directe entre les deux modes de fonctionnement en fonction de l'ouverture du pointeau. Ces essais, qui seront identifiés simplement comme les essais du 29 mai, tenaient compte des observations des essais faits le 24, 25 et 27 mai qui suggéraient que certaines variables avaient un impact important sur le COP. En plus, les essais entre le 24 au 27 mai indiquaient une plage de paramètres à l'intérieure de laquelle le banc d'essai pourraient fonctionner de façon adéquate. Voici les consignes visées et les directifs suivis pour les essais du 29 mai :

- Le compresseur : 35 Hz, où 60 Hz est pleine vitesse.
- La source (SENTRA) : 1.1°C [34F]
- Température cible pour R134a à l'entrée de l'évaporateur : -5°C
- Température cible pour R134a à la sortie du condenseur : 40°C
- Température cible pour R134a à l'entrée du compresseur : 5°C
- Ouverture du pointeau de 0.30 mm à 0.41 mm [0.012'' à 0.016'']
- Débit d'eau au condenseur : 16.3 L/min [4.3 USGPM]
- Débit d'eau glycolée à l'évaporateur : 18.9 L/min [5.0 USGPM]
- Laisser au moins quelques heures en mode conventionnel avant de commencer.
- En mode éjecteur utiliser les valves de détentes manuelles à contrôler la température du R134a à l'entrée de l'évaporateur, T_EV_R_EN.
- En mode éjecteur utiliser les rhéostats à contrôler la température du R134a à l'entrée du compresseur, T_CM_R_EN
- Chaque essai consiste de 21 ensembles de mesures, enregistrées chaque 30 secondes pendant 10 minutes.

En tout, les résultats comptent quinze essais en mode conventionnel, identifiés EC1 à EC15, et douze essais en mode éjecteur, de E1 à E12. Les essais ont commencé en mode conventionnel le dimanche 29 mai, continuant en mode conventionnel et ensuite en mode éjecteur le 30 mai, finissant en mode conventionnel le 31 mai par EC12 à EC15. L'Annexe C montre les données telles qu'enregistrées pour l'essai EC7 et l'essai E10. En dessous de l'entête de chaque colonne nous trouvons la moyenne et l'écart type de chaque sonde.

Les valeurs moyennes pour chaque essai sont modifiées par les termes de correction et ensuite tabulées dans l'Annexe D. Voici un exemple :

- Dans l'Annexe C, ESSAI EC7, en mode conventionnel, trouver la colonne « Comp. Entrée, R134a ».
- La moyenne est de 5.0°C, avec écart type de 0.07°C. ($T_{CM_R_EN} = 5.0^{\circ}\text{C}$)
- Ajouter le terme de correction du TABLEAU 7 de -0.61°C. Ces termes de correction sont aussi notés dans l'Annexe D, en haut de chaque colonne.
- Trouver l'entrée 4.4°C dans l'Annexe D, aussi sous la colonne « Comp. Entrée, R134a »

L'Annexe D résume les valeurs moyennes de tous les essais. En plus, l'annexe présente les variables d'intérêt qui seront discutés dans la section suivante. Le TABLEAU 8 définit ces variables qui sont calculées à partir des mesures à l'Annexe D. Afin de calculer la puissance thermique à l'évaporateur ou au condenseur, nous pouvons le faire selon deux façons différentes. D'abord, nous pouvons faire des calculs avec l'information du côté du R134a, calculant respectivement la puissance thermique à l'évaporateur, Q_{EV_R} , et la puissance thermique au condenseur, Q_{CD_R} . Deuxièmement, nous pouvons déterminer les puissances thermiques avec l'information du côté des circuits externes, avec le mélange d'eau glycolée à l'évaporateur, Q_{EV_EG} , et avec l'eau dans le cas du condenseur, Q_{CD_EAU} . Q_{CM} représente la puissance au compresseur calculé avec de l'information du circuit du réfrigérant. Lors du calcul du coefficient de performance, COP, nous pouvons encore le faire du côté du réfrigérant, COP_{R_CM} , ou du côté des circuits externes, COP_{EG_CM} .

Encore au TABLEAU 8, la variable Q_{re} est la puissance thermique fournie par les éléments de chauffage installés entre le séparateur et le compresseur et mis en fonction lorsqu'en mode éjecteur. La valeur de Q_{re} est nulle lorsqu'en mode conventionnel. La variable Q_{EV} représente la puissance frigorifique totale du banc d'essai, additionnant la puissance thermique à l'évaporateur du côté de l'eau glycolé, Q_{EV_EG} , et la puissance des éléments de chauffage, Q_{re} . À la section 4.1.1. nous allons discuter pourquoi la puissance thermique Q_{EV_EG} sera choisie au lieu de Q_{EV_R} dans la discussion et le calcul du coefficient de performance des deux modes de contrôle.

TABLEAU 8 VARIABLES CALCULÉES QUI SE TROUVENT À L'ANNEXE D

Variable	Unités	Description
Minutes en fonction	min.	Minutes après démarrage, vers 11h22 le 29 mai, 2011
COP_EG_CM		$(Q_{EV_EG} + Q_{re}) / Q_{CM}$
COP_R_CM		$(Q_{EV_R} + Q_{re}) / Q_{CM}$
Q_{re}	kW	Puissance thermique via les éléments de chauffage ; nul en mode conventionnel
Q_{EV}	kW	$Q_{EV_EG} + Q_{re}$
Q_{EV_R}	kW	Puissance thermique à l'évaporateur, côté réfrigérant
Q_{EV_EG}	kW	Puissance thermique à l'évaporateur, côté eau glycolée
Q_{CM}	kW	Puissance au compresseur calculé avec le réfrigérant
Q_{CD_EAU}	kW	Puissance thermique au condenseur, côté eau.
Q_{CD_R}	kW	Puissance thermique au condenseur, côté réfrigérant
r		(Pression au séparateur) / (Pression au secondaire) ; Rapport de compression
ω		m_{SC} / m_{PR} ; Rapport d'entraînement
m_{PR}	g/s	Débit massique au primaire de l'éjecteur
m_{SC}	g/s	Débit massique au secondaire de l'éjecteur
m_{EJ}	g/s	$m_{PR} + m_{SC}$; Débit massique dans la section de mélange de l'éjecteur

CHAPITRE 4 DISCUSSION ET ANALYSE

Le but de ce chapitre est d'analyser et discuter les résultats des essais décrits à la section 3.4.

4.1 PARAMÈTRES D'INTÉRÊT

4.1.1 COP : mode éjecteur versus mode conventionnel

Comme montré à la Figure 32, le temps de fonctionnement du banc d'essai a un impact important sur le COP. Alors, dans l'analyse des résultats suivants nous allons prendre uniquement les résultats après 5 heures de fonctionnement. C'est-à-dire que les essais EC1 à EC4 seront négligés. La raison de ce comportement dans le COP est le fait que lorsque le compresseur n'est pas encore rendu à sa température de régime permanent, la température du réfrigérant à la sortie du compresseur, ou l'entrée du condenseur, $T_{CD_R_EN}$, est plus faible, menant à une valeur calculée de la puissance thermique au compresseur, Q_{CM} , plus faible. Ce Q_{CM} faible sous-estime le vrai travail au compresseur et produit une valeur de COP_{EG_CM} artificiellement élevée.

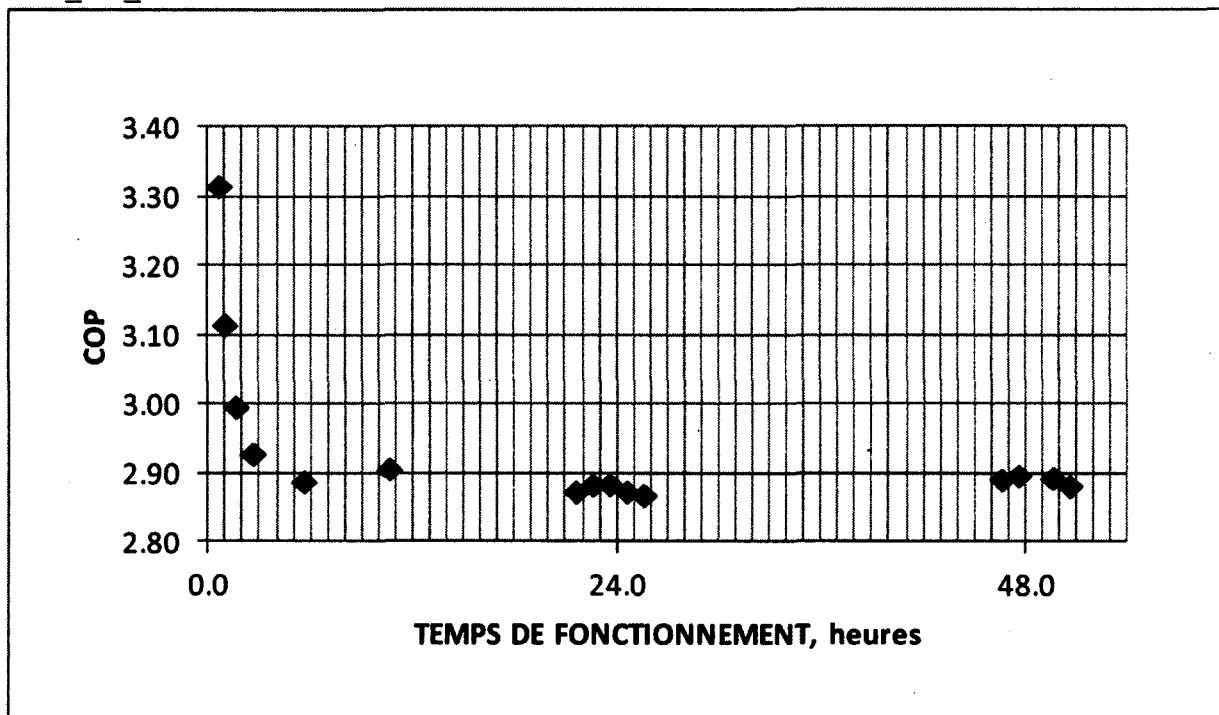


Figure 32 COP_{EG_CM} en fonction du temps en opération, mode conventionnel

Dans cette comparaison des COP nous avons choisi d'utiliser le coefficient de performance calculé du côté de l'eau glycolée, COP_EG_CM, au lieu du coefficient calculé du côté du R134a, COP_R_CM. D'abord, en mode éjecteur, étant donné qu'il n'y a pas de débitmètre entre la sortie de liquide du séparateur et l'entrée à l'évaporateur, nous utilisons la puissance thermique à l'évaporateur calculée du côté de l'eau glycolée, Q_EV_EG, afin de calculer le COP. En mode conventionnel, avec un débitmètre pour le réfrigérant et un débitmètre pour l'eau glycolée, nous pouvons calculer respectivement les puissances thermiques Q_EV_R et Q_EV_EG. La puissance thermique du côté du R134a, Q_EV_R, est de ~2 à 2.5 % plus grande que celle du côté de l'eau glycolée, Q_EV_EG. Alors, au lieu d'augmenter les valeurs de Q_EV_R lorsqu'on est en mode éjecteur afin de comparer les COP, nous avons décidé de comparer les valeurs de COP_EG_CM pour les deux modes.

Dans le TABLEAU 9 nous présentons quelques valeurs tirées de l'Annexe D. Pour chaque mode de fonctionnement nous avons sélectionné trois essais qui sont très semblables au niveau de paramètres d'entrée. Avec ces résultats nous pouvons montrer une amélioration de 11 % dans le COP en mode éjecteur par rapport au COP en mode conventionnel.

$$COP_EG_CM = (Q_EV_EG + Q_re) / Q_CM$$

$$amélioration = \frac{COP_EG_CM_éjecteur - COP_EG_CM_conventionnel}{COP_EG_CM_conventionnel} * 100$$

$$amélioration : \quad 11 \% = \frac{3.19 - 2.88}{2.88} \cdot 100$$

TABLEAU 9 ESSAIS EC7 À EC9 VERSUS E10 À E12

ESSAI	mode	Pointeau mm	T_CM_R_EN °C	T_EV_R_EN °C	T_CD_R_SO °C	COP_EG_CM
EC7	conventionnel	n.a.	4.4	-5.9	39.7	2.87
EC8	conventionnel	n.a.	4.4	-6.0	39.7	2.88
EC9	conventionnel	n.a.	4.4	-5.9	39.7	2.88
					moyenne	2.88
E10	éjecteur	0.38	4.4	-6.0	39.6	3.23
E11	éjecteur	0.38	4.5	-6.0	39.7	3.21
E12	éjecteur	0.38	4.3	-6.0	39.7	3.13
					moyenne	3.19

Dans le TABLEAU 10 nous considérons plus en détail les termes qui contribuent au calcul du coefficient de performance. D'abord, nous constatons que la puissance frigorifique totale, la somme des termes Q_{EV_EG} et Q_{re} , est plus importante en mode éjecteur qu'en mode conventionnel, contribuant ainsi à l'augmentation dans le COP en mode éjecteur. C'est l'augmentation de la pression à l'entrée du compresseur, produite par le diffuseur, qui augmente le débit massique primaire et donc la puissance frigorifique totale.

TABLEAU 10 ESSAIS EC7 À EC9 VERSUS E10 À E12 : CALCUL DU COP

ESSAI	mode	m_dot_PR g/s	q_CM kJ/kg	q_EV kJ/kg	Q_EV_EG kW	Q_re kW	Q_CM kW	COP_EG_CM = q_EV/q_CM
EC7	conv.	24.78	49.0	140.8	3.49	0.00	1.22	2.87
EC8	conv.	24.78	49.0	141.3	3.50	0.00	1.22	2.88
EC9	conv.	24.78	49.0	141.3	3.50	0.00	1.21	2.88
							moyenne	2.88
E10	éject.	28.23	44.2	142.8	2.34	1.69	1.25	3.23
E11	éject.	28.09	44.9	144.0	2.30	1.75	1.26	3.21
E12	éject.	28.23	45.6	142.4	2.30	1.73	1.29	3.13
							moyenne	3.19

$$\text{COP}_{EG_CM} = (Q_{EV_EG} + Q_{re}) / Q_{CM}$$

Deuxièmement, en considérant le dénominateur du COP_{EG_CM} , nous constatons que la puissance thermique au compresseur, Q_{CM} , augmente légèrement en mode éjecteur. En tenant compte du débit massique qui circule dans le compresseur, m_{dot_PR} , l'énergie spécifique au compresseur, q_{CM} , nous permet de mieux comparer les deux modes de fonctionnement. La variable q_{CM} est en fait le travail spécifique du compresseur, souvent «w», mais l'utilisation du terme q_{CM} souligne le fait que cette valeur est basée sur des mesures thermiques au lieu de mécaniques ou électriques.

$$q_{CM} = \frac{Q_{CM} * 1000}{m_{dot_PR}}$$

Au TABLEAU 10, nous constatons que le travail spécifique du compresseur est moins important en mode éjecteur qu'en mode conventionnel. Nous allons voir à la section 4.1.4 que l'augmentation du débit massique dans le compresseur, m_{dot_PR} , est reliée à l'augmentation de la pression à l'entrée du compresseur en mode éjecteur.

De la même façon que nous avons considéré le travail spécifique du compresseur, nous pouvons également considérer l'énergie frigorifique totale spécifique.

$$q_{EV} = \frac{(Q_{EV_EG} + Q_{re}) * 1000}{m_{dot_PR}}$$

Au TABLEAU 10, nous pouvons voir que l'énergie frigorifique totale spécifique, q_{EV} , est plus importante en mode éjecteur qu'en mode conventionnel. Dans le même tableau nous avons calculé le COP_{EG_CM} en utilisant le rapport des valeurs spécifiques, q_{EV} et q_{CM} .

$$\text{COP}_{EG_CM} = q_{EV} / q_{CM}$$

Pour l'ensemble des essais, tel que montré à la Figure 33, la température à l'entrée du compresseur, $T_{CM_R_EN}$, était entre 3.5°C et 5.0°C . En mode conventionnel $T_{CM_R_EN}$ n'avait pas d'effet sur le COP. En mode éjecteur, au contraire, le COP est fonction de $T_{CM_R_EN}$ pour une ouverture de pointe donnée. Cette observation confirme la nécessité de viser la même valeur de $T_{CM_R_EN}$ lorsque le but est de comparer les COP des deux modes de fonctionnement.

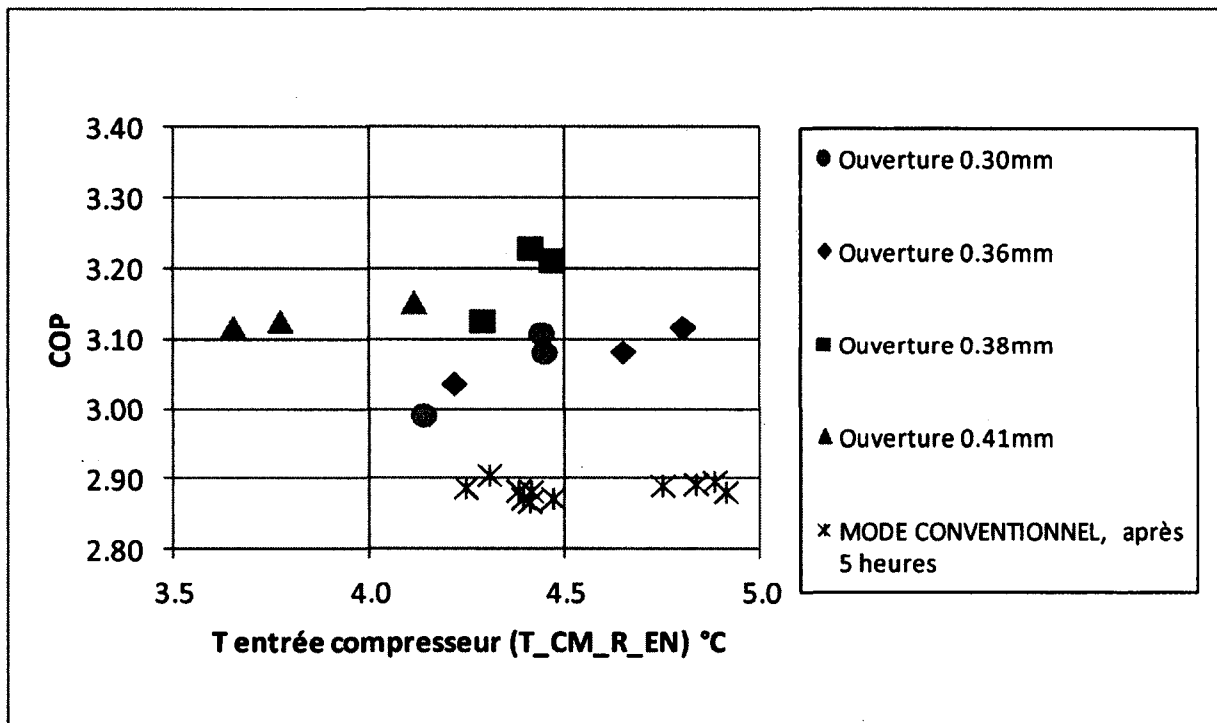


Figure 33 COP_{EG_CM} en fonction de $T_{CM_R_EN}$, modes conventionnel et éjecteur

Tel que montré à la section 2.1.2., la première valeur théorique du COP en mode éjecteur était de 3.812. Expérimentalement, pour l'essai E10 un COP de 3.23 était calculé. En reprenant le même fichier, le « projet_r134a_v9.EES », mais en remplaçant les valeurs de T_{CD} , T_{EV} et T_{SE} par des valeurs observées dans E10, on recalcule un COP de 3.95. Le taux d'entraînement théorique de 0.70, cependant, est loin de la valeur expérimentale de 0.401, ce qui explique la différence dans les COP. Il n'est pas surprenant de constater qu'un modèle théorique très simplifié surestime la valeur du coefficient de performance.

4.1.2 Graphique de Pression versus Enthalpie, mode éjecteur

Toutes les variables listées au TABLEAU 8 sont calculées dans deux fichiers programmées avec le logiciel EES. Ils sont présentés aux Annexes H et I. Les fichiers sont

ANNEXE H : 29_mai_2011_MODE_CONVENTIONNEL_CORRIGE_INCERTITUDE_R4

ANNEXE I : 29_mai_2011_MODE_EJECTEUR_CORRIGE_INCERTITUDE_R4

En vue de créer un graphique de Pression en fonction d'Enthalpie, prenons en détail l'essai E10 en mode éjecteur. Nous allons en même temps expliciter les hypothèses utilisées dans les fichiers EES et dans la préparation du graphique. Dans cette exemple nous allons montrer quelques appels de fonctions telles qu'utilisées dans EES.

Hypothèses de calcul dans EES :

1. Régime permanent.
2. Évolution à pression constante dans l'évaporateur, $P_{EV_R_SO}$, calculé avec la température du R134a à l'entrée de l'évaporateur, $T_{EV_R_EN}$.
3. La pression à la sortie du condenseur est la pression de saturation de la température mesurée à la sortie, $T_{CD_R_SO}$. Cette hypothèse implique qu'il n'y a pas de sous-refroidissement à la sortie du condenseur.
4. Il n'y a pas d'échange d'énergie avec l'environnement. Autrement dit, tous les tuyaux, échangeurs de chaleurs et autres équipements sont parfaitement isolés.

En se référant à la Figure 34 et à la Figure 41, nous commençons par les états thermodynamiques les plus faciles à déterminer. Les états thermodynamique 1, 2, 3, 7 et 8 seront calculés directement à partir des mesures expérimentales. L'état thermodynamique 6 n'est pas comme originalement montré à la Figure 13 et nécessitera un bilan d'énergie. Les états thermodynamiques 3b, 4, 5 et 9b n'ont pas de mesures expérimentales et seront traités plus loin. L'incertitude sur les valeurs d'enthalpie, d'entropie ainsi que les autres variables est discutée à la section 4.3.

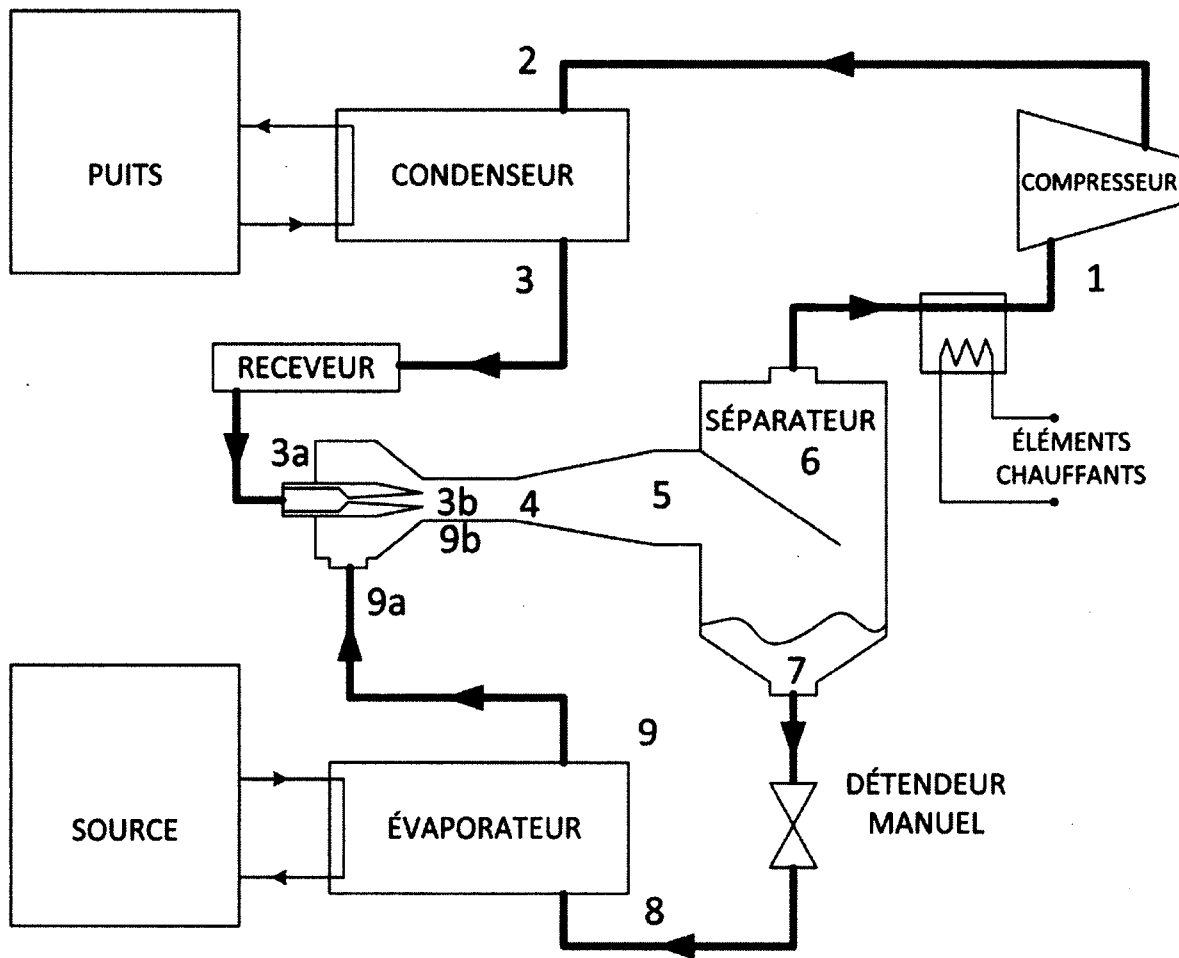


Figure 34 Schéma simplifié du banc d'essai avec états thermodynamiques, mode éjecteur

État 1 : Entrée du compresseur

$T_{CM_R_EN} = 4.4^{\circ}\text{C}$ (température, compresseur, R134a, entrée)

$P_{SE_R_SO} = 254.5 \text{ kPa}$ (pression, séparateur, R134a, sortie)

$h_{CM_R_EN} = 403.6 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, compresseur, R134a, entrée)

État 2 : Sortie du compresseur

$T_{CD_R_EN} = 67.8^{\circ}\text{C}$ (température, condenseur, R134a, entrée)

$P_{CD_R_EN} = 1118 \text{ kPa}$ (pression, condenseur, R134a, entrée)

$h_{CD_R_EN} = 447.8 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, condenseur, R134a, entrée)

$m_{\text{dot}}_{C25} = 28.23 \text{ g/s}$ (débit massique, R134a, primaire, débitmètre C25)

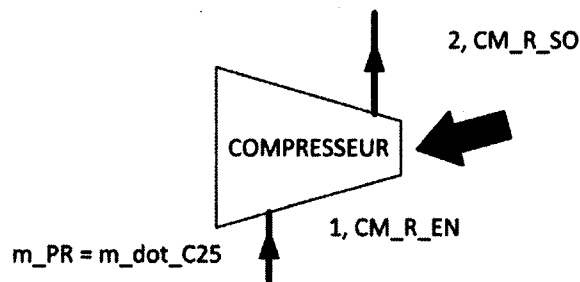


Figure 35 Schéma simplifié, états 1 et 2, compresseur

État 3 : Sortie du condenseur

$T_{CD_R_SO} = 39.6^{\circ}\text{C}$ (température, condenseur, R134a, sortie)

$P_{CD_R_SO} \cong 1118 \text{ kPa}$ (pression, condenseur, R134a, sortie)

$h_{CD_R_SO} = 255.8 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, condenseur, R134a, sortie)

$s_{CD_R_SO} = 1.189 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ (entropie, condenseur, R134a, sortie)

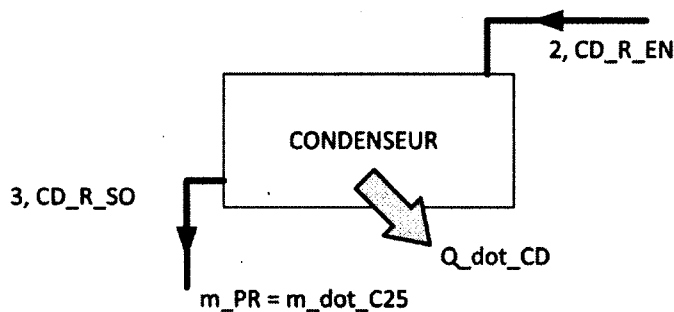


Figure 36 Schéma simplifié, état 2, condenseur

État 6 : Sortie de la vapeur du séparateur

Afin d'évaluer le titre du gaz sortant du séparateur, on utilise un bilan d'énergie sur un volume de contrôle autour du séparateur, l'éjecteur et l'évaporateur.

$$h_{EJ_PR_EN} * (m_{\text{dot}}_{C25}/1000) + Q_{EV_EG} = h_{SE_SO_G} * (m_{\text{dot}}_{C25}/1000)$$

- $h_{EJ_PR_EN} = 255.8 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, éjecteur, primaire, entrée)
 $m_{\dot{C}25} = 28.23 \text{ g/s}$ (débit massique, R134a, primaire, débitmètre C25)
 $Q_{EV_EG} = 2.342 \text{ kW}$ (puissance thermique, évaporateur, eau glycolée)
 $\therefore h_{SE_SO_G} = 338.8 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, séparateur, sortie, gaz)
- $P_{SE} = 254.5 \text{ kPa}$ (pression, séparateur)
 $x_{SE_SO_G} = 0.7142$ (titre, séparateur, sortie, gaz)
 $T_{SE_G} = -4.3^\circ\text{C}$ (température, séparateur, gaz)

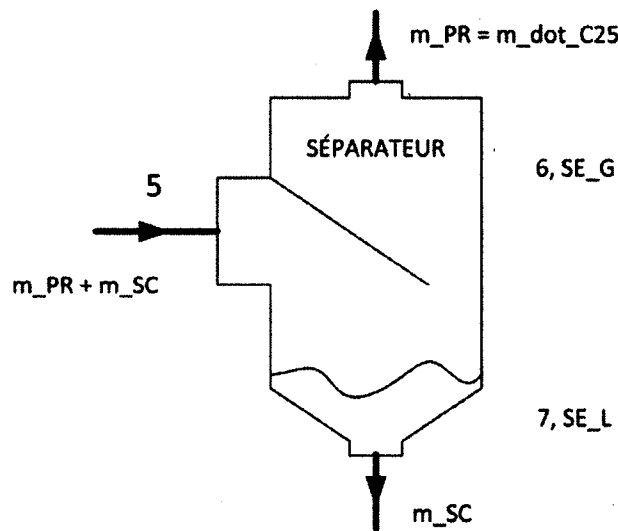


Figure 37 Schéma simplifié, états 6 et 7, séparateur

État 7 : Sortie de liquide du séparateur

À l'état 7 nous supposons que le liquide sortant du séparateur a un titre de $x=0$, ce qui correspond aux observations lors des essais.

$$h_{SE_SO_L} = 194.9 \text{ kJ/kg} = \text{Enthalpy}(R134a, x=0, P=P_{SE}) + 148.14 \text{ kJ/kg}$$

- $T_{SE_L} = -3.5^\circ\text{C}$ (température, séparateur, liquide)
 $P_{SE} = 254.5 \text{ kPa}$ (pression, séparateur)
 $h_{SE_SO_L} = 194.9 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, séparateur, sortie, liquide)

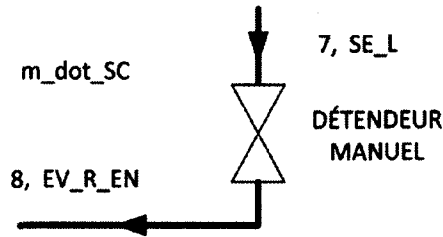


Figure 38 Schéma simplifié, états 7 et 8, détendeur manuel

État 8 : Entrée de l'évaporateur

Hypothèse d'un écoulement isenthalpique entre les états 7 et 8.

$$h_{EV_R_EN} = 195.3 \text{ kJ/kg} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, T = T_{SE_L}, x=0) + 148.14 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{EV_EN} \cong 0.01425 = \text{Quality}(\text{R134a}, h=h_{SE_SO_L}-148.14, T=T_{EV_R_EN})$$

$$P_{EV_R_EN} \cong P_{EV_R_SO}$$

$$P_{EV_R_EN} = 241.4 \text{ kPa} \quad (\text{pression, évaporateur, R134a, entrée})$$

$$P_{EV_R_SO} = 241.4 \text{ kPa} \quad (\text{pression, évaporateur, R134a, sortie})$$

$$T_{EV_R_EN} = -6^\circ\text{C} \quad (\text{température, évaporateur, R134a, entrée})$$

$$h_{EV_R_EN} = 195.3 \text{ kJ/kg} \quad (\text{enthalpie, évaporateur, R134a, entrée})$$

$$x_{EV_EN} \cong 0.01425 \quad (\text{titre, évaporateur, entrée})$$

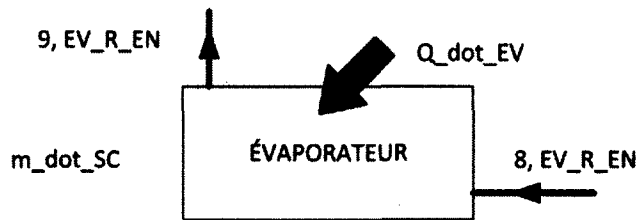


Figure 39 Schéma simplifié, états 8 et 9, évaporateur

État 9 : Entrée du secondaire à l'éjecteur

$$T_{EV_R_SO} = 2.2^\circ\text{C} \quad (\text{température, évaporateur, R134a, sortie})$$

$$P_{EV_R_SO} = 241.4 \text{ kPa} \quad (\text{pression, évaporateur, R134a, sortie})$$

$$h_{EV_R_SO} = 402 \text{ kJ/kg} \quad (\text{enthalpie, évaporateur, R134a, sortie})$$

$$s_{EV_R_SO} = 1.754 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \quad (\text{entropie, évaporateur, R134a, sortie})$$

Comme il est déjà indiqué, il n'y a pas de mesures directes pour les états 4, 3b, 9b et 5 dans l'éjecteur. Pour des fins de la visualisation du comportement du banc d'essai en mode éjecteur, nous allons poser comme hypothèse que la pression dans la section de mélange de

l'éjecteur est la pression de saturation de R134a à -8°C. Dans un premier temps nous supposons que les pressions 3b, 9b et 4 sont égales. Dans un deuxième temps, cette pression est légèrement inférieure à la pression dans l'évaporateur, qui correspond à -5°C. Si la pression dans l'éjecteur n'était pas inférieure à celle à l'évaporateur, il n'y aurait pas de débit massique au secondaire de l'éjecteur.

Ensemble des hypothèses nécessaires pour compléter les états inconnus.

1. États 3b, 9b et 4 sont à la pression de saturation de R134a à -8°C, 217.4 kPa.
2. Évolution isobare entre états 5 et 6.
3. Évolutions isentropiques pour 3 à 3b, 9 à 9b et de 4 à 5.
4. L'énergie potentielle et l'énergie cinétique sont négligeables.

État 4 : Fin de la section de mélange dans l'éjecteur

Bilan d'énergie sur un volume de contrôle incluant le primaire, le secondaire et la section de mélange de l'éjecteur : (Voir la Figure 40)

$$m_{PR} \cdot h_3 + m_{SC} \cdot h_9 = (m_{PR} + m_{SC}) \cdot h_4$$

$$m_{PR} = 28.23 \text{ g/s} \quad (\text{débit massique primaire})$$

$$m_{SC} = 11.33 \text{ g/s} \quad (\text{debit massique secondaire})$$

$$h_3 = 255.8 \text{ kJ/kg} \quad (\text{enthalpie, condenseur, R134a, sortie})$$

$$h_9 = 402 \text{ kJ/kg} \quad (\text{enthalpie, évaporateur, R134a, sortie})$$

$$h_4 = \frac{28.23 \text{ g/s}}{39.56 \text{ g/s}} \cdot \left(255.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \frac{11.33 \text{ g/s}}{39.56 \text{ g/s}} \cdot \left(402 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$h_4 = 298.3 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, éjecteur, fin de la section de mélange)

$P_4 = 217.4 \text{ kPa} = \text{Pressure}(\text{R134a}, x = 0, T = -8)$

$s_4 = 1.371 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} = \text{Entropy}(\text{R134a}, h = 297.67 - 148.14, T = -8) + 0.7956$

$P_4 = 217.4 \text{ kPa}$ (pression, éjecteur, fin de la section de mélange)

$x_4 = 0.5326$ (titre, éjecteur, fin de la section de mélange)

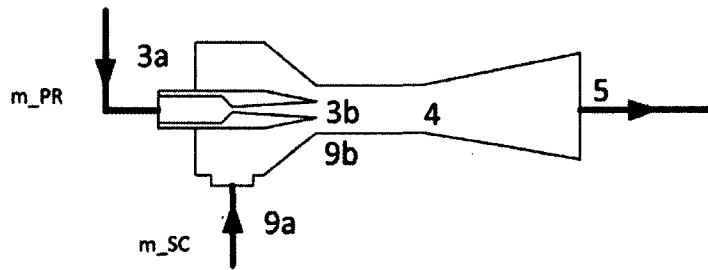


Figure 40 Schéma simplifié, états 3a, 3b, 9a, 9b, 4 et 5, éjecteur

État 3b : Sortie du primaire

$s_{3b} = 1.189 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} = s_{\text{CD_R_SO}}$

$s_{3b} = 1.189 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ (entropie, sortie de la tuyère)

$P_{3b} = 217.4 \text{ kPa}$ (pression, sortie de la tuyère)

$h_{3b} = 249.8 \text{ kJ/kg} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s_3 - 0.7956, P = P_{3b}) + 0.7956$

$h_{3b} = 249.8 \text{ kJ/kg}$ (enthalpie, sortie de la tuyère)

$x_{3b} = 0.2957$ (titre, sortie de la tuyère)

État 9b : Sortie du secondaire

$$s_{9b} = 1.754 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = s_{\text{EV_R_SO}}$$

$$s_{9b} = 1.754 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \quad (\text{entropie, sortie du secondaire})$$

$$P_{9b} = 217.4 \text{ kPa} \quad (\text{pression, sortie du secondaire})$$

$$h_{9b} = 399.8 \text{ kJ}/\text{kg} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s_9 - 0.7956, P = P_{9b}) + 148.14$$

$$h_{9b} = 399.8 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (\text{enthalpie, sortie du secondaire})$$

État 5 : Sortie du diffuseur

$$s_5 = 1.371 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = s_4 \quad (\text{entropie, sortie du diffuseur})$$

$$h_5 = 299.4 \text{ kJ}/\text{kg} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s_4 - 0.7956, P = 254.5) + 148.14$$

$$h_5 = 299.4 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (\text{enthalpie, sortie du diffuseur})$$

$$x_5 = 0.5216 = \text{Quality}(\text{R134a}, s = s_4 - 0.7956, P = 254.5)$$

$$x_5 = 0.5216 \quad (\text{titre, sortie du diffuseur})$$

Les résultats de ces calculs sont présentés à la Figure 41. L'espacement des états est exagéré par rapport à l'échelle de pression dans la partie inférieure de la figure afin de mieux comprendre le comportement global en mode éjecteur. La forme de la courbe s'inspire pourtant des graphiques ASHRAE. En comparaison avec la Figure 13, tel que discuté lors de l'introduction, le point 6 se démarque par sa position bien à l'intérieur de la courbe de saturation. L'importance de la surchauffe aux états 1, 9 et 9b est aussi en évidence à la Figure 41.

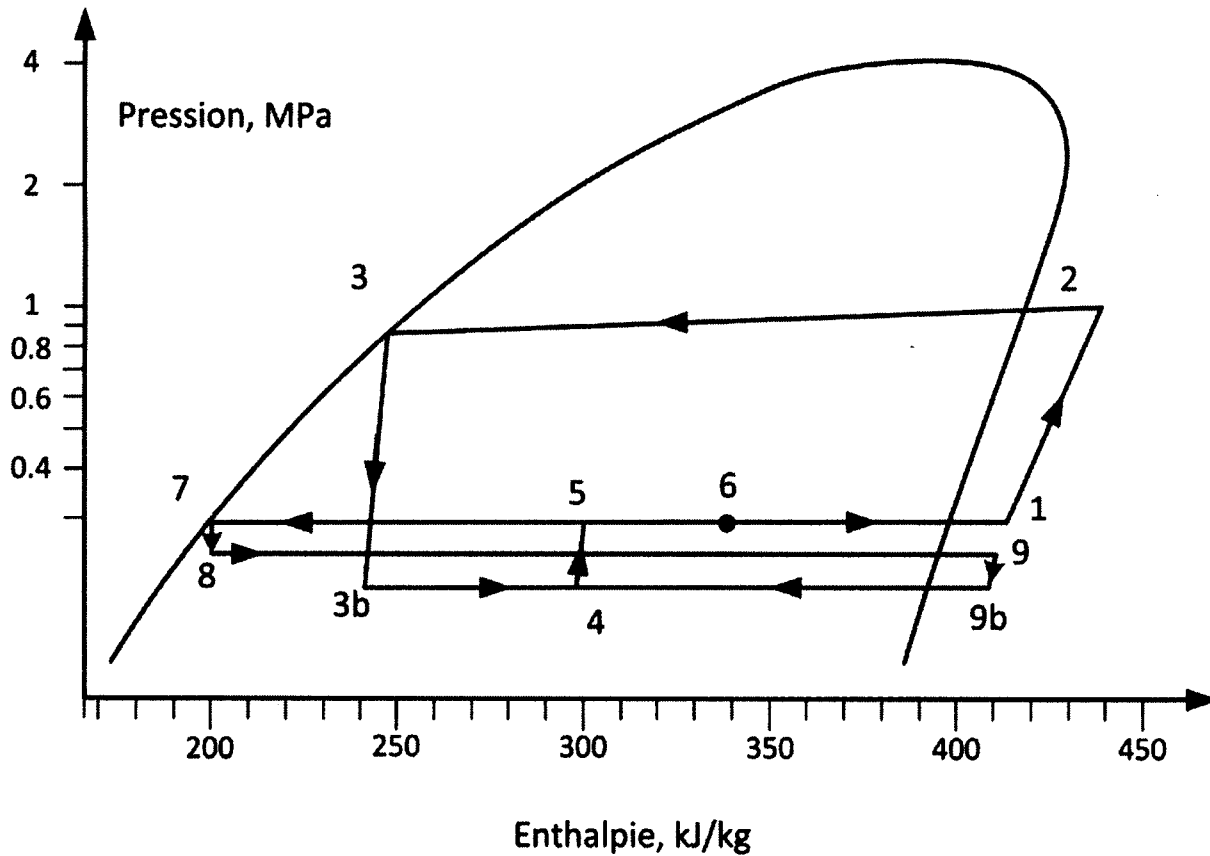


Figure 41 Pression (log) versus Enthalpie pour l'essai E10, mode éjecteur

4.1.3 Ouverture du pointeau et double col

Comme il est déjà constaté, et montré à la Figure 33, le COP en mode éjecteur est une fonction du déplacement du pointeau et donc de la section au col variable. La Figure 42 indique l'augmentation de la puissance frigorifique totale, Q_{EV} , lorsque l'ouverture du pointeau augmente. Dans le même graphique, lorsque la section au col variable grandit avec l'ouverture du pointeau, la puissance tirée par les éléments de chauffage, Q_{re} , augmente tandis que la puissance à l'évaporateur Q_{EV_R} diminue et celle du compresseur, Q_{CM} , reste presque constante.

- Q_{re} : puissance aux éléments de chauffage
- Q_{EV_R} : puissance frigorifique à l'évaporateur
- Q_{EV} : puissance frigorifique totale, $Q_{EV} = Q_{EV_R} + Q_{re}$
- Q_{CM} : puissance au compresseur

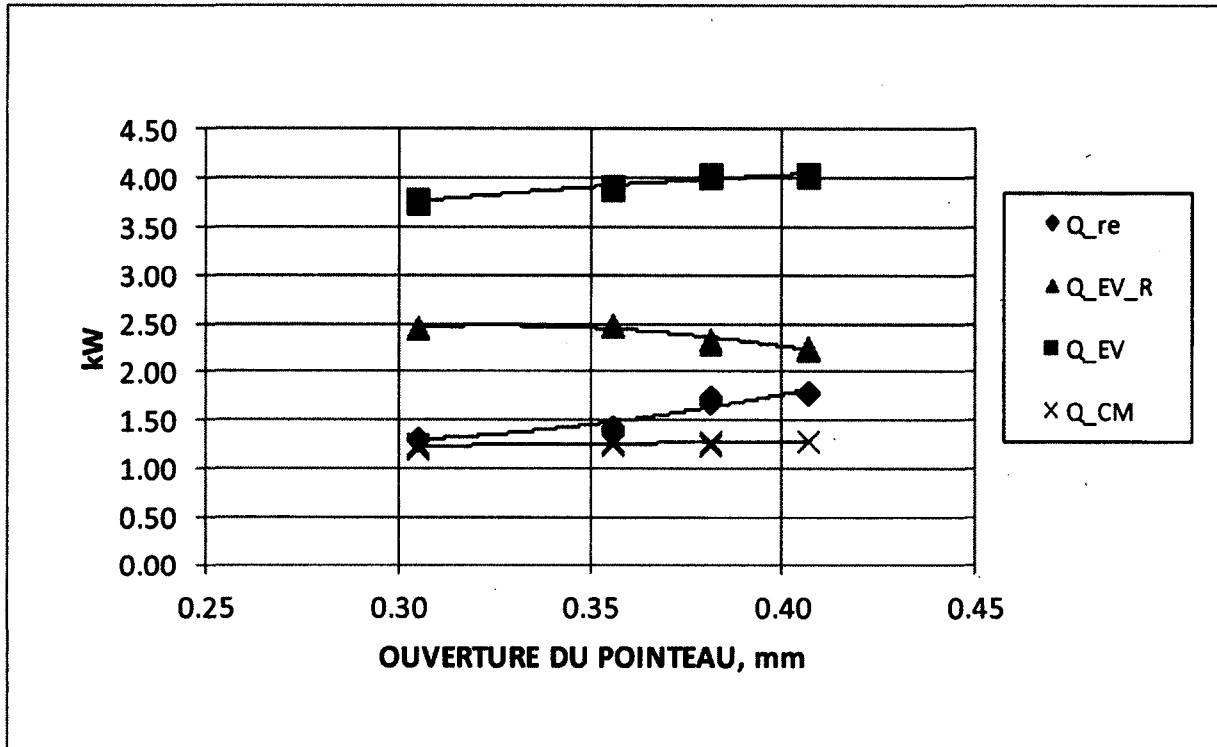


Figure 42 Puissances frigorifiques, mode éjecteur

La Figure 43 montre de façon détaillée la puissance dans l'évaporateur en fonction de l'ouverture du pointeau. La puissance maximale est obtenue lorsque le déplacement du pointeau est proche de 0.35 mm [0.014'']. Tel que montré à l'Annexe F, cette ouverture correspond à la position du pointeau où l'aire du col fixe égale l'aire du col variable et donc la section aux cols est donc « maximale ». Pourtant, lorsque l'aire est égale aux deux cols, la forme des cols est différente, étant circulaire au col fixe et annulaire au col variable. La forme du col pourrait jouer un rôle important dans la formation des petites bulles et alors des sources de nucléation dans le comportement diphasique. Par exemple, lorsque le déplacement du pointeau est à 0.35 mm, l'écart entre le pointeau et la tuyère est de 0.12 mm au col variable et le diamètre au col fixe est de 1.4 mm.

À la Figure 44 nous voyons que le débit massique dans le secondaire, et donc aussi dans l'évaporateur, est à sa valeur maximale pour un déplacement du pointeau de 0.35 mm. Ces constats suggèrent que l'idée d'un double col dans le primaire de l'éjecteur pourrait encore être une caractéristique valable dans la conception d'éjecteurs diphasique.

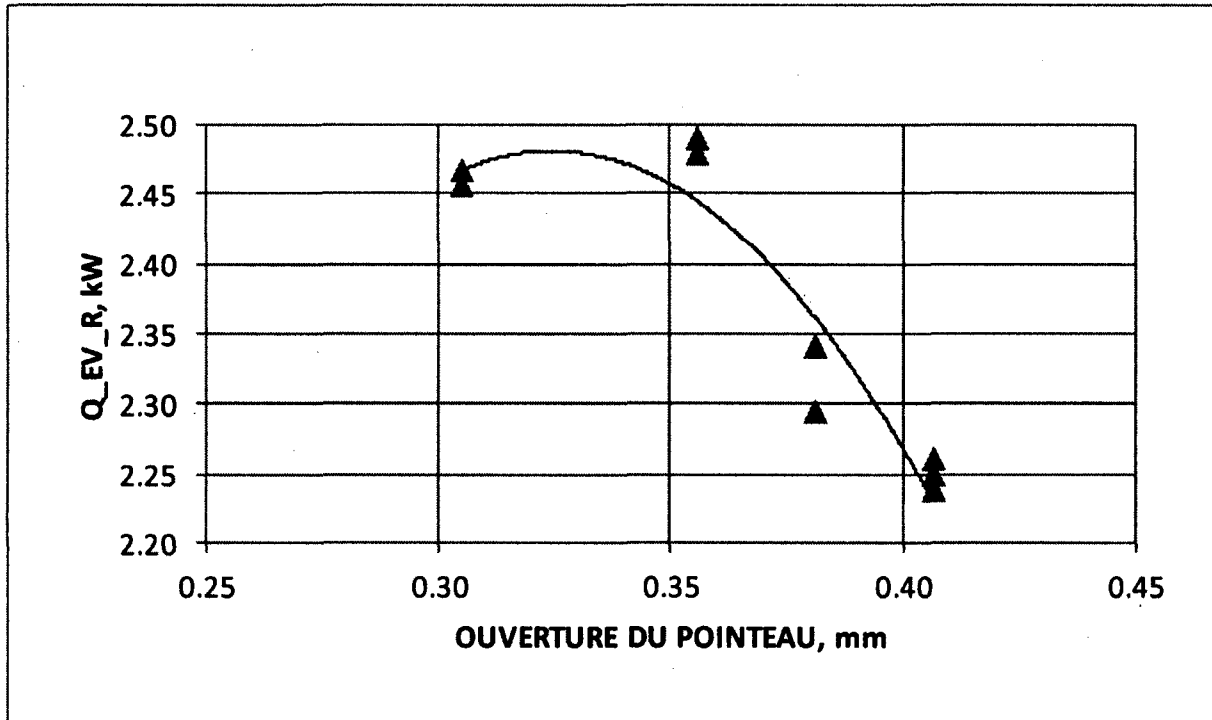


Figure 43 Puissance frigorifique à l'évaporateur

Avant de terminer la discussion sur le rôle du pointeau sur le banc d'essai, il faut noter que la puissance frigorifique totale Q_{EV} augmente en fonction de l'ouverture, tel qu'indiqué à la Figure 42. Si le séparateur pouvait fournir un titre de 100 % pour le gaz retournant au compresseur, Q_{EV} présenterait une évolution de la même forme que celle de Q_{EV_R} de la Figure 43.

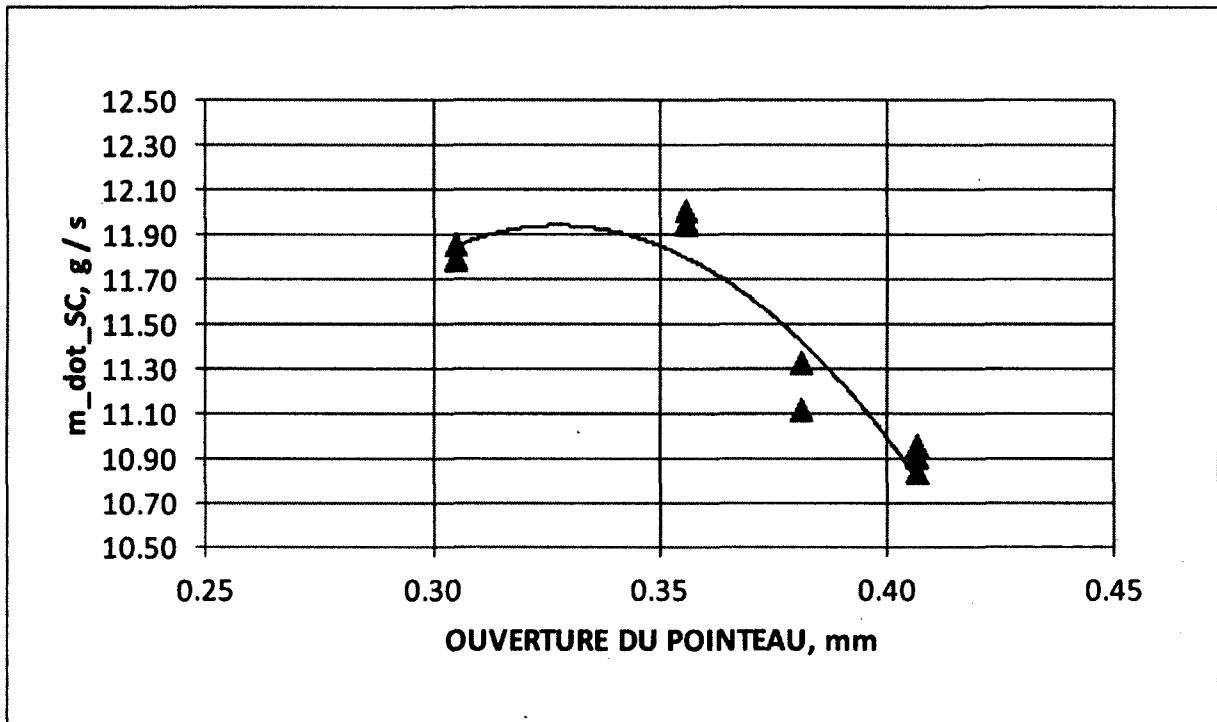


Figure 44 Débit massique de réfrigérant dans le secondaire de l'éjecteur

Étant donné que le titre du gaz sortant du séparateur est moins que 100 %, il s'avère que la puissance électrique des éléments de chauffage n'était pas suffisante à atteindre la cible de surchauffe de $T_{CM_R_EN}$ de 5°C nominale, surtout pour les essais de E7, E8, et E9, pour lesquels le déplacement du pointeau était de 0.41 mm [0.016"]. Ce fait est visible à la Figure 33.

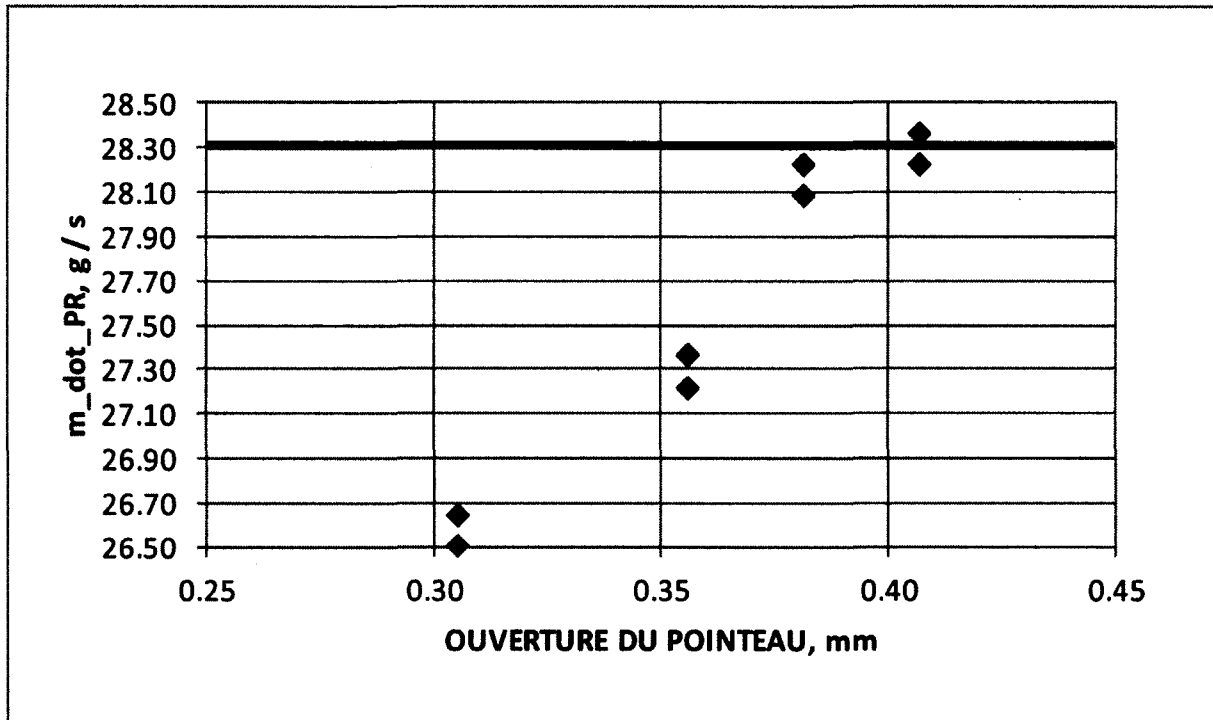


Figure 45 Débit massique de réfrigérant dans le primaire de l'éjecteur

Le comportement du débit massique au primaire, tel que montré à la Figure 45, suggère que le débit augmente très peu quand le déplacement du pointeau est plus important que la valeur maximale choisie lors des essais de 0.41 mm [0.016"]. Ce plafonnement du débit massique au primaire, indiqué par la ligne noire à la Figure 45, commence un peu après avoir dépassé le déplacement de 0.35 mm [0.014"], et il montre bien que le col fixe limite alors le débit maximal. Le débit massique maximal s'explique par le comportement diphasique relié au double col. Tant que le déplacement du pointeau est inférieur à 0.35 mm [0.014"], le titre du gaz sortant du séparateur reste relativement élevé, supérieur à 0.75 selon la Figure 46. Lorsque le déplacement du pointeau est supérieur à 0.35 mm [0.014"], l'effet du double col diminue, engendrant une diminution dans le titre du gaz dans le séparateur et donc une augmentation dans la densité du réfrigérant sortant de la tuyère. C'est cette augmentation dans la densité qui explique pourquoi le plafonnement du débit massique au primaire est à 0.41 mm [0.016"] et non à 0.35 mm [0.014"]. Parce que le plafonnement du débit s'explique par la géométrie des deux cols et que les essais sont faits avec un débit inférieur au débit critique, nous pouvons affirmer qu'il n'y a pas d'onde de choc ni dans la tuyère ni dans l'éjecteur.

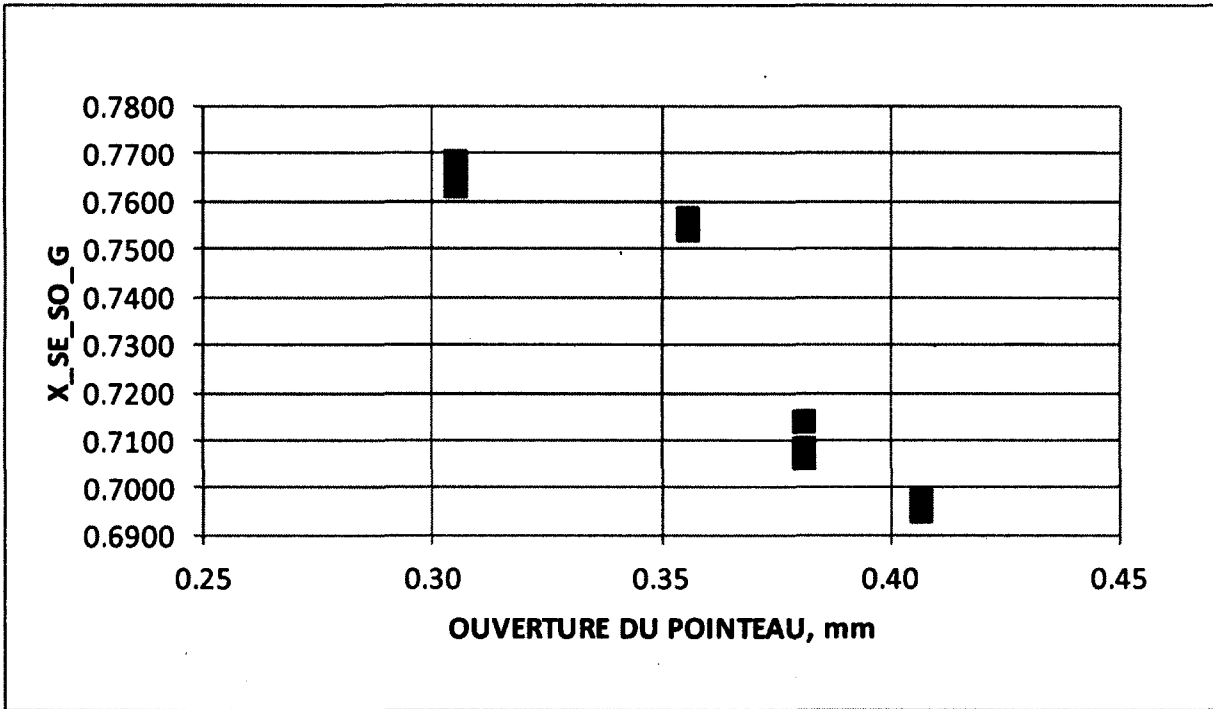


Figure 46 Titre du réfrigérant vapeur sortant du séparateur

4.1.4 Rapport de pression de l'éjecteur

Le rapport de pression lors des essais est montré à la Figure 47. Ce rapport augmente de façon quasi linéaire jusqu' autour de 0.38 mm, où le rapport reste constant par la suite, tel qu'indiqué par la ligne noire. Tel que montré à la Figure 48, le rapport de pression est une fonction linéaire du débit massique au primaire, avec la valeur asymptotique indiquée par la ligne noire. La valeur maximale de ce rapport était de 1.070, trouvée lors des essais E8 et E9. En guise de comparaison, définissons un rapport de pression pour le compresseur et montrons le résultat pour l'essai E10.

$$r_{CM} = \frac{P_{CD_EN}}{P_{SE}}$$

$$r_{CM} = \frac{162.1\text{psia}}{36.9\text{psia}} = \frac{1118\text{kPa}}{255\text{kPa}}$$

$$r_{CM} = 4.393$$

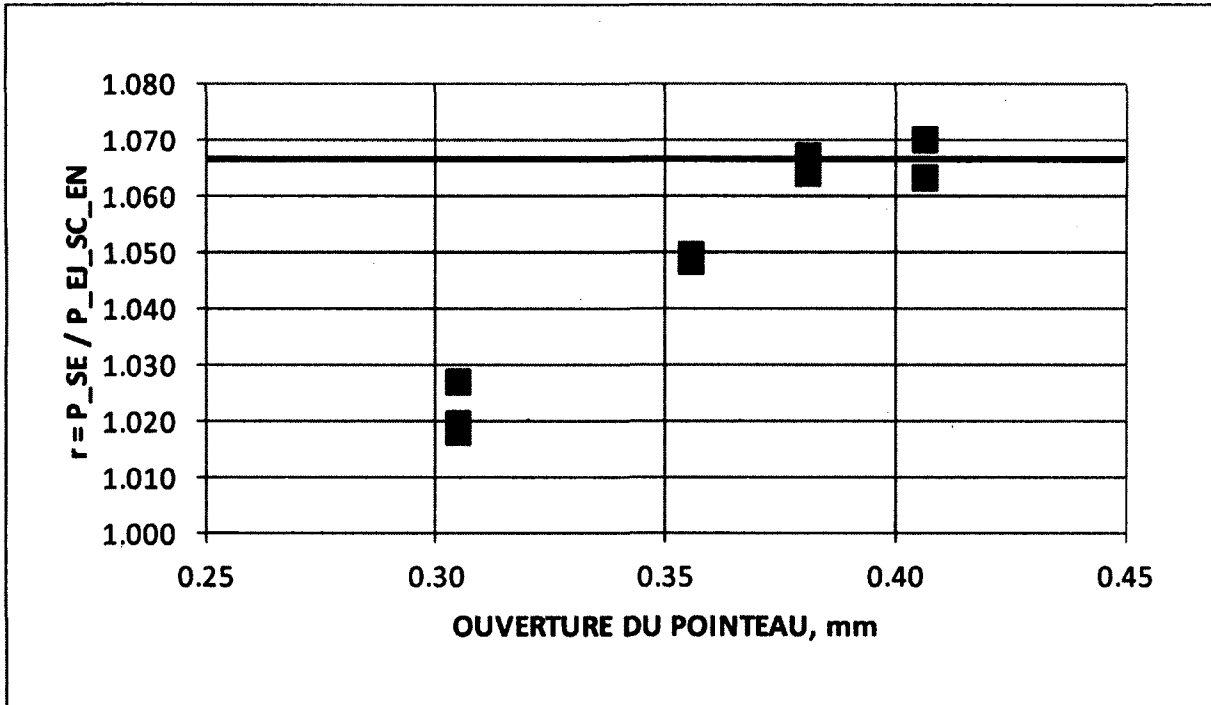


Figure 47 Rapport de pression en fonction de l'ouverture du pointeau

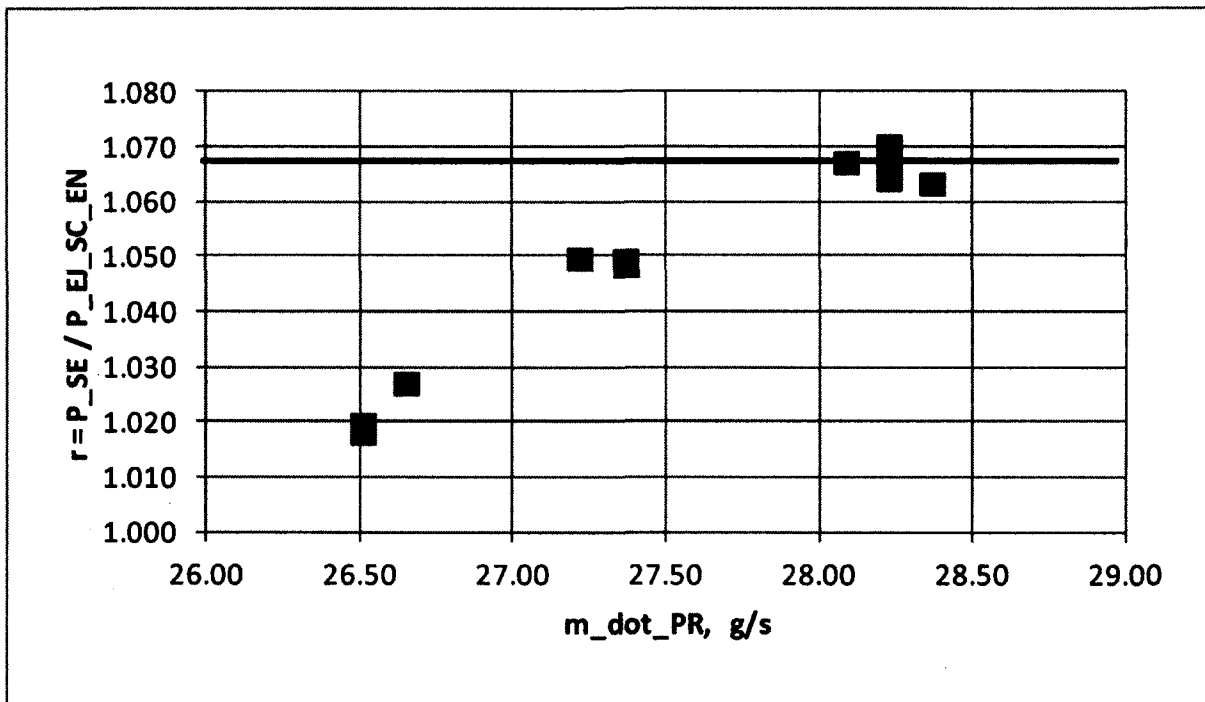


Figure 48 Rapport de pression en fonction du débit massique au primaire

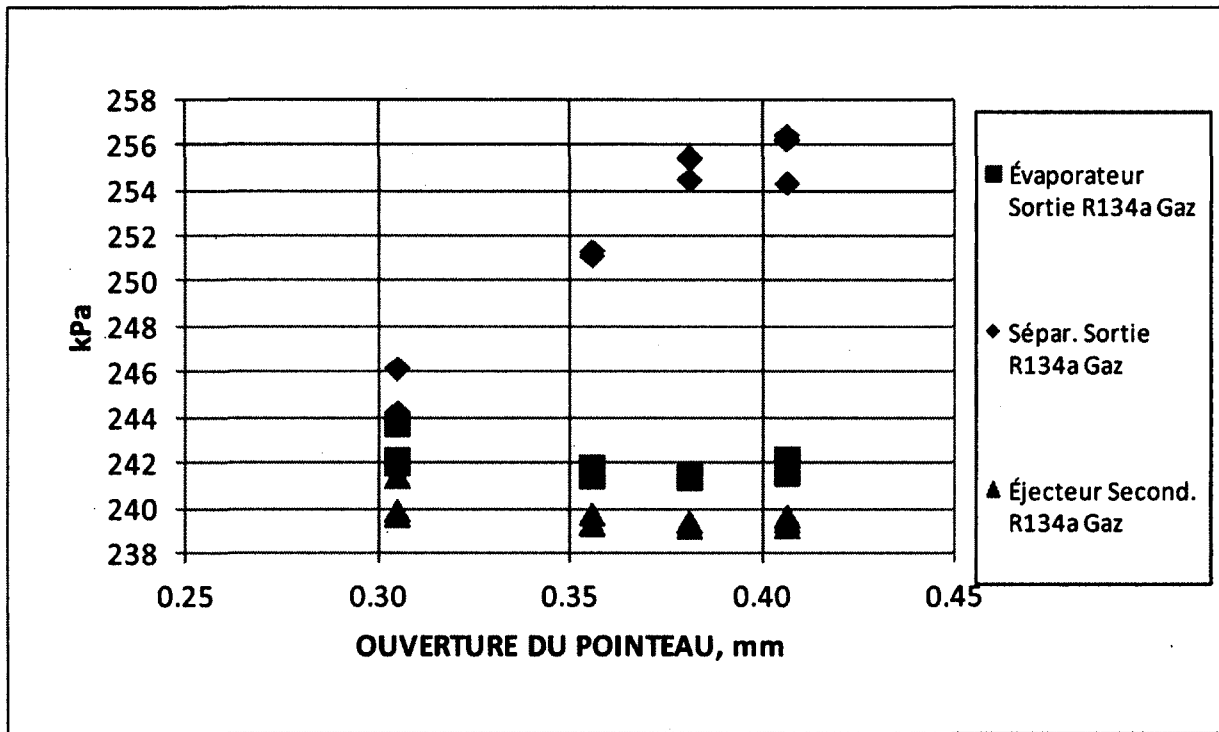


Figure 49 Pressions entourant l'éjecteur, mode éjecteur

Le premier constat par rapport à l'augmentation de pression entre l'entrée du secondaire et le séparateur est qu'elle est très modeste. Comme montré à Figure 49, cette augmentation de pression est de l'ordre de 17 kPa [2.5 psi] à sa valeur maximale, lorsque l'ouverture du pointeau était de 0.41 mm [0.016"]. Plus le débit massique primaire est important, plus il y a transfert de la quantité de mouvement et donc plus la pression augmente.

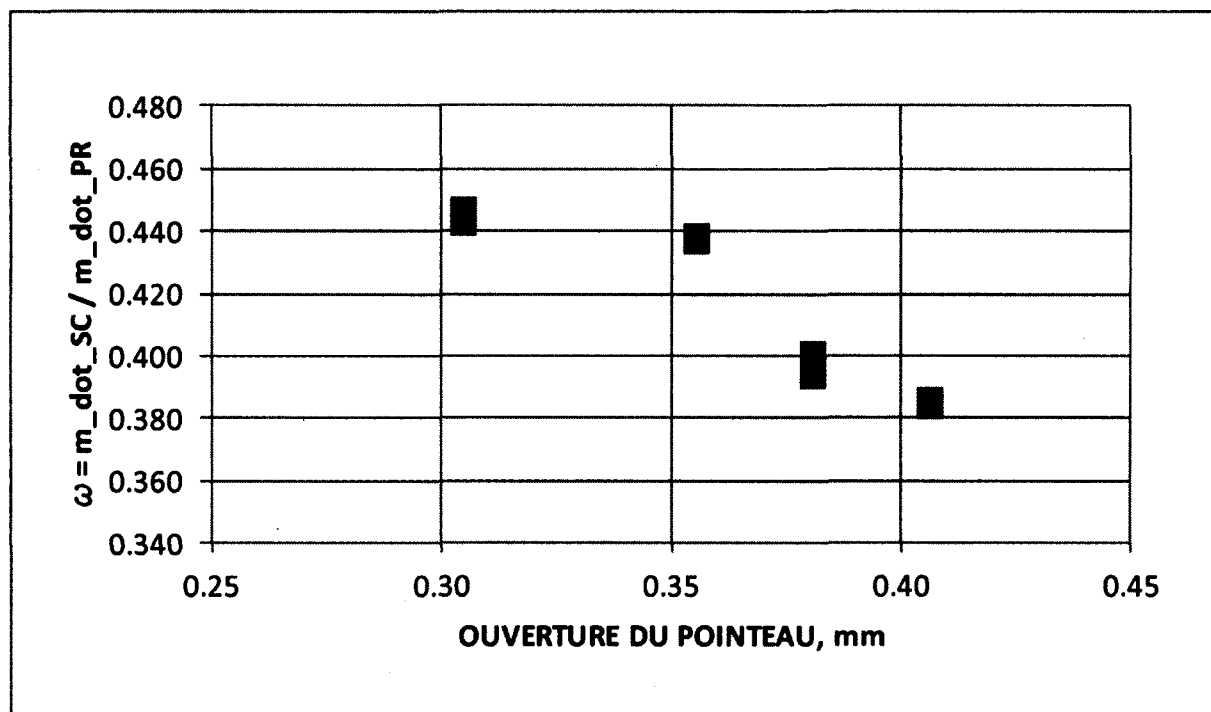


Figure 50 Rapport d'entraînement de l'éjecteur

4.1.5 Rapport d'entraînement de l'éjecteur

Le rapport d'entraînement, ω , est défini par le rapport du débit massique secondaire au débit massique primaire. Ce rapport d'entraînement diminue lorsque le déplacement du pointeau augmente, tel qu'indiqué à la Figure 50. Sa valeur varie de 0.384 à 0.447 pour l'ensemble d'essais en mode éjecteur. Il est intéressant de noter que la fonction du rapport d'entraînement est presque linéaire en fonction de l'ouverture au pointeau, sauf que la valeur associée avec une ouverture de 0.35 mm est supérieure à ce qu'une relation linéaire suggérerait. Il est possible que l'effet de double col dans la tuyère du primaire augmente légèrement la capacité de l'éjecteur à aspirer le réfrigérant du secondaire lorsque le déplacement du pointeau est proche à 0.35 mm [0.014"].

La Figure 51 résume la relation entre le rapport d'entraînement et le rapport de pression pour l'éjecteur, avec l'ouverture de pointeau en paramètre. Pour l'ensemble des essais complété le 29 mai, le rapport d'entraînement diminue lorsque le rapport de pression augmente.

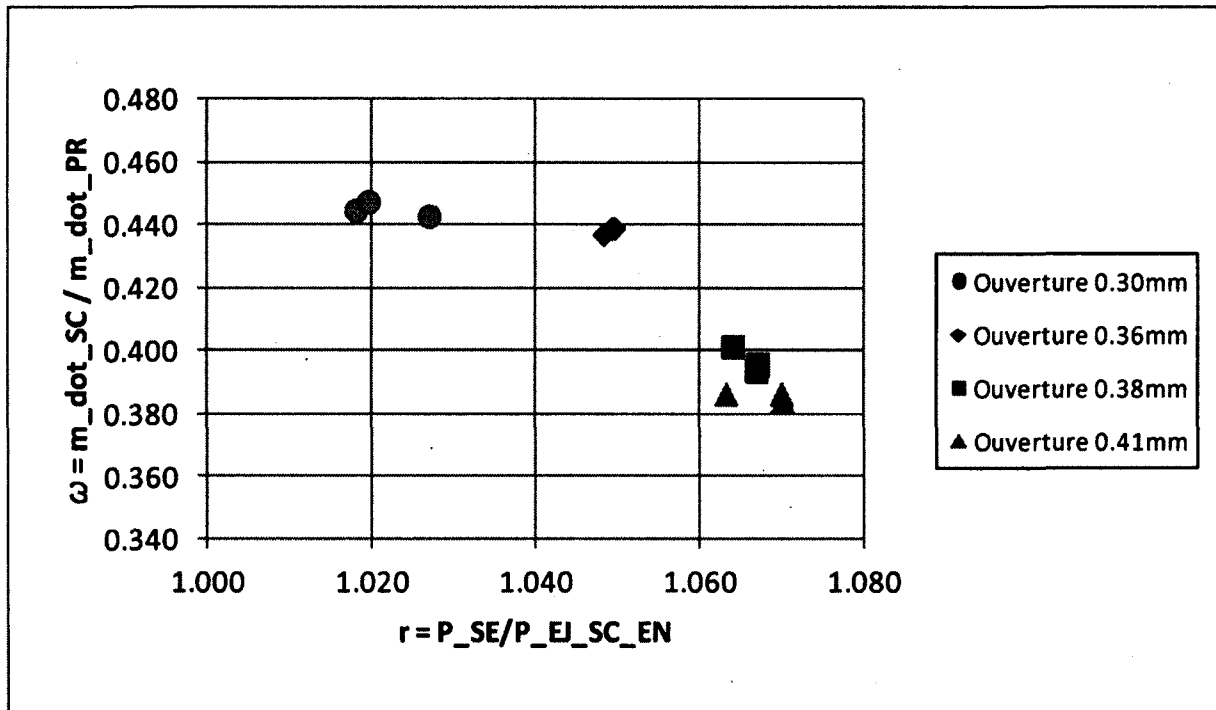


Figure 51 Rapport d'entraînement en fonction du rapport de pression

4.2 COMPARAISON ENTRE CONCEPTION ET MESURES

Le TABLEAU 11 dresse une comparaison des paramètres mesurés, ou calculés à partir de mesures, par rapport aux paramètres proposés lors de l'étape de conception. D'abord, les essais ont été effectués à 35 Hz, au lieu du 60 Hz en plein régime. Ce fait explique en grande partie pourquoi le débit massique secondaire mesuré de 11.3 g/s est si faible par rapport à la valeur calculée de 25.5 g/s. Deuxièmement, les différences dans les débits massiques s'expliquent principalement par les hypothèses posées lors du dimensionnement initial et discuté à la section 2.1.2. Reprenons les températures posées, mais en rajoutant les pressions de saturation correspondantes.

$T_{CD} = 40^{\circ}\text{C}$	$P_{CD_sat} = 1017 \text{ kPa}$
$T_{SE} = -5^{\circ}\text{C}$	$P_{SE_sat} = 243.5 \text{ kPa}$
$T_{EV} = -15^{\circ}\text{C}$	$P_{EV_sat} = 164 \text{ kPa}$

Le choix de la température dans le séparateur menait directement au calcul du débit massique au primaire, de 35.9 g/s, et au taux d'entraînement de 0.71. Lors des essais en mode éjecteur, où la cible de T_{EV} était de -5°C , la différence de pression mesurée entre le séparateur et l'évaporateur variait de 2 à 15kPa pour l'ensemble des essais, beaucoup moins que la différence fixée de 79.5 kPa lors de la conception. Ces faits combinés nous aident à comprendre le débit massique primaire et le rapport d'entraînement expérimentaux de 28.2 g/s et 0.4 respectivement. Un plus faible débit massique induit un plus faible flux au col : 18.3 g/s/mm^2 , au lieu du 23.3 g/s/mm^2 prévue.

Là où les résultats expérimentaux se comparent très bien avec des résultats publiés c'est avec le rapport d'entraînement, dont la valeur est de 0.4 telle que indiquée par « TAKEUCHI » [30] du TABLEAU 11. Il est encore plus intéressant à noter que dans la même référence le résultat expérimental montre une amélioration de 10 % par rapport au cycle de réfrigération conventionnel [30]. L'amélioration du COP de 11 % montrée à la section 4.1.1 se compare favorablement avec le résultat de 10 % de « TAKEUCHI » [30].

TABLEAU 11 PARAMÈTRES MESURÉS DE L'ÉJECTEUR

PARAMÈTRE	Symbole	Unités	Takeuchi	Chaiwongsa	Reddick	mesuré E10
références			[30]	[10]	<i>actuel</i>	
débit massique primaire [A]	mp	g/s	67	15	35.9	28.2
débit massique secondaire	ms	g/s	27	30	25.5	11.3
rapport d'entraînement	$\omega=ms/mp$		0.4	2	0.71	0.4
puissance à l'évaporateur	Q_EV	kW	1.5	3	5	4.0
TUYÈRE						
longueur du divergent	Ltdiv	mm	108	20	110	
diamètre au col	Dcol	mm	1.9	0.9	1.4	
aire au col	Acol	mm ²	2.84	0.64	1.54	
diamètre à la sortie	Dtso	mm	3.6	3	2.6	
aire à la sortie	Atso	mm ²	10.18	7.07	5.31	
rapport Atso/Acol [B]	Atso/Acol		3.59	11.11	3.45	
flux au col	mp/Acol	g/s/mm ²	23.6	23.6	23.3	18.3
SECONDAIRE						
angle	om_sec	degrés	0	19.5	30	
SECTION DE MÉLANGE						
longueur	Lmel	mm	190	110	190	
diamètre	Dmel	mm	9.5	10	7	
aire	Amel	mm ²	70.88	78.54	38.48	
rapport Dmel/Dtso [C]	Dmel/Dtso		2.64	3.33	2.69	
DIFFUSEUR						
angle	om_dif	degrés	7.9	3.8	4	

- A. La conception de l'éjecteur est basée sur les températures du R134a de
 $T_{EV} = -15^{\circ}\text{C}$, $T_{SE} = -5^{\circ}\text{C}$ et $T_{CD} = 40^{\circ}\text{C}$.
 Cette information est utilisée dans le fichier projet_r134a_v9.EES et mène vers mp et ms.
- B. Takeuchi suggère une valeur optimale de 3.58 .
- C. Figures 4 et 7 du brevet de 2004 US 6,438,993 B2 montrent que
 un rapport Dmel/Dtso de 2.5 à 3 est optimal.

Références : Note B [30], Note C [43]

4.3 ANALYSE DES ERREURS

Dans l'analyse des données les variables se divisent en deux types. D'abord, il y a des variables mesurées directement. Pour certaines de ces variables mesurées le fabricant fournit l'incertitude que la sonde devrait respecter, comme par exemple les RTD et les sondes de pression. Il y a aussi des capteurs où il n'y a pas d'information du fabricant, mais où nous avons de l'information sur l'appareil de mesure utilisé, telles les résistances des éléments de chauffage et le voltage fourni à ceux-ci. Dans le projet du banc d'essai, il y a trois variables dont les mesures sont prises en passant par des courbes de calibration. Tel que discuté à la section 2.5 pour les trois débitmètres, l'incertitude sera $\pm 2*SE$, où SE est l'erreur type de l'estimation.

Le deuxième type de variable dont il faut évaluer l'incertitude est celui calculé à partir des variables mesurées directement. Dans le fichier d'aide fourni avec EES nous trouvons une équation très répandue qui indique une façon acceptée de quantifier ce type d'incertitude, U . L'indice Y indique la variable calculée à partir de variables mesurées, $X_1, X_2, \dots, X_i \dots X_n$. L'incertitude de chaque mesure X_i est U_{X_i} .

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2}$$

Les fonctionnalités disponibles dans EES pour déterminer l'incertitude des variables calculées ont été utilisées.

4.3.1 Incertitude dans les mesures et les valeurs calculées

Le logiciel EES offre l'outil « Uncertainty Propagation Table » qui facilite grandement l'évaluation des incertitudes dans les calculs. Préalablement au calcul d'incertitude, il faut entrer l'incertitude de toutes les variables mesurées directement dans un tableau prévu à cet effet. Le TABLEAU 12 montre l'ensemble des variables mesurées avec leur incertitude. Le TABLEAU 13 et TABLEAU 14 présentent respectivement l'incertitude des variables de l'essai E10 en mode éjecteur et de l'essai EC7 en mode conventionnel. La plupart de ces variables font partie des calculs présentés à la section 4.1.2 lors de la préparation de la courbe de la pression en fonction de l'enthalpie en mode éjecteur.

TABLEAU 12 INCERTITUDE DES VARIABLES MESURÉES

Représentation informatique	Variable mesurée	Unités	Incertitude absolue ±	Notes
P_EV_R_SO_psia	pression	psia	0.5	A
P_SE_psia	pression	psia	0.5	A
P_EJ_SC_EN_psia	pression	psia	0.5	A
P_EJ_PR_EN_psia	pression	psia	1.25	B
P_CD_R_EN_psia	pression	psia	1.25	B
T_CM_R_EN	température	°C	0.3	C
T_CD_R_EN	température	°C	0.3	C
T_CD_R_SO	température	°C	0.3	C
T_EV_R_EN	température	°C	0.3	C
T_EV_R_SO	température	°C	0.3	C
T_SE_G	température	°C	0.3	C
T_EJ_PR_EN	température	°C	0.3	C
T_EV_EG_SO	température	°C	0.05	D
T_EV_EG_EN	température	°C	0.05	D
T_CD_EAU_EN	température	°C	0.05	D
T_CD_EAU_SO	température	°C	0.05	D
T_EJ_SC_EN	température	°C	0.3	C
T_SE_L	température	°C	0.3	C
vl_1	voltage	volt	0.5	E
vl_2	voltage	volt	0.5	E
v_CD_EAU_USGPM	Débit	USGPM	0.156	F
v_EV_EG_USGPM	Débit	USGPM	0.116	F
m_dot_C25	Débit	g/s	0.534	F
re1	résistance	ohm	0.05	G
re2	résistance	ohm	0.05	G
re3	résistance	ohm	0.05	G

Notes :

- A. ±0.5%, pleine échelle, 0 - 100 psia.
- B. ±0.5%, pleine échelle, 0 - 250 psia.
- C. $\pm(0.15 + 0.002 \times t)$ °C, RTD classe A, si $t_{max} = 74^{\circ}\text{C}$, incertitude = $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$
- D. $\pm 1/10 \times (0.3 + 0.005 \times t)$ °C, RTD 1/10 DIN, si $t_{max} = 34^{\circ}\text{C}$, incertitude = $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$
- E. L'incertitude du voltage des éléments de chauffage et le rhéostat.
- F. $\pm 2*SE$, ou est SE est l'erreur type de l'estimation de la courbe de calibration.
- G. La mesure de la résistance des éléments de chauffage est au pire $\pm 0.2\%$

**TABLEAU 13 INCERTITUDE DES VARIABLES CALCULÉES, ESSAI E10
MODE ÉJECTEUR**

État	Représentation informatique	Unité	Valeur calculée	Incertitude absolue ±	Notes
1	h_CM_R_EN	kJ/kg	403.6	0.3	
2	h_CD_R_EN	kJ/kg	447.8	0.4	
3	h_CD_R_SO	kJ/kg	255.8	0.4	
3	s_CD_R_SO	kJ/(kg*K)	1.189	0.005	
3a	h_EJ_PR_EN	kJ/kg	255.8	0.4	
3b	h3b	kJ/kg	249.8	0.4	A
3	s3b	kJ/(kg*K)	1.189	0.005	
3	x3b		0.2957	0.0022	
4	h4	kJ/kg	298.3	1.4	B
4	s4	kJ/(kg*K)	1.371	0.005	B
4	x4		0.5326	0.0071	B
5	h5	kJ/kg	300	1.5	
5	s5	kJ/(kg*K)	1.371	0.005	
5	x5		0.5216	0.0073	
6	h_SE_SO_bilan_SE_EV	kJ/kg	338.8	3.8	
6	x_SE_SO_G		0.7142	0.0190	
7	h_SE_SO_L	kJ/kg	194.9	0.5	
8	h_EV_R_EN	kJ/kg	195.3	0.4	
8	x_EV_EN		0.0143	0.0031	
9	h_EV_R_SO	kJ/kg	402	0.3	
9	s_EV_R_SO	kJ/(kg*K)	1.754	0.017	
9a	h_EJ_SC_EN	kJ/kg	404.0	0.3	
9b	h9b	kJ/kg	399.8	0.5	A
9b	s9b	kJ/(kg*K)	1.754	0.017	
n.a.	COP_EG_CM		3.23	0.10	
n.a.	Q_re	kW	1.69	0.01	
n.a.	Q_EV	kW	4.03	0.10	
n.a.	Q_EV_EG	kW	2.34	0.10	
n.a.	Q_CM	kW	1.25	0.03	
n.a.	Q_CD_EAU	kW	5.44	0.21	
n.a.	Q_CD_R	kW	5.42	0.10	
n.a.	r = P_SE/P_EJ_SC_EN		1.063	0.021	
n.a.	$\omega = m_{dot_SC}/m_{dot_PR}$		0.401	0.018	
n.a.	m_dot_PR	g/s	28.23	0.53	C
n.a.	m_dot_SC	g/s	11.33	0.47	
n.a.	m_dot_EJ	g/s	39.56	0.71	

Notes :

A. Hypothèse que la pression correspond à T_{sat} = -8°C

B. Hypothèse que h₄ ≈ h_{4_totale}.

C. Dans l'interface les fichiers EES m_dot_PR est noté comme m_dot_C25, C25 étant le modèle du débitmètre Micromotion.

**TABLEAU 14 INCERTITUDE DES VARIABLES CALCULÉES, EC7
MODE CONVENTIONNEL**

État	Représentation informatique	Unité	Valeur calculée	Incertitude absolue ±	Notes
1_MC	h_CM_R_EN	kJ/kg	404.0	0.3	
2_MC	h_CD_R_EN	kJ/kg	453.0	0.3	
3_MC	h_CD_R_SO	kJ/kg	256.0	0.4	
3_MC	s3	kJ/(kg*K)	1.189	0.005	
8_MC	h_EV_R_EN	kJ/kg	256.0	0.4	
8_MC	s8	kJ/(kg*K)	1.210	0.005	
8_MC	x8		0.3146	0.003	
n.a.	COP_EG_CM		2.87	0.12	
n.a.	COP_R_CM		2.95	0.03	
n.a.	Q_re	kW	0	0	
n.a.	Q_EV_EG	kW	3.49	0.11	
n.a.	Q_CM	kW	1.22	0.03	
n.a.	Q_CD_EAU	kW	4.94	0.20	
n.a.	Q_CD_R	kW	4.88	0.11	
n.a.	m_dot_C25	g/s	24.78	0.53	

4.3.2 Qualité du bilan d'énergie

Après avoir déterminé l'incertitude des puissances thermiques nous pouvons faire une comparaison du bilan d'énergie de deux façons différentes.

- 1) Circuits externes, « côté eau » et « coté EG » (Éthylène Glycol)
- 2) Circuits réfrigérant, « côté R134a »

Noter : En mode éjecteur, la puissance frigorifique à l'évaporateur ne peut pas être mesurée directement du côté R134a parce qu'il n'y a pas de débitmètre pour le réfrigérant. Cette puissance est approximée par la puissance frigorifique du côté éthylène glycol.

Dans les deux cas nous devons trouver la relation suivante.

$$Q_{EVAPORATEUR} + Q_{ELEMENTS DE CHAUFFAGE} + Q_{COMPRESSEUR} - Q_{CONDENSEUR} = 0$$

Le TABLEAU 15 présente trois essais pour chaque mode de fonctionnement. Pour tous les cas évalués il y a plus de puissance extraite au condenseur que celle ajoutée au système à l'évaporateur, aux éléments de chauffage et au compresseur. Cette différence varie entre 0.08 kW jusqu'à 0.24 kW. En regardant uniquement les essais en mode conventionnel, à l'évaporateur Q_{EV_R} est supérieur à Q_{EV_EG} . Au condenseur, Q_{CD_EAU} est supérieur à Q_{CD_R} . Il serait possible de légèrement modifier les termes de correction du TABLEAU 7 et de faire disparaître le biais dans les bilans, ne laissant que des écarts aléatoires. Par exemple, si le terme de correction au $T_{EV_R_SO}$ était de -0.58°C au lieu de -0.32°C , le croisement des lignes de températures à l'évaporateur disparaîtrait et le bilan d'énergie serait amélioré. De la même façon, si $T_{CD_R_SO}$ était un peu plus élevée et $T_{CD_R_EN}$ un peu diminuée, de l'ordre de 0.2°C dans les deux cas, le bilan d'énergie serait meilleur.

La Figure 52 reprend graphiquement le bilan d'énergie pour le EC7 et le E10, montrant que dans les deux cas il existe une zone de valeurs communes pour toutes les méthodes d'évaluation du bilan d'énergie. Tenant compte de l'incertitude dans les valeurs calculées les résultats montrent un très bon bilan d'énergie pour les deux modes de fonctionnement et pour les deux façons de faire la comparaison.

TABLEAU 15 QUALITÉ DU BILAN D'ÉNERGIE, EC7 À EC9, E10 À E12

CÔTÉ EG et EAU							
Essai	Mode	Q _{EV_EG}	Q _{re} Unité	Q _{CM} calculée	Q _{EV_EG} + Q _{re} + Q _{CM}	Q _{CD_EAU}	Q _{bilan_EG_EAU} = Q _{EV_EG} + Q _{re} + Q _{CM} - Q _{CD_EAU}
		kW	kW	kW	kW	kW	kW
EC7	convent.	3.49 ± 0.11	0	1.22 ± 0.03	4.71 ± 0.12	4.94 ± 0.20	-0.24 ± 0.23
EC8	convent.	3.50 ± 0.11	0	1.21 ± 0.03	4.72 ± 0.12	4.93 ± 0.20	-0.21 ± 0.23
EC9	convent.	3.50 ± 0.11	0	1.21 ± 0.03	4.72 ± 0.12	4.94 ± 0.20	-0.23 ± 0.23
E10	éjecteur	2.34 ± 0.10	1.69 ± 0.01	1.25 ± 0.03	5.28 ± 0.10	5.44 ± 0.21	-0.16 ± 0.24
E11	éjecteur	2.30 ± 0.10	1.75 ± 0.01	1.26 ± 0.03	5.31 ± 0.10	5.49 ± 0.21	-0.18 ± 0.24
E12	éjecteur	2.30 ± 0.10	1.73 ± 0.01	1.29 ± 0.03	5.31 ± 0.10	5.48 ± 0.21	-0.17 ± 0.24
CÔTÉ R134a							
Essai	Mode	Q _{EV_R}	Q _{re} Unité	Q _{CM} calculée	Q _{EV_R} + Q _{re} + Q _{CM}	Q _{CD_R}	Q _{bilan_R} = Q _{EV_R} + Q _{re} + Q _{CM} - Q _{CD_R}
		kW	kW	kW	kW	kW	kW
EC7	convent.	3.58 ± 0.08	0	1.22 ± 0.03	4.80 ± 0.10	4.88 ± 0.11	-0.09 ± 0.01
EC8	convent.	3.59 ± 0.08	0	1.21 ± 0.03	4.81 ± 0.10	4.88 ± 0.11	-0.08 ± 0.01
EC9	convent.	3.58 ± 0.08	0	1.21 ± 0.03	4.79 ± 0.10	4.88 ± 0.11	-0.09 ± 0.01
E10	éjecteur	2.34 ± 0.10	1.69 ± 0.01	1.25 ± 0.03	5.28 ± 0.10	5.42 ± 0.10	-0.14 ± 0.13
E11	éjecteur	2.30 ± 0.10	1.75 ± 0.01	1.26 ± 0.03	5.31 ± 0.10	5.41 ± 0.10	-0.10 ± 0.13
E12	éjecteur	2.30 ± 0.10	1.73 ± 0.01	1.29 ± 0.03	5.31 ± 0.10	5.45 ± 0.10	-0.14 ± 0.13

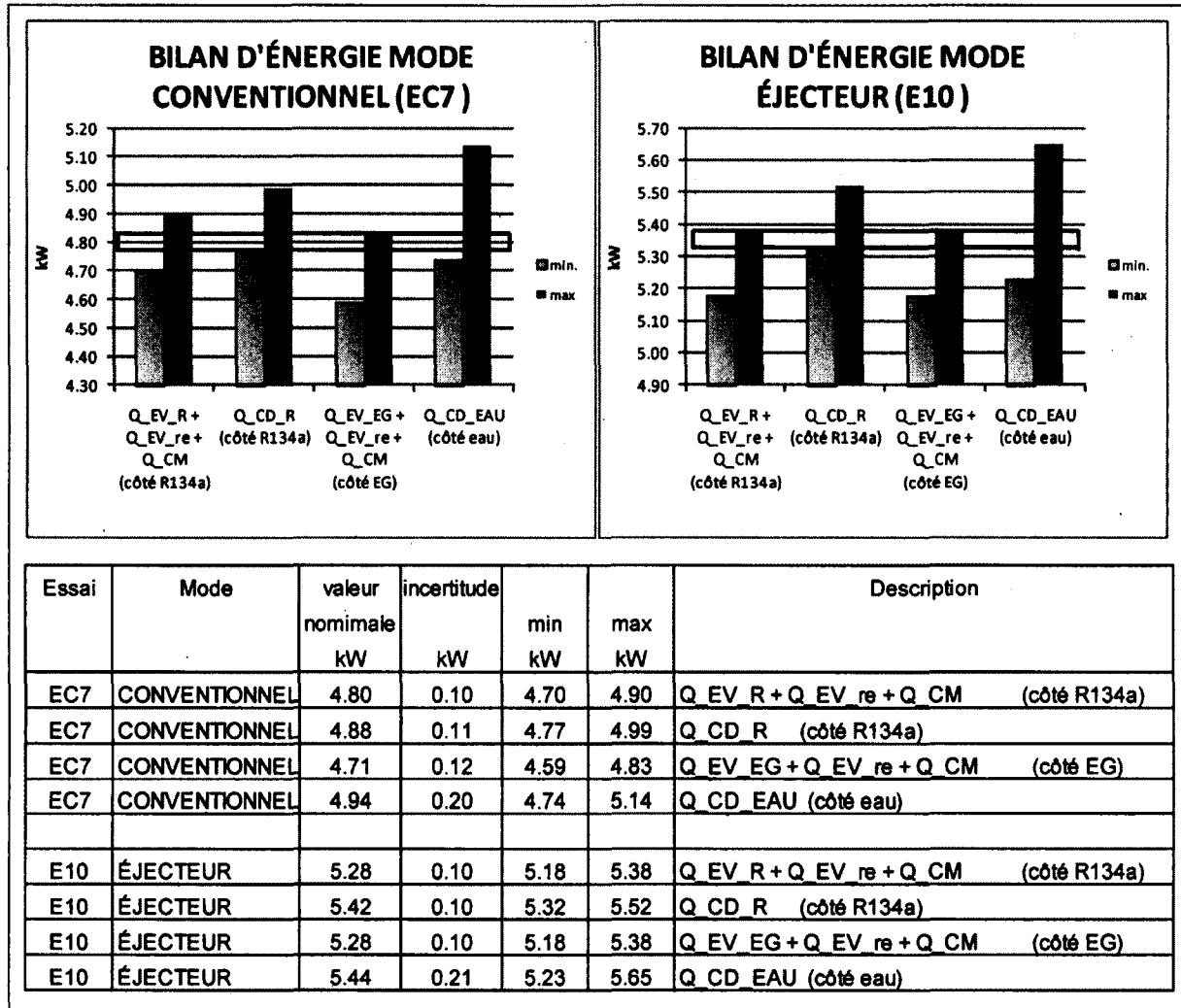


Figure 52 Bilan d'énergie, EC7 et E10

4.3.3 Évaporateur : croisement des lignes de températures

La mise en place des contre-mesures discutées à la section 3.2.3, telle que l'amélioration de l'isolation autour de l'évaporateur et la relocalisation du bulbe TXV, ainsi que l'activité de calibration décrite à la section 3.3 n'ont pas permis l'élimination complète des lignes de croisement des températures. Pourtant, tel que montré à la Figure 53, ces activités ont réduit le croisement des températures de 2°C à un niveau de 0.26°C. Sachant que l'évaporateur dans le montage a été choisi afin d'avoir une certaine capacité excédentaire, il est donc normal que la température du réfrigérant vapeur sortant de l'évaporateur est presque identique à la température du mélange de l'eau glycolée qui entre : $T_{EV_R_SO} \approx T_{EV_EG_EN}$.

Suite à l'activité de calibration il y a déjà un terme de correction appliqué à $T_{EV_EG_EN}$ de -0.32°C . Une erreur de l'ordre de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ dans le choix de ce terme de correction pourrait éliminer le croisement de températures. Étant donné les résultats trouvés pour le bilan d'énergie à la section 4.3.2., nous pouvons déduire que le problème de croisement des lignes de température à l'évaporateur est effectivement négligeable. Finalement le léger croisement des lignes de température ne peut provenir que de l'incertitude sur les mesures de température.

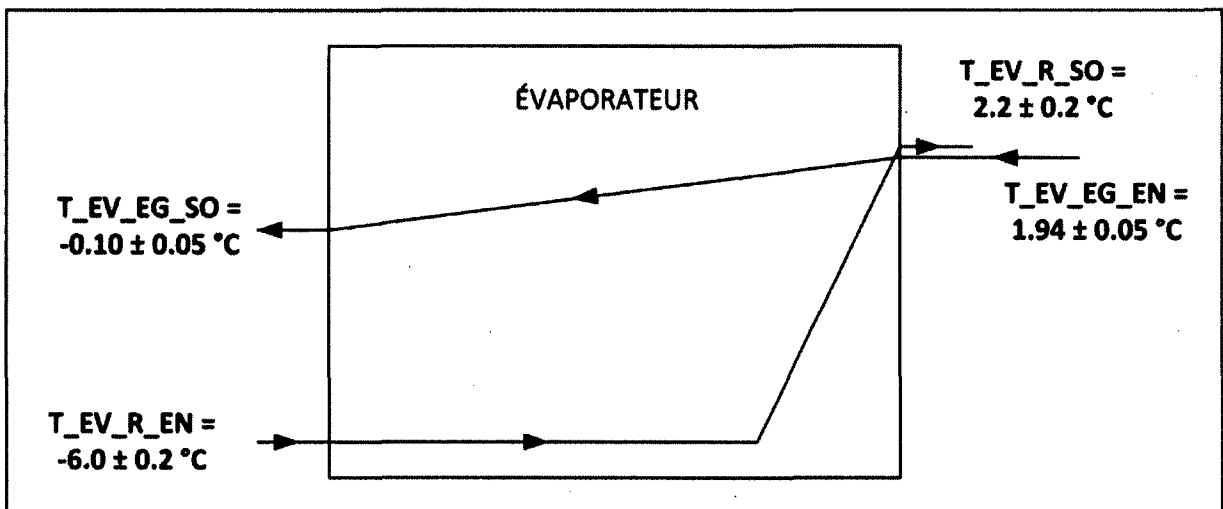


Figure 53 Croisement de lignes de températures à l'évaporateur en mode éjecteur, E10

4.4 AVENUES D'AMÉLIORATION

4.4.1 Augmenter le rapport de pression

Tel que discuté à la section 4.1.4., l'effet de compression de l'éjecteur était très faible, 17 kPa [2.5 psi], lorsque le déplacement du pointeau était au maximum 0.41 mm [0.016"] et le compresseur à 35 Hz. Dans un premier temps il sera très intéressant à connaître quel rapport de pression serait obtenu avec le compresseur à son plein régime de 60 Hz. Actuellement, avec le compresseur à une vitesse supérieure à 35 Hz le banc d'essai n'a pas assez de puissance dans les éléments électriques de chauffage pour assurer une température à l'entrée du compresseur de 5°C. Tel que montré à la Figure 48, le rapport de pression de l'éjecteur monte linéairement avec le débit massique au primaire. Avant d'explorer les modifications de l'éjecteur actuel, il sera nécessaire de pleinement valider ses limitations et son potentiel. Il apparaît que le débit primaire n'était pas encore assez important pour produire l'effet d'étranglement associé à la présence d'une onde de choc.

Dans le cas d'une poursuite de la recherche avec le montage actuel, l'installation de prises de pression à l'intérieur même de l'éjecteur serait avantageuse. Les positions intéressantes, visible à la Figure 41, correspondraient aux états thermodynamique de 3b, 4 et 5. Cette information expérimentale, idéalement appuyée par une modélisation théorique de cet éjecteur diphasique, suggérerait une stratégie d'amélioration de la conception d'éjecteurs futurs.

Tout travail entrepris sur l'augmentation du rapport de pression devrait traiter la combinaison de l'éjecteur et du séparateur. La conception d'un nouveau séparateur ne devrait pas avoir comme seul objectif son efficacité pour séparer la fraction liquide de la fraction gazeuse. Toute perte de charge engendrée par le séparateur diminuera l'augmentation de pression tant voulue à l'éjecteur. Une avenue prometteuse serait de remplacer le séparateur, au moins conceptuellement, par un deuxième évaporateur, ou mieux : de combiner la fonctionnalité d'un séparateur et un évaporateur dans une seule unité. Cette voie fournirait une solution au problème du manque de surchauffe à la sortie du séparateur et donnerait plus de marge de manœuvre dans le système de contrôle dans un montage industriel.

4.4.2 Bénéficiaire de la qualité du réfrigérant à l'évaporateur

Le résultat rapporté à la section 4.1.1., d'une augmentation de 11 % dans le COP pour le mode éjecteur par rapport au mode conventionnel, vient en partie du fait que le réfrigérant entrant à l'évaporateur est presque complètement liquide, avec un titre autour de 1 %. Par contraste avec le mode conventionnel, nous trouvons dans le TABLEAU 14 que pour l'essai EC7 le titre à l'entrée de l'évaporateur, x_8 , est de 0.3146, ou de 31 %. Plus l'entraînement de l'éjecteur augmente, plus la partie de l'évaporation complétée à l'évaporateur ne devient importante. La deuxième partie de l'évaporation totale était réalisée par les éléments de chauffage. Alors, une caractéristique importante de la combinaison d'un éjecteur de d'un séparateur est de permettre au réfrigérant d'arriver à l'évaporateur quasiment comme liquide saturé.

D'un point de vue expérimental, le contrôle du débit en mode éjecteur entre la sortie liquide du séparateur et l'entrée à l'évaporateur était très problématique. La difficulté découle de la très faible différence de pression entre les deux appareils. Le contrôle se faisait manuellement avec une combinaison de trois valves en parallèle. Il y a certainement intérêt à avoir une valve thermostatique conçue pour ce besoin très particulier. Il ne faut pas confondre cette valve avec une valve de détente traditionnelle car les niveaux de pressions sont totalement différents. Dans le banc d'essai la valve thermostatique classique fonctionne dans les conditions suivantes : pression de saturation à 40°C est de 1017 kPa, à -5°C, elle est de 243 kPa, donc la différence est de 774 Pa. Cette différence de pression est de deux ordres de grandeur supérieure à 17 kPa, qui représente la différence de pression entre le séparateur et l'évaporateur (cas d'E9). Le besoin d'une valve de contrôle thermostatique à faible différence de pression à cet endroit n'enlève en rien de l'intérêt d'avoir un éjecteur comme remplacement de la valve de détente traditionnelle.

Pour le travail futur éventuel sur les éjecteurs, il serait avantageux d'évaluer le besoin de mesurer directement la qualité du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur. Avec l'indicateur d'humidité à l'entrée de l'évaporateur, comme indiqué à la Figure 15, il a été constaté visuellement un ruissèlement du réfrigérant dans un tube plein de gaz, malgré le fait que la pression à l'entrée de l'évaporateur est presque identique à celle de l'évaporateur.

4.4.3 Préciser les besoins en contrôle et stabilité

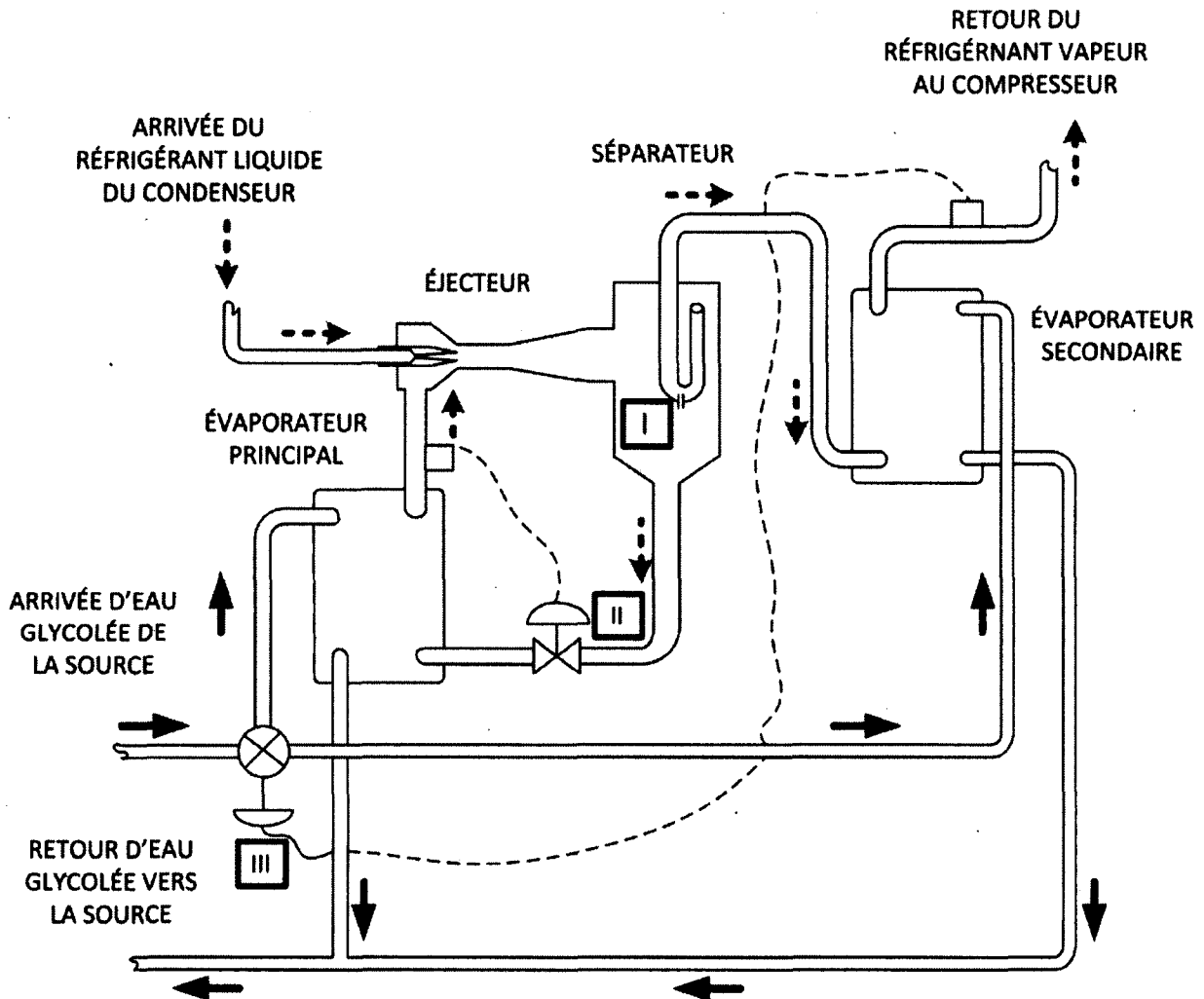
Dans le montage expérimental actuel le besoin d'amélioration du contrôle se faisait sentir lors de chaque essai en mode éjecteur. En mode éjecteur, il fallait contrôler manuellement les valves entre le séparateur et l'évaporateur, ainsi qu'ajuster les rhéostats qui contrôlent les éléments de chauffage entre la sortie du séparateur et l'entrée du compresseur. La préoccupation à éviter le débordement ou le vidange du séparateur faisait aussi partie des défis de contrôle lors des essais en mode éjecteur. Tout travail futur sur le banc d'essai actuel, ou encore sur d'autres bancs d'essais, devrait débiter par une conception améliorée du système de contrôle.

Bien qu'une amélioration importante de 11 % dans le COP d'un système de réfrigération ait été démontrée, il y a clairement place pour des travaux de recherche sur la conception et la modélisation de la stratégie de contrôle dans des systèmes de réfrigération à éjecteur. Tel qu'indiqué dans le projet actuel, l'incorporation d'un éjecteur diphasique dans un système de réfrigération mène au besoin de gérer deux puissances frigorifiques provenant de la source. Dans un premier temps, il y a toujours la puissance frigorifique traditionnelle à l'évaporateur, ce qu'on pourrait nommer l'évaporateur à basse pression ou l'évaporateur principal. Deuxièmement il y a un besoin important à fournir et à contrôler la deuxième puissance frigorifique, celle qui détermine le niveau de surchauffe du réfrigérant retournant au compresseur. Selon le choix de la solution retenue, ce deuxième évaporateur pourrait possiblement être nommé l'évaporateur secondaire, ou encore le surchauffeur. Bien que ces besoins accrus au niveau de contrôle puissent poser des défis, ils offrent aussi un potentiel à incorporer d'autres améliorations dans des systèmes de réfrigération. Il est possible qu'un système de réfrigération doté d'un système de contrôle plus sophistiqué puisse permettre encore des améliorations dans l'efficacité en mieux alignant la puissance frigorifique nécessaire à extraire de la source avec la puissance fournie au compresseur.

La Figure 54 montre un agencement possible d'un montage futur qui pourrait palier aux défis mentionnés. Dans ce schéma le deuxième évaporateur est montré après le séparateur. Afin de minimiser les charges de pression, il serait préférable à combiner le séparateur et le deuxième évaporateur dans une seule unité.

SCHÉMA D'UN SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION PROPOSÉ À ÉJECTEUR AVEC DEUX ÉVAPORATEURS

CHRISTOPHER
REDDICK
LE 16 SEPT., 2011



- I Dispositif qui gère le niveau supérieur du réfrigérant liquide dans le séparateur
- II Valve de détente thermostatique de très faible pression différentielle
- III Valve de répartition de la source, thermostatique ou autre.

Figure 54 Schéma d'un montage proposé à éjecteur avec deux évaporateurs

CHAPITRE 5 CONCLUSION

Dans le cadre d'un projet de maîtrise en génie mécanique, un banc d'essai d'un système de réfrigération à éjecteur a été conçu et fabriqué. Le banc d'essai utilise le R134a comme réfrigérant et peut fonctionner en mode conventionnel ou en mode éjecteur. En mode conventionnel le système de réfrigération opère avec un compresseur, un condenseur, une valve de détente traditionnelle et un évaporateur. En mode éjecteur, un éjecteur diphasique relié à un séparateur sert à remplacer la valve de détente traditionnelle. Après un long travail de mise au point et en utilisant une démarche expérimentale nous avons montré une amélioration de jusqu'à 11 % dans le COP en mode éjecteur par rapport au COP en mode conventionnel. La puissance frigorifique nominale à l'évaporateur était de 5 kW, avec une consigne de -5°C pour le réfrigérant à l'évaporateur et de 40°C au condenseur.

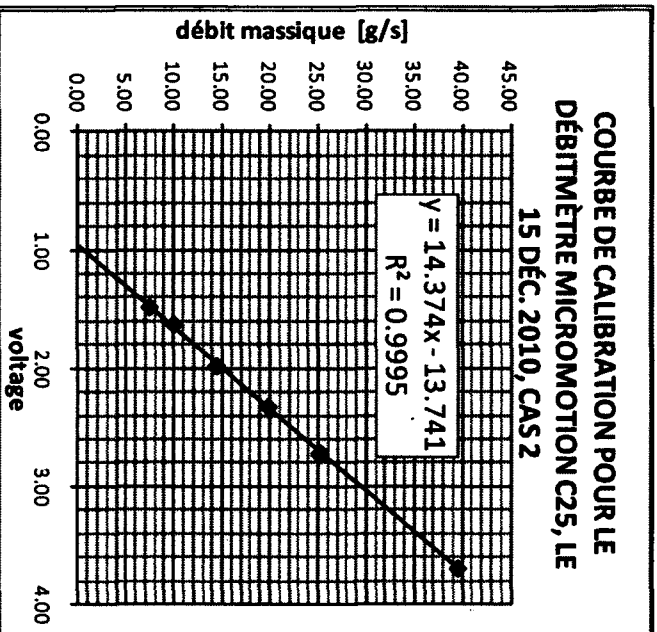
La tuyère de l'éjecteur comporte un double col. Le premier col de la tuyère a une aire variable selon la position d'un pointeau. Le deuxième col, dont le diamètre est de 1.4 mm, a une aire fixe. Les expériences montrent que la puissance frigorifique échangée à l'évaporateur et le débit massique secondaire sont au maximum lorsque les deux cols ont la même aire. Cette observation appuie l'idée de l'importance de la nucléation dans la tuyère afin d'augmenter le débit entraîné au secondaire. Le rapport d'entraînement, pourtant, diminue à mesure que l'ouverture du pointeau grandit.

Le rapport de pression fourni par l'éjecteur est faible, augmentant de façon linéaire avec le déplacement du pointeau et ayant une valeur maximale de 1.070 pour un ensemble d'essais complétés. Ce rapport de pression correspond à une augmentation de 17 kPa [2.5 psi] entre le secondaire et le séparateur. Pour cette même donnée, la pression au séparateur était de 255 kPa et celle au condenseur était de 1118 kPa. L'augmentation de pression à l'entrée du compresseur, produit par le diffuseur de l'éjecteur, augmente le débit massique primaire et la puissance frigorifique totale et donc contribue à l'amélioration du COP. Lors des essais la vitesse du compresseur était limitée à 35 Hz, ou 58 % de la vitesse maximale. Il serait intéressant, après avoir ajouté plus de capacité en surchauffe, d'évaluer le rapport de pression maximal de l'éjecteur si le compresseur pouvait fonctionner à son plein régime de 60 Hz.

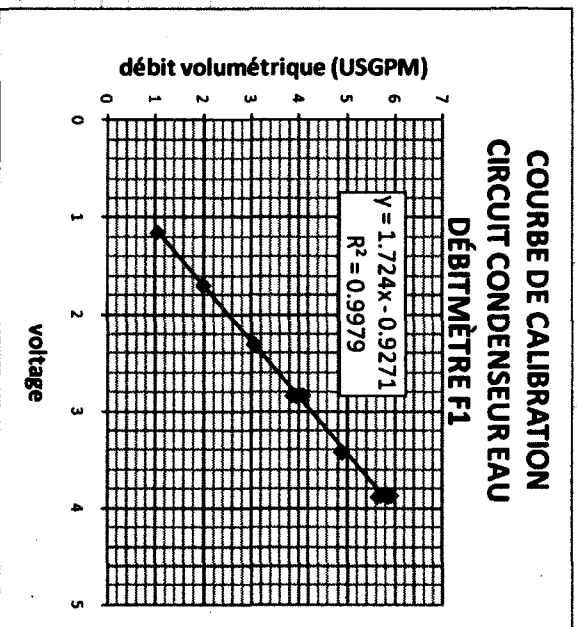
La combinaison de l'éjecteur et du séparateur permet d'avoir un faible titre du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur. Plus l'entraînement augmente, plus la puissance frigorifique à l'évaporateur augmente et contribue à l'amélioration dans le COP. Dans le banc d'essai la puissance totale frigorifique se compose de la somme de la puissance thermique de l'évaporateur et de la puissance thermique des éléments électriques qui servaient de surchauffeur. En mode éjecteur, la puissance frigorifique totale était plus importante que la puissance thermique en mode conventionnel. Ce fait contribuait aussi à l'amélioration mesurée dans le COP en mode éjecteur. En comparant le mode éjecteur avec le mode conventionnel, il a été constaté qu'en mode éjecteur l'énergie frigorifique totale spécifique était plus importante et que le travail spécifique au compresseur était moins important que les valeurs correspondantes en mode conventionnel.

Des travaux futurs sur les éjecteurs diphasiques doivent résoudre en priorité le problème du contrôle de la quantité de surchauffe à la sortie du séparateur. Une solution partielle serait d'améliorer la capacité de cette unité à séparer la phase liquide de la phase gazeuse. Une autre piste d'amélioration serait de rajouter un deuxième évaporateur après le séparateur, ou de combiner la fonctionnalité d'un séparateur et de ce deuxième évaporateur dans un seul appareil. Ensuite, il faut trouver une façon de contrôler la répartition de la puissance frigorifique dans les deux évaporateurs. Finalement, le deuxième volet de la recherche future sur les éjecteurs diphasiques doit augmenter le rapport de pression, commençant par une meilleure modélisation et ensuite vérifiant par expérimentation.

ANNEXE A – COURBES DE CALIBRATION

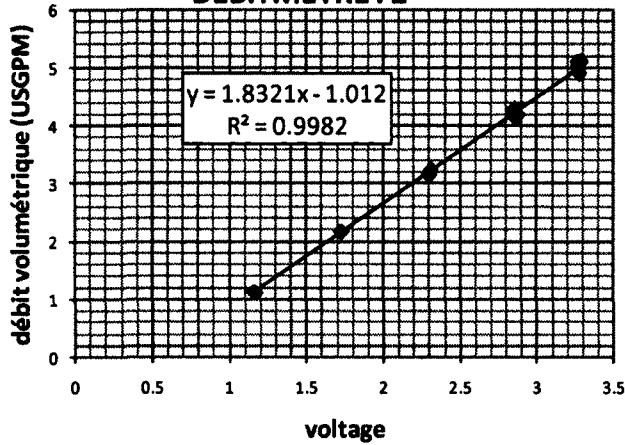


$y = mx + b$		$m =$	14.374	$y_{bar} =$	20.321
		$b =$	-13.741		
L'erreur type de l'estimation (SE) = $\text{SQRT}(0.35589 / (7-2))$					
		SE =	0.267		
Le coefficient de détermination $R^2 =$ 0.9995					
basé sur					
Q_CD_EAU					
RECEV. égale					
	Q_CD_R	m_dot_R	y_est	(y - y_est)^2	(y - y_bar)^2
M_C25_R	g/s	g/s			
volts					
3.70	39.63	39.4758	0.02377	366.9231	
2.73	25.30	25.5494	0.06219	27.3405	
2.33	19.89	19.7231	0.02786	0.3670	
2.72	25.29	25.3563	0.00439	25.3584	
1.98	14.46	14.7533	0.08605	30.9940	
1.63	10.11	9.7314	0.14331	11.2.1297	
1.49	7.56	7.6551	0.00830	160.4138	
	20.321		0.35589	723.51648	



$y = mx + b$		$m =$	1.724	$y_{bar} =$	3.715
		$b =$	-0.9271		
L'erreur type de l'estimation (SE) = $\text{SQRT}(0.12160449 / (2-2))$					
		SE =	0.0780		
Le coefficient de détermination $R^2 =$ 0.9979					
Y	x	Y_est	(Y - Y_est)^2	(Y - Y_bar)^2	
USGPM	volts	USGPM			
1.048	1.15	1.0555	5.69071E-05	7.07443E+00	
1.048	1.15	1.0555	6.30552E-05	7.07443E+00	
1.051	1.15	1.0555	2.14550E-05	7.07443E+00	
2.019	1.7	2.0037	2.46920E-04	2.92950E+00	
2.007	1.7	2.0037	1.25131E-05	2.92950E+00	
2.013	1.7	2.0037	8.27396E-05	2.92950E+00	
3.068	2.3	3.0381	8.72299E-04	4.58572E-01	
3.048	2.3	3.0381	9.37420E-05	4.58572E-01	
3.062	2.3	3.0381	5.55956E-04	4.58572E-01	
3.935	2.84	3.96906	1.15572E-03	6.44046E-02	
3.855	2.83	3.95182	9.45279E-03	5.59515E-02	
4.088	2.83	3.95182	1.85619E-02	5.59515E-02	
3.904	2.83	3.95182	2.25258E-03	5.59515E-02	
4.002	2.83	3.95182	2.54808E-03	5.59515E-02	
4.888	3.42	4.96898	6.57617E-03	1.57177E+00	
4.871	3.42	4.96898	9.65234E-03	1.57177E+00	
4.899	3.42	4.96898	4.85230E-03	1.57177E+00	
5.636	3.88	5.76202	1.59375E-02	4.18915E+00	
5.843	3.88	5.76202	6.56393E-03	4.18915E+00	
5.692	3.87	5.74478	2.76909E-03	4.11887E+00	
5.917	3.87	5.74478	2.96219E-02	4.11887E+00	
5.843	3.87	5.74478	9.65466E-03	4.11887E+00	
3.715			1.21604E-01	5.71259E+01	

**COURBE DE CALIBRATION
CIRCUIT ÉVAPORATEUR EAU GLYCOLÉE
DÉBITMÈTRE F2**



$y = mx + b$

m = 1.8321 y_bar = 3.429

b = -1.012

L'erreur type de l'estimation (SE) = $\text{SQRT}(0.00321 / (21-2))$

SE = 0.0580

Le coefficient de détermination R² = 0.9982

y	x	y_est	(y - y_est) ²	(y - y_bar) ²
USGPM	volts	USGPM		
5.105	3.29	5.01561	0.00794	2.80865
4.903	3.28	4.99729	0.00898	2.17179
5.040	3.27	4.97897	0.00367	2.59443
5.103	3.27	4.97897	0.01544	2.80369
4.931	3.27	4.97897	0.00233	2.25554
1.123	1.17	1.13156	0.00007	5.31455
1.121	1.16	1.11324	0.00007	5.32423
1.124	1.16	1.11324	0.00012	5.31057
2.177	1.73	2.15753	0.00036	1.56805
2.174	1.72	2.13921	0.00118	1.57548
2.175	1.73	2.15753	0.00031	1.57176
3.219	2.31	3.22015	0.00000	0.04410
3.246	2.31	3.22015	0.00067	0.03338
3.188	2.3	3.20183	0.00019	0.05790
3.167	2.3	3.20183	0.00123	0.06866
3.144	2.3	3.20183	0.00337	0.08126
4.299	2.86	4.22781	0.00512	0.75785
4.136	2.86	4.22781	0.00835	0.50070
4.243	2.86	4.22781	0.00023	0.66301
4.197	2.88	4.26445	0.00460	0.58958
4.191	2.87	4.24613	0.00307	0.58051
3.429			0.06731	36.67568

ANNEXE B – BORDEREAU DES MATÉRIAUX

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
SPORLAN (PARKER)	C-163(-S)	filtre sécheur, ligne 3/8"	1	WOLSELEY
EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES	PCN 042771	«AMI-1TT3 EXTENDED ENDS» Voyant indicateur d'humidité 3/8" ODF	2	WOLSELEY
EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES	PCN 031357	«AMI-1TT7 EXTENDED ENDS» Voyant indicateur d'humidité 7/8" ODF	1	WOLSELEY
EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES	PART# X22440B3B PCN 037039	«T-SERIES TAKE-A-PART THERMO VALVE» «Cage Assembly» TCLE, 1 1/2 Tons R134a	1	WOLSELEY
EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES	PART# 9761-5 PCN 027769	«T-SERIES TAKE-A-PART THERMO VALVE» «Flange», bride, TCLE, «STRAIGHT THRU» entrée 3/8" ODF, sortie 1/2" ODF	1	WOLSELEY
EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES	PART# XB-1019MC1B PCN 057878	«T-SERIES TAKE-A-PART THERMO VALVE» «Power Assembly»	1	WOLSELEY
JOHNSON CONTROL	P70DA-1C	Contrôleur pour haute pression. «Controls for High Pressure Applications» «Manual Reset Lockout»	1	WOLSELEY
JOHNSON CONTROL	P70AB-12C	Contrôleur pour basse pression. «Single Pole Low Pressure Control»	1	WOLSELEY
REFRIGERATION RESEARCH	HX3738	Accumulateur Capacité 8 lbs. R134a 5" dia., 13" haut., ent. 1/2", sor. 7/8" ODF	1	WOLSELEY
REFRIGERATION RESEARCH	8409	Séparateur d'huile 4" dia., 14" haut. ent. et sor. 5/8" ODF, huile 3/8" évasé	1	WOLSELEY
REFRIGERATION RESEARCH	3413	Receveur Capacité 16 lbs. R134a 6" dia., 18" longueur, valves Rotalock 1"	1	WOLSELEY
REFRIGERATION RESEARCH	24601	Valve Rotalock horizontale 1/2" ODF pour l'entrée du receveur	1	WOLSELEY
REFRIGERATION RESEARCH	23075	Valve Rotalock horizontale 3/8" ODF pour la sortie du receveur	1	WOLSELEY
SPORLAN	E5S130 120/50-60	Valve solénoïde ent. et sor. 3/8" ODF, voie 0.150" bobine est pour 120vac, 60 Hz	1	WOLSELEY
SPORLAN (PARKER)	P-14411	«Replaceable Core Filter Shell» 6" dia., 20.68" hauteur, 1 3/8 " ODF, 2x Modifié pour séparateur, projet éjecteur	1	WOLSELEY

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
HENRY TECHNOLOGIES	5021	«Gauge Set Valve, Lower» Valve inférieure pour indicateur de niveau, 1/2" FPT	2	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	5022	«Gauge Set Valve, Upper» Valve inférieure pour indicateur de niveau, 1/2" FPT	2	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	PS95-10	«Gauge Glass», tube en verre 10" pour indicateur de niveau. Joint d'étanchéité néoprène compris.	2	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	5230-300psig-R134a	Soupape de surpression pour R134a, 300 psig.	1	WOLSELEY
GEA (FlatePlate)	FG5X12-10 (3/4" MPT)	Échangeur de chaleur à plaque 5.1" x 13.3" x 1.3" Eau/Eau	1	WOLSELEY
GEA (FlatePlate)	CH2-1/2AG	Échangeur de chaleur à plaque 5.1" x 13.3" x 2.5" Évaporateur : Eau glycolée/R134a	1	WOLSELEY
GEA (FlatePlate)	C3/4AG	Échangeur de chaleur à plaque 5.1" x 13.3" x 1.3" Condenseur : Eau/R134a	1	WOLSELEY
		7/8" Vibrasorbeur Pour entrée du compresseur.	1	WOLSELEY
		5/8" Vibrasorbeur Pour sortie du compresseur.	1	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	AVX-4	«Access valves», valves d'accès au système de réfrigération. 1/4" OD.	7	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	937203	Valve à bille pour circuit frigorifique, 3/8" ODF	11	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	937205	Valve à bille pour circuit frigorifique, 5/8" ODF	2	WOLSELEY
HENRY TECHNOLOGIES	937207	Valve à bille pour circuit frigorifique, 7/8" ODF	3	WOLSELEY
ARMAFLEX	Armaflex 520, colle	Isolant pour lignes de réfrigérant, paroi 1/2", longueurs de 6', selon diamètre ext. La colle est Armaflex 520.		WOLSELEY
CARRIER	06DR013CC3150	Compresseur CARLYLE 3 HP, 13.1 CFM@1750 RPM, 4 cylindres, 230 lbs., 575 V, 3 phases	1	CARRIER CANADA

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
CARRIER	CAEXCH06DR0136	remise	1	CARRIER CANADA
CARRIER	06DA660078	«KIT TERM BOX» Boîtier pour bornes électriques.	1	CARRIER CANADA
CARRIER	06DA660060	Soupape de compresseur 5/8" ODF 2 boulons	1	CARRIER CANADA
CARRIER	06DA660062	Soupape de compresseur 7/8" ODF 2 boulons	1	CARRIER CANADA
CARRIER	06DA660056	«RCD MOUNTING KIT» Ensembles de ressorts, boulons etc. nécessaire à monter le compresseur.	1	CARRIER CANADA
CARRIER	060B2164	«LUBE OIL CONTROL» Contrôleur qui protège le compresseur contre manque de lubrification.	1	CARRIER CANADA
CARRIER	06DA660091	«HEATER» Élément chauffant de 50 Watts.	1	CARRIER CANADA
CARRIER	U14B	«1/4 FLX 1/4 MPT UNION» Pour branchement des contrôleurs de haute et basse pression.	2	CARRIER CANADA
CARRIER	P903-1701	«E68 OIL, 1 GAL» Huile convenable pour R134a dans le compresseur 06DR013CC3150	1	CARRIER CANADA
KEITHLEY	KEITHLEY 2701	«Ethernet-Based DMM/Data Acquisition» Système d'acquisition de données.	1	TESTFORCE SYSTEMS INC.
KEITHLEY	KEITHLEY 7708	«40-Channel Differential Multiplexer» Carte d'acquisition de données, 40 canaux.	1	TESTFORCE SYSTEMS INC.
PARKER INSTRUMENTATION	6A-NLL-NE-SS-V	Valve à aiguille. 3/8" Compression A-LOK Poignée vernier	1	VISION INSTRUMENTATION INC.
COLE-PARMER	R-79732-04	Circulateur 38 USGPM max, 42 ft. max, 115 vac	1	COLE-PARMER CANADA
COLE-PARMER	R-79732-54	«Flange» Bride 1 1/4 NPT, en fonte 2x dans le paquet	1	COLE-PARMER CANADA
COLE-PARMER	00230BW	Débitmètre "Pelton", joints toriques EPDM Comme R-32718-50, 0.4-5 LPM, 4-20 mA McMillan Co., 107 Flo Sen	2	COLE-PARMER CANADA

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
COLE-PARMER	002300D	Débitmètre "Paddle wheel", 0.8-8 GPM Comme R-32555-81, 4-20 mA, 3/4" MPT BLUE-WHITE INDUSTRIES, F-2000	2	COLE-PARMER CANADA
MICRO MOTION (EMERSON)	C25-A	Débitmètre à effet de Coriolis. Numéro de série : 10989, 4-20 mA Ce débitmètre n'est plus fabriqué.	1	
OMEGA	P-M-1/10 -1/4-6-1/4-T-7FT	Sonde de température RTD, tolérance 1/10 DIN, tige 1/4" dia. x 6", 1/4" MPT, câble PFA de 7 pieds.	4	OMEGA, CANADA
OMEGA	RTD-NPT-72-E	«RTD 1/4" MPT, 1/2" NOSE, CLASS A 3 WIRE» RTD classe A, monté dans un puits de longueur 1/2", filet 1/4" MPT.	1	OMEGA, CANADA
OMEGA	SA1-RTD-120	«SURFACE RTD, CLASS A 3 WIRE» RTD de surface, classe A, trois fils de 120"	9	OMEGA, CANADA
OMEGA	PX419-100AI	«100 PSIA CURRENT PRESSURE TRANSMITTER», sonde de pression, 0-100 psia, 4-20 mA	3	OMEGA, CANADA
OMEGA	PX419-250AI	«250 PSIA CURRENT PRESSURE TRANSMITTER», sonde de pression, 0-250 psia, 4-20 mA	2	OMEGA, CANADA
OMEGA	PV38-B	«ELECTRIC PROPORTIONAL VALVE, 3/8" BRASS», valve proportionnelle électrique 3/8" en laiton	1	OMEGA, CANADA
OMEGA	U12Y100	«UNREGULATED POWER SUPPLY, 12vdc, 3amps», source d'alimentation 12vdc, 3A max.	1	OMEGA, CANADA
OMEGA	FL7401	Rotamètre 10 USGPM, +/-4% plein échelle	1	OMEGA, CANADA
OMEGA	OMX-R250	«RES-250, RESISTOR 250 OHMS, 0.1%» Résistance de précision 0.1%, 250 ohms	10	OMEGA, CANADA
OMEGA	PSR-24S	«REGULATED POWER SUPPLY, 24vdc» Source d'alimentation 24vdc, 400 mA max., bornes vissées	1	OMEGA, CANADA
OMEGA	CO-T	«CEMENT-ON» T/C Thermocouple à coller type T, Cuivre Constantin	3	OMEGA, CANADA
OMEGA	SWH171-040	«SAMOX WIDE HEAVY INS TAPE» Ruban chauffant. 628W, 120V, 7.5W/in ² 1 - 3/4" x 4'	2	OMEGA, CANADA
OMEGA	SSHB-1212-360-120- P	«HEAT BLANKET W/PRESS ADHESIVE» Couverture chauffante. 360W, 120V, 2.5 W/in ² , 12"x12", adhésif	1	OMEGA, CANADA

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
ADVANTAGE ENGINEERING INC.	SK-1035-VE	SENTRA modèle SK-1035-VE 575 volts, 3 phases 20°F est la consigne inférieure	1	CHILLERS INC., CANADA
PANASONIC	PAF AKT4111100	CONTRÔLEUR DE TEMPÉRATURE Panasonic KT4 Entrée RTD 3 fils, Sortie 4-20 mA	1	FUTECH, LONGUEUIL
MOTEURS ÉLECTRIQUES GOSELIN	Soumission 91411	Panneau de contrôle pour compresseur de vitesse variable conçu et fabriqué par MOTEURS ÉLECTRIQUES GOSELIN	1	MOTEURS ÉLECTRIQUES GOSELIN, SHER.
Lenze	ESV222N06TXB	Variateur de vitesse (pour compresseur) AC Technology Corporation	1	MOTEURS ÉLECTRIQUES GOSELIN, SHER.
McMaster Carr (Distributeur)	62805K46	Patte ajustable 1/2" - 13, longueur 7"	4	KINECOR, SHERBROOKE
McMaster Carr (Distributeur)	9262K611	joint torique 4.5 mm x 1 mm buna-n	12	KINECOR, SHERBROOKE
McMaster Carr (Distributeur)	94115K114	joint torique DASH 114 néoprène	4	KINECOR, SHERBROOKE
McMaster Carr (Distributeur)	94115K121	joint torique DASH 121 néoprène	4	KINECOR, SHERBROOKE
McMaster Carr (Distributeur)	94115K131	joint torique DASH 131 néoprène	8	KINECOR, SHERBROOKE
McMaster Carr (Distributeur)	94115K148	joint torique DASH 148 néoprène	8	KINECOR, SHERBROOKE
MI INTEGRATION	Éjecteur	Fabrication selon dessins fournis par Christopher Reddick.	1	MI INTEGRATION, SHERBROOKE
AMTROL	XTROL-15	Ballon d'expansion, 2 USG, 8" dia. X 12 5/8" Utilisé dans le système d'eau glycolée. Noter : Sous dimensionné pour le montage.	1	GROUPE MABURCO, SHERBROOKE
GIANT	130E-1R7N	Chauffe-eau 22 gallons imp. (100 L) 120 v, 1500W Utilisé comme réservoir d'eau glycolée.	1	GROUPE MABURCO, SHERBROOKE
WATTS	M3 174A	Valve de surpression, 75 lbs., 3/4" FPT Utilisé pour circuit d'eau glycolée.	1	GROUPE MABURCO, SHERBROOKE
OWENS CORNING	Fiberglas	Isolant de fibre de verre pour tuyaux garni d'une chemise, paroi 25 mm [1 po]. (Lignes avec chauffage électrique)		GROUPE MABURCO, SHERBROOKE

FABRICANT	ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.	FOURNISSEUR
CUNO ENGINEERING CORP.	AP101T	AQUA PURE «WHOLE HOUSE WATER FILTER» Système de filtration d'eau résidentiel.	2	GROUPE MABURCO, SHERBROOKE
CUNO ENGINEERING CORP.	AP124	AQUA PURE, cartouche filtre Filtration nominale 50 microns Débit nominal 30.3 L (8 USGPM)	2	GROUPE MABURCO, SHERBROOKE
SWAGELOK	SS-6BG	«BELLOW SEALED VALVE» Vanne à soufflet, compression 3/8"	2	VANNES ET RACCORDS LAURENTIAN LTÉE.
SWAGELOK	SS-600-SET	Ensemble de ferrules Swagelok, 3/8" Paquet de 10	10	VANNES ET RACCORDS LAURENTIAN LTÉE.
AC&R (HENRY TECHNOLOGIES)	S-5885	Séparateur d'huile, flotte remplaçable	1	BEAUDINLEPROHON ou WOLSELEY
PHILIPS	PM 2521	«Automatic multimeter» Multimètre Unités : 4107, 4156, 4157, 4156	4	Département Génie mécanique U. de Sherbrooke
STACO INC.	TYPE 3 PN 1510	Rhéostat, STACO INC., DAYTON, OHIO Entrée : 120 V, 50/60 Hz, max kva 2.2 Sortie : 0 - 140V, UdeS 5 8347	1	Département Génie mécanique U. de Sherbrooke
VARIAC	TYPE W20 M	Rhéostat., GENERAL RADIO CO., CONCORD Entrée : 120 V, 50/60 Hz, max 20 amp Sortie : 0 - 140V	1	Département Génie mécanique U. de Sherbrooke
BARNANT COMPANY	600-1040	«Thermocouple thermometer» Thermomètre à thermocouple, modèle 600-1040, dual J-T-E-K	1	Département Génie mécanique U. de Sherbrooke

ANNEXE C – ESSAIS EC7 ET E10 DU 29 MAI, 2011

ESSAI EC7	Comp. Entrée R134a RTD S 1	Condens. Entrée R134a RTD S 2	Condens. Sortie R134a RTD S 3	Evapor. Entrée R134a RTD S 4	Evapor. Sortie R134a RTD S 5a	Sépar. Sortie gaz. R134a RTD S 6	Ejecteur Primaire R134a RTD S 7
temps minutes	Chn 101 T_CM_R_EN °C	Chn 102 T_CD_R_EN °C	Chn 103 T_CD_R_SO °C	Chn 104 T_EV_R_EN °C	Chn 105 T_EV_R_SO °C	Chn 106 T_SE_G °C	Chn 107 °C
moyenne Ecart. Type	5.0 0.07	73.3 0.02	40.0 0.04	-5.1 0.03	0.7 0.69	22.4 0.00	22.6 0.01
0.00	5.1	73.3	40.1	-5.1	1.6	22.4	22.6
0.50	5.1	73.3	40.1	-5.1	0.9	22.4	22.6
1.00	5.1	73.3	40.0	-5.1	0.0	22.4	22.6
1.50	5.1	73.3	40.0	-5.1	1.5	22.4	22.6
2.00	5.1	73.2	40.1	-5.1	1.5	22.4	22.6
2.50	5.1	73.3	40.0	-5.1	1.1	22.4	22.6
3.00	5.1	73.3	40.0	-5.1	1.3	22.4	22.6
3.50	5.1	73.3	40.0	-5.2	0.5	22.4	22.6
4.00	5.1	73.3	40.0	-5.2	0.4	22.4	22.6
4.50	5.0	73.3	40.0	-5.1	1.0	22.4	22.6
5.00	5.0	73.3	40.1	-5.1	1.0	22.4	22.6
5.50	5.0	73.3	40.1	-5.1	0.2	22.4	22.6
6.00	5.0	73.3	40.1	-5.1	0.7	22.4	22.6
6.50	5.0	73.3	40.0	-5.1	0.8	22.4	22.6
7.00	5.0	73.3	40.1	-5.1	0.1	22.4	22.6
7.50	4.9	73.2	40.0	-5.1	1.1	22.4	22.6
8.00	4.9	73.2	40.0	-5.1	-1.3	22.4	22.6
8.50	4.9	73.2	40.1	-5.1	0.5	22.4	22.6
9.00	4.9	73.2	40.0	-5.1	-0.5	22.4	22.6
9.50	4.9	73.3	40.0	-5.2	1.1	22.4	22.6
10.00	4.9	73.3	40.1	-5.1	0.6	22.4	22.6
ESSAI EC7	Evapor. Sortie eau-glycol DIN 1 Chn 108	Evapor. Entrée eau-glycol DIN 2 Chn 109	Condens. Entrée eau DIN 3 Chn 110	Condens. Sortie eau DIN 4 Chn 111	Ejecteur Second. R134a RTD S 8 Chn 112	Sépar. Sortie liq. R134a RTD S 9 Chn 113 T_SE_L °C	Evapor. Sortie R134a RTD S 5b Chn 114
temps minutes	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
moyenne Ecart. Type	-1.33 0.07	1.89 0.07	28.66 0.04	33.11 0.03	22.6 0.01	22.5 0.00	1.8 0.46
0.00	-1.23	1.99	28.73	33.16	22.6	22.5	2.2
0.50	-1.24	1.99	28.65	33.10	22.6	22.5	2.0
1.00	-1.23	1.99	28.63	33.10	22.6	22.5	1.6
1.50	-1.18	2.07	28.62	33.08	22.6	22.5	2.3
2.00	-1.19	2.01	28.65	33.14	22.6	22.5	2.3
2.50	-1.26	1.94	28.73	33.17	22.6	22.5	2.1
3.00	-1.31	1.90	28.64	33.10	22.6	22.5	2.2
3.50	-1.33	1.88	28.71	33.11	22.6	22.5	1.8
4.00	-1.36	1.86	28.64	33.08	22.6	22.5	1.5
4.50	-1.38	1.85	28.58	33.06	22.6	22.5	1.9
5.00	-1.38	1.84	28.63	33.12	22.6	22.5	1.9
5.50	-1.38	1.84	28.68	33.15	22.6	22.5	1.5
6.00	-1.40	1.83	28.65	33.14	22.6	22.5	1.7
6.50	-1.40	1.83	28.63	33.09	22.6	22.5	1.8
7.00	-1.39	1.84	28.57	33.06	22.6	22.5	1.5
7.50	-1.39	1.84	28.67	33.08	22.6	22.5	2.0
8.00	-1.37	1.85	28.66	33.10	22.6	22.5	0.3
8.50	-1.37	1.85	28.71	33.15	22.6	22.5	1.6
9.00	-1.36	1.85	28.72	33.13	22.6	22.5	1.1
9.50	-1.36	1.86	28.67	33.10	22.6	22.5	2.0
10.00	-1.36	1.88	28.63	33.14	22.6	22.5	1.8

ESSAI EC7	MICRO-M Receveur Sortie R134a volt Chn 116	RE1 ET RE2 (éléments chauffants)	RE3 (éléments chauffants)	condenseur Puits eau volt Chn 119	Evaporateur Source eau-glycol volt Chn 120
temps minutes	VDC	Chn 117 VAC	Chn 118 VAC	VDC	VDC
moyenne Ecart. Type	2.68 0.01	0.26 0.05	0.30 0.05	3.05 0.00	3.29 0.00
0.00	2.70	0.18	0.34	3.05	3.29
0.50	2.70	0.24	0.18	3.05	3.29
1.00	2.67	0.27	0.33	3.05	3.29
1.50	2.69	0.25	0.24	3.05	3.30
2.00	2.69	0.22	0.30	3.05	3.29
2.50	2.67	0.21	0.35	3.05	3.30
3.00	2.68	0.31	0.33	3.05	3.29
3.50	2.68	0.30	0.37	3.05	3.29
4.00	2.67	0.21	0.23	3.05	3.29
4.50	2.64	0.28	0.30	3.05	3.29
5.00	2.65	0.35	0.32	3.05	3.29
5.50	2.67	0.23	0.28	3.05	3.28
6.00	2.69	0.28	0.22	3.05	3.29
6.50	2.68	0.21	0.27	3.05	3.29
7.00	2.68	0.23	0.32	3.04	3.29
7.50	2.68	0.37	0.30	3.05	3.29
8.00	2.70	0.28	0.30	3.05	3.28
8.50	2.68	0.30	0.32	3.05	3.29
9.00	2.66	0.25	0.30	3.05	3.29
9.50	2.67	0.30	0.33	3.05	3.29
10.00	2.68	0.24	0.36	3.05	3.29

ESSAI EC7	Evaporateur Sortie R134a Gaz psia Chn 136	Sépar. Sortie R134a Gaz psia Chn 137	Ejecteur Second. R134a Gaz psia Chn 138	Ejecteur Primaire R134a Liquide psia Chn 139	Condens. Entrée R134a Gaz psia Chn 140
temps minutes	VDC	VDC	VDC	VDC	VDC
moyenne Ecart. Type	33.3 0.09	85.9 0.01	86.4 0.01	157.4 0.14	161.3 0.14
0.00	33.4	85.8	86.4	157.6	161.5
0.50	33.3	85.8	86.4	157.4	161.3
1.00	33.4	85.8	86.4	157.3	161.3
1.50	33.3	85.8	86.4	157.2	161.2
2.00	33.3	85.9	86.4	157.3	161.2
2.50	33.4	85.9	86.4	157.6	161.6
3.00	33.2	85.8	86.4	157.1	161.1
3.50	33.3	85.8	86.4	157.4	161.4
4.00	33.2	85.9	86.4	157.5	161.4
4.50	33.2	85.9	86.4	157.2	161.1
5.00	33.4	85.9	86.4	157.4	161.3
5.50	33.3	85.9	86.4	157.4	161.3
6.00	33.2	85.9	86.4	157.4	161.3
6.50	33.4	85.9	86.4	157.5	161.4
7.00	33.2	85.9	86.4	157.1	161.0
7.50	33.2	85.9	86.5	157.3	161.3
8.00	33.2	85.9	86.5	157.4	161.4
8.50	33.3	85.9	86.5	157.4	161.4
9.00	33.1	85.9	86.5	157.3	161.2
9.50	33.4	85.9	86.5	157.5	161.5
10.00	33.3	85.9	86.5	157.3	161.2

ESSAI E10	Comp. Entrée R134a RTD S 1 Chn 101 T_CM_R_EN °C	Condens. Entrée R134a RTD S 2 Chn 102 T_CD_R_EN °C	Condens. Sortie R134a RTD S 3 Chn 103 T_CD_R_SO °C	Evapor. Entrée R134a RTD S 4 Chn 104 T_EV_R_EN °C	Evapor. Sortie R134a RTD S 5a Chn 105 T_EV_R_SO °C	Sépar. Sortie gaz. R134a RTD S 6 Chn 106 T_SE_G °C	Ejecteur Primaire R134a RTD S 7 Chn 107 °C
temps minutes							
moyenne Ecart. Type	5.0 1.00	68.4 0.22	40.0 0.09	-5.2 0.27	2.5 0.02	-3.1 0.14	41.6 0.01
0.00	4.9	68.0	39.9	-5.3	2.5	-3.1	41.6
0.50	4.8	68.1	39.8	-5.2	2.5	-3.1	41.6
1.00	4.8	68.1	40.0	-5.0	2.5	-3.0	41.6
1.50	4.8	68.1	40.0	-5.2	2.5	-3.1	41.6
2.00	4.9	68.2	39.9	-5.4	2.5	-3.2	41.6
2.50	4.6	68.3	39.9	-5.2	2.5	-3.1	41.6
3.00	4.2	68.3	40.0	-5.0	2.5	-3.0	41.6
3.50	4.0	68.3	40.0	-5.2	2.5	-3.1	41.6
4.00	3.9	68.3	39.9	-5.4	2.5	-3.2	41.6
4.50	3.7	68.3	39.9	-5.1	2.5	-3.0	41.6
5.00	3.5	68.3	40.1	-4.9	2.5	-2.9	41.6
5.50	3.9	68.3	40.1	-4.8	2.5	-2.9	41.6
6.00	4.9	68.4	40.0	-5.5	2.5	-3.2	41.6
6.50	5.6	68.4	39.8	-5.5	2.5	-3.2	41.6
7.00	5.8	68.5	40.0	-4.9	2.5	-2.9	41.6
7.50	6.0	68.5	40.1	-4.7	2.5	-2.8	41.6
8.00	6.5	68.5	40.1	-4.8	2.5	-2.9	41.6
8.50	7.0	68.6	39.9	-5.5	2.5	-3.2	41.6
9.00	6.8	68.7	39.8	-5.7	2.6	-3.3	41.6
9.50	5.7	68.8	40.0	-5.2	2.6	-3.0	41.6
10.00	5.0	68.8	40.1	-4.9	2.5	-2.9	41.6

ESSAI E10	Evapor. Sortie eau-glycol DIN 1 Chn 108 °C	Evapor. Entrée eau-glycol DIN 2 Chn 109 °C	Condens. Entrée eau DIN 3 Chn 110 °C	Condens. Sortie eau DIN 4 Chn 111 °C	Ejecteur Second. R134a RTD S 8 Chn 112 °C	Sépar. Sortie liq. R134a RTD S 9 Chn 113 T_SE_L °C	Evapor. Sortie R134a RTD S 5b Chn 114 °C
temps minutes							
moyenne Ecart. Type	-0.29 0.08	1.93 0.01	27.56 0.03	32.49 0.04	5.6 0.01	-2.5 0.03	3.4 0.02
0.00	-0.28	1.93	27.55	32.48	5.6	-2.5	3.4
0.50	-0.33	1.93	27.54	32.43	5.6	-2.5	3.4
1.00	-0.35	1.94	27.59	32.50	5.6	-2.5	3.4
1.50	-0.27	1.94	27.61	32.52	5.6	-2.5	3.4
2.00	-0.23	1.93	27.58	32.49	5.6	-2.5	3.4
2.50	-0.31	1.94	27.54	32.46	5.6	-2.5	3.4
3.00	-0.34	1.94	27.59	32.53	5.6	-2.5	3.4
3.50	-0.24	1.93	27.55	32.48	5.6	-2.5	3.4
4.00	-0.20	1.94	27.57	32.43	5.6	-2.5	3.4
4.50	-0.32	1.95	27.52	32.45	5.6	-2.5	3.4
5.00	-0.37	1.95	27.59	32.54	5.6	-2.5	3.4
5.50	-0.38	1.93	27.58	32.55	5.6	-2.5	3.3
6.00	-0.14	1.93	27.60	32.52	5.6	-2.4	3.4
6.50	-0.22	1.93	27.54	32.43	5.6	-2.4	3.4
7.00	-0.38	1.92	27.51	32.45	5.6	-2.5	3.3
7.50	-0.43	1.93	27.58	32.55	5.6	-2.5	3.3
8.00	-0.36	1.93	27.54	32.56	5.6	-2.5	3.3
8.50	-0.15	1.93	27.59	32.50	5.6	-2.4	3.4
9.00	-0.13	1.93	27.52	32.42	5.6	-2.4	3.4
9.50	-0.28	1.94	27.57	32.46	5.6	-2.4	3.4
10.00	-0.33	1.94	27.58	32.53	5.6	-2.4	3.4

ESSAI E10	MICRO-M Receveur Sortie R134a volt Chn 116	RE1 ET RE2 (éléments chauffants) Chn 117	RE3 (éléments chauffants) Chn 118	condenseur Puits eau volt Chn 119	Evaporateur Source eau-glycol volt Chn 120
temps minutes	VDC	VAC	VAC	VDC	VDC
moyenne Ecart. Type	2.92 0.02	127.83 0.42	117.60 7.17	3.03 0.00	3.29 0.00
0.00	2.89	128.30	111.31	3.04	3.30
0.50	2.92	128.18	111.23	3.04	3.29
1.00	2.92	128.08	111.06	3.04	3.29
1.50	2.94	127.76	110.73	3.03	3.29
2.00	2.91	128.02	110.97	3.03	3.30
2.50	2.92	128.13	111.29	3.02	3.30
3.00	2.93	128.33	111.38	3.04	3.30
3.50	2.92	128.31	111.30	3.03	3.29
4.00	2.88	128.31	111.27	3.04	3.29
4.50	2.91	127.80	111.02	3.02	3.29
5.00	2.90	127.39	129.81	3.03	3.29
5.50	2.95	126.69	129.13	3.03	3.29
6.00	2.92	127.28	129.69	3.03	3.29
6.50	2.90	127.30	129.68	3.03	3.29
7.00	2.92	127.85	120.02	3.04	3.30
7.50	2.95	127.74	119.95	3.03	3.29
8.00	2.92	127.87	120.11	3.03	3.29
8.50	2.92	127.87	120.04	3.03	3.30
9.00	2.91	127.73	119.84	3.03	3.29
9.50	2.91	127.43	119.59	3.03	3.30
10.00	2.93	128.05	120.28	3.03	3.30

ESSAI E10	Evaporateur Sortie R134a Gaz psia Chn 136	Sépar. Sortie R134a Gaz psia Chn 137	Ejecteur Second. R134a Gaz psia Chn 138	Ejecteur Primaire R134a Liquide psia Chn 139	Condens. Entrée R134a Gaz psia Chn 140
temps minutes	VDC	VDC	VDC	VDC	VDC
moyenne Ecart. Type	33.8 0.41	35.2 0.25	33.4 0.39	156.6 0.25	161.5 0.28
0.00	33.7	35.0	33.2	156.4	161.3
0.50	34.0	35.1	33.6	156.4	161.3
1.00	34.1	35.3	33.6	156.7	161.6
1.50	33.7	35.0	33.2	156.6	161.5
2.00	33.5	34.9	33.1	156.3	161.2
2.50	34.0	35.2	33.6	156.5	161.4
3.00	34.0	35.3	33.6	156.8	161.6
3.50	33.5	35.0	33.1	156.5	161.3
4.00	33.7	35.0	33.2	156.4	161.2
4.50	34.1	35.3	33.6	156.6	161.4
5.00	34.2	35.5	33.7	156.8	161.7
5.50	33.8	35.3	33.4	156.9	161.8
6.00	33.0	34.7	32.6	156.4	161.2
6.50	33.8	35.1	33.4	156.3	161.2
7.00	34.4	35.6	34.0	156.7	161.6
7.50	34.4	35.6	34.0	157.1	162.0
8.00	33.9	35.4	33.5	156.9	161.8
8.50	32.9	34.7	32.6	156.4	161.2
9.00	33.4	35.0	33.0	156.2	160.9
9.50	34.1	35.4	33.7	156.7	161.6
10.00	34.2	35.4	33.8	156.9	161.8

ANNEXE D – TOUS LES ESSAIS DU 29 MAI, 2011

ESSAI	MODE	Pointeau pouces	Pointeau mm	Source Sentra F	Source Sentra °C	Date en mai 2011
VALEURS CORRIGÉES						
EC1	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC2	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC3	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC4	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC5	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC6	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	29
EC7	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	30
EC8	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	30
EC9	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	30
EC10	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	30
EC11	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	30
EC12	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	31
EC13	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	31
EC14	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	31
EC15	CONV.	n.a.	n.a.	34	1.1	31
E1	ÉJECTEUR	0.012	0.30	34	1.1	30
E2	ÉJECTEUR	0.012	0.30	34	1.1	30
E3	ÉJECTEUR	0.012	0.30	34	1.1	30
E4	ÉJECTEUR	0.014	0.36	34	1.1	30
E5	ÉJECTEUR	0.014	0.36	34	1.1	30
E6	ÉJECTEUR	0.014	0.36	34	1.1	30
E7	ÉJECTEUR	0.016	0.41	34	1.1	30
E8	ÉJECTEUR	0.016	0.41	34	1.1	30
E9	ÉJECTEUR	0.016	0.41	34	1.1	30
E10	ÉJECTEUR	0.015	0.38	34	1.1	30
E11	ÉJECTEUR	0.015	0.38	34	1.1	30
E12	ÉJECTEUR	0.015	0.38	34	1.1	30

ESSAI	Comp. Entrée R134a RTD S 1	Condens. Entrée R134a RTD S 2	Condens. Sortie R134a RTD S 3	Évapor. Entrée R134a RTD S 4	Évapor. Sortie R134a RTD S 5a	Sépar. Sortie gaz. R134a RTD S 6	Éjecteur Primaire R134a RTD S 7
	Chn 101 T_CM_R_EN °C	Chn 102 T_CD_R_EN °C	Chn 103 T_CD_R_SO °C	Chn 104 T_EV_R_EN °C	Chn 105 T_EV_R_SO °C	Chn 106 T_SE_G °C	Chn 107 °C
Correction :	-0.61	-0.56	-0.35	-0.83	-0.32	-1.20	-0.77
VALEURS CORRIGÉES							
EC1	3.5	66.1	39.4	-6.1	0.4	20.7	21.0
EC2	3.9	68.3	39.5	-5.6	0.5	20.8	21.1
EC3	4.4	71.1	39.5	-5.7	1.1	20.9	21.3
EC4	4.3	72.2	39.6	-5.7	0.5	21.0	21.5
EC5	4.2	72.4	39.5	-5.9	0.5	21.2	21.7
EC6	4.3	72.5	39.5	-6.0	0.8	21.1	21.7
EC7	4.4	72.7	39.7	-5.9	0.3	21.2	21.8
EC8	4.4	72.7	39.7	-6.0	0.9	21.3	21.8
EC9	4.4	72.7	39.7	-5.9	0.1	21.3	21.9
EC10	4.5	72.8	39.7	-6.0	0.9	21.3	21.9
EC11	4.4	72.8	39.7	-6.0	1.0	21.4	21.9
EC12	4.7	73.2	39.6	-6.2	1.3	21.3	21.8
EC13	4.9	73.3	39.6	-6.2	1.5	21.4	21.9
EC14	4.8	73.4	39.6	-6.2	1.5	21.5	22.1
EC15	4.9	73.5	39.6	-6.2	1.5	21.7	22.2
E1	4.4	69.3	39.5	-5.8	2.1	-5.4	40.3
E2	4.4	70.1	39.7	-5.6	2.1	-5.2	40.4
E3	4.1	70.7	39.6	-5.9	2.1	-5.2	40.4
E4	4.8	69.9	39.7	-5.9	2.1	-4.6	40.7
E5	4.6	70.2	39.7	-5.9	2.2	-4.6	40.6
E6	4.2	70.3	39.7	-5.9	2.1	-4.6	40.6
E7	4.1	68.6	39.6	-5.9	2.2	-4.0	40.9
E8	3.8	68.7	39.6	-6.0	2.3	-4.1	40.8
E9	3.7	68.7	39.6	-5.9	2.2	-4.1	40.8
E10	4.4	67.8	39.6	-6.0	2.2	-4.3	40.8
E11	4.5	68.5	39.7	-6.0	2.2	-4.2	40.9
E12	4.3	69.0	39.7	-6.0	2.2	-4.2	40.9

ESSAI	Évapor. Sortie eau-glycol	Évapor. Entrée eau-glycol	Condens. Entrée eau	Condens. Sortie eau	Éjecteur Second. R134a RTD S 8	Sépar. Sortie liq. R134a RTD S 9	Évapor. Sortie R134a RTD S 5b
	DIN 1	DIN 2	DIN 3	DIN 4			
	Chn 108	Chn 109	Chn 110	Chn 111	Chn 112	Chn 113 T_SE_L	Chn 114
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Correction :	0.19	0.01	0.11	0.00	-1.15	-1.01	-0.97
VALEURS CORRIGÉES							
EC1	-1.71	1.46	28.56	32.90	20.7	18.9	0.7
EC2	-1.22	1.94	28.52	32.96	20.9	19.5	1.0
EC3	-1.19	1.91	28.52	32.96	21.1	20.3	1.3
EC4	-1.28	1.80	28.56	32.99	21.3	20.8	0.9
EC5	-1.23	1.82	28.55	32.97	21.5	21.3	0.9
EC6	-1.17	1.89	28.55	32.93	21.5	21.3	1.0
EC7	-1.14	1.90	28.77	33.11	21.4	21.5	0.8
EC8	-1.10	1.95	28.77	33.10	21.5	21.5	1.1
EC9	-1.15	1.90	28.79	33.13	21.5	21.5	0.7
EC10	-1.05	1.99	28.78	33.11	21.5	21.6	1.2
EC11	-1.09	1.95	28.78	33.11	21.5	21.6	1.2
EC12	-1.16	1.87	28.77	33.04	21.6	21.6	1.4
EC13	-1.06	1.96	28.78	33.07	21.7	21.7	1.6
EC14	-1.10	1.93	28.75	32.99	21.8	21.8	1.5
EC15	-1.05	1.97	28.75	33.00	21.9	22.0	1.6
E1	-0.20	1.94	28.13	32.70	4.6	-4.9	2.3
E2	-0.21	1.94	28.22	32.84	4.6	-4.7	2.3
E3	-0.20	1.94	28.17	32.80	4.7	-4.7	2.3
E4	-0.23	1.93	28.04	32.78	5.0	-4.1	2.3
E5	-0.20	1.96	27.94	32.70	5.1	-4.1	2.4
E6	-0.24	1.93	27.92	32.68	5.0	-4.1	2.3
E7	-0.03	1.94	27.59	32.45	4.5	-3.2	2.4
E8	0.00	1.95	27.54	32.40	4.5	-3.3	2.5
E9	0.00	1.96	27.57	32.44	4.5	-3.2	2.4
E10	-0.10	1.94	27.68	32.49	4.5	-3.5	2.4
E11	-0.05	1.95	27.67	32.51	4.5	-3.4	2.4
E12	-0.07	1.93	27.69	32.52	4.5	-3.4	2.4

ESSAI	MICRO-M	RE1 ET	RE3	condenseur	Evaporateur
	Receveur	RE2	(éléments	Puits	Source
	Sortie	(éléments	chauffants)	eau	eau-glycol
	R134a	chauffants)	chauffants)		
	volt			volt	volt
	Chn 116	Chn 117	Chn 118	Chn 119	Chn 120
	VDC	VAC	VAC	VDC	VDC
VALEURS CORRIGÉES					
EC1	2.74	0.41	0.40	3.02	3.29
EC2	2.77	0.35	0.35	3.01	3.30
EC3	2.70	0.25	0.28	3.01	3.29
EC4	2.69	0.26	0.26	3.01	3.30
EC5	2.68	0.28	0.28	3.02	3.29
EC6	2.68	0.28	0.27	3.02	3.30
EC7	2.68	0.26	0.30	3.05	3.29
EC8	2.68	0.31	0.33	3.05	3.29
EC9	2.68	0.30	0.30	3.05	3.29
EC10	2.68	0.28	0.30	3.05	3.29
EC11	2.68	0.32	0.33	3.05	3.29
EC12	2.65	0.75	0.75	3.11	3.28
EC13	2.65	0.43	0.43	3.11	3.29
EC14	2.65	0.37	0.38	3.21	3.29
EC15	2.65	0.31	0.33	3.10	3.29
E1	2.80	116.27	94.93	3.04	3.29
E2	2.80	116.37	97.66	3.04	3.29
E3	2.81	116.04	97.68	3.04	3.29
E4	2.86	125.84	92.20	3.04	3.29
E5	2.85	125.61	89.85	3.04	3.29
E6	2.86	125.15	89.69	3.04	3.29
E7	2.93	127.09	129.21	3.04	3.29
E8	2.92	127.34	129.84	3.04	3.29
E9	2.92	126.69	129.23	3.04	3.29
E10	2.92	127.83	117.60	3.03	3.29
E11	2.91	126.44	126.50	3.04	3.29
E12	2.92	126.98	123.04	3.04	3.29

ESSAI	Évaporateur	Sépar.	Éjecteur	Éjecteur	Condens.
	Sortie R134a Gaz psia Chn 136	Sortie R134a Gaz psia Chn 137	Second. R134a Gaz psia Chn 138	Primaire R134a Liquide psia Chn 139	Entrée R134a Gaz psia Chn 140
Correction :	1.17	1.71	1.27	1.26	0.65
VALEURS CORRIGÉES					
EC1	34.1	79.7	79.8	157.5	160.9
EC2	34.7	81.2	81.4	158.3	161.7
EC3	34.6	83.4	83.6	158.1	161.5
EC4	34.6	85.2	85.3	158.2	161.6
EC5	34.5	86.7	86.8	158.1	161.4
EC6	34.4	87.0	87.2	157.8	161.2
EC7	34.5	87.6	87.7	158.6	162.0
EC8	34.4	87.7	87.8	158.6	161.9
EC9	34.4	87.7	87.9	158.7	162.1
EC10	34.4	87.8	87.9	158.7	162.0
EC11	34.4	87.9	88.0	158.6	161.9
EC12	34.2	63.8	63.9	158.3	162.0
EC13	34.2	63.9	64.0	158.4	162.1
EC14	34.2	63.9	64.0	158.1	161.8
EC15	34.2	63.9	64.0	158.2	161.8
E1	35.1	35.4	34.8	158.0	161.7
E2	35.3	35.7	35.0	158.8	162.4
E3	35.1	35.7	34.7	158.6	162.3
E4	35.1	36.4	34.8	159.1	162.8
E5	35.0	36.4	34.7	158.7	162.5
E6	35.0	36.4	34.7	158.6	162.4
E7	35.1	36.9	34.7	158.5	162.5
E8	35.0	37.2	34.7	157.8	162.0
E9	35.1	37.2	34.7	157.9	162.2
E10	35.0	36.9	34.7	157.8	162.1
E11	35.0	37.0	34.7	158.1	162.4
E12	35.0	37.0	34.7	158.1	162.4

ESSAI	temps en fonction heures	COP EG_CM	COP R_CM	Q re kW	Q EV kW	Q EV_R kW	Q EV_EG kW
VALEURS CORRIGÉES							
EC1	0.67	3.32	3.39	0.00	3.72	3.72	3.64
EC2	1.00	3.12	3.23	0.00	3.78	3.78	3.64
EC3	1.63	3.00	3.07	0.00	3.65	3.65	3.56
EC4	2.63	2.93	2.98	0.00	3.61	3.61	3.55
EC5	5.63	2.89	2.96	0.00	3.59	3.59	3.50
EC6	10.63	2.91	2.97	0.00	3.60	3.60	3.53
EC7	21.63	2.87	2.95	0.00	3.58	3.58	3.49
EC8	22.63	2.88	2.96	0.00	3.59	3.59	3.50
EC9	23.63	2.88	2.95	0.00	3.58	3.58	3.50
EC10	24.63	2.87	2.96	0.00	3.59	3.59	3.49
EC11	25.63	2.87	2.95	0.00	3.60	3.60	3.49
EC12	46.63	2.89	2.96	0.00	3.54	3.54	3.47
EC13	47.63	2.90	2.96	0.00	3.55	3.55	3.47
EC14	49.63	2.89	2.95	0.00	3.55	3.55	3.48
EC15	50.63	2.88	2.95	0.00	3.55	3.55	3.47
E1		3.11	3.11	1.30	3.76	2.46	2.46
E2		3.08	3.08	1.32	3.79	2.47	2.47
E3		2.99	2.99	1.32	3.77	2.46	2.46
E4		3.12	3.12	1.44	3.92	2.48	2.48
E5		3.08	3.08	1.42	3.90	2.48	2.48
E6		3.04	3.04	1.41	3.90	2.49	2.49
E7		3.15	3.15	1.79	4.05	2.26	2.26
E8		3.13	3.13	1.80	4.04	2.24	2.24
E9		3.12	3.12	1.78	4.03	2.25	2.25
E10		3.23	3.23	1.69	4.03	2.34	2.34
E11		3.21	3.21	1.75	4.05	2.30	2.30
E12		3.13	3.13	1.73	4.02	2.30	2.30

	Q CM kW	Q CD_EAU kW	Q CD_R kW
ESSAI			
VALEURS CORRIGÉES			
EC1	1.10	4.88	4.89
EC2	1.17	4.98	5.02
EC3	1.19	4.98	4.91
EC4	1.21	4.96	4.90
EC5	1.21	4.97	4.88
EC6	1.21	4.93	4.89
EC7	1.22	4.94	4.88
EC8	1.22	4.93	4.88
EC9	1.21	4.94	4.88
EC10	1.22	4.93	4.89
EC11	1.22	4.93	4.89
EC12	1.20	4.98	4.81
EC13	1.20	5.00	4.82
EC14	1.20	5.14	4.82
EC15	1.20	4.94	4.82
E1	1.21	5.18	5.14
E2	1.23	5.24	5.15
E3	1.26	5.25	5.20
E4	1.26	5.38	5.31
E5	1.27	5.40	5.29
E6	1.28	5.40	5.32
E7	1.29	5.51	5.47
E8	1.29	5.51	5.45
E9	1.29	5.52	5.45
E10	1.25	5.44	5.42
E11	1.26	5.49	5.41
E12	1.29	5.48	5.45

ESSAI	r P_SE/ P_EJ_SC_EN	ω m_dot_SC/ m_dot_PR	m_dot_PR g/s	m_dot_SC g/s	m_dot_EJ g/s	x_SE_SO_G
VALEURS CORRIGÉES						
EC1			25.64			
EC2			26.07			
EC3			25.07			
EC4			24.93			
EC5			24.78			
EC6			24.78			
EC7			24.78			
EC8			24.78			
EC9			24.78			
EC10			24.78			
EC11			24.78			
EC12			24.35			
EC13			24.35			
EC14			24.35			
EC15			24.35			
E1	1.018	0.445	26.51	11.79	38.30	0.7659
E2	1.020	0.447	26.51	11.86	38.37	0.7686
E3	1.027	0.443	26.65	11.80	38.45	0.7634
E4	1.048	0.437	27.37	11.96	39.33	0.7543
E5	1.050	0.439	27.22	11.95	39.17	0.7567
E6	1.049	0.439	27.37	12.01	39.38	0.7564
E7	1.063	0.386	28.37	10.96	39.33	0.6981
E8	1.070	0.384	28.23	10.84	39.07	0.6952
E9	1.070	0.386	28.23	10.91	39.14	0.6972
E10	1.064	0.401	28.23	11.33	39.56	0.7142
E11	1.067	0.396	28.09	11.12	39.21	0.7086
E12	1.067	0.394	28.23	11.12	39.35	0.7066

ANNEXE E – CARTE D'ACQUISITION DE DONNÉES

Le but de cette annexe est de présenter des détails supplémentaires qui seraient pratiques si jamais il y aurait des modifications sur le banc d'essai. La Figure 55 montre comment les RTD à trois fils utilisés dans le banc d'essai sont branchés dans la carte d'acquisition Keithley 7708. La carte 7708 comporte 40 canaux, où chaque canal est doté d'une borne « H », ou haut potentiel, et d'une borne identifié « L » pour le bas potentiel. En général, les sondes RTD nécessitent deux canaux chaque. Une particularité de la carte 7708 est que les 40 canaux sont en effet organisés en 20 paires, où le canal 1 et jumelé avec le canal 21, le canal 2 avec le canal 22, et ainsi de suite. Alors, les sondes RTD de 3 ou 4 fils doivent forcément être branchées dans des canaux jumelés. Les sondes à deux fils, tel que les débitmètres et les transducteurs de pression, sont branchées dans les canaux qui restent après l'installation des RTDs. Figure 56 montre le branchement complet de la carte.

BRANCHEMENT DE RTD

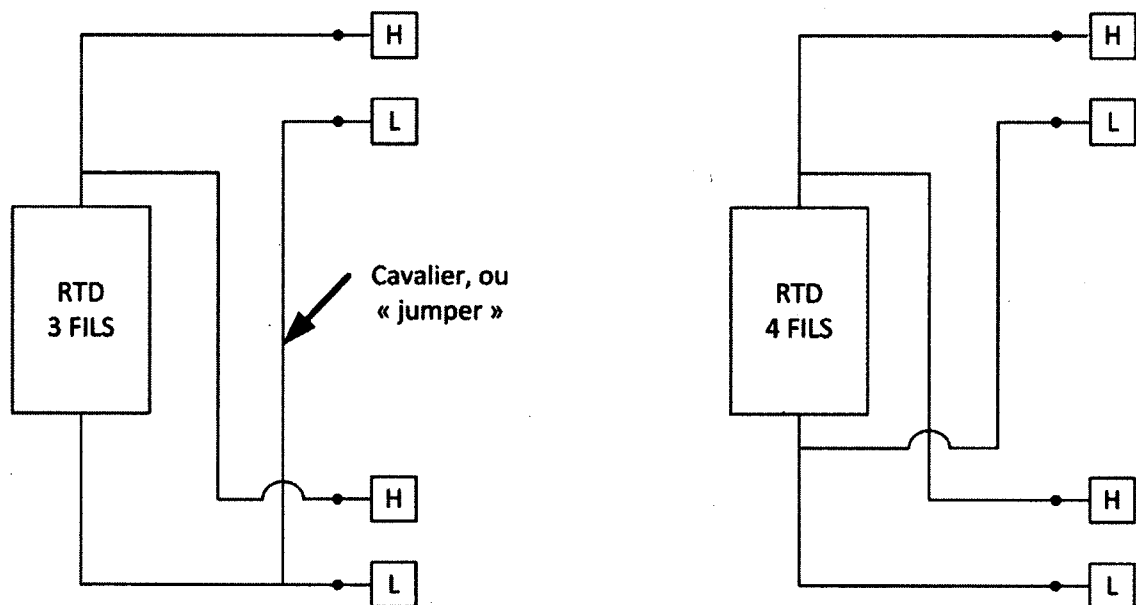


Schéma de branchement pour RTD 3 fils

Schéma de branchement pour RTD 4 fils

Figure 55 Branchement de RTD de 3 et 4 fils

KEITHLEY 7708 BRANCHEMENT						
Le jeudi 26 avril 2011						
Cannal	H/L		SONDE	fil dans la carte	JUMPER	fil vers sonde
1	H	Comp., Entrée, R134	RTD_S_1	noir		
1	L		RTD_S_1	rouge	21 L	rouge
2	H	Condens., Entrée, R134	RTD_S_2	noir		
2	L		RTD_S_2	rouge	22 L	rouge
3	H	Condens., sortie, R134	RTD_S_3	noir		
3	L		RTD_S_3	rouge	23 L	rouge
4	H	Évapor., Entrée, R134	RTD_S_4	noir		
4	L		RTD_S_4	rouge	24 L	rouge
5	H	Évapor., Sortie, R134	RTD_S_5a	noir		
5	L		RTD_S_5a	rouge	25 L	rouge
6	H	Séparateur, Sortie gaz	RTD_S_6	noir		
6	L		RTD_S_6	rouge	26 L	rouge
7	H	Éjecteur primaire	RTD_S_7	noir		
7	L		RTD_S_7	rouge	27 L	rouge
8	H	Évaporateur, sortie, eau glycolée				
8	L					
9	H	Évaporateur, entrée, eau glycolée				
9	L					
10	H	Condenseur, entrée, eau (isolation)				
10	L					
11	H	Condenseur, sortie, eau (isolation)				
11	L					
12	H	Éjecteur, Secondaire, Entrée	RTD_S_8	noir		
12	L		RTD_S_8	rouge	32 L	rouge
13	H	Séparateur, sortie liquide	RTD_S_9	noir		
13	L		RTD_S_9	rouge	33 L	rouge
14	H	Évapor., Sortie, R134	RTD_S_5b	noir		
14	L		RTD_S_5b	rouge	34 L	rouge
15	H					
15	L					
16	H	Receveur, Sortie	Débitmètre massique, Micro Motion C25	jaune		
16	L		Débitmètre massique, Micro Motion C25	jaune		
17	H	Éléments chauffants RE1 et RE2	lecture du voltage directe	noir		R1 et R2
17	L			rouge		
18	H	Éléments chauffants RE3	lecture du voltage directe	noir		R3
18	L			rouge		
19	H					
19	L					
20	H					
20	L					
21	H		RTD_S_1	noir		
21	L		RTD_S_1		1 L	rouge
22	H		RTD_S_2	noir		
22	L		RTD_S_2		2 L	rouge
23	H		RTD_S_3	noir		
23	L		RTD_S_3		3 L	rouge
24	H		RTD_S_4	noir		
24	L		RTD_S_4		4 L	rouge
25	H		RTD_S_5a	noir		
25	L		RTD_S_5a		5 L	rouge
26	H		RTD_S_6	noir		
26	L		RTD_S_6		6 L	rouge
27	H		RTD_S_7	noir		
27	L		RTD_S_7		7 L	rouge
28	H					
28	L					
29	H					
29	L					
30	H					
30	L					
31	H					
31	L					
32	H		RTD_S_8	noir		
32	L		RTD_S_8		12 L	rouge
33	H		RTD_S_9	noir		
33	L		RTD_S_9		13 L	rouge
34	H		RTD_S_5b	noir		
34	L		RTD_S_5b		14 L	rouge
35	H					
35	L					
36	H					
36	L					
37	H	Séparateur, sortie gaz	Pression 0-100 psia	blanc		rouge
37	L		Pression 0-100 psia	blanc		noir
38	H	Éjecteur, secondaire, entrée	Pression 0-100 psia	jaune		rouge
38	L		Pression 0-100 psia	jaune		noir
39	H					rouge
39	L					noir
40	H					rouge
40	L					noir

Notes:

1. Les RTD utilisent deux cannaux chaque. Sur la carte 7708 de KEITHLEY, les sondes qui utilisent deux cannaux sont jumelées de la façon suivante:
Cannal 1 est avec Cannal 21, 2 avec 22, 3 avec 23 etc.
2. Le RTD_NPT 4 ne paraît pas ici parce que cette sonde est branchée sur le contrôleur Panasonic KT4 qui contrôle la valve proportionnelle.
3. C:\AAA\JCR\PROJET ÉJECTEUR\KEITHLEY

Figure 56 Branchement de la carte Keithley 7708

ANNEXE F – AIRE DE PASSAGE DANS LA TUYÈRE

GÉOMÉTRIE DU POINTEAU DANS LA TUYÈRE

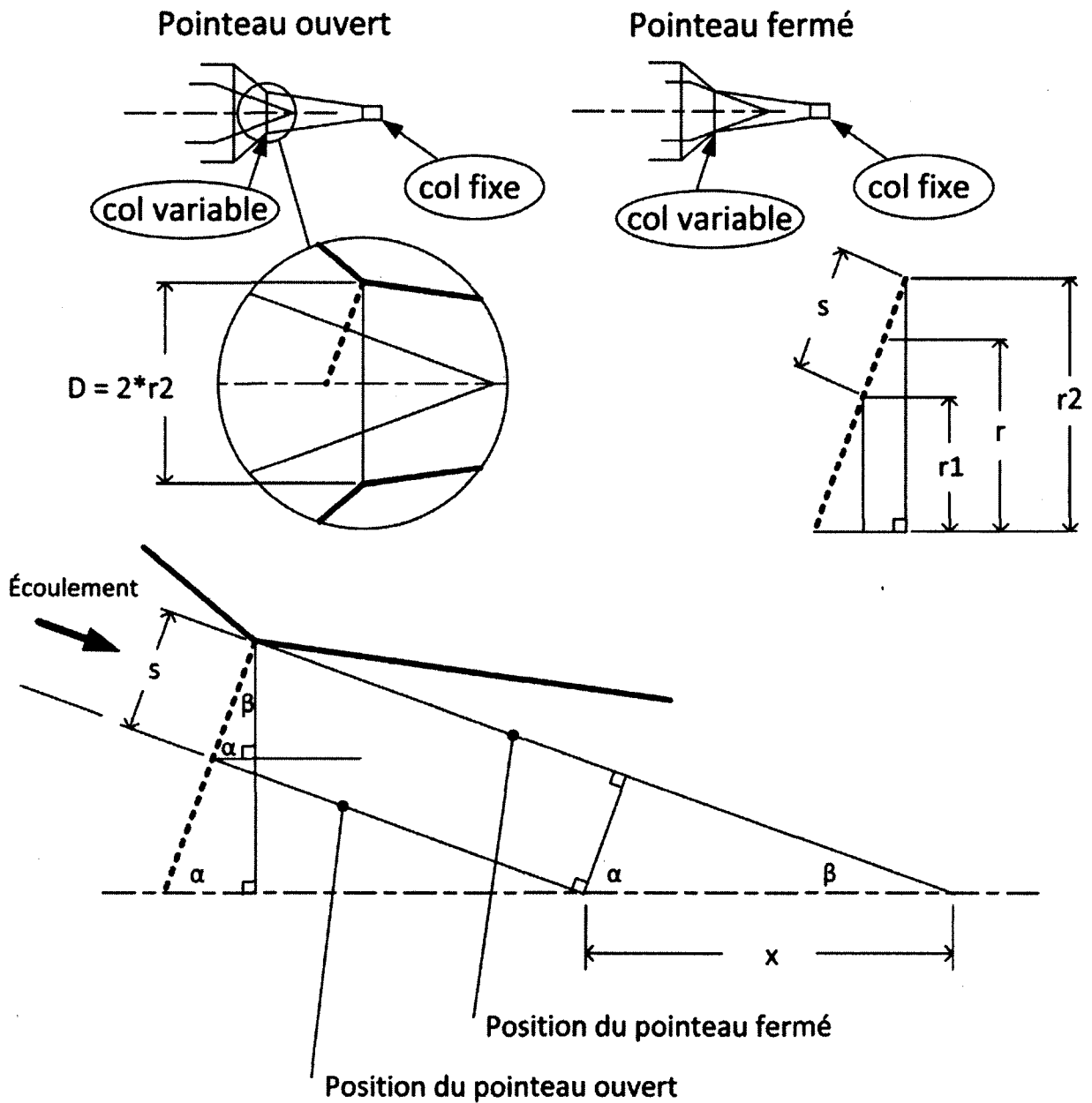


Figure 57 Aire du col variable

Le but de cette section est de créer une fonction de l'aire de passage pour le réfrigérant entre la surface du pointeau et la tuyère. Cette fonction doit avoir comme paramètre indépendant « l'ouverture » du pointeau « x », où $x = 0$ est la position du pointeau complètement fermé. L'aire de passage correspond à la surface d'un frustum, une tranche parallèle d'un cône. Voici les définitions nécessaires à cette démonstration :

A : L'aire recherchée qui correspond à s .

s : La longueur sur la pente du cône.

D : Le diamètre de la tuyère à l'endroit du col mobil. Ici, $D = 4.2102$ mm.

r, r_1, r_2 : Des rayons tel que montrés à la Figure 57

β : Le demi-angle du pointeau. Dans le banc d'essai $\beta = 20^\circ$

L'aire A est donnée par la suivante [20] :

$$A = 2\pi r s \quad (D.1)$$

$$r = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (D.2)$$

$$s = x \cdot \sin\beta \quad (D.3)$$

$$r_1 = \frac{D}{2} - s \cdot \cos\beta \quad (D.4)$$

$$r_2 = \frac{D}{2} \quad (D.5)$$

Insérons D.4 et D.5 dans D.2.

$$r = \frac{1}{2}(D - s \cdot \cos\beta) \quad (D.6)$$

Mettons D.6 et D.3 dans D.1.

$$A = \pi D x \sin\beta - \pi x^2 \sin^2\beta \cos\beta \quad (D.7)$$

Alors, dans le banc d'essai avec $D=4.2102$ mm et $\beta=20^\circ$, nous avons ...

$$A = 4.52381 x - 0.34533 x^2, \quad x \text{ en mm}, A \text{ en mm}^2 \quad (D.8)$$

Maintenant, sachant que le col fixe a une aire de 1.54 mm^2 , nous pourrions placer cette valeur dans l'équation D.8 afin de trouver la position du pointeau où les deux cols auraient la même aire.

$$1.54 = 4.52381 x - 0.34533 x^2$$

$$0.34533 x^2 - 4.52381 x + 1.54 = 0$$

Ceci est de la forme suivante,

$$ax^2 + bx + c = 0$$

où

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$x = \frac{-(-4.52381) \pm \sqrt{(-4.52381)^2 - 4(0.34533)(1.54)}}{2(0.34533)}$$

$$x = 0.3498 \text{ et } x = 12.75 \text{ mm}$$

Lorsque le pointeau est ouvert au delà d'une certaine valeur de x , la valeur de s est au maximum. Cette valeur de x est la suivante :

$$x = \frac{D/2}{\tan(\alpha)}$$

$$x = \frac{4.2101/2}{\tan(90^\circ - 20^\circ)}$$

$$x = 0.766 \text{ mm}$$

Alors, nous pouvons en conclure que $x = 0.35 \text{ mm}$ correspond à l'ouverture du pointeau où les deux cols ont la même aire. Une ouverture du pointeau plus que 0.35 mm laisse le col fixe limiter l'aire de passage à 1.54 mm^2 .

ANNEXE G projet_r134a_v9a.EES

"Christopher Reddick"
"CONCEPTION ET CONSTRUCTION D'UN SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION À ÉJECTEUR"
"Le 06 juillet, 2011."
"projet_r134a_v9a.EES"

"Le but principal de ce programme est de dimensionner la tuyauterie du circuit R134a pour le banc d'essai."
"Le but secondaire est d'approximer les débits de masse et de chaleur ainsi que le COP du banc d'essai."

"Hypothèses :"

- "1. Régime permanent."
- "2. Nous supposons que la valeur posée pour la température au séparateur sera proche à la valeur mesurée."
- "3. Nous supposons que le séparateur est 100% efficace dans la séparation du liquide et du gaz."
- "4. Détente isenthalpique dans la valve de détente traditionnelle."
- "5. L'enthalpie et la l'enthalpie totale sont presque égale au point 5. Cette hypothèse n'affecte pas le choix de tuyaux."

"Le lundi, 4 mai, 2009"

"Le jeudi, 14 mai, 2009 : Réviser"

"Le mardi 19 mai, 2009: Ajouter la densité et la vitesse de ligne."

"Le 20 mai, 2009 : Réviser"

"Le 25 mai, 2009 : incorporation de l'efficacité du compresseur dans le fichier."

"Le 10 juin, 2009 : Révisiter l'analyse de dimensionnement de tuyau. En réfrigération on utilise le diamètre extérieur à spécifier le tuyau."

"Le 16 juin, 2009: Définir d3_OD. Identifier les tuyaux par leur OD, selon la convention en réfrigération. Les plombiers etc utilise le nominal"

"Le 13 juillet, 2009 : Choisir 7/8 OD, ou 3/4 nominal, pour les lignes de gaz à basse pression."

" Des valves (réfrigération), accumulateur et voyant sont disponible en 7/8 OD, mais pas 3/4 OD."

"Le 23 juillet, 2009 : Choisir 5/8 OD, ou 1/2 nominal, afin de uniformiser les raccords entre la sortie du compresseur et l'entrée du condenseur."

"Ce compromis nous laissera une vitesse de ligne de décharge de 4.9 m/s, inférieur à la fourchette de 10 à 18 m/s proposée par ASHRAE."

"Utiliser la relation empirique proposée par Brunin et al (1997) et utilisé par Nehdi et al (2007)"

"Christopher Reddick"

"Première calcul du cycle avec R134a"

"Les valeurs retournées par la fonction Enthalpy() sont très proches aux valeurs de Cengel et Boles"

{

Définition des points, où chaque point correspond à l'état thermodynamique de R134a.

1. Entrée du compresseur
2. Sortie du compresseur
3. Sortie du condenseur et entrée primaire de l'éjecteur.
- 3b. Sortie de la tuyère motrice dans l'éjecteur.
4. Sortie de la zone de mélange dans l'éjecteur (Ce point n'est pas utilisé directement de ces calculs)
5. Sortie du diffuseur dans l'éjecteur
6. Sortie de gaz du séparateur.
7. Sortie liquide du séparateur et entrée au détendeur manuel.
8. Sortie du détendeur manuel et entrée à l'évaporateur.
9. Sortie de l'évaporateur et entrée du secondaire à l'éjecteur.
- 9b. Sortie du secondaire dans l'éjecteur.

}

"Dans la section suivante le but est de comparer les enthalpies calculées par EES avec les valeurs dans la graphique ASHRAE"

"Noter la différence entre la base de référence en EES par rapport à ASHRAE."

"Pour l'enthalpie ASHRAE = hf_EES + 148.14, en KJ/kg"

"Pour l'entropie: sf_ASHRAE = sf_EES + 0.7956, en KJ/kg*K"

{ Nomenclature

CD = condenseur
DE = détendeur
EV = évaporateur
CM = compresseur
SE = séparateur
EN = entrée
PR = Primaire de l'éjecteur

EAU = eau
EG = eau glycolée
R = R134a
R1 = R134a au primaire
R2 = R134a au secondaire
SO = sortie
SC = secondaire de l'éjecteur

L = liquide
T = Température
vi = Voltage
m_dot = débit massique
rho = densité (liquide)

G = gaz
P = Pression
Q = Puissance thermique
v_dot = débit volumétrique

}

T_CD = 40 "Température en Celsius au condenseur"
T_EV = -15 "Température en Celsius à l'évaporateur"
T_SE = -5 "Température en Celsius au séparateur"

"Information sur le diamètre des tuyaux et définition des points de référence."
"La numérotation de points et principalement pour le cycle qui utilise l'éjecteur."

"Point 1: Entrée du compresseur"

d1_od = 7/8 "Diamètre d1 en pouces: 3/4 nominal, 7/8 od., cuivre classe L"
d1 = 0.785 / 39.37 "d1 est le diamètre intérieur en mètres"

"Point 2: Sortie du compresseur"

d2_od = 5/8 "Diamètre d2 en pouces: 1/2 nominal, 5/8 od., cuivre classe L"
d2 = 0.545 / 39.37

"Point 3: Sortie du condenseur"

d3_CD_od = 1/2 "Diamètre entre la sortie du condenseur et l'entrée du receveur"
d3_CD = 0.430 / 39.37 "Diamètre d3_CD en pouces: 3/8 nominal, 1/2 od., cuivre classe L"

d3_od = 3/8 "Diamètre d3 en pouces: 1/4 nominal, 3/8 od. cuivre classe L"
d3 = 0.315 / 39.37

"Point 5: Sortie du diffuseur de l'éjecteur."

d5 = 1.265 / 39.37 "Diamètre d5 en pouces: Intérieur d'un tube 1 3/8 ACR"

"Point 6: Intérieur du séparateur."

"Cette information ne sert qu'à donner une approximation"

"de la vitesse du mélange de l'éjecteur lorsque dans le séparateur."

d6 = 4.5/39.37 "Diamètre d6 en pouces: Intérieur du séparateur."

"Point 7: Sortie du liquide à l'extrémité inférieur du séparateur"

"Noter : En 2011 ce tuyau a été changé à 5/8 od."

d7_od = d3_od
d7 = d3

"Point 8: Sortie de la valve de détente manuelle"

"Noter : En 2011 ce tuyau a été changé à 5/8 od."

d8_od = d3_od
d8 = d3

"Point 9: Sortie de l'évaporateur"

d9_od = d1_od

d9 = d1

d9c_od = d1_od

"Ligne de vapeur, mode classique."

"Information sur la vitesse de ligne suggérée: "

"Référence: 2006 ASHRAE HANDBOOK, REFRIGERATION"

"Lignes gaz: Aspiration (4.5 à 20 m/s), Décharge (10 à 18 m/s)"

"Lignes liquides: Entre condenseur et receveur (moins que 0.5 m/s)"

"Lignes liquides: Entre receveur et évaporateur (moins que 1.5 m/s)"

"Dimensions de tuyaux de cuivre, classe L, tirées du copper_tube_handbook.pdf"

"Un tuyau de d1_nom = 1 1/2 inch donne une vitesse v1=2.6 m/s" "Ligne d'aspiration au compresseur"

"Un tuyau de d1_nom = 1 1/4 inch donne une vitesse v1=3.7 m/s"

"Un tuyau de d1_nom = 1 inch donne une vitesse v1=5.6 m/s"

"Un tuyau de d1_nom = 3/4 inch donne une vitesse v1=9.5 m/s"

"Un tuyau de d1_nom = 5/8 inch donne une vitesse v1=13.22 m/s"

"Un tuyau de d1_nom = 1/2 inch donne une vitesse v1=19.72 m/s"

"Un tuyau de d2_nom = 3/4 inch donne une vitesse v2=2.4 m/s"

"Un tuyau de d2_nom = 5/8 inch donne une vitesse v2=3.3 m/s"

"Un tuyau de d2_nom = 1/2 inch donne une vitesse v2=4.9 m/s"

"Un tuyau de d2_nom = 3/8 inch donne une vitesse v2=7.9 m/s"

"Un tuyau de d2_nom = 1/4 inch donne une vitesse v2=15.38 m/s"

"Un tuyau de d3_nom = 5/8 inch donne une vitesse v3=0.14 m/s"

"Un tuyau de d3_nom = 1/2 inch donne une vitesse v3=0.21 m/s"

"Un tuyau de d3_nom = 3/8 inch donne une vitesse v3=0.33 m/s"

"Un tuyau de d3_nom = 1/4 inch donne une vitesse v3=0.62 m/s"

"Conclusions sur l'étude de diamètres:"

"Noter que le prix et la disponibilité des composantes pourraient modifier ces valeurs"

"a) Pour les lignes de gaz (1, 6, 5c), basse pression, utiliser 7/8 OD, nominal 3/4 inch (0.785 ID, cuivre, classe L)"

"b) Pour la décharge du compresseur (2): Utiliser 3/8 OD, nominal 1/4 inch (0.315 ID, cuivre - classe L)"

"c) Pour la ligne entre condenseur et receveur (3_CD): Utiliser 1/2 OD, nominal 3/8 inch (0.430 ID, cuivre, classe L)"

"d) Pour les lignes liquides (3, 4c, 7, 8): Utiliser 3/8 OD, nominal 1/4 inch (0.315 intérieur, cuivre - classe L)"

"e) En 2011, la ligne 7 et la ligne 8 ont été changée à 5/8 OD (0.545 intérieur, cuivre - classe L)"

"f) Bien que noté classe L dans ce programme de conception, le montage utilise classe ACR."

"Tenir compte du fait que le compresseur n'est pas isentropique."

TAU_CM = P2/P1

"Brunin et al., 1997"

ETA_CM = 0.871 - 0.0135 * TAU_CM

"CD = CONDENSEUR, CM = COMPRESSEUR"

h1 = Enthalpy(R134a, T=T_SE, x=1)

"Entrée du compresseur"

s1 = Entropy(R134a, T=T_SE, x=1)

P1 = Pressure(R134a, T=T_SE, x=1)

rho_1=Density(R134a, T=T_SE, x=1)

v1 = m_dot_CD * 4 / (rho_1 * Pi * d1**2)

h7 = Enthalpy(R134a, T=T_SE, x=0)

"Liquide qui sort du séparateur"

s7 = Entropy(R134a, T=T_SE, x=0)

P7 = Pressure(R134a, T=T_SE, x=0)

rho_7 = Density(R134a, T=T_SE, x=0)

v7 = m_dot_EV * 4 / (rho_7 * Pi * d7**2)

$h8 = h7$
 $x8 = \text{Quality}(R134a, T=T_EV, h=h8)$
 $s8 = \text{Entropy}(R134a, T=T_EV, h=h8)$
 $\rho_{8_f} = \text{Density}(R134a, T=T_EV, X=0)$
 $\rho_{8_g} = \text{Density}(R134a, T=T_EV, X=1)$
 $\rho_{8} = \rho_{8_f} * (1-x8) + \rho_{8_g} * x8$
 $v8 = m_dot_EV * 4 / (\rho_{8} * PI * d8^{**2})$

"Détendeur isenthalpique"

$h9 = \text{Enthalpy}(R134a, T=T_EV, x=1)$
 $s9 = \text{Entropy}(R134a, T=T_SE, x=1)$
 $P9 = \text{Pressure}(R134a, T=T_EV, x=1)$
 $\rho_{9} = \text{Density}(R134a, T=T_EV, x=1)$
 $v9 = m_dot_EV * 4 / (\rho_{9} * PI * d9^{**2})$

"Sortie de l'évaporateur"

$s2 = s1$
 $P2 = P3$
 $h2s = \text{Enthalpy}(R134a, P=P2, s=s2)$
 $T2s = \text{Temperature}(R134a, P=P2, s=s2)$
 $\rho_{2s} = \text{Density}(R134a, T=T2s, P=P2)$
 $v2s = m_dot_CD * 4 / (\rho_{2s} * PI * d2^{**2})$

"Compression isentropique"

$h2 = h1 + (h2s - h1)/ETA_CM$
 $T2 = \text{Temperature}(R134a, P= P2, h = h2)$
 $\rho_{2} = \text{Density}(R134a, T=T2, P=P2)$
 $v2 = m_dot_CD * 4 / (\rho_{2} * PI * d2^{**2})$

"Compression réelle"

$P3 = \text{Pressure}(R134a, T=T_CD, x=0)$
 $s3 = \text{Entropy}(R134a, T=T_CD, x=0)$
 $h3 = \text{Enthalpy}(R134a, T=T_CD, x=0)$
 $\rho_{3} = \text{Density}(R134a, T=T_CD, x=0)$
 $v3_CD = m_dot_CD * 4 / (\rho_{3} * PI * d3_CD^{**2})$
 $v3 = m_dot_CD * 4 / (\rho_{3} * PI * d3^{**2})$

"Sortie du condenseur"

$\mu_{3} = \text{Viscosity}(R134a, T=T_CD, P=1000)$

"Estimer la viscosité au débitmètre"

$s3b = s3$
 $P3b = P9$

"Sortie de la tuyère, évolution isentropique"

"Supposition: $P_sortie_tuyère = P_sortie_evaporateur$ "

$h3b = \text{Enthalpy}(R134a, P=P3b, s=s3b)$
 $x3b = \text{Quality}(R134a, P=P3b, s=s3b)$
 $T3b4 = \text{Temperature}(R134a, P=P3b, s=s3b)$

$Q_dot_EV = 5$
 $Q_dot_CD = m_dot_CD * (h2 - h3)$
 $Q_dot_EV = m_dot_EV * (h9 - h8)$

"La charge frigorifique à l'évaporateur est 5kw"

"Energie échangée au condensateur"

"Energie échangée à l'évaporateur"

$Q_dot_CM = m_dot_CD * (h2 - h1)$
 isentropique"

"Travail fait par le compresseur. Évolution"

$Q_dot_CD = Q_dot_EV + Q_dot_CM$

"Bilan d'énergie globale"

"Dans le suivant nous supposant que la pression et la température à la sortie du diffuseur"

"sont presque identiques à celles dans le séparateur."

$m_dot_5 = m_dot_EV + m_dot_CD$

"Bilan de masse autour de l'éjecteur"

$m_{\text{dot_EV}} * h_9 + m_{\text{dot_CD}} * h_3 = m_{\text{dot_5}} * h_5$
égale à h_{5_total} ."

"Bilan d'énergie autour de l'éjecteur"
"Ici nous supposons que h_5 est presque

$x_5 = \text{Quality}(R134a, T=T_SE, h=h_5)$
 $T_5 = T_SE$

"Ici on montre la supposition que $T_5 = T_6 = T_SE$ "

$P_5 = \text{Pressure}(R134a, T=T_SE, x=x_5)$
 $s_5 = \text{Entropy}(R134a, T=T_SE, x=x_5)$

$\rho_{5_f} = \text{Density}(R134a, T=T_SE, x=0)$
 $\rho_{5_g} = \text{Density}(R134a, T=T_SE, x=1)$
 $\rho_{5_m} = \rho_{5_f} * (1-x_5) + \rho_{5_g} * x_5$
 $v_5 = m_{\text{dot_5}} * 4 / (\rho_{5_m} * \text{PI} * d_5^2)$

$h_6 = \text{Enthalpy}(R134a, T=T_SE, x=1)$
 $s_6 = \text{Entropy}(R134a, T=T_SE, x=1)$

"Séparateur supposé 100% efficace."

$\text{COP} = Q_{\text{dot_EV}} / Q_{\text{dot_CM}}$
du compresseur"

"COP_refrigeration = charge frigorifique / énergie

.....
"Cette section vise à permettre une vérification avec la graphique ASHRAE de Pression versus Enthalpy"

$h_{1_ASHRAE} = h_1 + 148.14$
 $h_{2_ASHRAE} = h_2 + 148.14$
 $h_{3_ASHRAE} = h_3 + 148.14$
 $h_{3b_ASHRAE} = h_{3b} + 148.14$

$h_{5_ASHRAE} = h_5 + 148.14$
 $h_{6_ASHRAE} = h_6 + 148.14$
 $h_{7_ASHRAE} = h_7 + 148.14$
 $h_{8_ASHRAE} = h_8 + 148.14$
 $h_{9_ASHRAE} = h_9 + 148.14$

$s_{1_ASHRAE} = s_1 + 0.7956$
 $s_{2_ASHRAE} = s_2 + 0.7956$
 $s_{3_ASHRAE} = s_3 + 0.7956$
 $s_{3b_ASHRAE} = s_{3b} + 0.7956$

$s_{5_ASHRAE} = s_5 + 0.7956$
 $s_{6_ASHRAE} = s_6 + 0.7956$
 $s_{7_ASHRAE} = s_7 + 0.7956$
 $s_{8_ASHRAE} = s_8 + 0.7956$
 $s_{9_ASHRAE} = s_9 + 0.7956$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

COP = 3.812

d2 = 0.01384 [m]

d3cd = 0.01092 [inch]

d5 = 0.03213 [m]

d7od = 0.375 [inch]

d9 = 0.01994 [m]

ε_{EM} = 0.8146

h2 = 284.1 [kJ/kg]

h3 = 108.3 [kJ/kg]

h3ASHRAE = 256.4 [kJ/kg]

h6 = 247.6 [kJ/kg]

h7ASHRAE = 193.3 [kJ/kg]

h9 = 241.5 [kJ/kg]

m5 = 0.06136 [kg/s]

P1 = 243.5 [kPa]

P3b = 164 [kPa]

P9 = 164 [kPa]

Q_{ev} = 5 [kW]ρ_{2s} = 48.28 [kg/m³]ρ_{5i} = 1311 [kg/m³]ρ₈ = 1259 [kg/m³]ρ₉ = 8.288 [kg/m³]

s2 = 0.9345 [kJ/kg-K]

s3b = 0.3949 [kJ/kg-K]

s5 = 0.8213 [kJ/kg-K]

s6ASHRAE = 1.73 [kJ/kg-K]

s8 = 0.1809 [kJ/kg-K]

s9ASHRAE = 1.73 [kJ/kg-K]

T3b4 = -15 [°C]

Tcd = 40 [°C]

v1 = 9.523 [m/s]

v3 = 0.8227 [m/s]

v7 = 0.3862 [m/s]

x3b = 0.3265

d1 = 0.01994 [m]

d2od = 0.625 [inch]

d3cdod = 0.5 [inch]

d6 = 0.1143 [m]

d8 = 0.008001 [m]

d9cod = 0.875 [inch]

h1 = 247.6 [kJ/kg]

h2s = 277.3 [kJ/kg]

h3b = 100.4 [kJ/kg]

h5 = 183.6 [kJ/kg]

h6ASHRAE = 395.7 [kJ/kg]

h8 = 45.15 [kJ/kg]

h9ASHRAE = 389.7 [kJ/kg]

mcd = 0.0359 [kg/s]

P2 = 1017 [kPa]

P5 = 243.5 [kPa]

Q_{cd} = 6.312 [kW]ρ₂ = 12.07 [kg/m³]ρ₃ = 1147 [kg/m³]ρ_{8g} = 12.07 [kg/m³]ρ_{8i} = 1343 [kg/m³]

s1 = 0.9345 [kJ/kg-K]

s2ASHRAE = 1.73 [kJ/kg-K]

s3bASHRAE = 1.191 [kJ/kg-K]

s5ASHRAE = 1.417 [kJ/kg-K]

s7 = 0.1798 [kJ/kg-K]

s8ASHRAE = 0.9765 [kJ/kg-K]

T2 = 51.56 [°C]

T5 = -5 [°C]

Tev = -15 [°C]

v2 = 5.138 [m/s]

v3cd = 0.3342 [m/s]

v8 = 0.4022 [m/s]

x5 = 0.585

d1od = 0.875 [inch]

d3 = 0.008001 [m]

d3od = 0.375 [inch]

d7 = 0.008001 [m]

d8od = 0.375 [inch]

d9od = 0.875 [inch]

h1ASHRAE = 395.7 [kJ/kg]

h2ASHRAE = 432.2 [kJ/kg]

h3bASHRAE = 248.5 [kJ/kg]

h5ASHRAE = 311.7 [kJ/kg]

h7 = 45.15 [kJ/kg]

h8ASHRAE = 193.3 [kJ/kg]

μ₈ = 0.00001267 [kg/(m*s)]m_{ev} = 0.02546 [kg/s]

P3 = 1017 [kPa]

P7 = 243.5 [kPa]

Q_{cm} = 1.312 [kW]ρ₂ = 46.43 [kg/m³]ρ₃ = 551.2 [kg/m³]ρ₇ = 1311 [kg/m³]ρ_{8g} = 8.288 [kg/m³]

s1ASHRAE = 1.73 [kJ/kg-K]

s3 = 0.3949 [kJ/kg-K]

s3ASHRAE = 1.191 [kJ/kg-K]

s6 = 0.9345 [kJ/kg-K]

s7ASHRAE = 0.9754 [kJ/kg-K]

s9 = 0.9345 [kJ/kg-K]

T2s = 45.36 [°C]

ω_{cm} = 4.177T_{8E} = -5 [°C]

v2s = 4.941 [m/s]

v5 = 0.1373 [m/s]

v9 = 9.84 [m/s]

x8 = 0.06289

ANNEXE H 29_mai_2011_MODE_CONVENTIONNEL_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES

"Christopher Reddick"

"CONCEPTION, CONSTRUCTION ET ANALYSE D'UN SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION À ÉJECTEUR"

"Le 25 août, 2011."

"29_mai_2011_MODE_CONVENTIONNEL_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES"

"Le but principal de ce programme est de faire un bilan d'énergie et de masse et de calculer le COP en mode conventionnel."

"Dans la section suivante le but est de comparer les enthalpies calculées par EES avec les valeurs dans la graphique ASHRAE"

"Pour l'enthalpie ASHRAE = hf_EES + 148.14, en KJ/kg "

"Pour l'entropie: sf_ASHRAE = sf_EES + 0.7956, en KJ/kg*K "

{
Pendant le mois de mai 2011 trois éléments chauffants ont été installé entre la sortie du séparateur et l'entrée du compresseur.

Voici les résistances, mesurées à 21°C le 02 mai. RE1 = 23.85 ohms, RE2 = 36.46 ohms, RE3 = 24.95 ohms. RE1 et RE2 sont installées en parallèle et connectées à un rhéostat. RE3 est connectée à une deuxième rhéostat.

Consignes du 29 mai, 2011.

CONSIGNES:

SENTRA : 34 pour EC1 à EC11

Compresseur CARLYLE : 35 hz

PANASONIC KT4 : 27.8°C pour EC1 à EC6 28.0°C pour EC7 à EC15

Cibles : -5°C R134a à l'entrée de l'évaporateur, 40°C R134a à la sortie du condenseur.

Eau 4 USGPM, Eau glycolée 5 USGPM

EC1 : 1h 20 min en marche... EC15 : 50h38 min en marche

Cibles : -5°C R134a à l'entrée de l'évaporateur, 40°C R134a à la sortie du condenseur.

Eau 4 USGPM, Eau glycolée 5 USGPM

Les données de l'essai EC1 à EC15 sont RUN1 à RUN15 dans la table.

Les données CORRIGÉES sont dans le fichier Excel

EJECTEUR 29 mai 2011 v1 avec analyse r5.xls

}

{
Noter : Le jeudi 03 février et le vendredi 04 février 2011 nous avons engagé un frigoriste (Michel Auger) de BeaudinLeProhon afin d'effectuer des modifications sur le banc d'essai.

Voici les modifications :

- a) Enlèvement des deux débitmètres Pelton (McMilan Co. 107 Flo-Sen, commandé de Cole Parmer), visant à éliminer les chutes de pression associées avec ces unités.

- b) À la sortie du séparateur, installation d'une nouvelle valve (SWAGELOK 6BG) en parallèle avec la valve à aiguille (PARKER 6A-NLL-NE-SS-V), en vue de minimiser la différence de pression entre la sortie du séparateur et l'entrée de l'évaporateur.
- c) Changement de la tuyauterie pour le circuit à R134a afin de placer l'accumulateur en amont du compresseur. C'est à dire, protéger le compresseur du liquide dans n'importe quel mode d'opération.
- d) Sur le séparateur, relier le point supérieur de l'indicateur de niveau au couvercle du séparateur. Ici on vise à éliminer les bulles dans le tube en verre lors l'éjecteur est utilisé.
- e) Remplacement du séparateur d'huile défectueux REFRIGERATION RESEARCH 8409 avec une unité de HENRY, un AC&R S-5885

}

{

Hypothèses:

- 1) Régime permanent.
- 2) Évolution à pression constante dans l'évaporateur, P_EV_R_SO.
- 3) La pression à la sortie du condenseur est la pression de saturation de la température mesurée à la sortie.
Noter que cette hypothèse implique qu'il n'y a pas de sous-refroidissement au condenseur
- 4) Tuyaux et équipements bien isolés (adiabatique)
- 5) Détente isenthalpique entre la sortie du condenseur jusqu'à l'entrée de de la valve de détente traditionnelle.
- 5) Détente isenthalpique dans la valve de détente traditionnelle.
- 6) Chute de pression négligeable entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur.

Notes:

- 1) Les enthalpies calculées par EES seront modifiées afin d'avoir la même base que celle de ASHRAE.

}

{ Nomenclature

CD	= condenseur	EAU	= eau
DE	= détenteur	EG	= eau glycolée
EV	= évaporateur	R	= R134a
CM	= compresseur	R1	= R134a au primaire
SE	= separateur	R2	= R134a au secondaire
EN	= entrée	SO	= sortie
PR	= Primaire de l'éjecteur	SC	= secondaire de l'éjecteur
EJ	= éjecteur		
L	= liquide	G	= gaz
T	= Température	P	= Pression
vi	= Voltage	Q	= Puissance thermique
m_dot	= débit massique	W	= Puissance mécanique, travail
rho	= densité (liquide)	v_dot	= débit volumétrique
h	= enthalpie	s	= entropie
x	= le titre	re	= resistance électrique

x1 = le titre, où l'on suppose que le titre est 1.

C25 = débitmètre MICROMOTION modèle C25

omega = débit massique au secondaire divisé par le débit massique au primaire

tot = total, comme enthalpie total

}

"La section de code suivante est nécessaire afin de convertir les mesures en psia en kPa."

P_CD_R_EN = P_CD_R_EN_psia * 101.325/14.69 [kPa]
P_EV_R_SO = P_EV_R_SO_psia * 101.325/14.69 [kPa]
P_SE = P_SE_psia * 101.325/14.69 [kPa]

"CONDENSEUR ET ÉVAPORATEUR"

```
{  
  Courbe de calibration faite avec R134a le 15 décembre 2010.  
  Pour le débit massique de R134a passant dans le condenseur, nous utilisons le MICROMOTION C25.  
  Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire m_dot_C25 directement comme une donnée  
  et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE.  
  m_dot_C25 = 14.374 * v1_C25_R - 13.741 [g/s]  
}
```

"CONDENSEUR"

m_dot_CD_R = m_dot_C25
h_CD_R_EN = Enthalpy(R134a, T = T_CD_R_EN , P = P_CD_R_EN) + 148.14 [kJ/kg]
h_CD_R_SO = Enthalpy(R134a, T = T_CD_R_SO , x=0) + 148.14 [kJ/kg]
P_CD_SO = Pressure(R134a, T = T_CD_R_SO , x=0)
s_CD_R_SO = Entropy(R134a, T = T_CD_R_SO , x=0) + 0.7956
Q_CD_R = (m_dot_CD_R / 1000) * (h_CD_R_EN - h_CD_R_SO)

"Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire v_dot_CD_EAU_USGPM directement comme une donnée"
"et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE"

"v_dot_CD_EAU_USGPM = 1.724 * v1_CD_EAU - 0.9271 [USGPM]"

"Q_CD_EAU = v_dot_CD_EAU_USGPM * 3.7854 * 0.99572 * 4.178 /60 *(T_CD_EAU_SO - T_CD_EAU_EN) "

Q_CD_EAU = v_dot_CD_EAU_USGPM * 3.7854 * (rho_EAU/1000) * Cp_EAU /60 *(T_CD_EAU_SO - T_CD_EAU_EN)

"Où 3.7854 est le nombre de Litres dans 1 USG."

"La densité de l'eau s'applique au débitmètre à l'entrée du condenseur."

rho_EAU = Density(Water, T= T_CD_EAU_EN, x = 0)
Cp_EAU = Cp(Water, T=(T_CD_EAU_EN + T_CD_EAU_SO)/2 , x = 0)

"EVAPORATEUR"

m_dot_EV_R = m_dot_C25

h_EV_R_EN = h_CD_R_SO

s_EV_R_EN = Entropy(R134a, T = T_EV_R_EN , h = h_EV_R_EN - 148.14) + 0.7956

$$x_{EV_EN} = \text{Quality}(R134a, T = T_{EV_R_EN} , h = h_{EV_R_EN} - 148.14)$$

$$h_{EV_R_SO} = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{EV_R_SO}, P = P_{EV_R_SO}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$Q_{EV_R} = (m_{\text{dot}}_{EV_R} / 1000) * (h_{EV_R_SO} - h_{EV_R_EN})$$

"Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire v_dot_EV_EG_USGPM directement comme une donnée"
 "et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE"

$$"v_{\text{dot}}_{EV_EG_USGPM} = 1.8321 * v_{l_EV_EG} - 1.012 \quad [\text{USGPM}]"$$

"Explication des termes dans le calcul de Q_EV_EG."

" 3.7854 Litres/USG"

" 1.0668 kg/Litre est la densité d'un mélange de 40% d'eau glycolée à 0°C."

" 3.401 kJ/(kg*°C) est la chaleur spécifique du mélange de 40% d'eau glycolée à 0°C."

" 60 secondes/minutes"

$$Q_{EV_EG} = v_{\text{dot}}_{EV_EG_USGPM} * 3.7854 * 1.0668 * 3.401 / 60 * (T_{EV_EG_EN} - T_{EV_EG_SO})$$

"ÉJECTEUR"

"L'éjecteur n'est pas utilisé en mode conventionnel."

"COMPRESSEUR"

$$P_{CM_R_EN} = P_{EV_R_SO} \quad \text{"Supposition que la chute de pression est négligeable ici."}$$

$$h_{CM_R_EN} = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{CM_R_EN} , P = P_{CM_R_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

"Les lignes suivantes sont des vérifications du choix de comment on calcule l'enthalpie h_CM_R_EN"

$$h_{CM_R_EN_T_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, x = 1, T = T_{CM_R_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{CM_R_EN_P_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, x = 1, P = P_{CM_R_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{CM_R_SO} = h_{CD_R_EN}$$

$$Q_{CM} = m_{\text{dot}}_{C25} / 1000 * (h_{CM_R_SO} - h_{CM_R_EN})$$

"Les lignes suivantes nous donnent une façon de quantifier la qualité de notre bilan d'énergie."

"En mode CONVENTIONNEL il n'y a pas de Q_re, mais nous allons l'utiliser ici afin de rester très"

"compatible avec le fichier 29_mai_2011_MODE_EJECTEUR_INCERTITUDE_CORRIGE_R4.EES"

$$Q_{EV_EG_re_CM} = Q_{EV_EG} + Q_{CM} \quad \text{"côté source, puissance rajoutée"}$$

$$Q_{EV_R_re_CM} = Q_{EV_R} + Q_{CM} \quad \text{"côté réfrigérant, puissance rajoutée"}$$

$$Q_{bilan_R} = Q_{EV_R_re_CM} - Q_{CD_R}$$

$$Q_{bilan_EG_EAU} = Q_{EV_EG_re_CM} - Q_{CD_EAU}$$

"Lorsque le COP est calculé avec Q_CM, utilison COP_CM"

$$COP_{R_CM} = Q_{EV_R} / Q_{CM}$$

$$COP_{EG_CM} = Q_{EV_EG} / Q_{CM}$$

Parametric Table: Table 4(copy)

	T _{CM,R,EN} [°C]	T _{CD,R,EN} [°C]	T _{CD,R,SO} [°C]	T _{EV,R,EN} [°C]	T _{EV,R,SO} [°C]	T _{EV,SO,SO} [°C]	T _{EV,SO,EN} [°C]	T _{CD,EAU,EN} [°C]	T _{CD,EAU,SO} [°C]
Run 1	3.5	66.1	39.4	-6.1	0.4	-1.71	1.46	28.56	32.9
Run 2	3.9	68.3	39.5	-5.6	0.5	-1.22	1.94	28.52	32.96
Run 3	4.4	71.1	39.5	-5.7	1.1	-1.19	1.91	28.52	32.96
Run 4	4.3	72.2	39.6	-5.7	0.5	-1.28	1.8	28.56	32.99
Run 5	4.2	72.4	39.5	-5.9	0.5	-1.23	1.82	28.55	32.97
Run 6	4.3	72.5	39.5	-6	0.8	-1.17	1.89	28.55	32.93
Run 7	4.4	72.7	39.7	-5.9	0.3	-1.14	1.9	28.77	33.11
Run 8	4.4	72.7	39.7	-6	0.9	-1.1	1.95	28.77	33.1
Run 9	4.4	72.7	39.7	-5.9	0.1	-1.15	1.9	28.79	33.13
Run 10	4.5	72.8	39.7	-6	0.9	-1.05	1.99	28.78	33.11
Run 11	4.4	72.8	39.7	-6	1	-1.09	1.95	28.78	33.11
Run 12	4.7	73.2	39.6	-6.2	1.3	-1.16	1.87	28.77	33.04
Run 13	4.9	73.3	39.6	-6.2	1.5	-1.06	1.96	28.78	33.07
Run 14	4.8	73.4	39.6	-6.2	1.5	-1.1	1.93	28.75	32.99
Run 15	4.9	73.5	39.6	-6.2	1.5	-1.05	1.97	28.75	33

Parametric Table: Table 4(copy)

	T _{SE,L} [°C]	V _{CM,R} [volt]	V _{CD,EAU} [volt]	V _{EV,SO} [volt]	P _{EV,R,SO,peis} [peis]	P _{SE,peis} [peis]	P _{CD,R,EN,peis} [peis]	P _{EV,R,SO} [kPa]	P _{SE} [kPa]	P _{CD,SO} [kPa]
Run 1	18.9	2.74	3.02	3.29	34.1	79.7	160.9	235.2	549.7	1001
Run 2	19.5	2.77	3.01	3.3	34.7	81.2	161.7	239.3	560.1	1004
Run 3	20.3	2.7	3.01	3.29	34.6	83.4	161.5	238.7	575.3	1004
Run 4	20.8	2.69	3.01	3.3	34.6	85.2	161.6	238.7	587.7	1006
Run 5	21.3	2.68	3.02	3.29	34.5	86.7	161.4	238	598	1004
Run 6	21.3	2.68	3.02	3.3	34.4	87	161.2	237.3	600.1	1004
Run 7	21.5	2.68	3.05	3.29	34.5	87.6	162	238	604.2	1009
Run 8	21.5	2.68	3.05	3.29	34.4	87.7	161.9	237.3	604.9	1009
Run 9	21.5	2.68	3.05	3.29	34.4	87.7	162.1	237.3	604.9	1009
Run 10	21.6	2.68	3.05	3.29	34.4	87.8	162	237.3	605.6	1009
Run 11	21.6	2.68	3.05	3.29	34.4	87.9	161.9	237.3	606.3	1009
Run 12	21.6	2.65	3.11	3.28	34.2	83.8	162	235.9	440.1	1006
Run 13	21.7	2.65	3.11	3.29	34.2	83.9	162.1	235.9	440.8	1006
Run 14	21.8	2.65	3.21	3.29	34.2	83.9	161.8	235.9	440.8	1006
Run 15	22	2.65	3.1	3.29	34.2	83.9	161.8	235.9	440.8	1006

Parametric Table: Table 4(copy)

	V _{CD,EAU,USGPM} [usgpm]	V _{EV,SO,USGPM} [usgpm]	CP _{EAU} [kJ/(kg°C)]	ρ _{EAU} [kg/m³]	m _{CD} [g/s]	h _{CD,R,EN} [kJ/kg]	h _{CD,R,SO} [kJ/kg]	h _{EV,R,EN} [kJ/kg]
Run 1	4.279	5.018	4.183	996	25.64	446.1	255.5	255.5
Run 2	4.262	5.034	4.183	996.1	26.07	448.4	255.7	255.7
Run 3	4.262	5.016	4.183	996.1	25.07	451.4	255.7	255.7
Run 4	4.262	5.034	4.183	996	24.93	452.5	255.8	255.8
Run 5	4.279	5.016	4.183	996	24.78	452.8	255.7	255.7
Run 6	4.279	5.034	4.183	996	24.78	452.9	255.7	255.7
Run 7	4.331	5.016	4.183	996	24.78	453	256	256
Run 8	4.331	5.016	4.183	996	24.78	453	256	256
Run 9	4.331	5.016	4.183	996	24.78	453	256	256
Run 10	4.331	5.016	4.183	996	24.78	453.1	256	256
Run 11	4.331	5.016	4.183	996	24.78	453.1	256	256
Run 12	4.435	4.997	4.183	996	24.35	453.5	255.8	255.8

Parametric Table: Table 4(copy)

	$\dot{V}_{CD,EAU,USOPM}$ [usgpm]	$\dot{V}_{EV,EO,USOPM}$ [usgpm]	$C_{P,EAU}$ [kJ/(kg·°C)]	ρ_{EAU} [kg/m ³]	\dot{m}_{CS} [g/s]	$h_{CD,R,EN}$ [kJ/kg]	$h_{CD,R,SO}$ [kJ/kg]	$h_{EV,R,EN}$ [kJ/kg]
Run 13	4.435	5.016	4.183	996	24.35	453.6	255.8	255.8
Run 14	4.607	5.016	4.183	996	24.35	453.8	255.8	255.8
Run 15	4.417	5.016	4.183	996	24.35	453.9	255.8	255.8

Parametric Table: Table 4(copy)

	$h_{EV,R,SO}$ [kJ/kg]	$h_{CM,R,EN}$ [kW]	$h_{CM,R,EN,T,BAT}$ [kJ/kW]	$h_{CM,R,EN,P,BAT}$ [kJ/kg]	$h_{CM,R,SO}$ [kJ/kg]	$s_{CD,R,SO}$ [kJ/kg-K]	$s_{EV,R,EN}$ [kJ/kg-K]	$x_{EV,EN}$	$Q_{EV,R}$ [kW]
Run 1	400.6	403.3	400.7	395.1	446.1	1.188	1.208	0.3135	3.72
Run 2	400.8	403.5	400.9	395.4	448.4	1.188	1.209	0.3115	3.778
Run 3	401.1	404	401.2	395.4	451.4	1.188	1.209	0.312	3.646
Run 4	400.6	403.9	401.1	395.4	452.5	1.189	1.209	0.3128	3.609
Run 5	400.6	403.8	401.1	395.3	452.8	1.188	1.209	0.3131	3.592
Run 6	400.9	403.9	401.1	395.3	452.9	1.188	1.209	0.3137	3.599
Run 7	400.4	404	401.2	395.3	453	1.189	1.21	0.3146	3.58
Run 8	401	404	401.2	395.3	453	1.189	1.21	0.3151	3.593
Run 9	400.3	404	401.2	395.3	453	1.189	1.21	0.3146	3.576
Run 10	401	404.1	401.2	395.3	453.1	1.189	1.21	0.3151	3.593
Run 11	401.1	404	401.2	395.3	453.1	1.189	1.21	0.3151	3.595
Run 12	401.4	404.3	401.4	395.2	453.5	1.189	1.21	0.3155	3.544
Run 13	401.5	404.5	401.5	395.2	453.6	1.189	1.21	0.3155	3.548
Run 14	401.5	404.4	401.4	395.2	453.8	1.189	1.21	0.3155	3.548
Run 15	401.5	404.5	401.5	395.2	453.9	1.189	1.21	0.3155	3.548

Parametric Table: Table 4(copy)

	$Q_{EV,EO}$ [kW]	$Q_{CD,R}$ [kW]	$Q_{CD,EAU}$ [kW]	Q_{CM} [kW]	$Q_{EV,EO,R,CM}$ [kW]	$Q_{EV,R,R,CM}$ [kW]	$Q_{Diss,EO,EAU}$ [kW]	$Q_{Diss,R}$ [kW]	$COP_{EO,CM}$
Run 1	3.64	4.886	4.882	1.098	4.737	4.817	-0.1445	-0.06881	3.316
Run 2	3.641	5.023	4.975	1.169	4.81	4.946	-0.1646	-0.0769	3.116
Run 3	3.559	4.908	4.975	1.188	4.747	4.834	-0.2273	-0.07174	2.996
Run 4	3.549	4.904	4.963	1.212	4.761	4.822	-0.2019	-0.08215	2.927
Run 5	3.502	4.884	4.972	1.213	4.715	4.804	-0.2573	-0.07948	2.888
Run 6	3.526	4.887	4.927	1.213	4.739	4.812	-0.1877	-0.07516	2.906
Run 7	3.49	4.883	4.941	1.215	4.705	4.795	-0.2358	-0.08608	2.874
Run 8	3.502	4.883	4.93	1.214	4.716	4.808	-0.2131	-0.07516	2.884
Run 9	3.502	4.882	4.941	1.214	4.716	4.79	-0.225	-0.09235	2.885
Run 10	3.49	4.885	4.93	1.215	4.705	4.808	-0.2244	-0.0773	2.874
Run 11	3.49	4.886	4.93	1.217	4.708	4.813	-0.222	-0.07301	2.888
Run 12	3.466	4.814	4.978	1.199	4.685	4.743	-0.3133	-0.07169	2.891
Run 13	3.467	4.817	5.001	1.197	4.684	4.745	-0.3368	-0.07169	2.897
Run 14	3.479	4.82	5.135	1.202	4.681	4.751	-0.4533	-0.06958	2.893
Run 15	3.467	4.823	4.935	1.203	4.67	4.751	-0.2641	-0.07169	2.883

Parametric Table: Table 4(copy)

	$COP_{R,CM}$
Run 1	3.389
Run 2	3.232
Run 3	3.069
Run 4	2.977
Run 5	2.962

Parametric Table: Table 4(copy)

	COP_{R,CM}
Run 6	2.966
Run 7	2.947
Run 8	2.959
Run 9	2.948
Run 10	2.958
Run 11	2.954
Run 12	2.956
Run 13	2.964
Run 14	2.951
Run 15	2.95

ANNEXE I 29_mai_2011_MODE_EJECTEUR_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES

"Christopher Reddick"

"CONCEPTION, CONSTRUCTION ET ANALYSE D'UN SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION À ÉJECTEUR"

"Le 26 août, 2011."

"29_mai_2011_MODE_EJECTEUR_CORRIGE_INCERTITUDE_R4.EES"

"Le but principal de ce programme est de faire un bilan d'énergie et de masse et de calculer le COP en mode éjecteur."

"Dans la section suivante le but est de comparer les enthalpies calculées par EES avec les valeurs dans la graphique ASHRAE"

"Pour l'enthalpie ASHRAE = hf_EES + 148.14, en KJ/kg"

"Pour l'entropie: sf_ASHRAE = sf_EES + 0.7956, en KJ/kg*K"

{

Pendant le mois de mai 2011 trois éléments chauffants ont été installés entre la sortie du séparateur et l'entrée du compresseur.

Voici les résistances, mesurées à 21°C le 02 mai. RE1 = 23.85 ohms, RE2 = 36.46 ohms, RE3 = 24.95 ohms. RE1 et RE2 sont installée en parallèle et connectées à un rhéostat. RE3 est connectée à une deuxième rhéostat.

Consignes du 29 mai, 2011 en MODE EJECTEUR.

CONSIGNES:

Essais	E1,	E2,	E3,	E4,	E5,	E6,	E7,	E8,	E9,	E10,	E11,	E12
SENTRA (F)	34											
Compresseur CARLYLE :	35 hz											
PANASONIC KT4 (°C) :	Variait de 26.9 à 27.4 °C en vue de maintenir T_CD_R_SO à 40°C											
Ouverture du pointeau												
en millième de pouce	12,	12,	12,	14,	14,	14,	16,	16,	16,	15,	15,	15

Noter : Avec l'ouverture du pointeau à zéro, la lecture sur le micromètre était de 0.080 inch.
Alors, une ouverture de 0.014" serait avec le vernier à (0.075" + 0.019").

Cibles : -5°C R134a à l'entrée de l'évaporateur, 40°C R134a à la sortie du condenseur.
Eau 4 USGPM, Eau glycolée 5 USGPM

Les données de l'essai E1 à E12 sont RUN1 à RUN12 dans la table.

Les donnée CORRIGÉES sont dans le fichier Excel
EJECTEUR 29 mai 2011 v1 avec analyse r5.xls

}

{
Noter : Le mardi 08 mars, le frigoriste (Michel Auger) de BeaudinLeProhon a terminé des modifications sur le banc d'essai.

Les modifications :

- a) Agrandir la ligne de 3/8 à 5/8 ACR de diamètre extérieur entre la sortie de liquide du séparateur et l'entrée à l'évaporateur.
- b) Agrandir les valves dans la même ligne en a). Maintenant il y a 2 valves SWAGELOK 6BG et une valve la bille. Ces valves sont en parallèles.
- c) Relocaliser la sonde de température RTD à la sortie de l'évaporateur afin d'avoir une meilleure lecture et d'éviter le croisement de températures.
- d) Ajouter une petite quantité d'huile (1/2 Litre) au compresseur.
- c) Réparer la petite fuite dans le côté eau glycolée de l'évaporateur.

Le jeudi 03 février et le vendredi 04 février 2011 nous avons engagé un frigoriste (Michel Auger) de BeaudinLeProhon afin d'effectuer des modifications sur le banc d'essai.

Voici les modifications :

- a) Enlèvement des deux débitmètres Pelton (McMilan Co. 107 Flo-Sen, commandé de Cole Parmer), visant à éliminer les chutes de pression associées avec ces unités.
- b) À la sortie du séparateur, installation d'une nouvelle valve (SWAGELOK 6BG) en parallèle avec la valve à aiguille (PARKER 6A-NLL-NE-SS-V), en vue de minimiser la différence de pression entre la sortie du séparateur et l'entrée de l'évaporateur.
- c) Changement de la tuyauterie pour le circuit à R134a afin de placer l'accumulateur en amont du compresseur. C'est à dire, protéger le compresseur du liquide dans n'importe quel mode d'opération.
- d) Sur le séparateur, relier le point supérieur de l'indicateur de niveau au couvercle du séparateur. Ici on vise à éliminer les bulles dans le tube en verre lors l'éjecteur est utilisé.
- e) Remplacement du séparateur d'huile défectueux REFRIGERATION RESEARCH 8409 avec une unité de HENRY, un AC&R S-5885

{
Hypothèses:

- 1) Régime permanent
- 2) Évolution à pression constante dans l'évaporateur, P_EV_R_SO.
- 3) La pression à la sortie du condenseur est la pression de saturation de la température mesurée à la sortie. Noter que cette hypothèse implique qu'il n'y a pas de sous-refroidissement au condenseur
- 4) Tuyaux et équipements bien isolés (adiabatique)
- 5) Détente isenthalpique dans le détendeur manuel entre le séparateur et l'entrée de l'évaporateur.
- 6) Chute de pression négligeable entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur.
- 7) Supposons que pour les essais que les états 4, 3b, 9b et 5 correspond à la pression de saturation de -8°C
- 8) Supposons que dans la section de mélange de l'éjecteur que l'enthalpie est presque égale à l'enthalpie totale.

Notes:

- 1) Les enthalpies calculées par EES seront modifiées afin d'avoir la même base que celle de ASHRAE.

{
Définition des points, où chaque point correspond à l'état thermodynamique du R134a.

1. Entrée du compresseur
2. Sortie du compresseur
3. Sortie du condenseur et entrée primaire de l'éjecteur.
- 3b. Sortie de la tuyère motrice dans l'éjecteur.

4. Sortie de la zone de mélange dans l'éjecteur (Ce point n'est pas utilisé directement de ces calculs)
 5. Sortie du diffuseur dans l'éjecteur
 6. Sortie de gaz du séparateur.
 7. Sortie liquide du séparateur et entrée au détendeur manuel.
 8. Sortie du détendeur manuel et entrée à l'évaporateur.
 9. Sortie de l'évaporateur et entrée du secondaire à l'éjecteur.
 - 9b. Sortie du secondaire dans l'éjecteur.
- }

"La section de code suivante est nécessaire afin de convertir les mesures en psia en kPa."

```

P_CD_R_EN      = P_CD_R_EN_psia * 101.325/14.69      [kPa]
P_EV_R_SO      = P_EV_R_SO_psia * 101.325/14.69      [kPa]
P_SE           = P_SE_psia      * 101.325/14.69      [kPa]
P_EJ_SC_EN     = P_EJ_SC_EN_psia * 101.325/14.69     [kPa]

P_EJ_PR_EN     = P_EJ_PR_EN_psia * 101.325/14.69     [kPa]

```

"CONDENSEUR ET ÉVAPORATEUR"

```

{
  Courbe de calibration faite avec R134a le 15 décembre 2010.
  Pour le débit massique de R134a passant dans le condenseur, nous utilisons le MICROMOTION C25.
  Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire m_dot_C25 directement comme une donnée
  et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE.
  m_dot_C25      = 14.374 * vl_C25_R - 13.741          [g/s]
}

```

"CONDENSEUR"

```

m_dot_CD_R     = m_dot_C25
h_CD_R_EN      = Enthalpy( R134a, T = T_CD_R_EN , P = P_CD_R_EN ) + 148.14      [kJ/kg]
h_CD_R_SO      = Enthalpy( R134a, T = T_CD_R_SO , x=0 ) + 148.14      [kJ/kg]
P_CD_SO        = Pressure( R134a, T = T_CD_R_SO , x=0 )
s_CD_R_SO      = Entropy( R134a, T = T_CD_R_SO , x=0 ) + 0.7956
Q_CD_R         = (m_dot_CD_R / 1000) * ( h_CD_R_EN - h_CD_R_SO )

```

"Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire v_dot_CD_EAU_USGPM directement comme une donnée"
 "et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE"

```

"v_dot_CD_EAU_USGPM = 1.724 * vl_CD_EAU - 0.9271 [USGPM]"

```

```

"Q_CD_EAU      = v_dot_CD_EAU_USGPM * 3.7854 * 0.99572 * 4.178 /60 *(T_CD_EAU_SO -
T_CD_EAU_EN) "

```

```

Q_CD_EAU      = v_dot_CD_EAU_USGPM * 3.7854 * (rho_EAU/1000) * Cp_EAU /60 *(T_CD_EAU_SO -
T_CD_EAU_EN)

```

"Où 3.7854 est le nombre de Litres dans 1 USG."

"La densité de l'eau s'applique au débitmètre à l'entrée du condenseur."

```

rho_EAU      = Density( Water, T= T_CD_EAU_EN, x = 0 )
Cp_EAU       = Cp( Water, T= (T_CD_EAU_EN + T_CD_EAU_SO)/2 , x = 0 )

```

"EVAPORATEUR"

"Les lignes suivantes sont des lignes de débogage"

$$\begin{aligned} h_{EV_R_EN_T_SE_L} &= \text{Enthalpy}(R134a, T = T_SE_L, x = 0) && + 148.14 && [\text{kJ/kg}] \\ h_{EV_R_EN_P_SE} &= \text{Enthalpy}(R134a, P=P_SE, x = 0) && + 148.14 && [\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

"Utilisons la température, au lieu de la pression, à la sortie du séparateur à caractériser l'enthalpie."

$$h_{EV_R_EN} = h_{EV_R_EN_T_SE_L}$$

$$s_{EV_R_EN} = \text{Entropy}(R134a, T = T_{EV_R_EN}, h = h_{EV_R_EN} - 148.14) + 0.7956$$

"Faire une approximation du titre à l'entrée de l'évaporateur, si jamais il n'est pas 0."

"Supposons que l'enthalpie est égale à $h_{SE_SO_L}$, mais à la température $T_{EV_R_EN}$."

$$x_{EV_EN} = \text{Quality}(R134a, h = h_{SE_SO_L} - 148.14, T = T_{EV_R_EN})$$

"En MODE_EJECTEUR il n'y a pas de débitmètre pour le réfrigérant qui passe dans l'évaporateur."

"Alors, nous supposons qu'il n'y a pas de perte de chaleur vers l'environnement dans l'évaporateur"

$$Q_{EV_R} = Q_{EV_EG}$$

$$h_{EV_R_SO} = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{EV_R_SO}, P = P_{EV_R_SO}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$Q_{EV_R} = (m_{\text{dot}}_{EV_R} / 1000) * (h_{EV_R_SO} - h_{EV_R_EN})$$

"Afin d'analyser la propagation d'erreur, introduire $v_{\text{dot}}_{EV_EG_USGPM}$ directement comme une donnée"

"et entrer l'incertitude dans la table UNCERTAINTY PROPAGATION TABLE"

$$v_{\text{dot}}_{EV_EG_USGPM} = 1.8321 * v_{EV_EG} - 1.012 \quad [\text{USGPM}]$$

"Explication des termes dans le calcul de Q_{EV_EG} ."

" 3.7854 Litres/USG"

" 1.0668 kg/Litre est la densité d'un mélange de 40% d'eau glycolée à 0°C."

" 3.401 kJ/(kg*°C) est la chaleur spécifique du mélange de 40% d'eau glycolée à 0°C."

" 60 secondes/minutes"

$$Q_{EV_EG} = v_{\text{dot}}_{EV_EG_USGPM} * 3.7854 * 1.0668 * 3.401 / 60 * (T_{EV_EG_EN} - T_{EV_EG_SO})$$

"ÉJECTEUR"

$$\omega = m_{\text{dot}}_{EV_R} / m_{\text{dot}}_{CD_R}$$

$$r = P_{SE} / P_{EJ_SC_EN}$$

$$h_{EJ_PR_EN} = h_{CD_R_SO}$$

"Quelques valeurs d'enthalpie pour des comparaisons seulement."

$$h_{EJ_PR_EN_T_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, X = 0, T = T_{EJ_PR_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{EJ_PR_EN_P_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, X = 0, P = P_{EJ_PR_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{EJ_SC_EN} = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{EJ_SC_EN}, P = P_{EJ_SC_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

"Test afin de préparer une courbe de Log Pression versus Enthalpie"

"Supposons que pour les essais que les états 4, 3b, 9b et 5 correspond à la pression"

"de saturation de -8°C. Ce choix est raisonnable parce que la pression dans la section de"

"mélange de l'éjecteur doit être au moins un peu inférieure à la pression de saturation"

"à -5°C, la température nominale à l'évaporateur. Sans cette chute de pression il n'y aurait"

"Pas d'écoulement au secondaire."

"Pour l'enthalpie ASHRAE = hf_EES + 148.14, en KJ/kg"
 "Pour l'entropie: sf_ASHRAE = sf_EES + 0.7956, en KJ/kg*K"

$$s3 = \text{Entropy}(\text{R134a}, x = 0, T = T_{\text{CD_R_SO}}) + 0.7956$$

T_EJ_ME = -8 "Température supposée dans la section de mélange."

$$P_{\text{EJ_ME}} = \text{Pressure}(\text{R134a}, x = 0, T = T_{\text{EJ_ME}})$$

$$P4 = P_{\text{EJ_ME}}$$

$$P3b = P_{\text{EJ_ME}}$$

$$P9b = P_{\text{EJ_ME}}$$

$$h3b = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s3 - 0.7956, P = P_{\text{EJ_ME}}) + 148.14$$

$$x3b = \text{Quality}(\text{R134a}, s = s3 - 0.7956, P = P_{\text{EJ_ME}})$$

$$s9 = \text{Entropy}(\text{R134a}, T = T_{\text{EV_R_SO}}, P = P_{\text{EV_R_SO}}) + 0.7956$$

$$h9b = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s9 - 0.7956, P = P_{\text{EJ_ME}}) + 148.14$$

"Dans la ligne suivant nous sommes vraiment en train de calculer h4_tot."

"Ici nous supposons que h4 est presque égale à h4_tot."

"Faisons un bilan d'énergie très simpliste ici afin de calculer l'enthalpie au point 4."

$$m_{\text{dot_C25}} * h_{\text{EJ_PR_EN}} + m_{\text{dot_EV_R}} * h_{\text{EJ_SC_EN}} = (m_{\text{dot_C25}} + m_{\text{dot_EV_R}}) * h4$$

$$s4 = \text{Entropy}(\text{R134a}, h = h4 - 148.14, P = P_{\text{EJ_ME}}) + 0.7956$$

$$x4 = \text{Quality}(\text{R134a}, h = h4 - 148.14, P = P_{\text{EJ_ME}})$$

$$h5 = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, s = s4 - 0.7956, P = P_{\text{SE}}) + 148.14$$

$$x5 = \text{Quality}(\text{R134a}, s = s4 - 0.7956, P = P_{\text{SE}})$$

"SÉPARATEUR"

"Noter : Dans l'analyse préliminaire il a été supposé avec tort que le titre du gaz sortant"

"du séparateur était 1, ou 100% gaz. Alors le code x1 à la fin de h_SE_SO_G_x1"

"montre la valeur originale. Un peu plus loin la valeur de h_SE_SO_G_bilan_SE_EV"

"va montrer une valeur de h_SE_SO_G beaucoup plus réaliste."

$$h_{\text{SE_SO_L}} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, X = 0, P = P_{\text{SE}}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{\text{SE_SO_G_x1}} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, X = 1, P = P_{\text{SE}}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{\text{SE_SO_G}} = h_{\text{SE_SO_G_bilan_SE_EV}}$$

"Calculer les enthalpies au séparateur d'une autre façon afin de vérifier l'information basée sur la pression."

$$h_{\text{SE_SO_L_T_SAT}} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, X = 0, T = T_{\text{SE_L}}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{\text{SE_SO_G_T_SAT}} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, X = 1, T = T_{\text{SE_G}}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

"ÉLÉMENTS DE CHAUFFAGE"

re1 = 23.85 "ohms"
re2 = 36.46 "ohms"
re3 = 24.95 "ohms"

$$Q_{re} = (1/1000) * v_{l1}^2 * (1/re1 + 1/re2) + (1/1000) * v_{l2}^2 * (1/re3)$$

" ***** "

"Afin de bien cerner une valeur de x_6 réaliste, faisons un bilan d'énergie autour de "
"l'éjecteur, le séparateur et l'évaporateur."
"Supposons vitesses négligeable à l'entrée de l'éjecteur et la sortie du séparateur."

$$h_{EJ_PR_EN} * (m_dot_C25/1000) + Q_{EV_EG} = h_{SE_SO_G_bilan_SE_EV} * (m_dot_C25/1000)$$
$$x_{SE_SO_G} = \text{Quality}(R134a, h = h_{SE_SO_G_bilan_SE_EV} - 148.14, P = P_{SE})$$

"Avoir une idée de la puissance frigorifique potentielle qui sort non utilisée du séparateur."
"Cette valeur était utilisée dans les essais précédents afin d'approximer la quantité de chauffage"
"additionnel qu'il faudra ajouter après le séparateur et avant le compresseur."
 $Q_{SE_pot} = (m_dot_C25/1000) * (h_{SE_SO_G_x1} - h_{SE_SO_G_bilan_SE_EV})$

" ***** "

"Maintenantt, suite à une demande à comprendre le bilan d'énergie au point où l'éjecteur entre"
"dans le séparateur."

"Supposons éjecteur très bien isolé."
"Supposons que les vitesses sont faible à l'entrée de l'éjecteur et à la sortie du séparateur."
"Bilan avec l'entrée de l'éjecteur."

$$m_dot_C25 * h_{EJ_PR_EN} + m_dot_EV_R * h_{EJ_SC_EN} = (m_dot_C25 + m_dot_EV_R) * h_{tot_SE_EN_EJ}$$

"Bilan avec les sorties du séparateur, mais prenant h_SE_SO_G_bilan_SE_EV comme meilleure valeur."
 $(m_dot_C25 + m_dot_EV_R) * h_{tot_SE_EN_SE_bilan_SE_EV} = m_dot_C25 * h_{SE_SO_G_bilan_SE_EV} + m_dot_EV_R * h_{SE_SO_L}$

"COMPRESSEUR"

"En MODE_EJECTEUR, la pression à l'entrée du compresseur"
"devrait être proche à celle à la sortie du séparateur."

$$P_{CM_R_EN} = P_{SE}$$
$$h_{CM_R_EN} = \text{Enthalpy}(R134a, T = T_{CM_R_EN}, P = P_{CM_R_EN}) + 148.14$$

[kJ/kg]

$$x_{CM_R_EN} = \text{Quality}(R134a, T = T_{CM_R_EN}, P = P_{CM_R_EN})$$
$$T_{CM_R_SO} = T_{CD_R_EN}$$
$$P_{CM_R_SO} = P_{CD_R_EN}$$
$$x_{CM_R_SO} = \text{Quality}(R134a, T = T_{CM_R_SO}, P = P_{CM_R_SO})$$

"Sur la graphique de Pression versus Enthalpie le placement des point est plus facile avec des densités."

$$\rho_{CM_EN} = \text{Density}(R134a, T = T_{CM_R_EN}, P = P_{CM_R_EN})$$

$$\rho_{CM_SO} = \text{Density}(R134a, T = T_{CM_R_SO}, P = P_{CM_R_SO})$$

$$\rho_{CM_EN_bilan_SE_EV} = \text{Density}(R134a, T = T_{CM_R_EN}, h = h_{SE_SO_G_bilan_SE_EV} - 148.14)$$

"Les lignes suivantes sont des vérifications du choix de comment on calcule l'enthalpie $h_{CM_R_EN}$ "

$$h_{CM_R_EN_T_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, x = 1, T = T_{CM_R_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{CM_R_EN_P_SAT} = \text{Enthalpy}(R134a, x = 1, P = P_{CM_R_EN}) + 148.14 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{CM_R_SO} = h_{CD_R_EN}$$

$$Q_{CM} = m_{dot_C25} / 1000 * (h_{CM_R_SO} - h_{CM_R_EN})$$

"Les lignes suivantes font partie de l'analyse d'incertitude avec le UNCERTAINTY PROGAGATION TABLE."

$$m_{dot_EJ} = m_{dot_C25} + m_{dot_EV_R} \quad \text{"Débit massique dans la section de mélange."}$$

$$Q_{EV} = Q_{EV_R} + Q_{re} \quad \text{"Puissance frigorifique qui entre dans le COP."}$$

"Les lignes suivantes nous donnent une façon de quantifier la qualité de notre bilan d'énergie."

$$Q_{EV_EG_re_CM} = Q_{EV_EG} + Q_{re} + Q_{CM} \quad \text{"côté source, puissance rajoutée"}$$

$$Q_{EV_R_re_CM} = Q_{EV_R} + Q_{re} + Q_{CM} \quad \text{"côté réfrigérant, puissance rajoutée"}$$

$$Q_{bilan_R} = Q_{EV_R_re_CM} - Q_{CD_R}$$

$$Q_{bilan_EG_EAU} = Q_{EV_EG_re_CM} - Q_{CD_EAU}$$

$$COP_{EG_CM} = (Q_{EV_EG} + Q_{re}) / Q_{CM}$$

Parametric Table: Table 4(copy)

	T _{CM,R,EN} [°C]	T _{CD,R,EN} [°C]	T _{CD,R,SO} [°C]	T _{EV,R,EN} [°C]	T _{EV,R,SO} [°C]	T _{SE,0} [°C]	T _{EJ,PR,EN} [°C]	T _{EV,SO,SO} [°C]	T _{EV,SO,EN} [°C]
Run 1	4.4	69.3	39.5	-5.8	2.1	-5.4	40.3	-0.2	1.94
Run 2	4.4	70.1	39.7	-5.6	2.1	-5.2	40.4	-0.21	1.94
Run 3	4.1	70.7	39.6	-5.9	2.1	-5.2	40.4	-0.2	1.94
Run 4	4.8	69.9	39.7	-5.9	2.1	-4.6	40.7	-0.23	1.93
Run 5	4.6	70.2	39.7	-5.9	2.2	-4.6	40.6	-0.2	1.96
Run 6	4.2	70.3	39.7	-5.9	2.1	-4.6	40.6	-0.24	1.93
Run 7	4.1	68.6	39.6	-5.9	2.2	-4	40.9	-0.03	1.94
Run 8	3.8	68.7	39.6	-6	2.3	-4.1	40.8	0	1.95
Run 9	3.7	68.7	39.6	-5.9	2.2	-4.1	40.8	0	1.96
Run 10	4.4	67.8	39.6	-6	2.2	-4.3	40.8	-0.1	1.94
Run 11	4.5	68.5	39.7	-6	2.2	-4.2	40.9	-0.05	1.95
Run 12	4.3	69	39.7	-6	2.2	-4.2	40.9	-0.07	1.93

Parametric Table: Table 4(copy)

	T _{CD,EAU,EN} [°C]	T _{CD,EAU,SO} [°C]	T _{EJ,SC,EN} [°C]	T _{SEL} [°C]	V _{CD,R} [volt]	V ₁ [volt]	V ₂ [volt]	V _{CD,EAU} [volt]	V _{EV,ES} [volt]	P _{EV,R,SO,psia} [psia]
Run 1	28.13	32.7	4.6	-4.9	2.8	116.3	94.93	3.04	3.29	35.1
Run 2	28.22	32.84	4.6	-4.7	2.8	116.4	97.66	3.04	3.29	35.3
Run 3	28.17	32.8	4.7	-4.7	2.81	116	97.68	3.04	3.29	35.1
Run 4	28.04	32.78	5	-4.1	2.86	125.8	92.2	3.04	3.29	35.1
Run 5	27.94	32.7	5.1	-4.1	2.85	125.6	89.85	3.04	3.29	35
Run 6	27.92	32.68	5	-4.1	2.86	125.2	89.69	3.04	3.29	35
Run 7	27.59	32.45	4.5	-3.2	2.93	127.1	129.2	3.04	3.29	35.1
Run 8	27.54	32.4	4.5	-3.3	2.92	127.3	129.8	3.04	3.29	35
Run 9	27.57	32.44	4.5	-3.2	2.92	126.7	129.2	3.04	3.29	35.1
Run 10	27.68	32.49	4.5	-3.5	2.92	127.8	117.6	3.03	3.29	35
Run 11	27.67	32.51	4.5	-3.4	2.91	126.4	126.5	3.04	3.29	35
Run 12	27.69	32.52	4.5	-3.4	2.92	127	123	3.04	3.29	35

Parametric Table: Table 4(copy)

	P _{SEL,psia} [psia]	P _{EJ,SC,EN,psia} [psia]	P _{EJ,PR,EN,psia} [psia]	P _{CD,R,EN,psia} [psia]	P _{EV,R,SO} [kPa]	P _{SE} [kPa]	P _{EJ,SC,EN} [kPa]	P _{EJ,PR,EN} [kPa]	P _{CD,R,EN} [kPa]
Run 1	35.4	34.8	158	161.7	242.1	244.2	240	1090	1115
Run 2	35.7	35	158.8	162.4	243.5	246.2	241.4	1095	1120
Run 3	35.7	34.7	158.6	162.3	242.1	246.2	239.3	1094	1119
Run 4	36.4	34.8	159.1	162.8	242.1	251.1	240	1097	1123
Run 5	36.4	34.7	158.7	162.5	241.4	251.1	239.3	1095	1121
Run 6	36.4	34.7	158.6	162.4	241.4	251.1	239.3	1094	1120
Run 7	36.9	34.7	158.5	162.5	242.1	254.5	239.3	1093	1121
Run 8	37.2	34.7	157.8	162	241.4	256.6	239.3	1088	1117
Run 9	37.2	34.7	157.9	162.2	242.1	256.6	239.3	1089	1119
Run 10	36.9	34.7	157.8	162.1	241.4	254.5	239.3	1088	1118
Run 11	37	34.7	158.1	162.4	241.4	255.2	239.3	1091	1120
Run 12	37	34.7	158.1	162.4	241.4	255.2	239.3	1091	1120

Parametric Table: Table 4(copy)

	P _{3b} [kPa]	P ₄ [kPa]	P _{9b} [kPa]	ḡ _{CD,EAU,USOPM} [ugppm]	ḡ _{EV,ES,USOPM} [ugppm]	C _{P,EAU} [kJ/(kg**C)]	ḡ _{EAU} [kg/m³]	ḡ _{CS} [g/s]
Run 1	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.2	26.51

Parametric Table: Table 4(copy)

	P3b	P4	P9b	$\dot{V}_{CD,EAU,USGPM}$	$\dot{V}_{EV,EG,USGPM}$	C_{PEAU}	\dot{Q}_{EAU}	\dot{m}_{C28}
	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[usgpm]	[usgpm]	[kJ/(kg**C)]	[kg/m ³]	[g/s]
Run 2	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.1	26.51
Run 3	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.2	26.65
Run 4	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.2	27.37
Run 5	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.2	27.22
Run 6	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.2	27.37
Run 7	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.3	28.37
Run 8	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.3	28.23
Run 9	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.3	28.23
Run 10	217.1	217.1	217.1	4.297	5.016	4.183	996.3	28.23
Run 11	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.3	28.09
Run 12	217.1	217.1	217.1	4.314	5.016	4.183	996.3	28.23

Parametric Table: Table 4(copy)

	$\dot{m}_{EV,R}$	\dot{m}_{EJ}	c_4	τ	$\dot{Q}_{CM,EN,IN,R,EEV}$	$\dot{Q}_{CM,EN}$	$\dot{Q}_{CM,SO}$	h_{3b}	h_4
	[g/s]	[g/s]			[kg/m ³]	[kg/m ³]	[kg/m ³]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
Run 1	11.79	38.3	0.4446	1.017	22.89	11.58	47.09	249.7	301.4
Run 2	11.86	38.37	0.4473	1.02	22.78	11.68	47.14	249.9	301.7
Run 3	11.8	38.45	0.4428	1.029	22.68	11.7	46.96	249.8	301.4
Run 4	11.96	39.33	0.4369	1.046	23.54	11.91	47.33	249.9	301.1
Run 5	11.95	39.17	0.4391	1.049	23.28	11.92	47.15	249.9	301.3
Run 6	12.01	39.38	0.4389	1.049	22.93	11.94	47.09	249.9	301.3
Run 7	10.96	39.33	0.3865	1.063	24.81	12.13	47.54	249.8	297.1
Run 8	10.84	39.07	0.384	1.072	24.59	12.25	47.34	249.8	296.9
Run 9	10.91	39.14	0.3864	1.072	24.42	12.26	47.41	249.8	297.1
Run 10	11.33	39.56	0.4014	1.063	24.51	12.11	47.6	249.8	298.3
Run 11	11.12	39.21	0.3957	1.066	24.8	12.14	47.53	249.9	298
Run 12	11.12	39.35	0.3938	1.066	24.68	12.15	47.41	249.9	297.8

Parametric Table: Table 4(copy)

	h_5	x_{3b}	x_4	x_5	s_3	s_4	s_8	h_{9b}	$h_{CD,R,EN}$	$h_{CD,R,SO}$
	[kJ/kg]				[kJ/kg-K]	[kJ/kg-K]	[kJ/kg-K]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
Run 1	302.7	0.2951	0.5477	0.54	1.188	1.383	1.753	399.6	449.4	255.7
Run 2	303.1	0.2963	0.5496	0.5414	1.189	1.385	1.753	399.5	450.2	256
Run 3	302.8	0.2957	0.5477	0.5395	1.189	1.383	1.753	399.6	450.8	255.8
Run 4	302.7	0.2963	0.5465	0.5369	1.189	1.382	1.753	399.6	449.9	256
Run 5	302.9	0.2963	0.5474	0.5378	1.189	1.383	1.754	399.8	450.3	256
Run 6	302.9	0.2963	0.5472	0.5376	1.189	1.383	1.754	399.7	450.4	256
Run 7	298.8	0.2957	0.5271	0.5159	1.189	1.367	1.754	399.7	448.6	255.8
Run 8	298.7	0.2957	0.5261	0.5143	1.189	1.366	1.754	399.9	448.7	255.8
Run 9	298.9	0.2957	0.527	0.5153	1.189	1.367	1.754	399.7	448.7	255.8
Run 10	300	0.2957	0.5326	0.5218	1.189	1.371	1.754	399.8	447.8	255.8
Run 11	299.7	0.2963	0.5311	0.5198	1.189	1.37	1.754	399.8	448.5	256
Run 12	299.5	0.2963	0.5303	0.519	1.189	1.37	1.754	399.8	449	256

Parametric Table: Table 4(copy)

	$h_{EV,R,EN}$	$h_{EV,R,EN,P,SE}$	$h_{EV,R,SO}$	$h_{EJ,PR,EN}$	$h_{EJ,PR,EN,T,SAT}$	$h_{EJ,PR,EN,P,SAT}$	$h_{EJ,SC,EN}$	$h_{W,SE,EN,EJ}$
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
Run 1	193.4	193.4	401.9	255.7	256.9	260.3	404.1	301.4
Run 2	193.7	193.7	401.9	256	257	260.6	404.1	301.7

Parametric Table: Table 4(copy)

	$h_{EV,R,EN}$ [kJ/kg]	$h_{EV,R,EN,P,SE}$ [kJ/kg]	$h_{EV,R,SO}$ [kJ/kg]	$h_{EJ,PR,EN}$ [kJ/kg]	$h_{EJ,PR,EN,T,SAT}$ [kJ/kg]	$h_{EJ,PR,EN,P,SAT}$ [kJ/kg]	$h_{EJ,SC,EN}$ [kJ/kg]	$h_{EJ,SE,EN,EJ}$ [kJ/kg]
Run 3	193.7	193.7	401.9	255.8	257	260.5	404.2	301.4
Run 4	194.5	194.4	401.9	256	257.5	260.7	404.5	301.1
Run 5	194.5	194.4	402	256	257.3	260.6	404.6	301.3
Run 6	194.5	194.4	401.9	256	257.3	260.5	404.5	301.3
Run 7	195.7	194.9	402	255.8	257.8	260.5	404	297.1
Run 8	195.6	195.1	402.1	255.8	257.6	260.2	404	296.9
Run 9	195.7	195.1	402	255.8	257.6	260.3	404	297.1
Run 10	195.3	194.9	402	255.8	257.6	260.2	404	298.3
Run 11	195.4	195	402	256	257.8	260.4	404	298
Run 12	195.4	195	402	256	257.8	260.4	404	297.8

Parametric Table: Table 4(copy)

	$h_{SE,SO,G}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,G,MIN,SE,EV}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,G,MAX,SE,EV}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,G,T}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,G,T,SAT}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,L}$ [kJ/kg]	$h_{SE,SO,L,T,SAT}$ [kJ/kg]
Run 1	300.7	348.4	348.4	395.7	395.5	193.4	193.4
Run 2	301.1	349.1	349.1	395.9	395.6	193.7	193.7
Run 3	300.7	348	348	395.9	395.6	193.7	193.7
Run 4	300.3	346.6	346.6	396.2	395.9	194.4	194.5
Run 5	300.5	347.1	347.1	396.2	395.9	194.4	194.5
Run 6	300.4	347	347	396.2	395.9	194.4	194.5
Run 7	296.3	335.6	335.6	396.4	396.3	194.9	195.7
Run 8	296.3	335.1	335.1	396.5	396.2	195.1	195.6
Run 9	296.4	335.5	335.5	396.5	396.2	195.1	195.7
Run 10	297.6	338.8	338.8	396.4	396.1	194.9	195.3
Run 11	297.2	337.7	337.7	396.4	396.2	195	195.4
Run 12	297.1	337.3	337.3	396.4	396.2	195	195.4

Parametric Table: Table 4(copy)

	$x_{SE,SO,G}$	$h_{CM,R,EN}$ [kJ/kg]	$h_{CM,R,EN,T,SAT}$ [kJ/kg]	$h_{CM,R,EN,P,SAT}$ [kJ/kg]	$h_{CM,R,SO}$ [kJ/kg]	$s_{CD,R,SO}$ [kJ/kg-K]	$s_{EV,R,EN}$ [kJ/kg-K]	$x_{EV,EN}$
Run 1	0.7659	403.8	401.2	395.7	449.4	1.188	0.9759	0.00571
Run 2	0.7686	403.8	401.2	395.9	450.2	1.189	0.9769	0.005871
Run 3	0.7634	403.5	401	395.9	450.8	1.189	0.9769	0.007828
Run 4	0.7543	404	401.4	396.2	449.9	1.189	0.9799	0.01121
Run 5	0.7567	403.8	401.3	396.2	450.3	1.189	0.9799	0.01121
Run 6	0.7564	403.5	401.1	396.2	450.4	1.189	0.9799	0.01121
Run 7	0.6981	403.3	401	396.4	448.6	1.189	0.9844	0.0136
Run 8	0.6852	403	400.8	396.5	448.7	1.189	0.9839	0.01567
Run 9	0.6972	402.9	400.8	396.5	448.7	1.189	0.9844	0.01502
Run 10	0.7142	403.6	401.2	396.4	447.8	1.189	0.9829	0.01425
Run 11	0.7086	403.6	401.2	396.4	448.5	1.189	0.9834	0.01473
Run 12	0.7066	403.5	401.1	396.4	449	1.189	0.9834	0.01473

Parametric Table: Table 4(copy)

	$Q_{SE,pot}$ [kW]	Q_{SE} [kW]	$Q_{EV,R}$ [kW]	Q_{EV} [kW]	$Q_{EV,SO}$ [kW]	$Q_{CD,R}$ [kW]	$Q_{CD,EAU}$ [kW]	Q_{CM} [kW]	$Q_{EV,R,FC,CM}$ [kW]	$Q_{EV,SO,FC,CM}$ [kW]
Run 1	1.256	1.299	2.457	3.756	2.457	5.136	5.183	1.209	4.964	4.964
Run 2	1.24	1.321	2.469	3.79	2.469	5.149	5.24	1.231	5.021	5.021
Run 3	1.275	1.316	2.457	3.773	2.457	5.197	5.251	1.261	5.035	5.035

Parametric Table: Table 4(copy)

	$Q_{SE,pot}$ [kW]	Q_{re} [kW]	$Q_{EV,R}$ [kW]	Q_{EV} [kW]	$Q_{EV,EO}$ [kW]	$Q_{CD,R}$ [kW]	$Q_{CD,EAU}$ [kW]	Q_{CM} [kW]	$Q_{EV,R,rs,CM}$ [kW]	$Q_{EV,EO,rs,CM}$ [kW]
Run 4	1.357	1.439	2.48	3.919	2.48	5.309	5.376	1.257	5.176	5.176
Run 5	1.336	1.418	2.48	3.898	2.48	5.289	5.399	1.265	5.163	5.163
Run 6	1.346	1.409	2.492	3.9	2.492	5.322	5.399	1.284	5.185	5.185
Run 7	1.726	1.789	2.262	4.051	2.262	5.469	5.513	1.285	5.336	5.336
Run 8	1.733	1.8	2.239	4.039	2.239	5.446	5.513	1.292	5.331	5.331
Run 9	1.721	1.783	2.25	4.033	2.25	5.446	5.524	1.294	5.327	5.327
Run 10	1.626	1.688	2.342	4.03	2.342	5.419	5.435	1.248	5.278	5.278
Run 11	1.649	1.75	2.296	4.047	2.296	5.408	5.49	1.26	5.306	5.306
Run 12	1.669	1.725	2.296	4.021	2.296	5.45	5.479	1.286	5.308	5.308

Parametric Table: Table 4(copy)

	$Q_{den,EO,EAU}$ [kW]	$Q_{den,R}$ [kW]	$COP_{EO,CM}$
Run 1	-0.2189	-0.1719	3.108
Run 2	-0.2193	-0.1284	3.08
Run 3	-0.2166	-0.1627	2.992
Run 4	-0.2	-0.1326	3.117
Run 5	-0.2365	-0.1268	3.082
Run 6	-0.2144	-0.1371	3.036
Run 7	-0.1772	-0.1328	3.154
Run 8	-0.1821	-0.1152	3.127
Run 9	-0.1978	-0.119	3.117
Run 10	-0.1568	-0.1409	3.229
Run 11	-0.1838	-0.1014	3.212
Run 12	-0.1713	-0.1422	3.126

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Abdulateef, J. M., Sopian, K., Alghoul, M. A. et Sulaiman, M. Y. (2008). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [2] Alexis, G. K. (2005). Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid. *International Journal of Energy Research*, volume 29, numéro 2, p. 95-105.
- [3] *ASHRAE Handbook - Fundamentals*(2009).
- [4] *ASHRAE Handbook - Refrigeration*(2006).
- [5] Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z. et Mercadier, Y. (2006). Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. *Applied Thermal Engineering*, volume 26, numéro 5-6, p. 604-612.
- [6] Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P. et Mercadier, Y. (2005). Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, volume 26, numéro 1, p. 56-70.
- [7] Box, G. E. P., Hunter, W. G. et Hunter, J. S. (1978). *Statistics for experimenters*. John Wiley & Sons, 653 p.
- [8] Brunin, O., Feidt, M. et Hivet, B. (1997). Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, volume 20, numéro 5, p. 308-18.
- [9] Chaiwongsa, P. et Wongwises, S. (2007). Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, volume 30, numéro 4, p. 601-608.
- [10] Chaiwongsa, P. et Wongwises, S. (2008). Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device. *Applied Thermal Engineering*, volume 28, numéro 5-6, p. 467-477.
- [11] Chunnanond, K., Aphornratana, S. (2004). Ejectors: Applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 8, numéro 2, p. 129-155.
- [12] Da-Wen Sun (1996). Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. *Energy*, volume 21, numéro 10, p. 919-29.

- [13] Da-Wen Sun (1997). Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. *Energy Conversion and Management*, volume 38, numéro 5, p. 479-91.
- [14] Deng, J., Jiang, P., Lu, T. et Lu, W. (2007). Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, volume 27, numéro 2-3, p. 381-388.
- [15] Disawas, S. et Wongwises, S. (2004). Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, volume 27, numéro 6, p. 587-594.
- [16] Dostie, M. (juillet 1988). *Contribution à l'étude des débits critiques multiphases et à la modélisation des éjecteurs*. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, 328 p.
- [17] Duchesne, E. (mars 1994). *Étude expérimentale des thermopompes à éjecteur avec écoulements diphasiques*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 176 p.
- [18] Eames, I. W., Aphornratana, S. et Haider, H. (1995). Theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, volume 18, numéro 6, p. 378-386.
- [19] Elbel, S. et Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, volume 31, numéro 3, p. 411-22.
- [20] Fisher, R. C. et Ziebur, A. D. (1975). *Calculus and analytic geometry*, 3 édition. Prentice-Hall, New Jersey, U.S.A, 817 p.
- [21] Hamidi, Z. (decembre 1989). *Développement d'un banc d'essai d'une thermopompe à éjecteur. Étude expérimentale et modélisation*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 158 p.
- [22] Harrell, G. S. et Kornhauser, A. A. (1995). Performance tests of a two phase ejector. Dans *Proceedings of 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, volume 3. ASME, New York, NY, USA, p. 49-53.
- [23] Kornhauser, A. A. (1990). The use of an ejector as a refrigerant expander. Dans *Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference*. 10-19.
- [24] Lear, W. E., Sherif, S. A. et Steadham, J. M. (2000). Design considerations of jet pumps with supersonic two-phase flow and shocks for refrigeration and thermal management applications. *International Journal of Energy Research*, volume 24, numéro 15, p. 1373-1389.

- [25] Menegay, P. et Kornhauser, A. A. (1994). Ejector expansion refrigeration cycle with underexpanded motive nozzle. Dans *Proceedings of 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference - IECEC'94*, volume 2. AIAA, Washington, DC, USA, p. 915-20.
- [26] Menegay, P. et Kornhauser, A. A. (1996). Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle. Dans *Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. IECEC 96, volume 2. IEEE, New York, NY, USA, p. 702-6.
- [27] Meyer, A. J., Harms, T. M. et Dobson, R. T. (2009). Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat. *Renewable Energy*, volume 34, numéro 1, p. 297-306.
- [28] Moran, Shapiro, Munson et Dewitt (2003). *Introduction to thermal systems engineering*, 562 p.
- [29] Munday, J. T. et Bagster, D. F. (1977). New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. Dans , volume 16, p. 429-436.
- [30] Nakagawa, M. et Takeuchi, H. (1998). Performance of two-phase ejector in refrigeration cycle. Dans *Proceedings of the Third International Conference on Multiphase flow*, p. 1-8.
- [31] Nehdi, E., Kairouani, L. et Bouzaina, M. (2007). Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *International Journal of Energy Research*, volume 31, numéro 4, p. 364-375.
- [32] Nguyen, M. (avril 1977). *Pompe à chaleur actionnée par éjecteur*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 125 p.
- [33] Ogata, G., Takeuchi, H. et Yamamoto, Y. (2005). *Ejector decompression device* 1-14 p.
- [34] Oliveira, A. C., Afonso, C., Matos, J., Riffat, S., Nguyen, M. et Doherty, P. (2002). A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas. *Applied Thermal Engineering*, volume 22, numéro 6, p. 587-593.
- [35] Ouzzane, M. et Aidoun, Z. (2003). Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design. *Applied Thermal Engineering*, volume 23, numéro 18, p. 2337-2351.
- [36] Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T. et Aphornratana, S. (2007). Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Conversion and Management*, volume 48, numéro 9, p. 2556-2564.
- [37] Pulkrabek, W. W. (1997). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine* 411 p.

- [38] Sakai, T., Nomura, S. et Takeuchi, H. (2004). *Ejector decompression device with throttle controllable nozzle*, 1-12 p.
- [39] Sankarlal, T. et Mani, A. (2006). Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 33, numéro 2, p. 224-230.
- [40] Selvaraju, A. et Mani, A. (2006). Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, volume 29, numéro 7, p. 1160-1166.
- [41] Srisastra, P., Aphornratana, S. et Sriveerakul, T. (2008). Development of a circulating system for a jet refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, volume 31, numéro 5, p. 921-929.
- [42] Takeuchi, H. (2005). *Ejector with throttle controllable nozzle and ejector cycle using the same*, 1-10 p.
- [43] Takeuchi, H., Kume, Y., Oshitani, H. et Ogata, G. (2004). *Ejector cycle system*, 1-33 p.
- [44] Takeuchi, H., Nishijima, H. et Ikemoto, T. (2004). World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector: "Ejector cycle". Dans *Developments in Automotive Climate Control Technology*, p. 39-42.
- [45] Wongwises, S. et Disawas, S. (2005). Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 48, numéro 19-20, p. 4282-4286.
- [46] Yapici, R. et Ersoy, H. K. (2005). Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. *Energy Conversion and Management*, volume 46, numéro 18-19, p. 3117-3135.
- [47] Yapici, R. et Yetisen, C. C. (2007). Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat. *Energy Conversion and Management*, volume 48, numéro 5, p. 1560-8.
- [48] Yari, M. et Sirousazar, M. (2007). Performance analysis of the ejector-vapour compression refrigeration cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers A, Journal of Power and Energy*, volume 221, numéro 8, p. 1089-1098.
- [49] Yari, M. (2008). Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander. *International Journal of Exergy*, volume 5, numéro 3, p. 326-340.
- [50] Yu, J. et Li, Y. (2007). A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, volume 30, numéro 3, p. 464-470.

- [51] Yu, J., Ren, Y., Chen, H. et Li, Y. (2007). Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. *Energy Conversion and Management*, volume 48, numéro 4, p. 1193-1199.
- [52] Zhu, Y., Cai, W. et Wen, C. (2007). Development of control model for critical operation ejector. Dans *ICIEA 2007: 2007 Second IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications; ICIEA 2007*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Computer Society, Piscataway, NJ 08855-1331, United States, p. 905-909.