



HAL
open science

Optimisation d'un cycle au CO₂ dans le domaine du transport frigorifique

Pierre-Henri Nattes

► **To cite this version:**

Pierre-Henri Nattes. Optimisation d'un cycle au CO₂ dans le domaine du transport frigorifique. Chimie organique. Conservatoire national des arts et metiers - CNAM, 2018. Français. NNT : 2018CNAM1190 . tel-02896345

HAL Id: tel-02896345

<https://theses.hal.science/tel-02896345>

Submitted on 10 Jul 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École Doctorale Science des Métiers de l'Ingénieur
**Laboratoire Chimie Moléculaire et Génie des Procédés Chimiques
et Énergétique**

THÈSE présentée par :
Pierre-Henri NATTES

Pour obtenir le grade de : **Docteur du Conservatoire National des Arts et
Métiers**

Discipline : Énergétique, génie des procédés / Spécialité : Énergétique

**Optimisation d'un cycle au CO₂ dans le
domaine du transport frigorifique**

THÈSE dirigée par :

M. TOBALY Pascal

Professeur, Université Paris 13

Co-Encadrée par :

Mme TERRIER Marie- France

Ingénieur de Recherche, CNAM

M. TREMEAC Brice

Maitre de Conférences, CNAM

RAPPORTEURS :

Mme FOURNAISON Laurence

Directrice de Recherche, IRSTEA

M. LEMORT Vincent

Professeur, Université de Liège

JURY :

M. BEDECARRATS Jean-Pierre

Président du jury, Professeur, UPPA

M. HABERSCHILL Philippe

Maitre de conférences émérite, INSA Lyon

M. CORONAS Alberto

Professeur, Université de Tarragone

M. STUMPF André

Membre invité, Docteur, CARRIER Transicold

La science n'est jamais qu'une succession de questions conduisant à d'autres questions.

La Longue terre, Terry Pratchett

Remerciements

Je souhaite remercier mon directeur de thèse, Pascal Tobaly, pour son support et sa patience durant ces 3 ans. Il a su me guider et m'encadrer au cours de cette aventure et son aide précieuse m'a toujours été utile. Je suis très heureux que tu aies été mon directeur de thèse.

Je remercie les membres du jury d'avoir accepté de participer à ma soutenance de thèse et de relire mon manuscrit. Vos critiques ont permis d'améliorer celui-ci et de suggérer de nouvelles pistes de réflexion.

Je remercie également Marie-France Terrier qui a été d'un soutien indispensable que ce soit pour la mise en place du banc d'essais ou pour l'analyse des résultats. Tu as apporté des solutions techniques où il n'y en avait pas et donné du sens à des résultats qui en manquaient.

Brice Tréméac a aussi été d'une aide importante tout au long de ma thèse, de par sa rigueur et son sens de l'organisation. Son soutien au cours de ces longs mois a été précieux. Ce mémoire n'aurait certainement pas pu voir le jour sans toi.

Je souhaite également remercier l'intégralité de l'équipe technique qui a permis de mettre en place les essais et n'a pas renoncé devant les différentes péripéties. Je remercie Louis Kittirath bien sûr pour son temps passé sur l'unité mais aussi, Mehdi, Pierrick, Alexandre, Louis 2, Gabriel, Jonathan et Innocent.

Des remerciements sont de mise pour Florine et Paul qui m'ont supporté durant mes passages à vide au laboratoire.

Je n'oublie pas aussi l'équipe Carrier avec Cédric et André qui m'ont encadré et apporté leur soutien. Maxime ton soutien a aussi été précieux. Je suis aussi reconnaissant envers l'équipe américaine pour leur aide, leurs apports d'informations ainsi que leurs critiques.

Ces remerciements ne seraient pas complets si j'oubliais ma famille qui m'a soutenu tout au long de mon cursus universitaire et d'autant plus sur ces derniers mois.

Je remercie également Nico et Sylvain pour avoir tout fait pour soutenir avant moi et tous ces amis trop nombreux pour être cités.

Résumé

L'objectif de cette étude est d'optimiser une machine frigorifique au CO₂ pour une application dans le transport frigorifique. Les performances de l'unité doivent être supérieures à celles d'une machine avec une injection de vapeur et un compresseur bi-étagé, déjà commercialisée. Suite à l'étude de plusieurs solutions, un éjecteur couplé à un échangeur de chaleur interne semble la solution la plus intéressante.

Un banc expérimental est créé à partir de l'unité possédant une injection de vapeur. L'éjecteur est muni d'une aiguille pour pouvoir assurer une recherche de la haute pression optimale. L'échangeur de chaleur interne est équipé d'un by-pass pour modifier la puissance échangée. Un ensemble de points d'essais est testé avec deux températures d'évaporation : 0 °C et -20 °C, et trois températures de source chaude : 30 °C, 38 °C et 50 °C.

L'éjecteur avec aiguille est capable de s'adapter à différentes températures extérieures en modifiant la haute pression. L'échangeur de chaleur interne permet d'augmenter les performances du cycle mais présente une limite, la température au compresseur devient élevée et présente un risque de détérioration de ses performances ou de l'huile.

Avec le cycle présentant un éjecteur, une amélioration du coefficient de performance est observée pour les points avec une température d'évaporation de 0 °C mais celle-ci chute drastiquement pour les températures d'évaporation de -20 °C. Une analyse exergétique du cycle confirme les faibles performances de celui-ci pour des températures d'évaporation négatives.

À partir des résultats expérimentaux, des modèles numériques sont mis en place. Les échangeurs, vannes de détente sont modélisés de manière conventionnelle. Pour le compresseur, le modèle de Winandy est modifié afin de fonctionner pour un compresseur bi-étagé avec injection de vapeur. L'éjecteur est modélisé à travers un modèle unidimensionnel basé sur des transformations simplifiées décrites à travers des rendements isentropiques. Tous les modèles sont validés mais ceux des échangeurs ont un temps de calcul CPU trop important pour pouvoir être utilisés sur une modélisation dynamique.

Mots clés : CO₂ – Éjecteur – Échangeur de chaleur interne – Cycle frigorifique – Expérimental – Modélisation – Transport

Summary

The aim of this study is to optimize a CO₂ refrigeration unit for transport application. The efficiency of the unit needs to be superior that of a cycle with vapor injection and a two stages compressor. The solution proposed is to install an ejector with an internal heat exchanger.

A test bench is created from a pre-existing unit. Tests are made for two evaporation temperatures: 0 °C and -20 °C and three external temperatures: 30 °C, 38 °C and 50 °C. The ejector is equipped with a needle to seek the optimal high pressure. The internal exchanger is equipped with a by-pass to modify the thermal power exchanged.

The ejector with needle can change the high pressure to seek the optimal conditions. The internal heat exchanger increases the efficiency of the cycle but the rising of temperature at the compressor can degrade its efficiencies or the oil. The new cycle increases the COP for evaporation temperature of 0 °C but the COP is lower than without ejector for evaporation temperature of -20 °C. An exergetic analysis shows that indeed the cycle is less efficient for low evaporation temperature.

From the experimental results, numerical models are created to realize a system simulation and to test different scenarii to drive the unit. Exchangers and valves modeled with conventional tools. Wynandy's model is adapted to be used on a two-stage compressor with vapor injection. The ejector is modeled with a one-dimensional model, based on simplified transformations described with isentropic efficiencies. All models seem to work but the CPU time is too high to use the exchanger models for dynamic simulation.

Keywords: CO₂ – Ejector – Internal heat exchanger – Refrigeration cycle – Experimental – Modelling – Transport

Table des matières

Remerciements	i
Résumé	iii
Summary	iv
Liste des Tableaux	ix
Liste des Figures	x
Nomenclature.....	xiv
Introduction.....	1
1. Contexte général de l'étude	4
1.1. Historique	5
1.2. Réglementation	6
1.3. Caractéristiques thermodynamiques du CO ₂	9
1.4. Analyse d'un cycle thermodynamique au CO ₂	11
1.4.1. Le cycle trans-critique	11
1.4.2. Analyse exergetique et énergetique	13
1.4.3. Optimisation du cycle	15
1.4.3.1. Utilisation d'un échangeur de chaleur interne.....	15
1.4.3.2. Utilisation d'une turbine	16
1.4.3.3. Utilisation d'un éjecteur	17
1.4.3.4. Utilisation d'une compression bi-étagée avec un séparateur liquide vapeur	18
1.4.3.5. Comparaison des diverses solutions	19
1.5. Optimisation du cycle	20
1.5.1. L'éjecteur.....	20
1.5.2. L'éjecteur au sein d'un cycle trans-critique.....	23
1.5.3. Dimensionnement de l'éjecteur.....	24
1.5.4. L'implantation d'un échangeur de chaleur interne.....	26
Conclusions.....	27
2. Mise en place des essais.....	28
2.1. Cycle thermodynamique	29
2.1.1. Cycle NaturaLINE	29
2.1.2. Cycle avec éjecteur	31
2.1.3. Données d'entrée pour le dimensionnement	32
2.2. Dimensionnement de l'éjecteur et HXI	36
2.2.1. Principe de l'analyse CFD.....	36

2.2.2.	Résultats de la modélisation	37
2.2.3.	Sélection de l'échangeur de chaleur interne.....	40
2.3.	Réalisation du banc d'essai	42
2.3.1.	Capacité de la salle d'essai	42
2.3.2.	Mise en place des capteurs, éjecteur et HXI	45
2.3.3.	Protocole d'essais et traitement des données.....	47
	Conclusions.....	48
3.	Modélisation.....	49
3.1.	Revue bibliographique sur les différentes approches de modélisation.....	50
3.1.1.	Caractéristiques générales retenues pour le modèle	54
3.2.	Échangeurs	55
3.2.1.	Modèle général	55
3.2.2.	Modélisation des échanges côtés air	60
3.2.3.	Choix des coefficients convectifs.....	62
3.3.	Vanne de détente.....	63
3.4.	Modèle du compresseur	64
3.4.1.	Choix du modèle.....	64
3.4.2.	Modèle de Winandy	65
3.5.	Séparateur liquide vapeur.....	68
3.6.	Éjecteur.....	69
3.6.1.	Choix du modèle.....	69
3.6.2.	Mise en place du modèle	74
3.6.2.1.	Convergent de la tuyère principale	75
3.6.2.2.	Divergent de la tuyère principale	81
3.6.2.3.	Aspiration du fluide secondaire	81
3.6.2.4.	Zone de mélange	83
3.6.3.	Diffuseur	86
3.6.4.	Modèle de l'éjecteur	87
	Conclusions.....	90
4.	Résultats expérimentaux.....	91
4.1.	Caractérisation du cycle avec injection de vapeur.....	91
4.1.1.	Mise en place du protocole d'essais	91
4.1.2.	Validation des résultats obtenus.....	93
4.1.3.	Analyse du comportement du cycle.....	98

4.2.	Caractérisation du cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne	100
4.2.1.	Mise en place du protocole d'essais	100
4.2.2.	Identification de la charge optimale	105
4.2.3.	Impact de l'échangeur de chaleur interne	108
4.3.	Éjecteur dans différentes conditions de travail	112
4.3.1.	Impact de l'huile	113
4.3.2.	Impact de l'éjecteur sur différents points	115
4.3.3.	Comparaison entre le cycle avec éjecteur et sans	118
	Conclusions.....	120
5.	Validation des modèles numériques.....	121
5.1.	Vannes de détentés.....	121
5.2.	Échangeurs thermiques.....	122
5.3.	Compresseur	124
5.4.	Éjecteur.....	130
5.4.1.	Convergent principal	130
5.4.2.	Divergent principal	131
5.4.3.	Aspiration du fluide secondaire	132
5.4.4.	Diffuseur	134
5.4.5.	Critique du modèle.....	134
	Conclusions.....	137
6.	Analyse exergétique	138
6.1.	Notions d'exergie	139
6.2.	Bilan exergétique des composants.....	142
6.2.1.	Batteries à ailettes.....	142
6.2.2.	Séparateur liquide vapeur	144
6.2.3.	Vannes de détente	145
6.2.4.	Compresseur	145
6.2.5.	Échangeur interne	149
6.2.6.	Éjecteur.....	150
6.3.	Résultats de l'analyse exergétique.....	151
6.3.1.	Résultats généraux	151
6.3.2.	Bilan d'exergie 0/30 °C	154
6.3.3.	Bilan d'exergie -20/30 °C.....	157
	Conclusion	158

7.	Synthèse et perspectives.....	159
8.	Bibliographie.....	162
9.	Annexes	167
9.1.	Annexe : Détermination des coefficients du modèle de Winandy	167
	Résumé.....	1

Liste des Tableaux

Tableau 1 Caractéristiques environnementales de plusieurs fluides frigorigènes, (1) tiré de (Juijpers et Peixoto 2014)., (2) suivant la norme NF EN 378 et ANSI/ASHRAE Standard 34-201	9
Tableau 2 Amélioration de COP avec récupération de l'énergie de détente par rapport à un cycle conventionnel.....	20
Tableau 3 Capacité du NaturaLINE.....	30
Tableau 4 Comparaison des augmentations de performance simulées avec IPM avec comme référence le cycle NaturaLINE.....	35
Tableau 5 Données d'entrées issues de l'analyse IPM pour la modélisation CFD	35
Tableau 6 Dimensions de l'éjecteur	39
Tableau 7 Capteurs implantés et leur précision.....	46
Tableau 8 Caractéristiques technologiques des échangeurs	55
Tableau 9 Caractéristiques des ventilateurs à une fréquence d'alimentation de 50 Hz, données du constructeur	61
Tableau 10 Caractéristiques du compresseur bi-étagé à piston.....	64
Tableau 11 Dimensions du séparateur liquide/vapeur	68
Tableau 12 Dimensions de l'éjecteur	74
Tableau 13 Perte de charge au niveau des échangeurs.....	95
Tableau 14 Ecart entre les pertes de charge calculées et mesurées au désurchauffeur.....	96
Tableau 15 Comparaison puissances frigorifiques calculées dans un bilan sur l'air et le CO ₂	96
Tableau 16 Ecart relatif entre les résultats expérimentaux issus du laboratoire et de l'entreprise (résultats laboratoire-résultats entreprise).....	97
Tableau 17 Débit au premier et deuxième étage et taux de liquide au séparateur	99
Tableau 18 Pertes de charge sur le cycle lors de la phase 1 des essais avec éjecteur.....	104
Tableau 19 Résultats de l'unité pour trois charges différentes	108
Tableau 20 Pertes de charge sur le cycle lors de la phase 1 et 2 des essais avec éjecteur à la pression optimale, sur le point 0/38 °C	116
Tableau 21 Comparaison entre le COP, la puissance frigorifique, la puissance consommée, la vitesse du compresseur et la pression optimale du cycle avec éjecteur+échangeur de chaleur interne et avec injection de vapeur.....	119
Tableau 22 Rendements de l'éjecteur sur différents points de fonctionnement.....	119
Tableau 23 Comparaison entre la puissance échangée expérimentale et numérique.....	123
Tableau 24 Coefficients déterminés pour le modèle de Winandy.....	125
Tableau 25 Caractéristiques géométriques du compresseur.....	125
Tableau 26 Ecart entre le modèle de Winandy et les résultats avec l'éjecteur et le by-pass fermé ..	126
Tableau 27 Comparaison du rendement exergetique entre l'approche globale et détaillée (point correspondant au COP maximal pour chaque régime).....	151
Tableau 28 Bilan exergetique du cycle avec injection de vapeur détaillée (point correspondant au COP maximal pour chaque régime)	153
Tableau 29 Bilan exergetique du cycle avec éjecteur (point correspondant au COP maximal pour chaque régime).....	154
Tableau 30 Comparaison exergetique entre le cycle avec éjecteur et sans sur le point 0/30 °C (point correspondant au COP maximal).....	155
Tableau 31 Comparaison exergetique entre le cycle avec éjecteur et sans sur le point -20/30 °C....	157

Liste des Figures

Figure 1 Anomalie de la température moyenne annuelle de l'air, en surface, par rapport à la normale de référence : température moyenne du globe (données du Climatic Research Unit, University of East Anglia).....	1
Figure 2 Segmentation du transport frigorifique en service, en France, en 2012 (Michineau, Cavalier et Devin 2014)	4
Figure 3 Equateur du CO ₂ en Europe (Hellmann, Kren et Burvingt 2016)	5
Figure 4 Exemple d'un système de transport routier à température dirigée (cas d'un porteur rigide) .	7
Figure 5 Frise chronologique de l'exploitation des fluides frigorigènes	8
Figure 6 Diagramme de phases du CO ₂	9
Figure 7 Diagramme de Mollier du CO ₂ et températures pseudo-critiques.	10
Figure 8 Cycle thermodynamique du R-744, et du R-134a sur un diagramme pression enthalpie	11
Figure 9 Répartition des pertes exergetiques sur des cycles au R-744 [a] : (Yang, et al. 2004); [b] : (Ahmed, et al. 2014); [c] : (Deng, et al. 2007 (27)); [d] (Manjili et Yavari 2012).....	14
Figure 10 Cycle avec HXI et diagramme pression enthalpie	16
Figure 11 Diagramme température-enthalpie du CO ₂ avec détente isentrope et isenthalpe.....	17
Figure 12 Diagramme pression enthalpie et schéma d'un cycle avec éjecteur	18
Figure 13 Diagramme pression enthalpie et schéma d'un cycle bi-étagé avec injection de vapeur	19
Figure 14 Brevet de 1912 sur un éjecteur (O'Leary 1912)	21
Figure 15 Nombre d'articles sur les éjecteurs parus dans le journal international de la réfrigération	21
Figure 16 Schéma d'un éjecteur supersonique	22
Figure 17 Taux d'entraînement en fonction de la pression de sortie et zone de fonctionnement d'un éjecteur d'après (Chunnanond and Aphornratana 2004).....	23
Figure 18 Diagramme pression enthalpie du R-744 avec la représentation du gain à la détente de l'éjecteur.....	25
Figure 19 schéma d'un éjecteur avec aiguille (He, et al. 2016).....	25
Figure 20 Face avant d'un NaturalINE	28
Figure 21 Schéma du NaturalINE.....	29
Figure 22 Diagramme pression enthalpie du NaturalINE	29
Figure 23 Cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne (HXI).....	31
Figure 24 Diagramme pression enthalpie d'un cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne	31
Figure 25 Capture d'écran du cycle NaturalINE sous IPM	32
Figure 26 Schéma de l'éjecteur dans IPM	33
Figure 27 Schéma de l'éjecteur modélisé par CFD.....	37
Figure 28 Résultat de la modélisation CFD sur un point 0/38°C	38
Figure 29 Photographie et schéma de l'éjecteur implanté dans la machine, dimension entre crochets en pouces, en rouge le fluide provient du refroidisseur de gaz, en bleu de l'évaporateur et en violet du mélange	39
Figure 30 Dimensions de l'éjecteur	40
Figure 31 Dimensions du HXI.....	41
Figure 32 Implantation du HXI dans le circuit	41
Figure 33 Schéma de la salle d'essais	42
Figure 34 Caisson isolé dans la salle d'essais	43
Figure 35 Photographie de l'unité livrée en sortie d'usine avec son plan de coupe.....	44

Figure 36 Vue transversale de l'unité avant et après sa découpe	44
Figure 37 Schéma d'implantation des capteurs	45
Figure 38 Validation dynamique du modèle proposé à travers les températures de sortie en fonction de l'ouverture du détendeur (Siqueira Dantas et al. 2017)	50
Figure 39 Validation dynamique du débit au détendeur, et de la pression en sortie de compresseur (Pfafferott and Schmitz 2004)	51
Figure 40 Validation du modèle dynamique à travers la puissance frigorifique, la température de condensation, la température d'entrée et de sortie du refroidisseur d'évaporateur (Sørensen et al. 2015).....	53
Figure 41 : Logigramme du modèle numérique du NaturalINE avec en rouge les données d'entrées et en bleu les sorties.....	54
Figure 42b Circuitage du refroidisseur de gaz et du désurchauffeur et représentation de l'écoulement d'air dans le modèle, le CO ₂ en bleu et l'air en vert.....	57
Figure 43 : Bilan thermique sur l'échangeur	58
Figure 44 Carte d'écoulement du CO ₂	62
Figure 45 Représentation de la modélisation de Winandy sur un compresseur mono étagé.....	65
Figure 46 : Schéma de principe du modèle de Winandy appliqué à un compresseur bi-étagé.....	66
Figure 47 : Logigramme de la détermination du point de fonctionnement du compresseur bi-étagé	67
Figure 48 Comparaison des pressions calculées et mesurées, (Qiao, et al. 2015)	69
Figure 49 Diagramme de l'éjecteur avec le détail des évolutions, en pointillé le fluide secondaire, en bleu la vitesse, en rouge la pression et en vert une paroi fictive (Chunnanond and Aphornratana 2004)	70
Figure 50 Schéma des différentes parties de la modélisation d'un éjecteur diphasique (Bouziane, 2014)	71
Figure 51 Comparaison des résultats de Deng et al, 2007 et numériques de Eskandari et al, 2012	72
Figure 52 Erreur entre les débits mesurés et simulés (Zhu and Jiang 2018).....	73
Figure 53 Schéma de l'éjecteur avec dimensions	74
Figure 54 Détermination du rendement du convergent principal.....	76
Figure 55 (Nguyen, Winter, & Greiner, 1981) validation expérimentale des modèles numériques	77
Figure 56 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Attou & Seynhaeve, 1999	78
Figure 57 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Lund & Flatten, 2010.....	79
Figure 58 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Nguyen et al, 2014.....	79
Figure 59 Logigramme du modèle de convergent avec la méthode de (Copigneaux, Tobaly et Godin 1984).....	80
Figure 60 Détermination de la pression en sortie de divergent	81
Figure 61 Logigramme de la détermination du rendement de l'aspiration du fluide secondaire, de divergent et du rapport des sections fictives en sortie de convergent.....	85
Figure 62 Logigramme de la résolution de la zone de mélange.....	86
Figure 63 Modèle du convergent	88
Figure 64 Logigramme de la modélisation de l'éjecteur	89
Figure 65 Enregistrement d'un point d'essais sur le cycle avec injection de vapeur	92
Figure 66 Evolution des pressions du cycle à injection de vapeur, variation de la température extérieure de 30 °C à 38 °C. Les pointillés rouges délimitent la première zone de stabilité	93
Figure 67 Schéma du cycle avec injection de vapeur.....	94
Figure 68 Diagramme pression enthalpie du cycle avec injection de vapeur sur le point 0/30°C.....	94

Figure 69 Schéma transversal de l'unité à gauche sans modification à droite avec le caisson isolé	98
Figure 70 Impact de la température extérieure sur la pression optimale du cycle	99
Figure 71 Cycle avec injection de vapeur pour différentes températures d'évaporation	100
Figure 72 Enregistrement d'un point d'essais en mode éjecteur	101
Figure 73 Circuit frigorifique avec éjecteur et emplacement des capteurs	102
Figure 74 Schéma du circuit avec éjecteur et échangeur de chaleur interne.....	102
Figure 75 Diagramme pression enthalpie du cycle avec éjecteur.....	104
Figure 76 COP en fonction de la haute pression pour une charge de 4,5kg sur le point 0/38 °C.....	105
Figure 77 Puissance frigorifique et consommée en fonction de la haute pression	106
Figure 78 Recouvrement en fonction de la haute pression	106
Figure 79 Puissance consommée en fonction de la haute pression pour deux surchauffes différentes	107
Figure 80 COP en fonction de la haute pression pour deux surchauffes différentes sur le point 0/38 °C	107
Figure 81 Diagramme pression enthalpie des cycles avec éjecteur pour différents débits à l'échangeur de chaleur interne	109
Figure 82 Entraînement en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne	110
Figure 83 Puissance consommée en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne	110
Figure 84 Puissance frigorifique en fonction de la haute pression pour deux débits différents à l'échangeur de chaleur interne	111
Figure 85 COP en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne	111
Figure 86 Rendement de l'éjecteur en fonction de la haute pression pour deux débits différents ...	112
Figure 87 Evolution du COP en fonction de la haute pression sur le point 0/50 °C pour une vitesse de rotation au compresseur de 50%	113
Figure 88 Photographie du regard en sortie d'évaporateur lors du fonctionnement de l'unité avec à gauche le fluide pur et à droite une mousse.....	114
Figure 89 Diagramme présentant l'écart entre les puissances frigorifiques calculées à l'évaporateur et au système éjecteur-séparateur en fonction de la perte de charge en entrée évaporateur pour un point de fonctionnement 0/30 °C.....	115
Figure 90 Diagramme pression enthalpie pour différentes hautes pressions dans les conditions 0/50 °C	116
Figure 91 Diagramme pression enthalpie de deux cycles pour les conditions -20/38°C et 0/38 °C... ..	117
Figure 92 Puissance consommée par le compresseur en fonction du recouvrement sur un point 0/38 °C avec une vitesse au compresseur de 50%	118
Figure 93 Evolution du coefficient de perte de charge en fonction de l'ouverture de la vanne de détente haute pression.....	121
Figure 94 Evolution du coefficient de perte de charge en fonction de l'ouverture de la vanne de détente basse pression	122
Figure 95 Enthalpie du CO ₂ au niveau de l'évaporateur pour le point 0/38 °C.....	124
Figure 96 Coefficients d'échange du second étage en fonction du débit d'entrée	125
Figure 97 Débit simulé au compresseur comparé au débit mesuré expérimentalement sur le cycle avec injection de vapeur.....	126
Figure 98 Schéma de principe du modèle de Winandy.....	127

Figure 99 Evolution du rendement de compression en fonction de la puissance consommée	127
Figure 100 Diagramme pression enthalpie de l'évolution du fluide lors de la compression au sein du modèle pour une température d'entrée de 0 °C	128
Figure 101 Diagramme pression enthalpie de l'évolution du fluide lors de la compression au sein du modèle pour une température d'entrée de -20 °C	129
Figure 102 Rendement du convergent calculé en fonction du rendement de convergent simulé	131
Figure 103 Rendement de divergent calculé en fonction du rendement de divergent simulé	132
Figure 104 Rendement d'aspiration calculé en fonction du rendement d'aspiration simulé	133
Figure 105 Rapport des surfaces calculés en fonction du rapport des surfaces simulées.....	133
Figure 106 Rendement du diffuseur calculé en fonction du rendement du diffuseur simulé.....	134
Figure 107 Evolution de la pression au sein de l'éjecteur d'après le modèle	135
Figure 108 Evolution de la vitesse au sein de l'éjecteur d'après les modèles.....	135
Figure 109 Validation du calcul du débit secondaire	136
Figure 110 Validation du calcul de la pression en sortie d'éjecteur.....	136
Figure 111 Validation du calcul de la pression en entrée primaire.....	137
Figure 112 Système exergétique avec frontière et flux exergétique entrant et sortant	141
Figure 113 Circuitage du refroidisseur de gaz et du désurchauffeur et représentation de l'écoulement d'air dans le modèle	143
Figure 114 Photographie thermique du compresseur avec à gauche l'entrée du compresseur et à droite les sorties de celui-ci et l'entrée du deuxième étage.....	145
Figure 115 Frontière de l'analyse exergétique au niveau du compresseur	146
Figure 116 schéma de l'échangeur de chaleur interne	149
Figure 117 schéma de l'éjecteur	150
Figure 118 Rendement électrique en fonction de la puissance consommée sur le cycle avec injection de vapeur.....	151
Figure 119 Comparaison des pertes exergétiques entre le cycle avec éjecteur et avec injection de vapeur sur le point 0/30 °C.....	156
Figure 120 Comparaison des pertes exergétiques entre le cycle avec éjecteur et avec injection de vapeur sur le point -20/30 °C.....	158
Figure 121 Détermination des coefficients du modèle de Winandy	167

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
h	Enthalpie massique	J/kg
s	Entropie massique	J/(kg.K)
T	Température	K
A	Surface	m ²
λ	Conductivité thermique	J/(m.K)
\dot{m}	Débit massique	kg/s
e_c	Énergie cinétique	J
e_p	Énergie potentielle	J
Nu	Nombre de Nusselt	-
Re	Nombre de Reynolds	-
Pr	Prandtl	-
η	Rendement	-
\dot{Q}	Puissance thermique	W
\dot{W}	Puissance mécanique	W
P	Pression	bar
V	Volume	m ³
k_v	Coefficient de perte de charge	m ⁻²
ρ	Masse volumique	kg/m ³
U_oA	Coefficient d'échange global	W/K
\dot{N}	Vitesse de rotation	Tr/s
f	Facteur de Moody	-
a, b, c	Coefficient de Belman-Flores	-
C	Coefficient de Cuevas	-
\dot{Q}_f	Puissance frigorifique	W
C_t	Coefficient de conversion	-
dt	Pas temporel	m
dx	Pas spatial	s
u	Vitesse	m/s
D	Diamètre	m
θ	Angle	°
L	Longueur	m
Δ	Différence	-
e	Entrainement	-
Pr	Recouvrement	-
x	Taux de vapeur	-
r	Rayon	m
ϕ	Rapport des sections	

Abréviation	Définition
PRG	Pouvoir de réchauffement global
ODP	Potentiel de dégradation de l'ozone stratosphérique
COP	Coefficient de performance
HCFC	Fluides frigorigènes hydrochlorofluorocarbures
HFC	Fluides frigorigènes hydrofluorocarbures
HFO	Fluides frigorigènes hydrofluoro-oléfines
CFD	Computational Fluid Dynamics
HXI	Échangeur de chaleur interne
ASERCOM	Association européenne des constructeurs de composants pour la réfrigération (Association of European Refrigeration Component Manufacturers)

Indice	Définition
is	Isentropique
evap	Évaporateur
asp	Aspiration
ref	Refoulement
e	Entrée
s	Sortie
in	Injecté
tot	Total
vol	Volumétrique
m	Mort
b	Balayé
f	Frigorifique
comp	Compresseur
rg	Refroidisseur de gaz
d	Désurchauffeur

Introduction

Des mesures instrumentales de températures climatiques existent depuis 1850. Ces mesures montrent une augmentation de la température moyenne du globe de 0,6 °C au XX^e siècle. Depuis 1970, l'augmentation est de 0,17 °C par décennie (Figure 1). L'écart par rapport à la moyenne calculée sur la période 1961 à 1990 de 14 °C a tendance à s'accroître sur la dernière décennie.

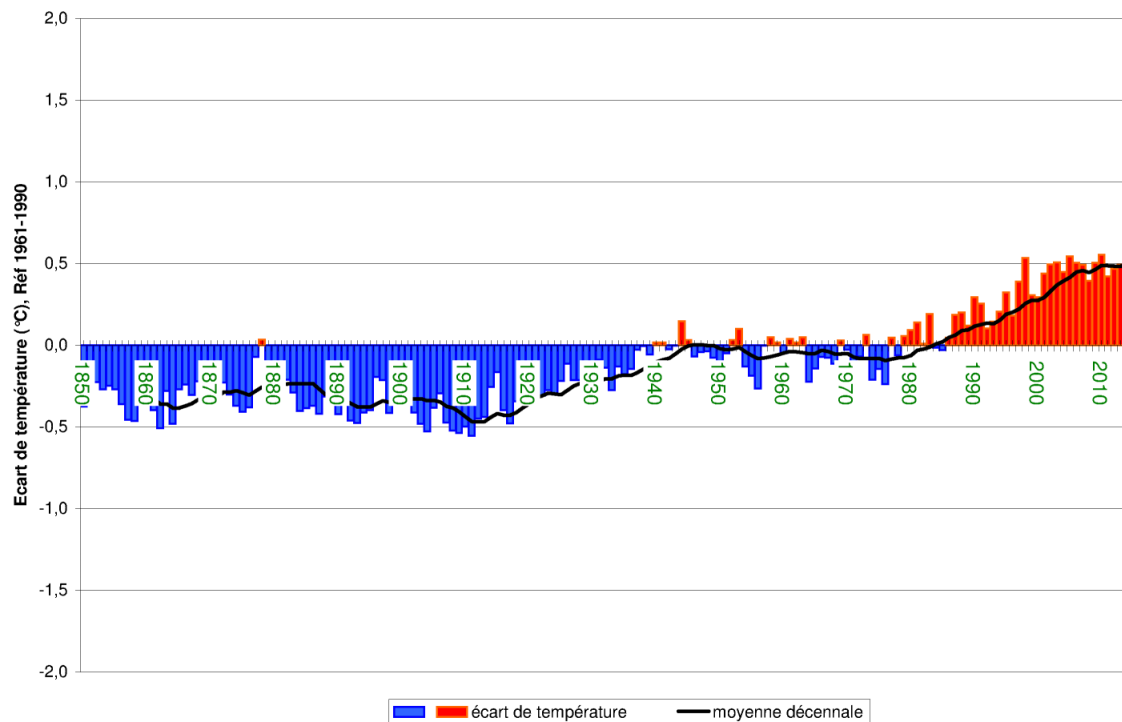


Figure 1 Anomalie de la température moyenne annuelle de l'air, en surface, par rapport à la normale de référence : température moyenne du globe (données du Climatic Research Unit, University of East Anglia).

Pour lutter contre cette évolution, un ensemble de réglementations a été mis en place afin de diminuer la quantité de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Dans le domaine de la réfrigération cela se traduit entre autres par un changement des fluides frigorigènes par des fluides à faible PRG (Pouvoir de Réchauffement Global). Pour diminuer leur impact sur le climat, l'objectif est aussi d'augmenter les performances des unités frigorifiques avec ces nouveaux fluides et utiliser les ressources d'énergies renouvelables.

Cette étude s'inscrit dans cet objectif : augmenter les performances d'un cycle frigorifique avec un fluide à faible PRG dans le domaine du transport frigorifique. Ce milieu est à la recherche de nouveaux fluides pour pallier la future interdiction des HFC (HydroFluoroCarbones) possédant un fort PRG. Une révision de la réglementation F-Gas applicable depuis janvier 2015 et l'amendement de Kigali au protocole de Montréal ratifié par 196 pays en octobre 2016 ont entériné leur processus de bannissement, d'une limitation progressive jusqu'à une interdiction totale en 2050.

Les remplaçants possibles sont soit des fluides naturels (propane, ammoniac, dioxyde de carbone) soit des fluides de synthèse (HFO-(HydroFluoro-Oléfine)). Ces fluides n'ont pas les mêmes propriétés thermodynamiques que les HFC et les machines doivent être adaptées afin de ne pas détériorer les performances des unités frigorifiques.

Ce travail consiste en l'étude d'un cycle frigorifique pour le transport routier, optimisé pour un fonctionnement au dioxyde de carbone (CO₂). Il comporte deux approches, l'une expérimentale avec la création d'un banc d'essai et l'autre numérique.

Le manuscrit est composé des chapitres suivants :

1^{er} chapitre : Contexte général de l'étude

Ce chapitre présente un rapide historique de la réfrigération des denrées périssables et des fluides frigorigènes amenant au choix du CO₂ comme fluide étudié. Les caractéristiques de ce fluide sont présentées ainsi que les cycles frigorifiques associés. Différentes solutions sont étudiées et l'adjonction d'un éjecteur pour la détente couplé à l'échangeur de chaleur interne est retenue pour l'installation expérimentale.

2^{ème} chapitre : Banc d'essais

Ce chapitre détaille le banc expérimental au sein duquel sont installés l'éjecteur et l'échangeur de chaleur interne. Ce banc est issu de la modification d'une unité préexistante installée sur des containers et fonctionnant au dioxyde de carbone. Cette unité utilise un cycle bi-étagé avec injection de vapeur et refroidissement intermédiaire. Le dimensionnement de l'éjecteur et de l'échangeur de chaleur interne ajoutés à l'unité sont détaillés, ainsi que l'emplacement et le type de capteurs installés.

3^{ème} chapitre : Modèles numériques

Ce chapitre présente les modèles numériques sélectionnés afin de créer un modèle dynamique de l'unité et de tester plusieurs solutions de pilotage de celle-ci. La représentation des composants utilise des modèles classiques sauf pour le compresseur et l'éjecteur. Le compresseur est basé sur un modèle proposé par Winandy (Winandy, et al 2002) adapté pour un compresseur bi-étagé. L'éjecteur est basé sur le modèle de Cardemil et Colle, (2012).

4^{ème} chapitre : Résultats expérimentaux

Ce chapitre détaille les protocoles expérimentaux et les résultats issus de l'unité avec et sans éjecteur. Les essais sans éjecteur servent de base de comparaison avec les essais avec éjecteur. Ils permettent une amélioration du coefficient de performance (COP) de l'unité pour des températures d'évaporation positives, et une diminution pour des températures négatives. L'échangeur de chaleur interne permet d'améliorer le COP, mais présente un risque de détérioration du compresseur ou de l'huile par suite d'une augmentation de la température du compresseur. Cet effet est amplifié par l'absence d'injection de vapeur à l'aspiration du second étage.

5^{ème} chapitre : Validation des modèles

Ce chapitre présente la validation des modèles numériques avec une attention particulière à la modélisation du compresseur et de l'éjecteur. Le modèle du compresseur fonctionne efficacement à partir d'un faible nombre de points d'essais mais présente une limite pour les points extrêmes de sa gamme d'étude. Le modèle de l'éjecteur présente une limite issue de sa géométrie.

6^{ème} chapitre : Analyses exergetiques

Ce chapitre propose une analyse exergetique des deux cycles frigorifiques avec et sans éjecteur. Les sources d'irréversibilités des deux cycles sont comparées sur trois points de fonctionnement. L'éjecteur permet de diminuer la part d'irréversibilité du circuit issue de la détente mais le rendement exergetique de l'unité n'est pas augmenté.

1. Contexte général de l'étude

Cette thèse CIFRE est réalisée dans le cadre de la création d'un prototype de machine frigorifique pour le transport routier.

La taille du marché français peut être estimée à 10% du marché européen, d'après les données gouvernementales (gouv 2017), et 32% du transport routier est consacré à l'agro-alimentaire. En 2012, 45550 camionnettes et 28000 porteurs sont dotés d'un fourgon en température dirigée et 33000 semi-remorques sont sous température dirigée (Figure 2).

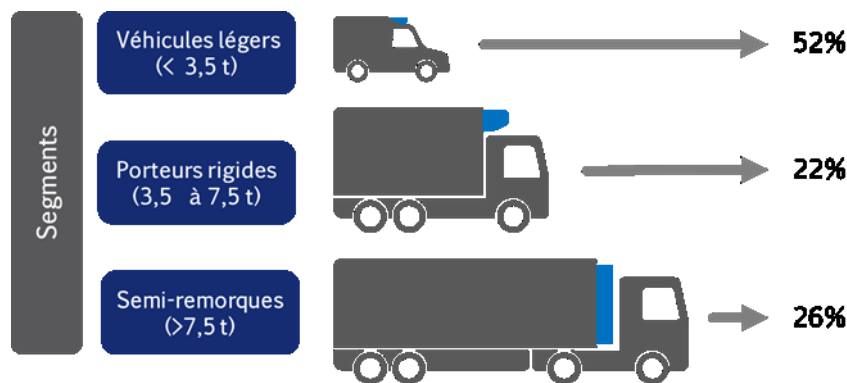


Figure 2 Segmentation du transport frigorifique en service, en France, en 2012 (Michineau, Cavalier et Devin 2014)

Il est difficile d'avancer des chiffres au niveau de la flotte mondiale de véhicules en température dirigée par suite d'un manque de suivi sur le marché de la revente et du suivi de vie sur la fin des équipements. Cependant l'augmentation de la population mondiale couplée à la demande de produits frais et surgelés de qualité en toute saison permettent de supposer une augmentation de ce secteur d'activité.

L'impact environnemental du transport routier est une grande préoccupation des instances européennes, ce qui se traduit notamment par les réglementations qui permettent de lutter contre l'appauvrissement de la couche d'ozone et le réchauffement climatique. Depuis le 1^{er} janvier 2015, comme évoqué précédemment, le règlement européen n°517/2014 aussi appelé réglementation F-Gas est applicable. Concrètement, il s'agit d'accélérer plus drastiquement la réduction des émissions de gaz à effet de serre en interdisant à terme les HFC (HydroFluoroCarbures) toujours utilisés sur le marché du froid.

Pour s'adapter à cette nouvelle réglementation, l'entreprise Carrier Transicold, spécialisée dans la création de systèmes frigorifiques pour le transport, a décidé de créer un prototype afin d'étudier de nouveaux fluides de travail. Le fluide frigorigène choisi en préalable au projet de thèse est le CO₂.

Les conditions de fonctionnement d'une machine au CO₂ dans le transport sont spécifiques. L'unité frigorifique doit travailler dans différentes conditions avec des températures de consignes variant de -25 °C à +12 °C et des températures extérieures variant de -40 °C à 50 °C.

Le principal inconvénient du CO₂ est de présenter généralement une performance énergétique plus faible que d'autres fluides frigorigènes pour des températures extérieures importantes. Pour pallier cet inconvénient, l'objectif général de cette étude est d'optimiser le cycle frigorifique au CO₂. La Figure 3 présente « l'équateur CO₂ » en Europe, au sud duquel les performances énergétiques d'un cycle au CO₂ sont inférieures à celles d'un cycle standard.

L'objectif est d'abaisser l'équateur en optimisant le cycle CO₂, en particulier à haute température extérieure.



Figure 3 Equateur du CO₂ en Europe (Hellmann, Kren et Burvingt 2016)

Il ne faut pas oublier une autre contrainte importante du transport routier qui est le dimensionnement des équipements. Ils doivent rester légers, compacts et robustes pour ne pas augmenter la charge non marchande tractée, ne pas diminuer le volume de marchandises transportées et fonctionner dans un véhicule en mouvement.

1.1. Historique

La problématique de la conservation des aliments s'est posée tôt dans l'histoire de l'humanité, l'objectif étant de préserver la comestibilité et les valeurs nutritives des denrées alimentaires. Plusieurs techniques existent : le séchage, la salaison, la cuisson, la fermentation, le trempage dans des corps sucrés ou gras, ou la réfrigération. Ces techniques ont en commun d'éviter le développement de bactéries, microorganismes et champignons, soit en les détruisant (procédé de conservation par la chaleur) soit en limitant ou en arrêtant leur développement (procédé de conservation par le froid). Les premiers procédés de réfrigération utilisent principalement de la glace d'origine naturelle, à laquelle il peut être ajouté du sel pour diminuer sa température de fusion. Des fosses de glace ont été utilisées par les mésopotamiens, l'empire romain et au Pérou.

En 1805 Oliver Evans préconise l'utilisation de l'éther diéthylique dans une boucle frigorifique. Il s'agit de la première description du cycle frigorifique avec compresseur, évaporateur, condenseur et détendeur (régulateur). Les circuits actuels fonctionnent encore sur le même principe. Pour le déplacement de vivres, le transport frigorifique apparaît dans le domaine ferroviaire avec des wagons-glacières (équipés de réserves de glace) (1873-1874) pour le transport de la bière. En 1914 la France compte 360 unités consacrées au transport de denrées sous froid. Il s'agit de wagons modifiés avec une isolation en liège, de la glace est utilisée afin de maintenir la température. Des wagons utilisant un cycle frigorifique mécanique existent mais leur utilisation est anecdotique à cause du prix des installations (*Wagons de Thouars*). En 1906 un wagon aérothermique utilisant du chlorure de méthyle est utilisé à des fins de réfrigération, le compresseur entraîné par la roue du wagon permet de passer de 20 °C à 0 °C en 45 minutes pour une vitesse de 40 km/h.

Il faut attendre 1950 pour que les camions frigorifiques se développent et commencent à supplanter le transport ferroviaire frigorifique et en 1970 apparaît la première réglementation leur étant dédiée (Institut international du froid 2016).

1.2. Réglementation

Il existe de nombreuses réglementations s'appliquant au transport routier : les réglementations liées à l'usage des véhicules, les réglementations impactant l'environnement et les réglementations qui garantissent le respect de la chaîne du froid.

En ce qui concerne la chaîne du froid, on peut noter que le transport routier des denrées périssables et notamment leurs exportations dans d'autres pays a été réglementé en 1970 par un accord international qui est géré par l'Organisation des Nations Unies.

L'accord ATP (accord relatif aux transports internationaux de denrées périssables et engins spéciaux à utiliser pour ces transports), (Commission économique pour l'Europe 2015) spécifie les caractéristiques du transport frigorifique, et les règles auxquelles il doit se soumettre.

Pour cette étude il est important de dissocier plusieurs catégories de transports frigorifiques, à savoir :

- Les engins calorifugés dits isothermes, ayant un coefficient d'échange thermique global inférieur ou égal à $0,70 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$;
- Les engins réfrigérants, ayant un système frigorifique non mécanique et sans absorption capable d'abaisser et de maintenir une température allant de 7 °C pour la classe A, à -20 °C pour la classe C en présence d'une température extérieure de 30 °C ;
- Les engins frigorifiques, avec un système mécanique ou à absorption capable d'abaisser et de maintenir une température allant de 0 °C pour la classe A, à -20 °C pour la classe F en présence d'une température extérieure de 30 °C (Figure 4) ;
- Les engins calorifiques, ayant un système capable d'augmenter la température.

Cette étude porte sur les engins frigorifiques du troisième point représentant 95% des engins (Carrier, 2018). La réglementation ATP fixe les protocoles pour mesurer la puissance frigorifique d'une machine et servira naturellement de base pour les mesures lors de ces essais. Le dimensionnement de la caisse calorifugée est lié à cette puissance frigorifique et impacte directement le volume de marchandises transporté.

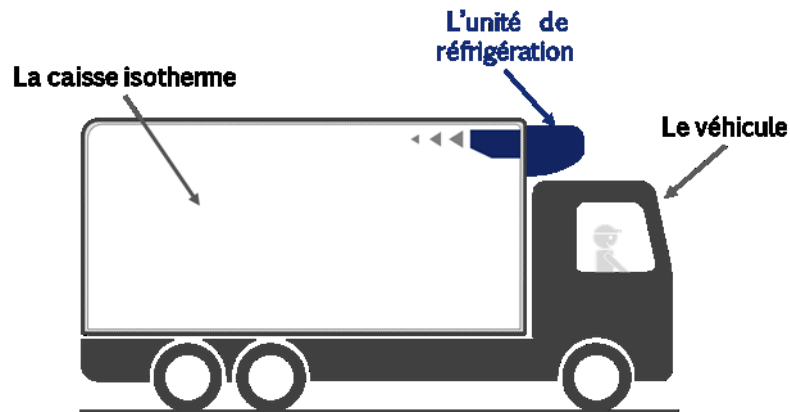


Figure 4 Exemple d'un système de transport routier à température dirigée (cas d'un porteur rigide)

À cette réglementation spécifique au transport des denrées périssables, s'ajoutent celles qui ont pour but de protéger l'environnement. En effet on observe, depuis quelques décennies, de fortes améliorations pour la réduction des impacts environnementaux liés aux transports à température dirigée. Elles sont poussées par des réglementations de plus en plus exigeantes sur les émissions de GES (Gaz à Effet de Serre) et autres rejets (particules fines, oxydes d'azote, hydrocarbures, etc.) liés notamment à la consommation énergétique et à l'utilisation de fluides frigorigènes. On retrouve notamment la réglementation F-Gas, le règlement européen n°1005/2009, les protocoles de Montréal et Kyoto, et les règlements européens 2016/1628, REACH et RoHS.

La Figure 5 illustre cette évolution. Les premières réglementations sur les fluides frigorigènes sont apparues en 1987 avec le congrès de Montréal qui a limité l'utilisation des chlorofluorocarbures (CFC) et des hydrochlorofluorocarbures (HCFC) en raison de leurs effets sur la couche d'ozone (ODP). Cela fait suite à un article de 1974 rédigé par les lauréats du prix Nobel américains Rowland et Molina (Molina et Rowland 1974) démontrant leur effet sur la couche d'ozone. Le protocole de Montréal de 1987 met en place l'interdiction progressive de ceux-ci à travers une première phase de limitation puis leur interdiction.

La problématique des gaz à effet de serre apparaît plus tard et à la suite du protocole de Kyoto en 1998, la réglementation Européenne F-Gas voit le jour en 2006 avec l'interdiction progressive des fluides à fort PRG au niveau européen puis mondial avec un amendement au protocole de Montréal, l'amendement de Kigali en 2016. Avec ces 2 dernières réglementations, les machines frigorifiques sont limitées en tonne d'équivalent CO₂. Le principe est de multiplier la masse de fluide dans la machine (sa charge) par le PRG du fluide, permettant d'obtenir son impact sur l'effet de serre du fluide. Cette limitation dépend de l'application de la machine, de sa puissance et est évolutive. Les unités doivent soit diminuer leur charge en HFC (à fort PRG) ou basculer sur de nouveaux fluides à PRG plus faibles, les HFO ou des fluides dits « naturels ».

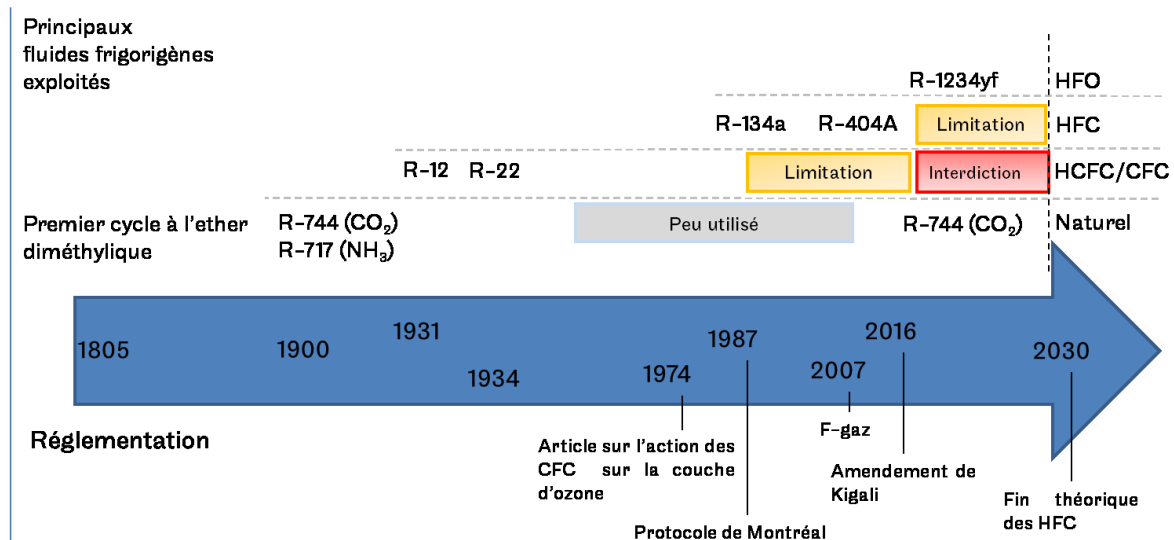


Figure 5 Frise chronologique de l'exploitation des fluides frigorigènes

Afin de trouver de nouveaux fluides sans effet sur la couche d'ozone et présentant un effet de serre limité, de nouveaux fluides sont synthétisés comme les hydrofluoro-oléfines (HFO). Ils sont rapidement utilisés dans la climatisation automobile telle le HFO-1234yf. Leur effet sur la couche d'ozone est nul et leur effet de serre est faible, cependant ils sont faiblement inflammables et leur durée de vie dans l'atmosphère est faible (6 jours pour le HFO-1234yf). Des craintes sont émises sur leurs produits de demi-vie. Un article de (Luecken, et al. 2010) met en avant l'impact environnemental du HFO-1234yf qui libère lors de sa décomposition 4 à 5 fois plus d'acide trifluoroacétique (TFA) que le R-134a. D'autres alternatives proposent des fluides avec un impact environnemental plus faible.

Le Tableau 1 résume cet impact environnemental pour plusieurs fluides frigorigènes. La colonne groupe de sécurité présente deux informations, l'inflammabilité, la classe 1 non inflammable (pas de propagation de flamme dans l'air à 60°C, 1 bar), la classe 2L légèrement inflammable (la vitesse de combustion est inférieure à 0,10m/s). Deux autres classes existent 2 et 3 pour les fluides inflammables et très inflammables (se référer à l'ISO 817 pour plus d'informations). La classe A correspond au fluide faiblement toxique (pas d'effet identifié à une concentration inférieure à 400 ppm) et B hautement toxique (effet nocif pour une concentration inférieure à 400 ppm). L'effet de serre des HFO est bien plus faible que celui des HFC, seuls certains fluides naturels présentent un PRG plus faible tels que l'ammoniac (R-717) et le CO₂ (R-744). L'ammoniac est un fluide toxique, cependant le CO₂ est non-inflammable, non toxique et a un effet de serre très faible. Ce fluide a été utilisé durant la première moitié du XX^{ème} siècle avant d'être supplanté par les CFC, puis les HCFC (Figure 5). Il est donc intéressant d'utiliser celui-ci comme fluide frigorigène pour ce prototype. Un autre aspect à considérer est ses caractéristiques thermo-physiques.

	ODP ⁽¹⁾	PRG à 100 ans ⁽¹⁾	Groupe de sécurité ⁽²⁾
R-12 (CFC)	0,73	10300	A1
R-22 (HCFC)	0,034	1780	A1
R-404a (HFC)	0	3900	A1
R-134a (HFC)	0	1360	A1
R-1234yf (HFO)	0	<1	A2L
R-744 (fluide naturel)	0	1	A1
R-717 (fluide naturel)	0	0	B2L

Tableau 1 Caractéristiques environnementales de plusieurs fluides frigorigènes, (1) tiré de (Juijpers et Peixoto 2014), (2) suivant la norme NF EN 378 et ANSI/ASHRAE Standard 34-201

1.3. Caractéristiques thermodynamiques du CO₂

La Figure 6 représente le diagramme de phases du CO₂. Il présente une température critique de 31,1°C, par comparaison celle du R-134a est de 101,35°C. En raison de sa température critique basse, lors de son utilisation, le R-744 passe à l'état supercritique pour des températures extérieures assez faibles (de l'ordre de 25 °C suivant les cycles), le cycle est appelé trans-critique. Afin d'appréhender les caractéristiques de ce cycle, il faut comprendre les propriétés du fluide dans ces divers états.

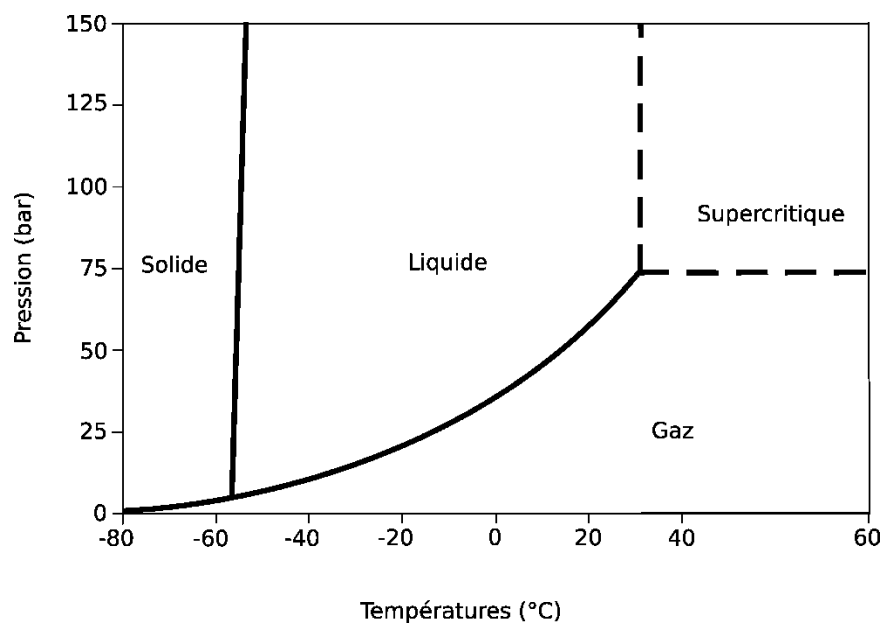


Figure 6 Diagramme de phases du CO₂

Dans son domaine sous-critique le CO₂ présente une pression de saturation plus élevée que d'autres fluides frigorigènes. À 20 °C, la pression de saturation de l'eau est de 2,3 kPa, celle du HFO-1234yf 606 kPa, et celle du CO₂ 5720 kPa.

La tension superficielle du liquide est faible. À 0 °C, celle-ci est de 5 mN/m pour le R-744 comparé à 14 mN/m pour le R-134a. Le CO₂ étant plus proche de sa température critique que le R-134a à 0 °C (31,3 °C contre 101,06 °C), la différence entre les propriétés du liquide et de la vapeur est moindre, en particulier les masses volumiques. Cela permet d'avoir une énergie de nucléation et une énergie pour la croissance des bulles faibles. D'après (Kwang-il, et al. 2007) au niveau d'un échangeur, les échanges thermiques vont donc être optimisés, la nucléation étant prépondérante par rapport à la convection. Le phénomène d'assèchement de la paroi est présent pour un titre massique liquide plus important que pour les HFC car le rapport de la viscosité du liquide à celle du gaz est faible, ce qui favorise la rupture du film liquide. En fin d'évaporation les échanges thermiques sont détériorés. Ces propriétés permettent d'obtenir des coefficients d'échange thermique élevés, ce qui permet de considérer le CO₂ comme un fluide frigorigène intéressant.

Dans la zone supercritique, les propriétés du R-744 évoluent rapidement. Sur la Figure 7, en vert la courbe représente le prolongement fictif de la courbe vapeur-liquide en zone sur-critique. Les températures pseudo-critiques sont situées à cette frontière au niveau du maximum de la capacité calorifique du fluide pour chaque isotherme. Certaines autres propriétés thermo-physiques du fluide y présentent aussi un extremum. Ce comportement peut créer des instabilités numériques dont il faudra tenir compte dans la conception du modèle.

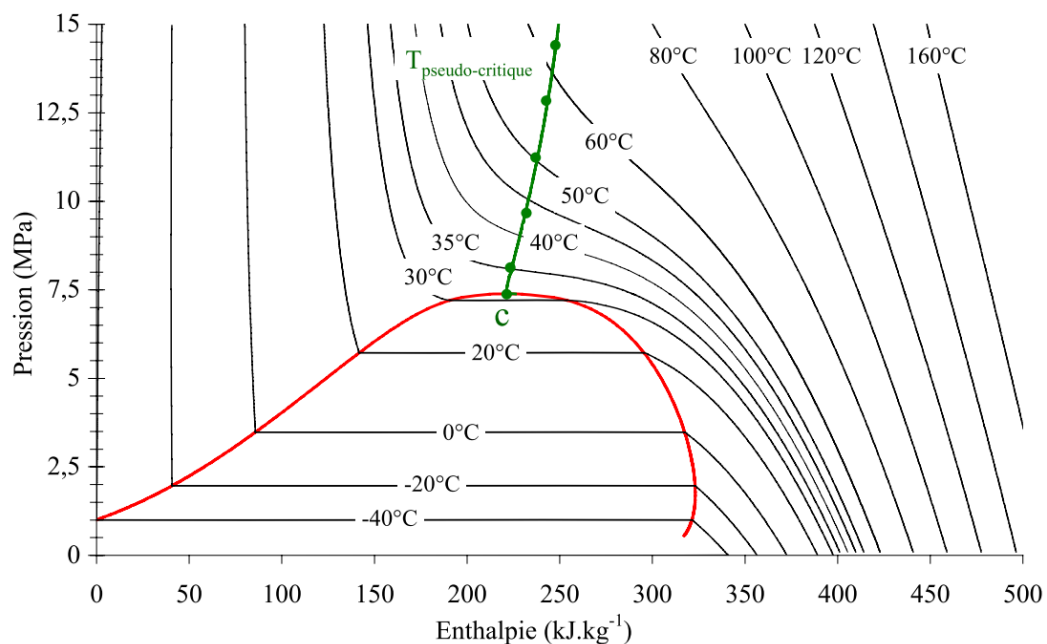


Figure 7 Diagramme de Mollier du CO₂ et températures pseudo-critiques.

Comme mentionné ci-dessus, le CO₂ présente des propriétés intéressantes permettant de le sélectionner comme fluide frigorigène pour la création du prototype, cependant sa température critique basse implique un cycle thermodynamique spécifique.

1.4. Analyse d'un cycle thermodynamique au CO₂

1.4.1. Le cycle trans-critique

Sur la Figure 8 un cycle frigorifique soumis aux mêmes contraintes extérieures avec deux fluides de travail différents est présenté. Les fluides sont le R-134a, fluide couramment utilisé (4108 tonnes mises sur le marché en 2016 (Monier, et al. 2016)) et le R-744. Il s'agit de cycles de base pour une source chaude de 35 °C et une source froide de -20 °C. Par la suite ce cycle, sera appelé conventionnel. Le cycle au CO₂ est trans-critique, sa température en entrée de refroidisseur de gaz est supérieure à sa température critique. L'une des différences entre les cycles réside dans un domaine de pression plus large pour le CO₂ : le R-134a ne dépasse pas la pression de 15 bar mais pour le R-744 la haute pression peut atteindre 150 bar.

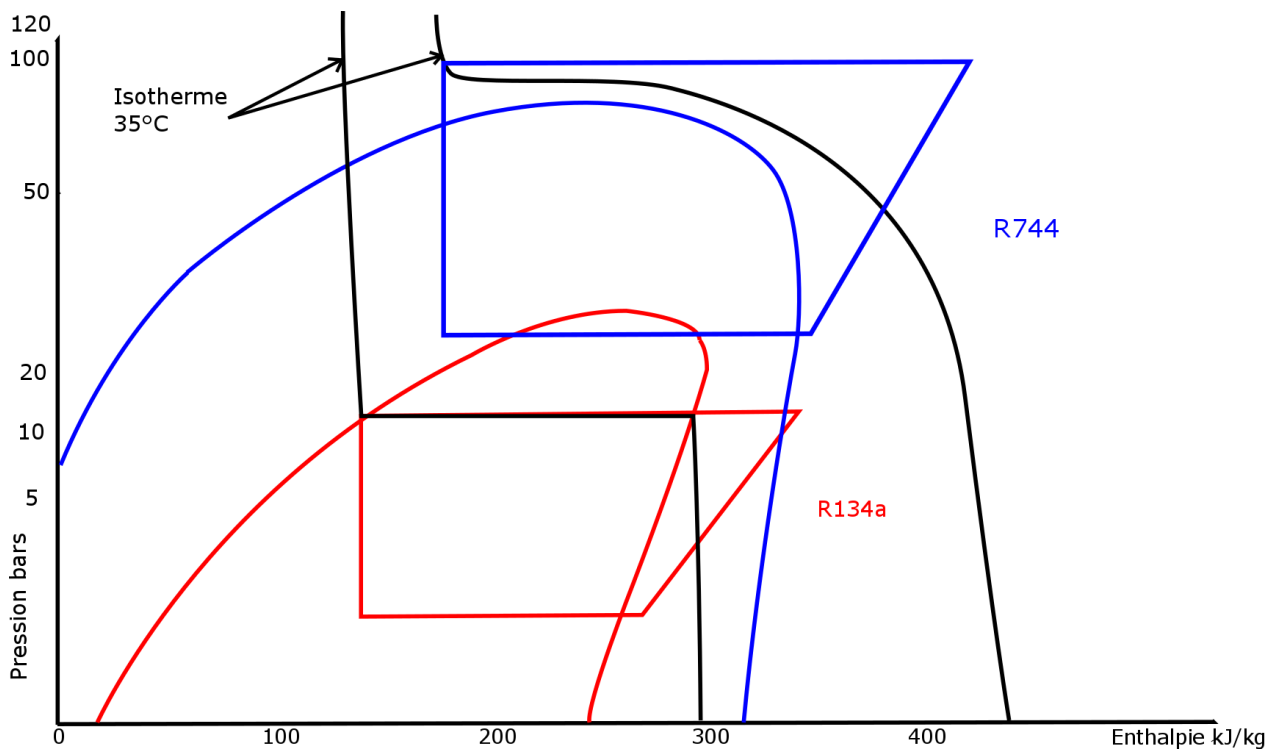


Figure 8 Cycle thermodynamique du R-744, et du R-134a sur un diagramme pression enthalpie

Dans un cycle trans-critique, le condenseur est remplacé par un refroidisseur de gaz, le CO₂ à l'état supercritique ne changeant pas d'état en se refroidissant à pression constante. Le paramètre de réglage du détendeur a aussi changé dans le domaine supercritique. La température et la pression n'étant pas liées, la pression en sortie de compresseur peut être réglée afin d'obtenir de meilleurs rendements ou une puissance frigorifique plus grande. Il s'agit de travailler sur les performances du compresseur en augmentant la pression en entrée du refroidisseur de gaz afin de diminuer l'enthalpie en entrée évaporateur pour augmenter la puissance frigorifique. Cela reste intéressant tant que l'augmentation de puissance frigorifique est plus grande que l'augmentation de puissance consommée par le compresseur. Il existe une haute pression dite optimale, correspondant à la pression pour laquelle la puissance consommée au compresseur augmente plus rapidement que la puissance frigorifique.

Les performances du cycle sont définies par la puissance frigorifique (équation 1.1) et le coefficient de performance (COP, équation 1.2). La puissance frigorifique est donnée par l'application du premier principe de la thermodynamique à l'évaporateur en régime permanent en négligeant les variations de vitesse et les effets de gravité.

$$\dot{Q}_{frigo} = \dot{m}(h_{sortie} - h_{entrée}) \quad 1.1$$

Le coefficient de performance (COP) permet de comparer la puissance frigorifique à la puissance consommée par le compresseur. Le COP global machine est calculé en faisant le rapport de la puissance frigorifique divisée par la puissance électrique consommée totale de la machine (équation 1.2). Il est maximal pour la haute pression optimale.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{frigo}}{\dot{W}_{consommée}} \quad 1.2$$

Des études paramétriques effectuées par (Toublanc 2009) montrent que sur une plage de 75 à 150 bar le COP peut varier de 1,13 à 3,47 pour des températures de sources chaude et froide respectivement de 35 °C et 0 °C. La puissance frigorifique augmente de 260% jusqu'à sa valeur maximale pour une consommation au compresseur augmentée de 18%.

Pour les mêmes conditions extérieures la pression optimale est propre à chaque machine car dépendante des performances du compresseur. Un article de (Liao, et al 2000) utilise plusieurs simulations du système afin d'en déduire la pression optimale en fonction des températures au refroidisseur de gaz, en entrée compresseur et à l'évaporateur. Un article de (Subiantoro, Ooi, and Stimming 2014) utilise une méthode différente en calculant le COP instantané lors du fonctionnement de la machine. Il modifie les paramètres de son cycle (vitesse du compresseur, ouverture des vannes...) pour obtenir la valeur optimale.

Il sera intéressant de créer un modèle numérique du prototype afin de pouvoir effectuer cette recherche de haute pression optimale. Ce modèle pourra aussi servir à se substituer à certains tests qui ne pourraient être effectués en laboratoire. Le chapitre 3 traite cette question.

1.4.2. Analyse exergetique et énergetique

Afin de rechercher les solutions pour optimiser un système au CO₂, il est possible d'effectuer une analyse exergetique du système. L'exergie correspond à la quantité de travail maximale récupérable compte tenu d'une température de source To. Elle prend en compte la création d'entropie au sein d'un système et permet de calculer les pertes exergetiques du système dues aux transformations irréversibles. En recherchant les sources d'irréversibilité les plus importantes, il sera possible de hiérarchiser l'impact des composants sur l'efficacité du système.

Dans la thèse de (Boulawz 2007), le cycle trans-critique mono-étagé au R-744 est comparé à un cycle conventionnel au R-134a. Dans les mêmes conditions de travail (température en sortie d'évaporateur et milieu ambiant), la répartition des pertes exergetiques est la même, sauf au niveau de la détente qui présente une perte plus importante de 20%.

Plusieurs analyses exergetiques issues de simulations numériques ont été effectuées sur le cycle conventionnel et sur des possibilités d'améliorations de celui-ci. Celles-ci sont représentées sur la Figure 9. Ces calculs sont effectués sur des cycles en régime permanent sans perte charge dans le circuit, le compresseur est supposé adiabatique. La température de référence varie de 27 °C à 35 °C suivant les articles. Les valeurs calculées dans ces publications ne peuvent pas être comparées mais les tendances peuvent l'être.

Elles montrent que sur un cycle conventionnel pour différentes températures d'évaporation 0, +2 °C et +5 °C, la quantité d'exergie perdue lors de la détente est comprise entre 28% et 40% de l'exergie perdue totale. Viennent ensuite, la compression, le refroidisseur de gaz et l'évaporateur. Les pertes à l'évaporateur dépendant de la surchauffe fixée, (Yang, et al. 2004) imposent une surchauffe nulle causant les faibles pertes d'exergie à l'évaporateur. Améliorer la détente du CO₂ semble une solution pertinente.

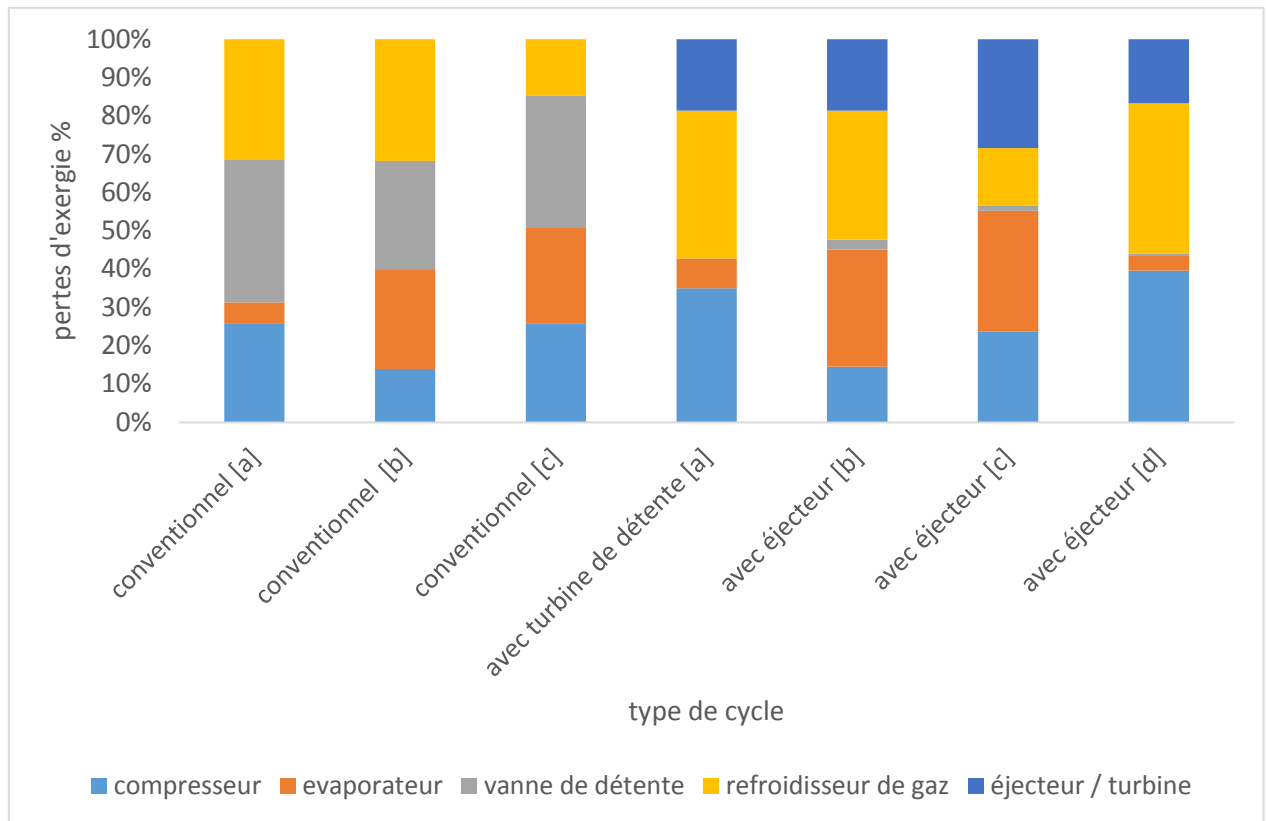


Figure 9 Répartition des pertes exergétiques sur des cycles au R-744 [a] : (Yang, et al. 2004); [b] : (Ahammed, et al. 2014); [c] : (Deng, et al. 2007 (27)); [d] (Manjili et Yavari 2012)

L'importante production d'entropie lors du passage à travers une vanne de détente provient de la différence de pression (60 bar) entre la pression en sortie de refroidisseur de gaz et d'entrée d'évaporateur. Pour optimiser le système il est donc intéressant de travailler sur une méthode pour réduire l'irréversibilité de la détente et récupérer le travail. L'utilisation d'une turbine permet de transformer l'énergie de détente en énergie mécanique pour le compresseur, ou en énergie électrique pour alimenter différents systèmes. L'utilisation d'un éjecteur permet aussi de récupérer une partie du travail lors de la détente pour précompresser la vapeur à la sortie de l'évaporateur.

L'implantation d'une turbine de détente permet de diminuer les pertes exergétiques de 30% et celles d'un éjecteur de 23% d'après les études de (Yang, et al. 2004) et (Ahammed and Bhattacharyya 2014). Ces résultats sont à considérer avec précaution car ils n'ont pas été validés par une étude expérimentale. L'étude avec turbine suppose un rendement isentropique de celle-ci de 65%, tandis que l'étude avec éjecteur ne prend pas en compte le besoin de rajouter un séparateur liquide/vapeur qui est une autre source d'irréversibilité à travers les pertes de charge qu'il peut engendrer.

Le principe de ces composants est présenté dans la partie suivante.

1.4.3. Optimisation du cycle

Afin d'améliorer les performances du cycle, les composants existants permettant d'augmenter la puissance frigorifique et de diminuer la puissance mécanique consommée sont étudiés. Dans un premier temps leur principe de fonctionnement est présenté puis leurs avantages et inconvénients.

1.4.3.1. Utilisation d'un échangeur de chaleur interne

Un échangeur de chaleur interne (HXI) permet de diminuer la température du fluide en amont de la vanne de détente en utilisant le fluide en aval de l'évaporateur. Le cycle correspondant à cet agencement est présenté sur la Figure 10. En conservant la même enthalpie de sortie de refroidisseur de gaz, par rapport à un cycle conventionnel, la température d'entrée de la vanne de détente est plus basse (3 vers 4), le fluide sortant du refroidisseur de gaz échangeant avec le fluide sortant de l'évaporateur. L'enthalpie d'entrée de l'évaporateur diminue permettant une puissance frigorifique plus importante à débit constant.

Si la diminution de la puissance consommée au compresseur est recherchée, la puissance frigorifique est conservée, à débit constant, l'enthalpie en entrée de refroidisseur de gaz est abaissée afin de conserver la même enthalpie en entrée d'évaporateur. Pour une même température de sortie du refroidisseur de gaz, il est possible de diminuer la haute pression permettant de diminuer le taux de compression. La puissance consommée est diminuée.

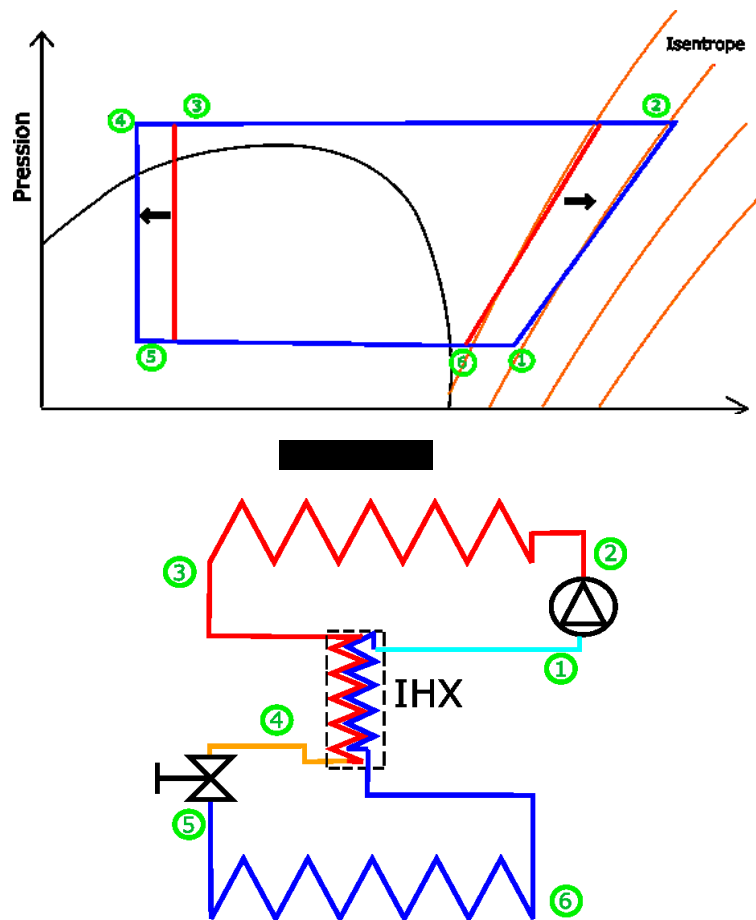


Figure 10 Cycle avec HXI et diagramme pression enthalpie

1.4.3.2. Utilisation d'une turbine

La vanne de détente principale peut être remplacée par une turbine de détente. Celle-ci va permettre de récupérer une partie du travail issu de la détente. Cette énergie peut être convertie en énergie électrique avec une génératrice afin d'alimenter d'autres composants du circuit (ventilateurs, électronique de contrôle...) ou être utilisée pour diminuer le travail au compresseur. La turbine diminue la puissance consommée par l'unité.

La turbine de détente peut être associée à un échangeur de chaleur interne. Dans son étude (Shariatzadeh, et al. 2016) effectuée une comparaison entre un système avec un échangeur de chaleur interne et sans. Il démontre que l'échangeur de chaleur interne est intéressant par rapport à un cycle avec une vanne de détente mais diminue le COP d'un cycle avec une turbine. Cela est dû au fait que les isentropes sur un diagramme température-enthalpie ont une pente plus importante à faible température, comme la Figure 11 le présente (Δh_1 est inférieure à Δh_2). L'énergie récupérable maximale à la détente (différence d'enthalpie entre une détente isenthalpe et isentrope) est plus faible à faible température. Une détente avec récupération de travail sera donc moins efficace avec échangeur de chaleur interne.

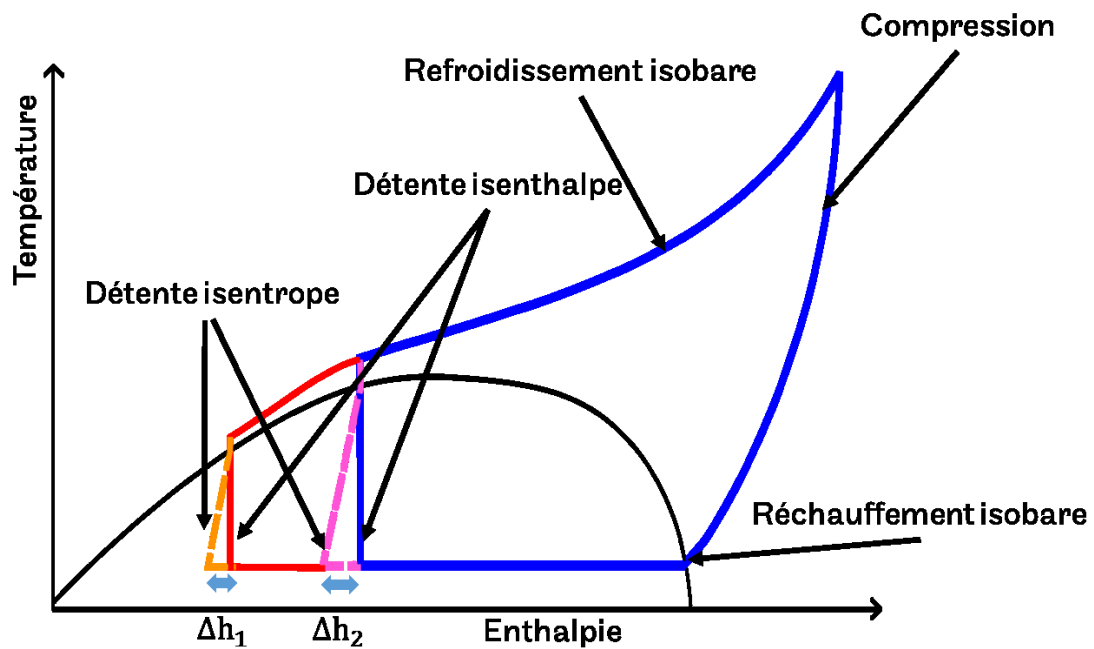


Figure 11 Diagramme température-enthalpie du CO₂ avec détente isentropique et isenthalpe

1.4.3.3. Utilisation d'un éjecteur

La Figure 12 illustre un cycle avec éjecteur et l'évolution du système sur un diagramme pression-enthalpie. Un éjecteur est un composant mécanique possédant deux entrées et une sortie permettant de récupérer l'énergie à la détente. Une entrée principale est reliée au fluide à haute pression, l'entrée secondaire au fluide à basse pression provenant de l'évaporateur. Dans un cycle trans-critique, l'entrée principale de l'éjecteur est reliée au refroidisseur de gaz (3), et son entrée secondaire à l'évaporateur (7). L'éjecteur va entraîner le fluide secondaire et permettre de récupérer une partie du travail de détente en augmentant la pression en entrée de compresseur. La sortie de l'éjecteur est reliée à un séparateur liquide-vapeur (4), envoyant la vapeur au compresseur et le liquide à l'évaporateur. Une vanne de détente (6) est ajoutée afin de pouvoir piloter de manière indépendante la pression à l'évaporateur.

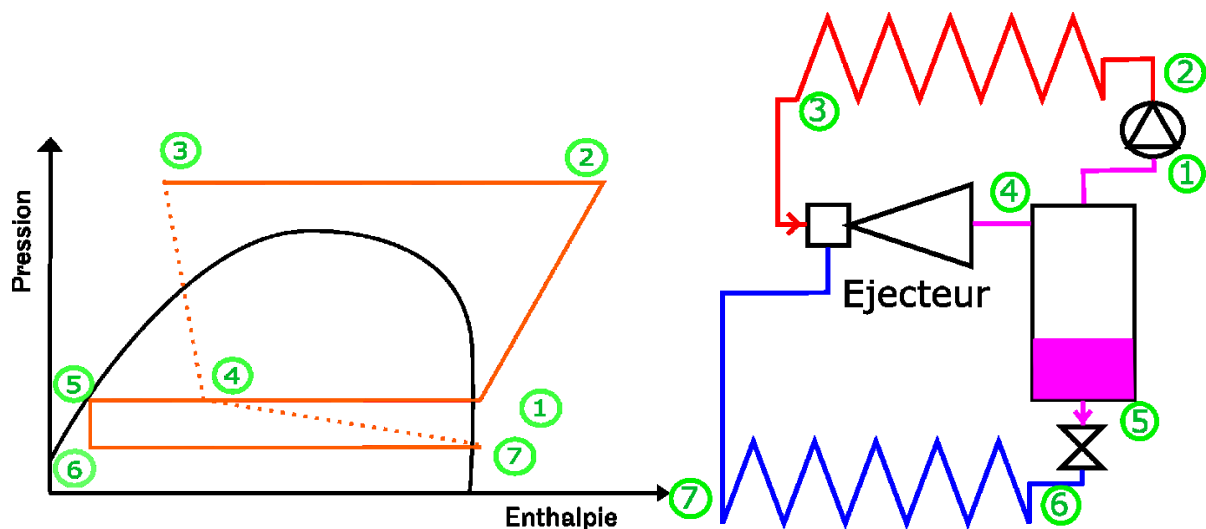


Figure 12 Diagramme pression enthalpie et schéma d'un cycle avec éjecteur

Un des avantages de l'éjecteur par rapport à une détente isenthalpique classique est l'augmentation de la pression d'aspiration au compresseur permettant de diminuer le taux de compression. Il permet aussi d'alimenter l'évaporateur avec un fluide présentant un titre liquide plus important. De plus, la sortie de l'évaporateur n'étant plus reliée à l'entrée du compresseur la surchauffe peut être très faible, permettant d'augmenter la puissance frigorifique.

L'inconvénient de l'éjecteur est de n'utiliser qu'une portion (au maximum 70%) du débit traversant le compresseur. Seul le fluide entraîné par l'éjecteur traverse l'évaporateur. Si le débit de celui-ci est trop faible, la puissance frigorifique sera diminuée. Entre un cycle sans éjecteur et un cycle avec éjecteur, le débit à l'évaporateur va donc baisser mais la différence d'enthalpie entre son entrée et la sortie sera augmentée. La puissance frigorifique résultante (produit des deux) peut ne pas augmenter. La diminution du taux de compression permet de diminuer la puissance consommée à débit constant. Pour augmenter le débit massique à l'évaporateur, à entraînement constant, il faut augmenter le débit massique aspiré, donc la puissance consommée par le compresseur.

1.4.3.4. Utilisation d'une compression bi-étagée avec un séparateur liquide vapeur

Une solution permettant de diminuer la consommation du compresseur est l'utilisation d'une compression bi-étagée avec refroidissement intermédiaire. Celle-ci permet de diminuer l'enthalpie en entrée du deuxième étage de compression. La pente des isentropes diminue avec la température sur un diagramme pression enthalpie. À rendement isentropique, pression d'entrée et de sortie identique, le travail de compression massique est plus faible pour une température d'entrée plus faible. La diminution de température entraîne aussi une augmentation de la masse volumique pour la même pression et un débit massique plus important à débit volumique constant.

Le cycle est présenté sur la Figure 13. Il comprend deux étages de compression et de détente successifs. L'évaporateur est alimenté en liquide pure à partir de la bouteille séparatrice. Les échanges sont donc améliorés. La vapeur est directement réaspirée par le compresseur haute pression, ce qui permet de diminuer la puissance électrique absorbée

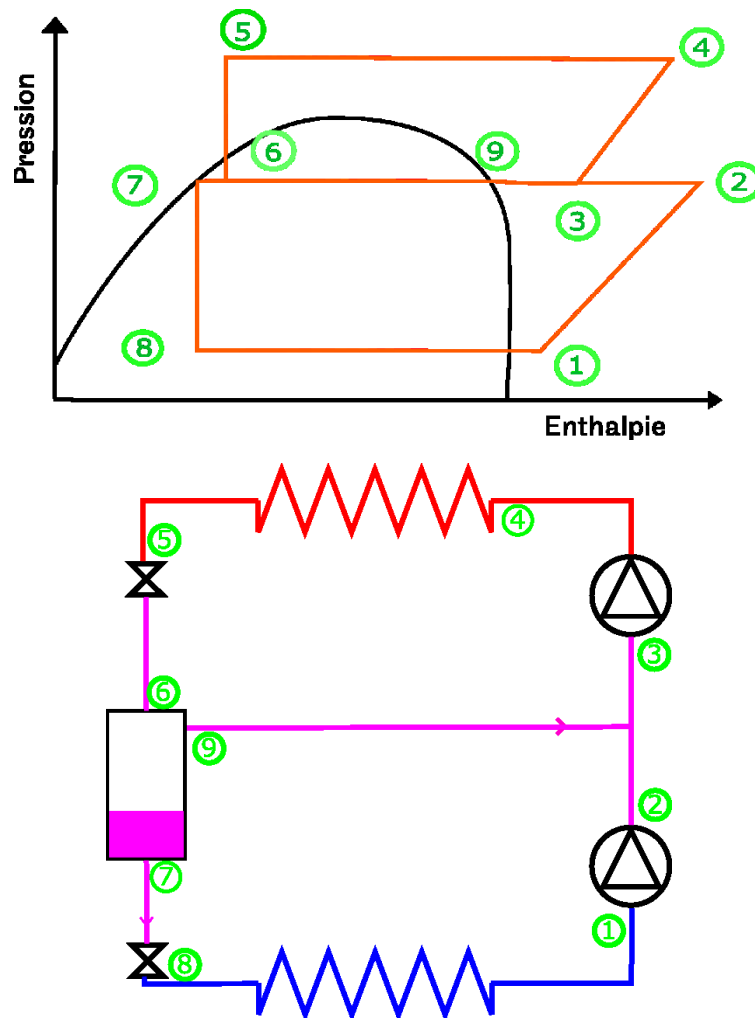


Figure 13 Diagramme pression enthalpie et schéma d'un cycle bi-étagé avec injection de vapeur

Les avantages de l'injection de vapeur sont qu'elle permet d'une part de diminuer la consommation du compresseur, d'autre part que le titre liquide en entrée évaporateur est augmenté ce qui entraîne une augmentation de la puissance frigorifique. Un inconvénient est que l'intégralité du débit comprimé par le second étage n'est pas valorisée dans l'évaporateur.

1.4.3.5. Comparaison des diverses solutions

Plusieurs analyses numériques permettent d'estimer les augmentations de performances des diverses solutions. L'implantation d'un HXI au sein d'un cycle au CO₂ bi-étagé permet une augmentation du COP de 7 à 8% d'après (Cavallini, et al. 2005). Lorsqu'ils rajoutent une injection de vapeur entre les deux étages de compression, l'augmentation du COP atteint 25% dans les conditions les plus favorables. (Wang, et al. 2014) analysent plusieurs cycles avec deux étages d'évaporation et un éjecteur. L'emplacement de l'éjecteur est modifié et est couplé à un HXI. Les auteurs obtiennent des améliorations du COP allant jusqu'à 10%. En 2015 (Zhang, et al. 2015) prédisent que des turbines ayant des rendements isentropiques de 40% permettront des augmentations de COP de 20%. Malheureusement leur turbine ne dépasse pas 10% de rendement isentropique.

Le Tableau 2 présente plusieurs études expérimentales ayant pour objectif d'améliorer l'efficacité d'un cycle au CO₂, par rapport à un cycle conventionnel dans les mêmes conditions de travail. Suivant les conditions expérimentales, le COP peut être augmenté de 7,5 à 15% par l'ajout d'un éjecteur. L'ajout d'une turbine de détente permet d'augmenter le COP jusqu'à 10%. La turbine de détente a cependant plusieurs inconvénients : tout d'abord, la présence de fluide diphasique a tendance à diminuer sa durée de vie en raison des phénomènes de cavitation. Ensuite, en plus du rendement de la turbine, il faut prendre en compte les rendements des composants permettant de valoriser cette énergie mécanique récupérée. Si elle est transformée en électricité, le rendement de génératrice diminue l'intérêt de l'utilisation d'une turbine. Si elle est directement injectée au compresseur, le système devient complexe, la vitesse de rotation au compresseur imposant celle de la turbine (Zhenying, et al. 2015).

	Cycle	Température extérieure	Température d'évaporation	Augmentation du COP
(Koehler, Lucas et Juergen 2012)	Avec éjecteur	40°C	-10°C	9%
(Koehler, Lucas et Juergen 2012)	Avec éjecteur	40°C	-1°C	15%
(Hua, et al. 2010)	Avec piston roulant	35°C	0°C	5 à 10%
(Elbel and Hrnjak 2008)	Avec éjecteur et échangeur de chaleur interne	45°C	27 °C	7,5%

Tableau 2 Amélioration de COP avec récupération de l'énergie de détente par rapport à un cycle conventionnel

Cette étude bibliographique a montré l'intérêt de l'éjecteur et du HXI. Les études sur un échangeur de chaleur interne couplé à un éjecteur à aiguille sur un cycle biétagé n'ont pas été traitées expérimentalement. Si le HXI détériore les rendements de la turbine, son impact sur un éjecteur à aiguille n'a pas encore été étudié. Le principe de l'éjecteur a été évoqué mais comprendre en détail son fonctionnement est indispensable. Celui-ci est étudié dans la section suivante.

1.5. Optimisation du cycle

1.5.1. L'éjecteur

Des brevets sur les éjecteurs sont disponibles depuis 1912 (Figure 14), les premiers brevets utilisaient comme fluide moteur de l'eau ou de l'air.

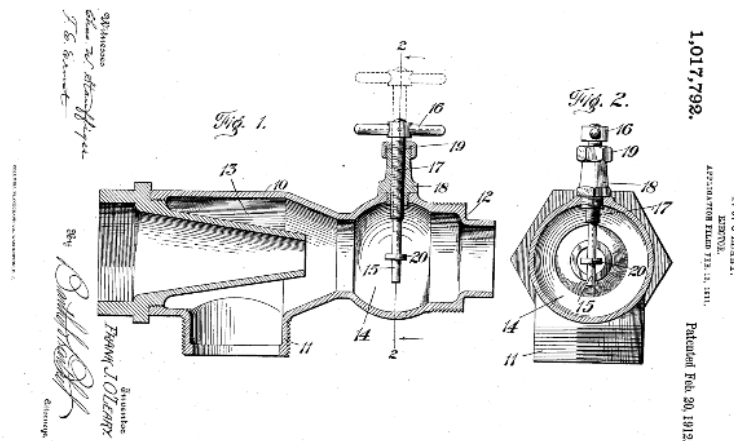


Figure 14 Brevet de 1912 sur un éjecteur (O'Leary 1912)

L'éjecteur est un ancien composant de nouveau étudié depuis plusieurs années dans le domaine du froid (Figure 15), le nombre d'articles lui étant consacré est en constante augmentation

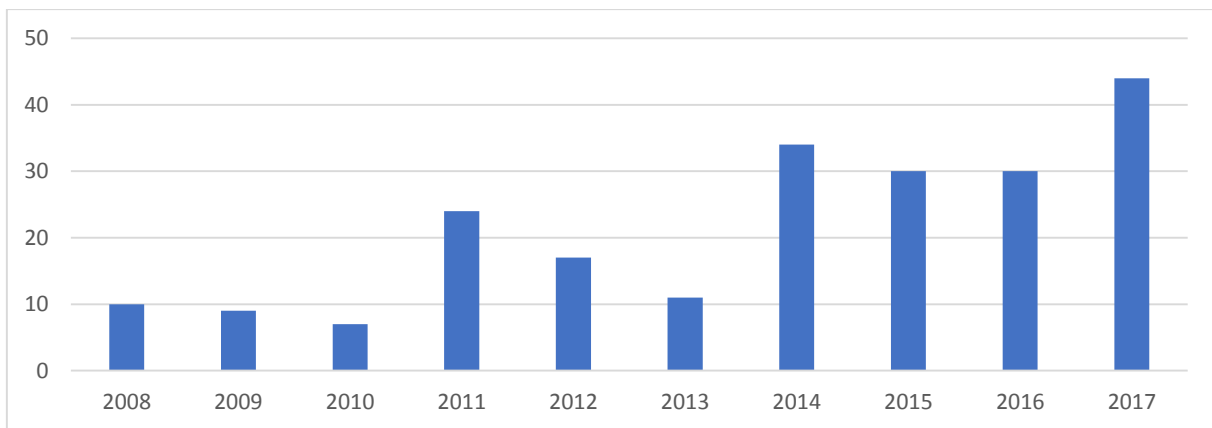


Figure 15 Nombre d'articles sur les éjecteurs parus dans le journal international de la réfrigération

Un éjecteur est un composant mécanique comportant une tuyère dans laquelle le fluide primaire se détend. Un schéma décrivant son fonctionnement est présenté sur la Figure 16 avec en pointillé le fluide secondaire. Un fluide primaire à haute pression traverse un cône convergent. Dans celui-ci la pression diminue et la vitesse augmente. L'énergie potentielle est transformée en énergie cinétique. En sortie de la tuyère, une entrée reliée à un fluide à faible pression (fluide secondaire) permet d'aspirer celui-ci, la pression en sortie de tuyère étant plus faible que celle du fluide secondaire. Les deux fluides vont ensuite être mélangés avant de traverser un diffuseur où la section augmente, entraînant une augmentation de la pression et une diminution de la vitesse.

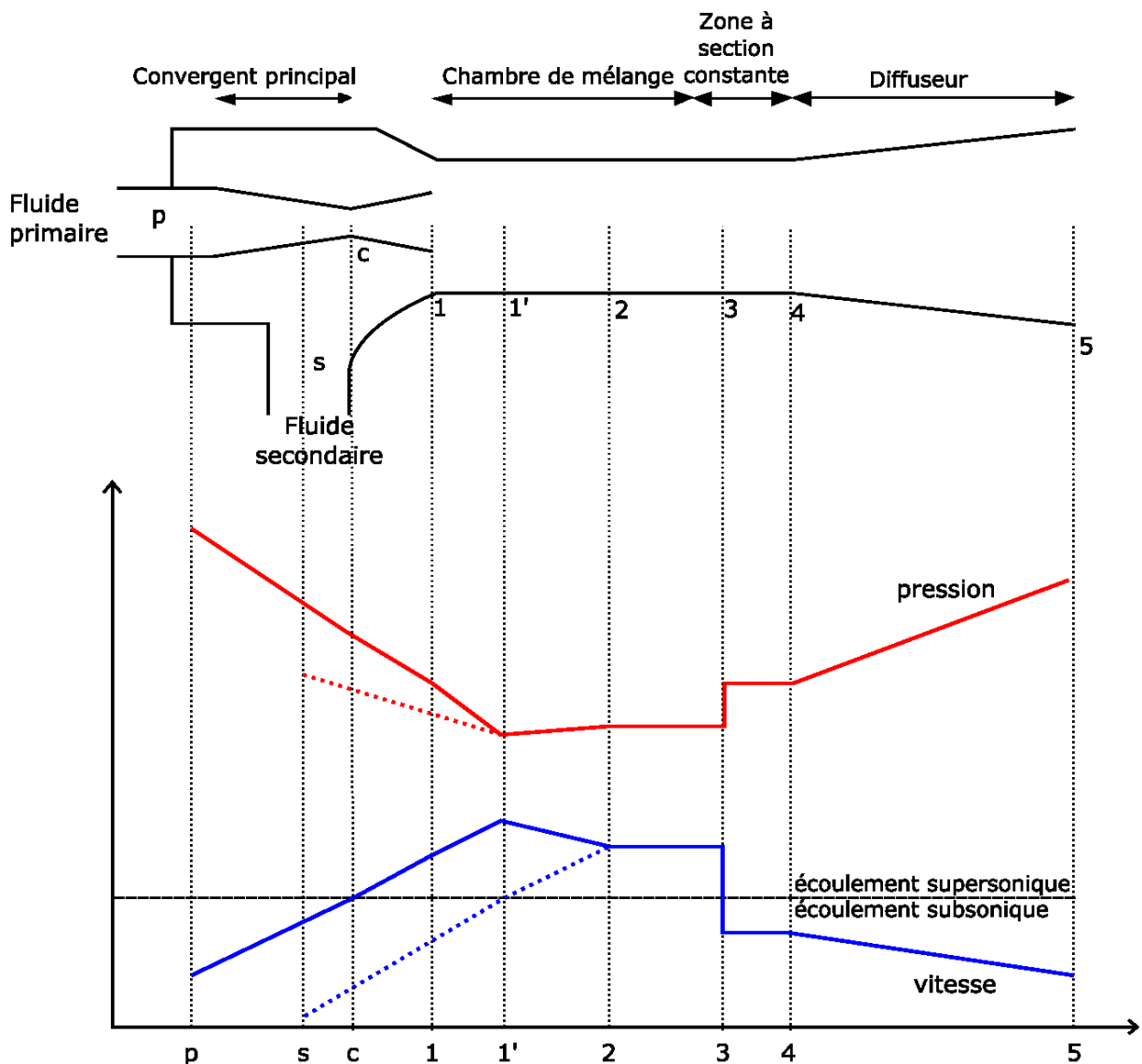


Figure 16 Schéma d'un éjecteur supersonique

Le principe de fonctionnement de l'éjecteur supersonique reste le même que celui d'un éjecteur subsonique :

- Au niveau du premier convergent : diminution de la pression du fluide primaire, augmentation de la vitesse, une fois le col franchi l'écoulement devient supersonique ;
- Au niveau de la chambre de mélange : aspiration du fluide secondaire, entraînant l'augmentation de la vitesse de celui-ci jusqu'à un écoulement supersonique, puis mélange des deux fluides ;
- Après la chambre de mélange : apparition d'une onde de choc, l'écoulement devient subsonique et la pression augmente brusquement ;
- Au niveau du diffuseur : augmentation de la pression et diminution de la vitesse car l'écoulement est de nouveau subsonique.

La condition principale pour qu'un éjecteur fonctionne est que la pression en sortie de la tuyère principale soit inférieure à la pression à l'entrée du secondaire. Sans cette condition le débit secondaire est nul.

Les performances d'un éjecteur sont décrites par deux indicateurs. Le taux d'entraînement, défini comme le rapport du débit secondaire au débit primaire (équation 1.3)

$$e = \frac{\dot{m}_{\text{secondaire}}}{\dot{m}_{\text{primaire}}} \quad 1.3$$

et le taux de compression (ou recouvrement), défini comme le rapport de pression entre la sortie d'éjecteur et l'entrée du secondaire (équation 1.4).

$$PR = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{secondaire}}} \quad 1.4$$

L'objectif du dimensionnement est de maximiser ces deux facteurs (à travers la géométrie de l'éjecteur). Le terme à maximiser dépend du type de circuit. Une augmentation de l'entraînement se traduit par une augmentation de puissance frigorifique et une augmentation du recouvrement par une diminution de la puissance consommée par le compresseur.

1.5.2. L'éjecteur au sein d'un cycle trans-critique

L'implantation de l'éjecteur a été présentée dans la partie 1.4.3.3, mais son comportement au sein du cycle n'a pas été analysé.

Sur la Figure 17, la zone de fonctionnement de l'éjecteur est présentée en fonction de la pression de sortie de l'éjecteur. Pour une pression inférieure à une valeur dite critique (dépendant de la géométrie de l'éjecteur), l'entraînement ne varie pas. Les deux fluides provenant de l'évaporateur et du refroidisseur de gaz ont atteint leur débit maximal. Le choc permettant de basculer d'un écoulement supersonique à un écoulement subsonique a lieu au niveau de la zone de mélange. Si la pression en aval augmente, l'écoulement secondaire ne va pas devenir supersonique, et n'atteint pas son débit maximal. Le mélange est perturbé et l'entraînement diminue rapidement. Si la pression en sortie dépasse une valeur limite, le fluide ne s'écoule plus et l'entrée secondaire devient la sortie (Chunnanond et Aphornratana 2004).

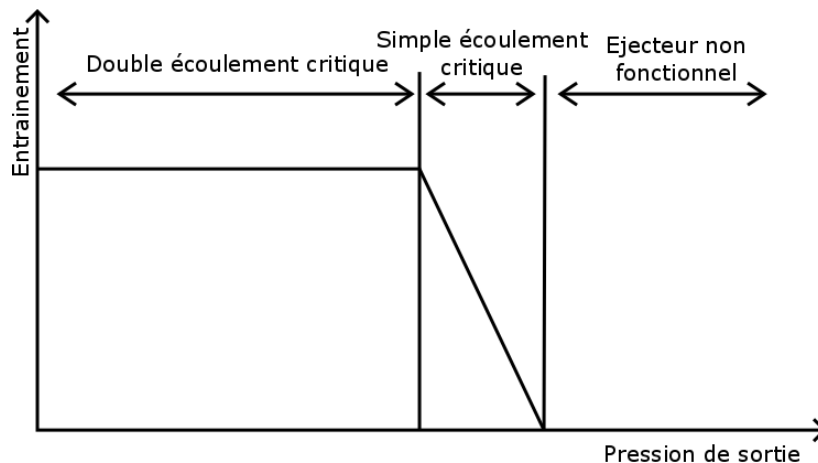


Figure 17 Taux d'entraînement en fonction de la pression de sortie et zone de fonctionnement d'un éjecteur d'après (Chunnanond and Aphornratana 2004)

Un cycle avec éjecteur a des performances plus élevées pour des températures extérieures importantes. Avec l'augmentation de la température de source chaude, la pression de refoulement augmente. L'énergie potentielle transformée en énergie cinétique augmente, elle permettra d'augmenter le débit aspiré à l'évaporateur. Cependant plus le débit aspiré à l'évaporateur est important, plus la vitesse diminue au sein de la zone de mélange : l'énergie cinétique convertie en énergie potentielle au sein du diffuseur diminue, et la pression de recouvrement est moindre. (Deng, et al.) ont pu démontrer que dans des conditions de travail identiques (mêmes températures de source chaude et froide), cette augmentation de débit à l'évaporateur (permettant une augmentation de puissance frigorifique), couplée à la diminution de pression à l'entrée compresseur (entraînant une augmentation du travail de compression), entraîne dans un premier temps une augmentation du COP. Lorsque l'augmentation de la puissance consommée (due à l'augmentation du taux de compression) devient supérieure à l'augmentation de puissance frigorifique, le COP diminue. Il est intéressant d'étudier un système permettant de diminuer la température en sortie de refroidisseur de gaz, tout en gardant la pression élevée, l'échangeur de chaleur interne le permettrait. La section 1.5.4 le présentera.

Une solution pour s'adapter à des changements de température extérieure serait d'utiliser plusieurs éjecteurs dimensionnés pour différentes conditions, ou d'utiliser un éjecteur équipé d'une aiguille afin de pouvoir adapter le diamètre du col. Le diamètre du convergent principal fixant la haute pression, si plusieurs éjecteurs en parallèle ont des diamètres de convergent différents, il sera possible de modifier la haute pression en basculant d'un éjecteur à l'autre. Le même objectif peut être accompli en utilisant une aiguille pour diminuer la surface de passage du convergent.

1.5.3. Dimensionnement de l'éjecteur

Différentes expériences ont été menées sur la géométrie des éjecteurs afin de maximiser leur rendement. La définition du rendement d'un éjecteur diffère suivant les articles, ici la définition de (Elbel et Hrnjak, 2008) a été choisie. Elle se base sur le rapport entre la puissance récupérée à la détente (puissance de précompression entre la sortie évaporateur et l'entrée compresseur) et la puissance maximale récupérable (détente isentropique). Elle permet de faire apparaître le taux d'entraînement et le recouvrement de manière indirecte. Les enthalpies sont représentées sur la Figure 18.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{entrée\ comp} - h_{sortie\ évap})}{\dot{m}_{comp}(h_{isenthalpe} - h_{isentropie})} \quad 1.5$$

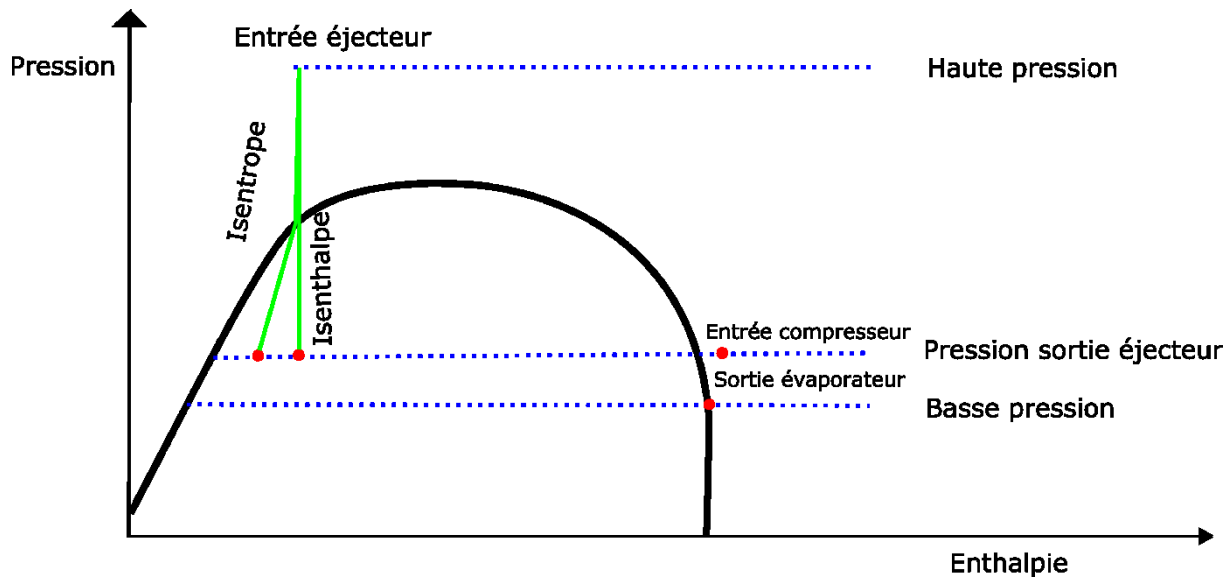


Figure 18 Diagramme pression enthalpie du R-744 avec la représentation du gain à la détente de l'éjecteur

L'utilisation de plusieurs éjecteurs en parallèle permet de basculer d'un éjecteur à l'autre pour s'adapter à des conditions de travail différentes. La problématique est de savoir combien d'éjecteurs il est possible d'implanter, et d'accepter que dans certaines conditions aucun des éjecteurs implantés ne soit très efficace (un éjecteur intermédiaire aurait été nécessaire). (Haida, et al. 2016) ont travaillé expérimentalement sur un système avec un bloc composé de 3 éjecteurs, pouvant être enclenchés de manière indépendante suivant les besoins du système. Des augmentations de performances allant jusqu'à 13% sont mesurées par rapport à un système avec une détente traditionnelle travaillant dans les mêmes conditions. (Banasiak, et al. 2015) mettent en place un système à multi-éjecteur présentant différentes dimensions. Le système d'éjecteurs atteint un rendement de 33% en moyenne. L'expérience de Carrier avec les éjecteurs à aiguille laissant supposer des rendements de 45%, la technologie de l'aiguille semble plus intéressante.

L'implantation d'une aiguille dans la buse primaire permet de diminuer le débit primaire et de modifier la pression d'entrée, de manière analogue à une vanne de détente. En insérant l'aiguille il est possible de changer la section de passage du convergent, le débit primaire est modifié ainsi que la pression en sortie de la tuyère principale, changeant l'entraînement et le recouvrement. L'emplacement est présenté sur la Figure 19.

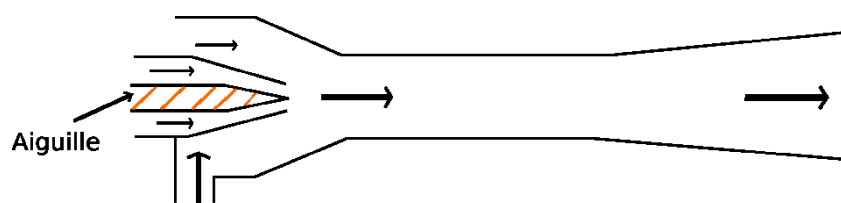


Figure 19 schéma d'un éjecteur avec aiguille (He, et al. 2016)

Le dimensionnement de l'éjecteur reste un problème ardu. Le type d'écoulement, diphasique, supersonique, avec mélange, ne facilite pas la mise en place de corrélations simples. Plusieurs méthodes existent, soit s'appuyant sur des méthodes unidimensionnelles (Banasiak, et al. 2015) avec validations expérimentales soit avec des analyses CFD (Jingming, et al. 2017).

Ces auteurs ont pu montrer que si l'angle du diffuseur est faible (5°) le rendement de l'éjecteur est augmenté de 10% par rapport à des angles de 10° ou 15° . La longueur du diffuseur et son inclinaison sont sujets à deux phénomènes opposés. Pour des angles trop grands et longueurs trop petites, les couches limites se décolent des parois entraînant une diminution de rendement. Si l'angle de diffusion est faible et le diffuseur long, les pertes de charge augmentent. L'angle permettant le meilleur rendement est 5° suivant ces auteurs.

La longueur de la zone de mélange a aussi une importance : trop courte elle ne permet pas un mélange adéquat des deux fluides, trop longue elle augmente les pertes de charge. Le rendement de l'éjecteur peut varier de 7 à 15 % pour des longueurs comprises entre 82,5 mm à 7,5 mm (Elbel et al, 2011)

Une méthode analytique basée sur les corrélations de (Robert et al, 1971), qui utilisent des analyses sur les tuyères, permet de dimensionner les diamètres d'étranglement en fonction des débits primaires et secondaires. Dans (Seung et Kim 2011), cette méthode permet de trouver les différents diamètres de l'éjecteur sans effectuer d'hypothèses sur le rendement. Une autre méthode, celle de Kornhauser, permet à (Elbel et Hrnjak, 2008) de modéliser un éjecteur à partir d'une décomposition de la transformation du fluide dans un éjecteur en plusieurs évolutions simplifiées caractérisées avec différents rendements. D'autres méthodes utilisent des solveurs numériques avec différents modèles à une dimension ou par résolution des équations de conservation. Les simulations CFD utilisent cette méthode, la difficulté reste le choix du modèle de turbulence et du modèle de mélange. Les modèles CFD sont plus détaillés dans le chapitre 2.3 au moment du dimensionnement de l'éjecteur.

Par exemple (Lucas, et al. 2014) effectuent une analyse CFD d'un éjecteur en comparaison sur des résultats expérimentaux. Sur le banc d'essai l'éjecteur est équipé de plusieurs capteurs de pression et les débits, pressions, enthalpie en entrée et sortie sont connus. Leurs hypothèses de travail sont d'avoir même vitesse, température et pression au sein des deux phases, d'être à l'équilibre thermique, et les effets de l'huile sont négligés. Leurs données d'entrée sont l'enthalpie du fluide primaire, ainsi que la pression de sortie, le débit et l'enthalpie du fluide secondaire. Les résultats numériques présentent un écart de 20% par rapport aux mesures, pour le terme de recouvrement. Ainsi une étude CFD fine permet d'avoir une estimation des résultats mais pas une précision élevée.

Afin de concevoir l'éjecteur une étude CFD sera donc menée afin d'améliorer ses performances. L'éjecteur seul présente une solution intéressante mais il serait intéressant de voir si l'utilisation d'un autre composant ne permettrait pas d'augmenter les performances. Un échangeur de chaleur interne peut y être ajouté.

1.5.4. L'implantation d'un échangeur de chaleur interne

L'idée est donc de mettre en place un éjecteur avec un échangeur de chaleur interne. L'implantation d'un HXI dans un cycle à turbine diminue les performances du cycle. Cependant l'effet avec un éjecteur est moins évident. (Bai, Yan, and Yu 2017) utilisent un cycle avec plusieurs évaporateurs et deux éjecteurs. Leur étude numérique leur permet d'observer une augmentation du COP de 5 à 10% suivant les points de fonctionnement, mais n'est pas appuyée par des expériences. (Wang et Yu 2016) effectuent des expériences avec un HXI et un éjecteur avec aiguille sur un cycle avec 2 évaporateurs. Le fluide utilisé est du R-600a. Ils observent une augmentation des performances du cycle suivant la position de l'aiguille au sein de l'éjecteur.

L'influence du HXI sur un cycle avec éjecteur à aiguille pour du CO₂ n'a pas encore été étudiée en détail. L'éjecteur étant dimensionné pour une condition de travail donnée, il faut pouvoir faire varier sa géométrie afin d'adapter son comportement à la présence d'un HXI. L'étude va permettre de mesurer les performances de l'éjecteur avec et sans HXI, de mesurer l'impact de celui-ci sur le rendement de l'éjecteur et sur le COP de l'unité.

Conclusions

Ce premier chapitre a rappelé le début du transport frigorifique, son évolution ainsi que ses inconvénients. À la suite de changements de législation, de nouveaux fluides frigorigènes doivent être exploités. Le CO₂ paraît être un candidat intéressant cependant ses cycles présentent une performance inférieure à celle des anciens fluides frigorigènes pour cette application.

L'analyse bibliographique couplée aux contraintes de l'application visée (transport) amène à proposer un cycle avec un éjecteur couplé à un échangeur de chaleur interne. Ils optimiseront la détente, en permettant d'augmenter la pression en entrée de compresseur et de diminuer l'enthalpie en entrée d'évaporateur. De même il sera important de mettre en place un modèle numérique afin de rechercher la pression optimale en fonction des conditions extérieures, essentielle dans le cadre du transport frigorifique.

L'objectif scientifique sera de comparer les performances du cycle avec éjecteur et HXI par rapport à un cycle avec éjecteur et sans HXI, mais aussi d'observer l'influence du HXI sur l'éjecteur. Pour ce faire un banc d'essais va être créé, permettant de caractériser le comportement de l'éjecteur dans le circuit avec et sans HXI ainsi que le coefficient de performance. Celui-ci sera décrit dans le chapitre suivant.

2. Mise en place des essais

Les expériences effectuées sur le banc d'essai doivent permettre d'atteindre les objectifs évoqués dans la partie précédente, à savoir mesurer :

- Les performances de l'éjecteur ;
- La puissance frigorifique et le coefficient de performance du cycle avec éjecteur ;
- L'influence de l'échangeur de chaleur interne sur le cycle.

Les essais doivent aussi permettre de qualifier l'ensemble des composants afin de pouvoir valider les modèles numériques et vérifier le comportement du système dans son ensemble.

Pour répondre à ces divers objectifs, une unité frigorifique au R-744, commercialisée par Carrier, sera modifiée. Un échangeur de chaleur interne (HXI), un éjecteur et l'ensemble des capteurs permettant de qualifier le cycle sont incorporés. L'unité d'origine est représentée sur la Figure 20.

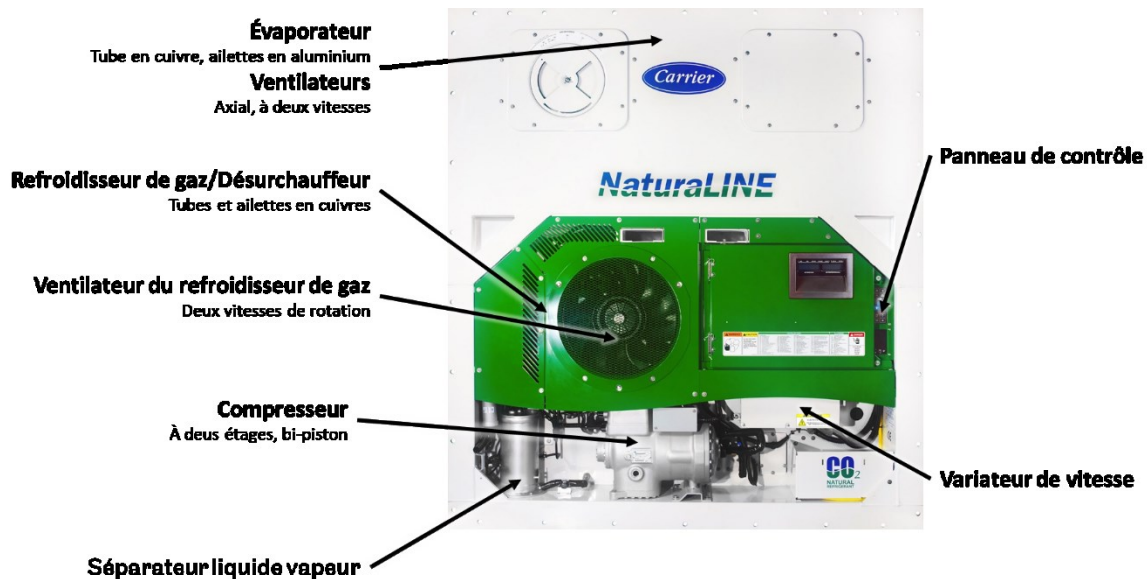


Figure 20 Face avant d'un Naturaline

Cette machine servira à mesurer les améliorations de performances par l'utilisation d'un éjecteur et d'un échangeur de chaleur interne (HXI). L'unité est issue d'une phase de recherche poussée afin de pouvoir proposer une unité frigorifique au CO₂ capable de s'adapter à différentes températures de fonctionnement, intérieure et extérieure. Les ventilateurs sont axiaux avec des stators composites permettant des économies d'énergie de 30 % par rapport à des ventilateurs à pales métalliques. Le compresseur comporte deux étages de compression pour améliorer ses performances. Le logiciel de contrôle de l'unité permet de maîtriser la vitesse de rotation du compresseur et des ventilateurs, pour contrôler la température du container à 0,5 °C près. Il permet aussi d'effectuer des procédures de dégivrage issues de mesures automatiques sur l'unité. Le cycle lui-même est optimisé et est présenté dans la section suivante.

2.1. Cycle thermodynamique

2.1.1. Cycle NaturaLINE

L'unité fonctionnant au CO₂ a été développée par Carrier pour le transport maritime par conteneur. Elle utilise un cycle bi-étagé avec une bouteille séparatrice à la pression intermédiaire et un désurchauffeur à l'étage intermédiaire. Elle est présentée schématiquement sur la Figure 22 avec les principaux éléments du circuit frigorifique et sur la Figure 21 avec son cycle sur le diagramme pression-enthalpie.

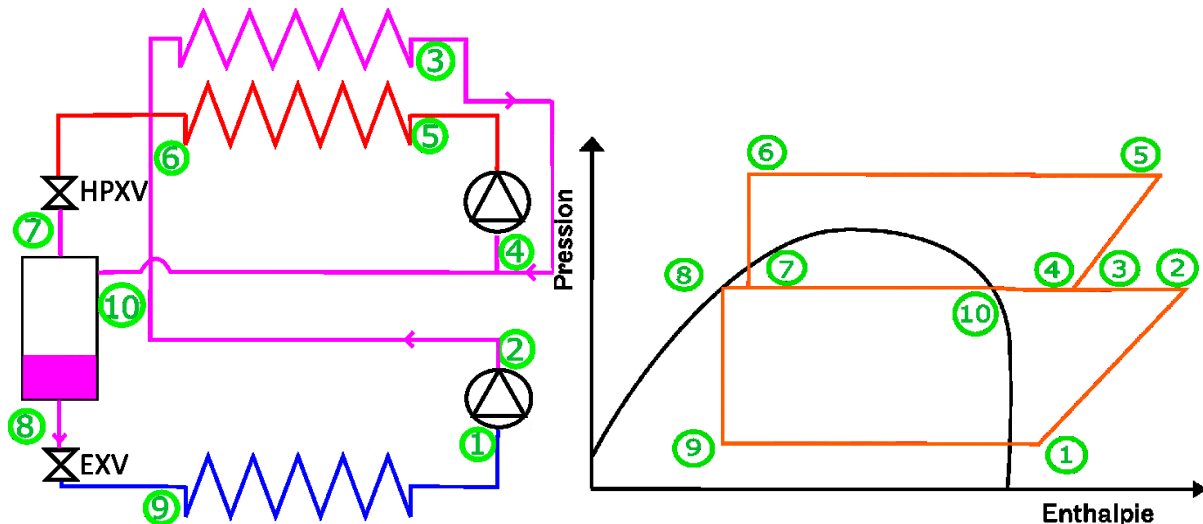


Figure 22 Diagramme pression enthalpie du NaturaLINE

Figure 21 Schéma du NaturaLINE

Ce cycle utilise un compresseur à pistons bi-étagé couplé à un variateur de vitesse. En sortie du premier étage de compression, le fluide échange avec l'air extérieur à travers un désurchauffeur (2 vers 3). Il est ensuite mélangé avec les vapeurs provenant d'une bouteille séparatrice (3 vers 4 et 10 vers 4). Le CO₂ est réinjecté au second étage de compression (4 vers 5), puis traverse une batterie à ailettes où sa température diminue (5 vers 6), avant d'être détendu (6 vers 7) à travers la vanne HPXV (High Pressure eXpansion Valve). Il repasse alors à l'état sous-critique dans sa zone diphasique. Il traverse un séparateur liquide/vapeur (7 vers 8 et 10). La vapeur est envoyée à l'entrée du deuxième étage de compression (10 vers 4). Le liquide subit une seconde détente (8 vers 9) grâce à une vanne électromagnétique (EVXV, Electromagnetic Variable eXpansion Valve). Le CO₂ redétendu traverse ensuite l'évaporateur, où il se vaporise en refroidissant l'air intérieur du caisson, avant d'être aspiré par le premier étage de compression. Sur la Figure 21, les deux étages de compression de la machine sont représentés par deux compresseurs distincts.

Plusieurs améliorations sont apportées par rapport au cycle conventionnel. La compression bi-étagée et le refroidissement des vapeurs refoulées à la pression intermédiaire permettent de diminuer la consommation du compresseur et la température en sortie du deuxième étage. L'injection de vapeur permet de réduire la température en entrée du deuxième étage, tandis que la détente du liquide donne accès à un titre de vapeur plus élevé en entrée évaporateur. Cependant l'intégralité du fluide comprimé par le deuxième étage n'est pas utilisée lors de l'évaporation. Le variateur de vitesse permet un contrôle plus précis du débit circulant et donc de la puissance frigorifique. Les ventilateurs de l'évaporateur peuvent fonctionner sur deux vitesses, permettant de réguler la puissance frigorifique.

Le Tableau 3 présente la puissance frigorifique du NaturaLINE annoncée par le constructeur. Les plages de température représentées sont celles correspondant aux besoins des containers. Les puissances frigorifique et consommée sont issues de tests effectués par un organisme indépendant.

Puissance frigorifique (W)	Puissance consommée (W)	Température extérieure (°C)	Température intérieure (°C)
9400	9200	38	2
6000	7200	38	-18
4400	6200	38	-29

Tableau 3 Capacité du NaturaLINE

La machine est capable de fonctionner selon deux autres modes. L'un où la bouteille séparatrice n'est pas utilisée : aucune vapeur n'est envoyée au deuxième étage du compresseur. Il s'agit d'une phase de démarrage quand la pression au niveau du séparateur liquide/vapeur n'est pas suffisante pour créer une injection de vapeur au deuxième étage. Le deuxième mode, « *Unloaded* » diminue la puissance frigorifique en renvoyant à l'aspiration basse pression une partie du débit refoulé à la haute pression (non représenté sur le schéma). Ce mode de fonctionnement est utilisé lors de la phase d'arrêt de la machine, afin de diminuer la consommation au compresseur avant son arrêt complet. Ces modes ne seront pas étudiés ici, seul le mode de fonctionnement principal, permettant d'obtenir les meilleures performances, est étudié.

Le pilotage de la surchauffe est assuré par la vanne EVXV, la pression optimale et la puissance frigorifique sont pilotées par la vanne HPXV et par le variateur de vitesse du compresseur. L'ensemble est géré par un logiciel de contrôle utilisant des capteurs de température et de pression au niveau du système frigorifique. L'unité comporte deux capteurs de température sur l'air ambiant, en sortie et en entrée d'évaporateur. Un capteur d'humidité est présent en sortie d'évaporateur. Sur le fluide frigorigène, des capteurs de température et de pression sont situés à l'entrée du premier étage et à la sortie du deuxième étage du compresseur. Un capteur de pression est situé au niveau du séparateur liquide/vapeur.

Il est possible d'enregistrer les données d'entrée et de sortie du logiciel de pilotage de la machine. Cela sera fait dans la suite des essais afin d'obtenir les informations sur le degré d'ouverture du détendeur HPXV et sur la vitesse du compresseur. Il est à noter qu'il est aussi possible de prendre le contrôle sur la machine, et de piloter l'ensemble des composants (vannes de détente, vitesse du compresseur et des ventilateurs). Cette approche n'est pas utilisée lors des premiers essais afin de conserver l'algorithme de calcul de pression optimale du constructeur. En revanche, cette possibilité sera indispensable pour les essais avec éjecteur après modification de la machine.

La machine a été modifiée pour pouvoir basculer sur un mode avec éjecteur comme indiqué dans la section suivante.

2.1.2. Cycle avec éjecteur

Le cycle précédent va être modifié afin de pouvoir incorporer un éjecteur et un échangeur de chaleur interne (HXI). L'implantation de ces 2 composants est présentée sur la Figure 23, la Figure 24 représentant le cycle thermodynamique correspondant.

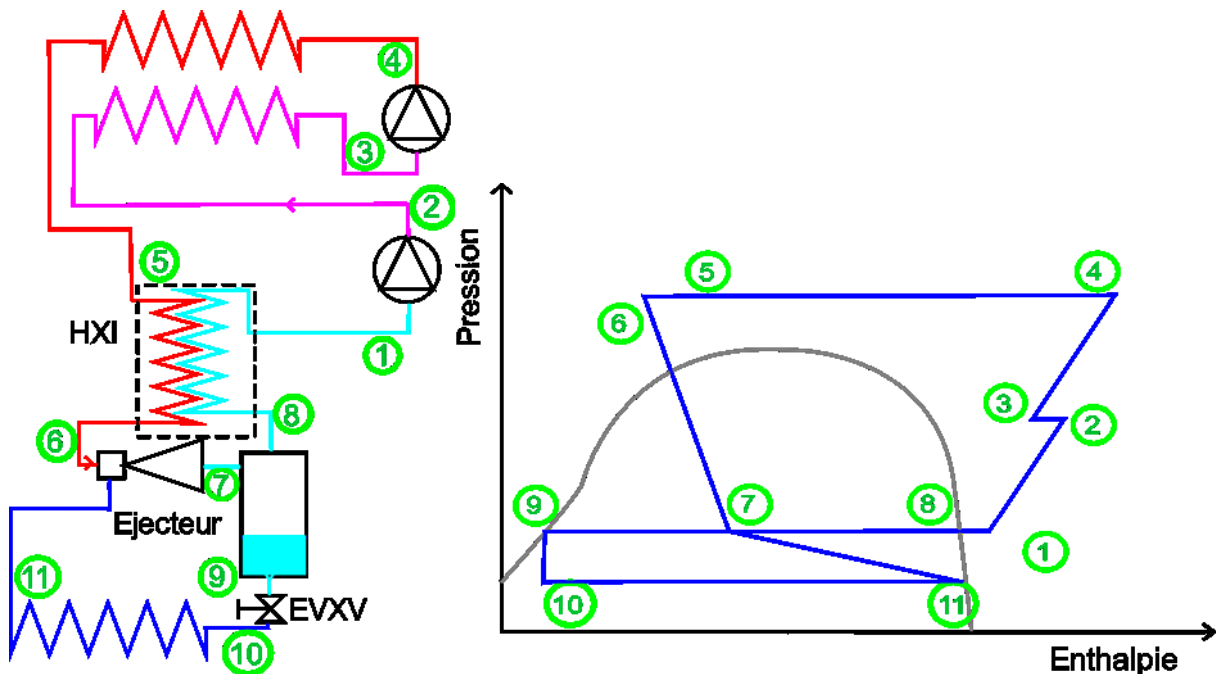


Figure 23 Cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne (HXI) Figure 24 Diagramme pression enthalpie d'un cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne

L'échangeur de chaleur interne permet de refroidir le fluide sortant du refroidisseur de gaz avec la vapeur provenant du séparateur.

Le R-744 est comprimé à travers le premier étage du compresseur (1 vers 2), puis est refroidi à travers le désurchauffeur (2 vers 3) avec l'air ambiant. Il traverse le second étage (3 vers 4) avant de traverser le refroidisseur de gaz (4 vers 5). Le CO₂ est ensuite refroidi à travers le HXI (5 vers 6) puis arrive à l'entrée principale de l'éjecteur. À son entrée secondaire, le CO₂ traversant l'évaporateur est aspiré (11), les 2 débits sont mélangés (7). Le séparateur liquide/vapeur permet d'envoyer la vapeur à l'échangeur de chaleur interne (8) et le liquide à la vanne EVXV (9). La vapeur se réchauffe dans l'échangeur de chaleur interne (8 vers 1). Le liquide est détendu à travers la vanne EVXV (9 vers 10) puis débouche dans l'évaporateur (10 vers 11).

La vanne EVXV reste utilisée afin de contrôler l'alimentation en CO₂ de l'évaporateur. La vanne HPXV de la Figure 21 réglant la détente principale n'est plus utilisée, et aucune vapeur n'est réinjectée au second étage de compression. L'éjecteur étant équipé d'une aiguille, celle-ci sera pilotée indépendamment par l'utilisateur de la machine afin de régler la pression optimale, tandis que la vitesse du compresseur sera fixée à la valeur obtenue en mode avec injection de vapeur. Cela permettra de comparer les performances de l'éjecteur avec les mêmes paramètres d'entrée au compresseur. Une carte de développement de type Arduino, commandée par un programme indépendant développé au laboratoire, est utilisée pour piloter le moteur pas à pas, positionnant l'aiguille au sein de l'éjecteur.

L'éjecteur permet d'augmenter le titre de liquide à l'entrée de l'évaporateur et d'abaisser le taux de compression global du compresseur, le fluide à l'aspiration de l'étage basse pression ne provenant pas directement de l'évaporateur. L'avantage du HXI est de pouvoir diminuer la température en entrée d'éjecteur et donc d'avoir une enthalpie en sortie plus faible. Son inconvénient est d'avoir une surchauffe élevée à l'aspiration du compresseur.

Sur la Figure 23, le système est composé de deux boucles reliées par l'éjecteur et le séparateur liquide/vapeur. L'huile étant fortement miscible dans le CO₂, elle est entraînée au niveau du compresseur et se retrouve présente dans la phase liquide au niveau du séparateur à basses pression et température. La fraction d'huile présente dans la boucle évaporateur va augmenter sans possibilité de la renvoyer au compresseur. L'huile peut donc se retrouver piégée dans la boucle évaporateur, pouvant entraîner une diminution de la puissance frigorifique mais aussi un risque mécanique au compresseur. Pour l'éviter, un séparateur d'huile sera installé en sortie du deuxième étage de compression.

Une étude avec l'outil de dimensionnement numérique interne de Carrier a permis de vérifier l'intérêt de l'éjecteur avec HXI. Cette étude est l'objet du paragraphe suivant.

2.1.3. Données d'entrée pour le dimensionnement

Carrier possède un outil informatique permettant de dimensionner ses produits, nommé IPM. Il s'agit d'un simulateur numérique ayant en bibliothèque les performances de l'ensemble des produits Carrier calibrés sur leur plage d'utilisation (résultats expérimentaux). Cet outil permet des simulations à l'état stationnaire. Une capture d'écran est représentée sur la Figure 25.

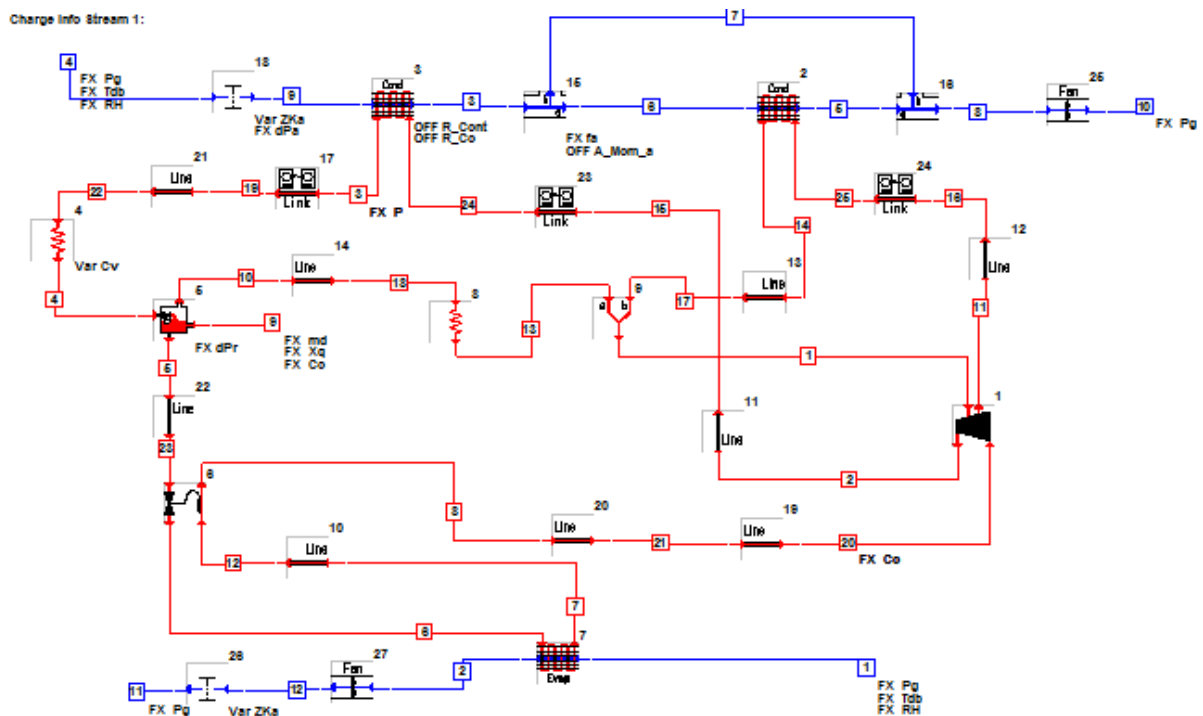


Figure 25 Capture d'écran du cycle NaturaLINE sous IPM

Un modèle IPM simule un point de fonctionnement d'un système en régime stationnaire et permet d'en dimensionner les composants. Chacun de ces composants est décrit par un modèle indépendant, relié aux autres par des nœuds. Dans ces nœuds les caractéristiques du fluide sont définies soit par l'utilisateur, soit par les composants adjacents. Les équations résolues au niveau des nœuds sont les lois de conservation. Les caractéristiques physiques des composants sont des données d'entrées, permettant de calculer leurs comportements thermodynamiques. Le logiciel aboutira à une solution seulement si les variables et données d'entrées permettent une convergence du système. Le modèle calcule la puissance frigorifique et la puissance consommée.

Le logiciel contient les modèles de différents fluides, celui du CO₂ utilise la base de données de REFPROP.

Les différentes dimensions de l'éjecteur sont représentées sur la Figure 26, avec en rouge celles caractérisées de manière précise par l'analyse IPM. Les autres dimensions sont indicatives.

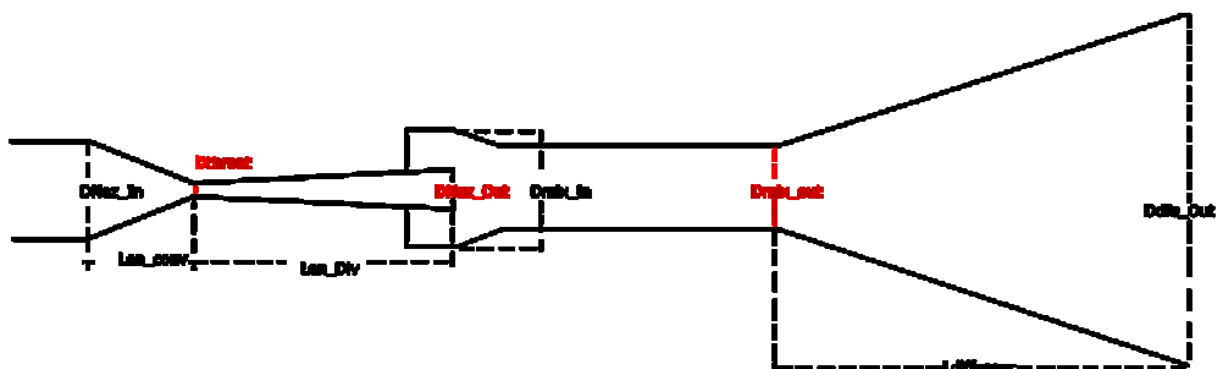


Figure 26 Schéma de l'éjecteur dans IPM

Le modèle de l'éjecteur est construit sur les hypothèses suivantes :

- Écoulement unidimensionnel ;
- Éjecteur adiabatique ;
- Gravité négligée.

Le logiciel est capable de dimensionner le diamètre du col de la tuyère primaire (D_{throat}). La longueur de la zone divergente (Len_{div}) de la tuyère primaire, le diamètre de sortie de la zone de mélange ou le diamètre de sortie (D_{noz_out}) peuvent être optimisés mais doivent être confirmés par des calculs CFD ou des tests.

Le logiciel a été qualifié par rapport à des essais avec éjecteur en termes de performances de prédiction :

- Le débit massique pour des pressions d'entrée supérieures à 73 bar est précis à +/-5% ; pour les pressions plus basses l'incertitude augmente à 10% au mieux ;
- Le calcul de la pression est précis à +/-30% ou plus dans certains cas.

Ces résultats ont été obtenus pour des éjecteurs sans aiguille, monté sur une machine d'une puissance frigorifique de 30 kW. Cette étude s'applique à créer un nouvel éjecteur pour des puissances frigorifiques de 12 kW. Le modèle d'éjecteur a donc été simplifié afin de ne prendre en compte que les termes de rendement, de recouvrement et d'entraînement. La définition du rendement est décrite plus bas. Ces termes ont été fixés d'après différentes études (Hassanain, Elgendy et Fatouh 2015), (Elbel 2011), (S. Elbel, 2011), (Groll et Li 2004) qui permettent de supposer qu'un rendement de 45% avec un recouvrement de 1,3 et un entraînement de 0,6 est atteignable si l'éjecteur est bien dimensionné. Ces caractéristiques ont déjà été atteintes sur d'autres éjecteurs de Carrier.

Le rendement de l'éjecteur au sein d'IPM est défini comme le travail récupéré sur le travail maximum récupérable avec une détente sans éjecteur :

$$\eta_{eject} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{sortie\ evap} - h_{sortie\ ejecteur}) + \dot{m}_{refroidisseur\ de\ gaz}(h_{sortie\ evap} - h_{sortie\ ejecteur})}{\dot{m}_{refroidisseur\ de\ gaz} \Delta h_{isentropique}} \quad 2.1$$

Différents taux d'entraînement, pressions de recouvrement et coefficients d'échange globaux d'échangeur thermique interne sont testés sur le point 0/38 °C. Le jeu de données permettant d'obtenir les meilleures performances est ensuite testé sur d'autres points de fonctionnement pour vérifier qu'il n'y a pas de détérioration.

L'éjecteur étant dimensionné, IPM permet de vérifier que le COP augmente par rapport à celui du cycle NaturalINE, mais surtout que l'ajout d'un HXI permet aussi de l'améliorer. Plusieurs échangeurs de différentes puissances sont testés, leur modèle ne prend pas en compte les pertes de charge.

Le Tableau 4 résume les résultats de l'analyse IPM. Il s'agit de la comparaison avec le cycle avec injection de vapeur sur les termes de coefficient de performance et de puissance frigorifique. Les résultats permettent de montrer l'intérêt de la solution (éjecteur + HXI) dans cinq cas sur six. Les points correspondent aux températures définies par l'ATP (voir chapitre 1) et aux conditions extérieures rencontrées par les transporteurs. La méthode de calcul est décrite en annexe. Elle n'est pas développée ici puisque IPM a été utilisé comme une boîte noire afin de créer des données d'entrée pour l'analyse CFD.

	Température source chaude (°C)	30	30	30	37,5	37,5	37,5
	Température source froide (°C)	-20	-10	0	-20	-10	0
Éjecteur	Puissance frigorifique	9,0%	12,9%	9,1%	10,0%	23,6%	12,8%
	COP	-0,5%	11,9%	1,1%	-3,7%	-4,1%	0,9%
Éjecteur+HXI	Puissance frigorifique	-3,4%	7,1%	0,5%	4,6%	2,3%	-0,5%
	COP	-0,7%	18,7%	8,1%	8,8%	7,0%	7,6%
HXI	Puissance frigorifique	-16,0%	-0,5%	-3,9%	-11,6%	-8,4%	-2,0%
	COP	-7,4%	12,6%	1,7%	-4,9%	0,5%	3,9%

Tableau 4 Comparaison des augmentations de performance simulées avec IPM avec comme référence le cycle NaturalINE

Le Tableau 5 présente l'état du fluide aux entrées et sortie de l'éjecteur calculée par IPM.

Température source froide/source chaude (°C)	Pression entrée principale (bar)	Pression entrée secondaire (bar)	Pression sortie éjecteur (bar)	Température entrée principale éjecteur (°C)	Température entrée secondaire éjecteur (°C)
0/30	96,8	24,1	28,6	27,8	-12,3
-20/30	89,4	13,3	17,1	26,1	-31,1
0/38	120	25,1	30,3	34,4	-10,9

Tableau 5 Données d'entrées issues de l'analyse IPM pour la modélisation CFD

2.2. Dimensionnement de l'éjecteur et HXI

2.2.1. Principe de l'analyse CFD

L'analyse CFD est un outil permettant de simuler l'écoulement de fluides. Une analyse CFD permet de résoudre les équations de conservation discrétisées selon un maillage, correspondant à un ensemble de volumes. Lors de cette simulation, il est important de bien choisir la géométrie à travers le maillage, le modèle de turbulence et le modèle de fluide.

Pour des éjecteurs supersoniques, une modélisation tridimensionnelle permet d'augmenter faiblement la précision des résultats issus du modèle. L'approche bidimensionnelle (axisymétrique) est privilégiée, elle permet de diminuer les temps de calcul.

Les modèles de turbulence doivent permettre de décrire l'écoulement dans la tuyère de manière précise.

(Bartosiewicz et al. 2005) ont effectué une comparaison de plusieurs modèles de turbulence sur un éjecteur à air en supersonique. Ils ont testé les méthodes $k-\varepsilon$, $k-\varepsilon$ réalisable, RNG $k-\varepsilon$, RSM et SST $k-\omega$. Leurs modélisations sont comparées avec les résultats de (Bartosiewicz et al. 2005). Leur étude démontre que la méthode $k-\omega$ SST permet de simuler les ondes de choc avec précision. Ce modèle est utilisé dans le cadre du dimensionnement.

(Mazzelli, et al. 2015) confirment les résultats de (Bartosiewicz et al. 2005). Ils étudient différents modèles de turbulence 2D et 3D sur des éjecteurs à air rectangulaires. Le modèle SST $k-\omega$ donne les meilleurs résultats. Dans les conditions pour lesquelles les éjecteurs ont été dimensionnés, les modélisations 3D et 2D donnent des résultats proches de l'expérimental, mais pour des conditions pour lesquelles l'éjecteur n'a pas été dimensionné, la modélisation 3D est plus précise.

Les propriétés du R-744 sont issues de REFPROP, le modèle d'écoulement utilisé dans l'analyse CFD est adapté du modèle de Brennen (Brennen, 2005) qui est une adaptation du modèle homogène. Ces modèles, utilisés avec des fluides réels, supposent un équilibre thermodynamique. Avec le CO_2 , cela permet de négliger les transferts thermiques entre phases, ainsi que la différence de vitesse entre celles-ci.

Pour la présente étude CFD effectuée avec le logiciel Ansys Fluent, les conditions aux bornes sont fixées par les résultats d'IPM : le débit de l'évaporateur, les températures et pression entrantes et la pression en sortie (Tableau 5).

La Figure 27 présente le schéma utilisé en CFD. En rouge, les dimensions sont celles qui vont être optimisées par différentes simulations du système.

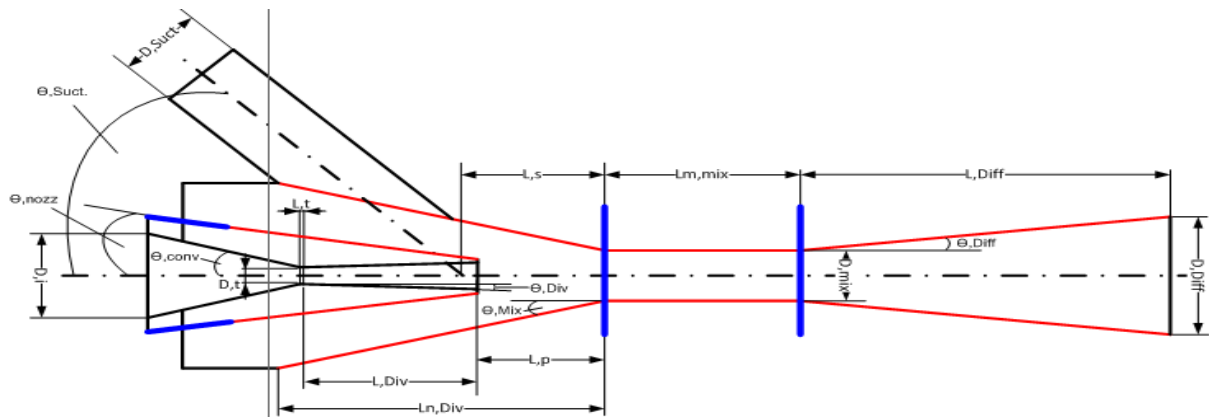


Figure 27 Schéma de l'éjecteur modélisé par CFD

2.2.2. Résultats de la modélisation

Les données issues de l'analyse IPM précédente (2.1.3) sont utilisées comme données d'entrées de l'analyse CFD. Celle-ci fut effectuée par un ingénieur ayant déjà travaillé sur la modélisation d'éjecteurs au sein de Carrier. Cette approche a été privilégiée pour éviter de passer trop de temps à prendre en main un logiciel de CFD ou à sélectionner le meilleur modèle/maillage. L'analyse va permettre de choisir les meilleures dimensions pour optimiser le recouvrement et l'entraînement de l'éjecteur. Ce dimensionnement se fait sans aiguille. Son absence permet de réduire la complexité de la géométrie, mais les turbulences au niveau de celle-ci ne seront pas prises en compte.

Sur la *Figure 28*, les résultats de la simulation CFD sont présentés pour une température extérieure de 38 °C et intérieure de 0 °C. L'écoulement sortant de la tuyère principale est supersonique ; il est subsonique au niveau des parois de la zone de mélange. Sur l'échelle nombre de Mach, cela correspond à la zone où le fluide devient transparent. En sortie de zone de mélange le fluide repasse à l'état subsonique en traversant une onde de choc. La pression augmente brusquement au passage de cette onde de choc et elle continue à augmenter dans le divergent. La représentation des vitesses permet de vérifier que toute la zone de mélange est nécessaire afin d'effectuer le mélange. En effet, l'onde de choc est située à la fin de celle-ci.

La définition d'un écoulement supersonique sur un modèle homogène est floue. La différenciation entre les gouttes de liquide et la vapeur n'est pas effectuée. Or leurs vitesses du son respectives n'ont pas la même valeur. Dans cette analyse CFD, un écoulement supersonique correspond à une zone où la vitesse du son d'un fluide, calculée à une température et une masse volumique égale à la moyenne de la masse volumique de la phase liquide et vapeur, est inférieure à la vitesse du fluide.

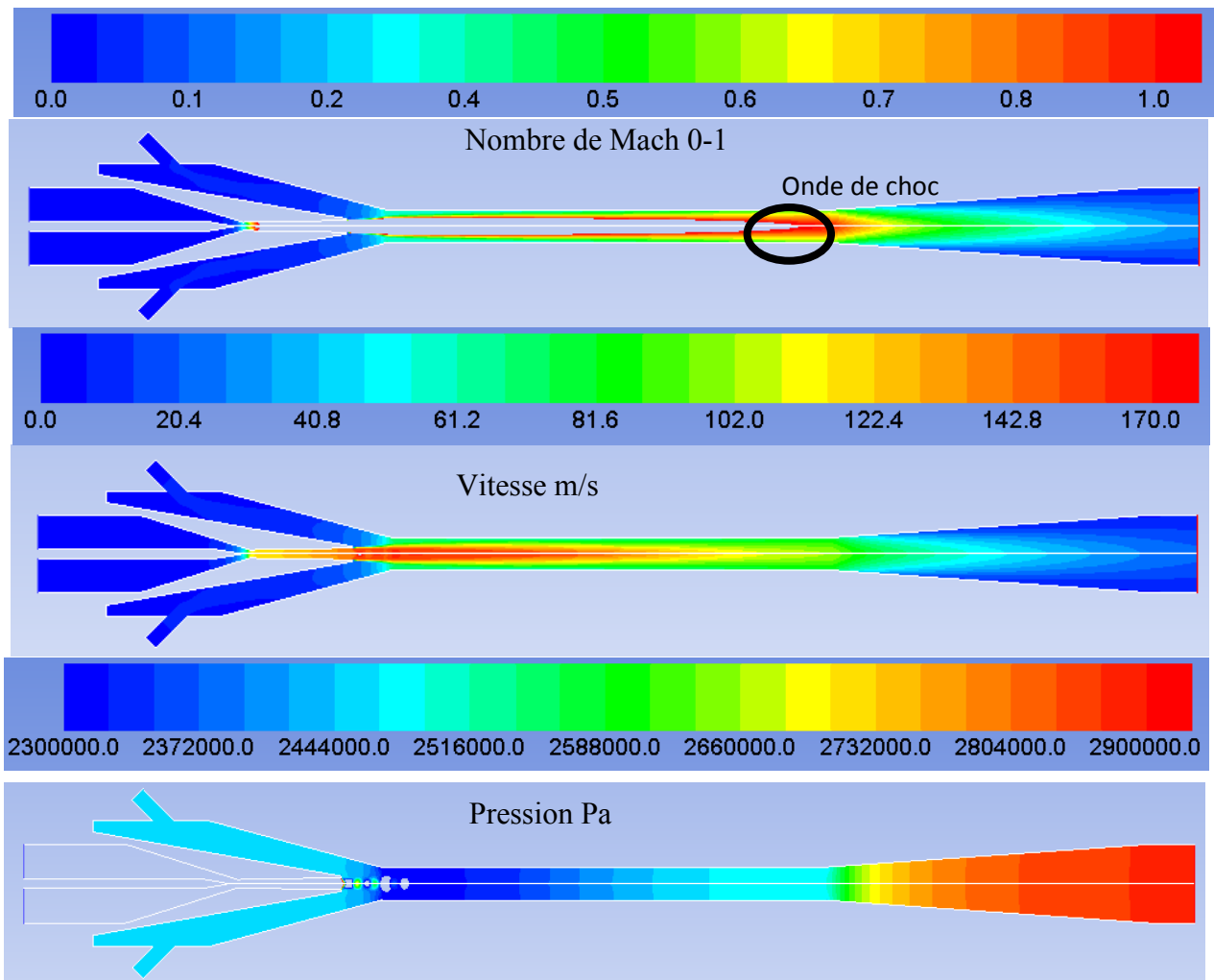


Figure 28 Résultat de la modélisation CFD sur un point 0/38°C

L'analyse CFD a pour objectif d'augmenter le taux d'entraînement et la pression de recouvrement. L'éjecteur avec ses dimensions optimisées permet d'obtenir un recouvrement de 1,160 et un entrainement de 0,670 pour le point de fonctionnement 0/30 °C, et un recouvrement de 1,221 et un entrainement de 0,670 à 38 °C. Les valeurs de recouvrement sont plus basses que celles supposées avec IPM (2.1.3).

À l'issue de l'analyse CFD, l'éjecteur présenté sur la Figure 29 a pu être commandé. Celui-ci mesure 30 cm et est équipé d'un moteur pas à pas. En rouge est représenté le fluide à haute pression provenant du refroidisseur de gaz, en bleu le fluide provenant de l'évaporateur. La zone de mélange des deux débits est en violet. L'éjecteur acheté suit les critères issus de la CFD sauf pour le diffuseur. Afin d'être raccordé, le diamètre de sortie du diffuseur est plus important (Figure 30 et Tableau 6).

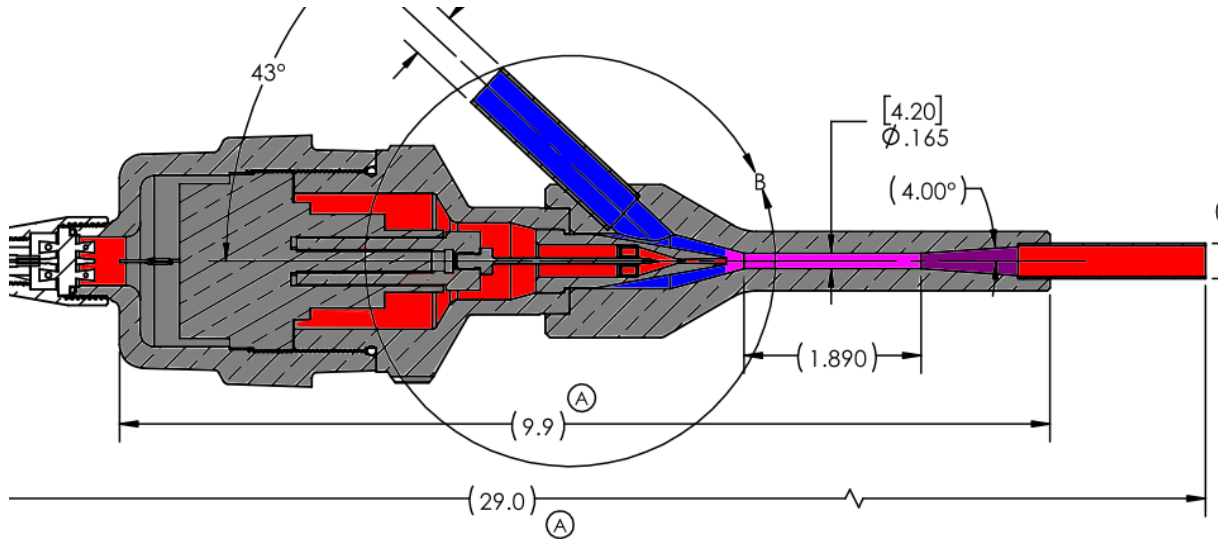


Figure 29 Photographie et schéma de l'éjecteur implanté dans la machine, dimension entre crochets en pouces, en rouge le fluide provient du refroidisseur de gaz, en bleu de l'évaporateur et en violet du mélange

	CNAM	CFD
Dnoz_in (mm)	9,53	9,53
Dthroat (mm)	1,06	1,06
D noz out (mm)	1,50	
L_conv (mm)	18,67	
L_div (mm)	12,47	12,47
D_mix_in (mm)	14,99	15,2
Dmix_out (mm)	4,2	4,2
L mix (mm)	48,01	48
Dout diffuser (mm)	9,40	9,53
L diffuser (mm)	34,80	38,08
Diffuser angle (°)	4	4

Tableau 6 Dimensions de l'éjecteur

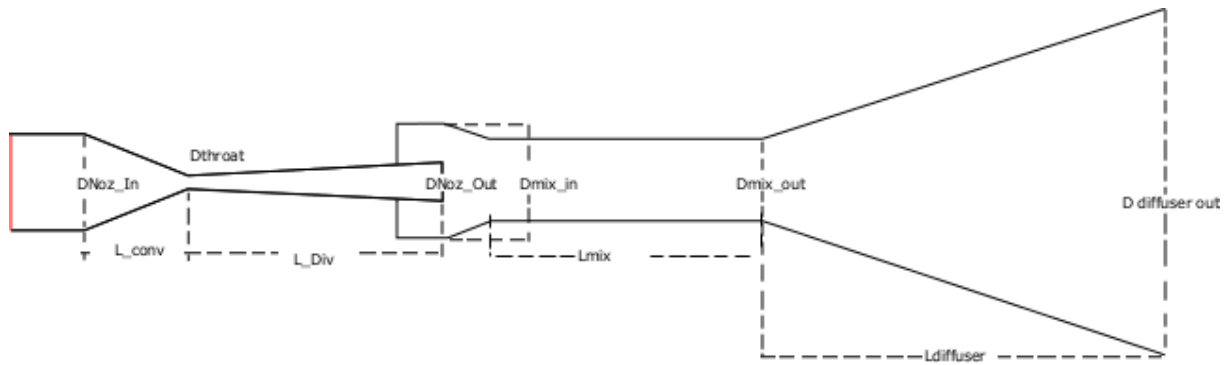


Figure 30 Dimensions de l'éjecteur

2.2.3. Sélection de l'échangeur de chaleur interne

L'échangeur entre la sortie du refroidisseur de gaz et l'entrée du compresseur a deux rôles : diminuer la température du CO_2 à haute pression en entrée d'éjecteur et protéger le compresseur contre les coups de liquide en augmentant la surchauffe du CO_2 aspiré. Cependant un échangeur surdimensionné entraînerait une surchauffe trop importante et dégraderait les performances du compresseur. De même si l'échangeur présente des pertes de charge trop importantes, le gain de pression apporté par l'éjecteur sera perdu. L'analyse IPM a permis d'identifier la puissance thermique de cet échangeur permettant d'obtenir le meilleur COP.

L'échangeur choisi est un échangeur à 24 plaques (Figure 31), la surface d'échange totale est de $0,131 \text{ m}^2$. Pour un débit de $0,0680 \text{ kg/s}$ de R-744, les pertes de charge sont évaluées par le constructeur à $3,52 \text{ kPa}$ pour le fluide chaud et à $33,1 \text{ kPa}$ pour le fluide froid. Les essais permettront de vérifier ces valeurs. Sur la Figure 32, l'échangeur est placé dans une protection métallique pour éviter toute rupture mécanique due aux fortes différences de pression. Le HXI commandé est un compromis entre le modèle dimensionné par IPM et les modèles existants. Il est surdimensionné par rapport aux besoins mais sur cette gamme de débit, un modèle plus petit aurait entraîné des pertes de charge de l'ordre du bar.

DIMENSIONS

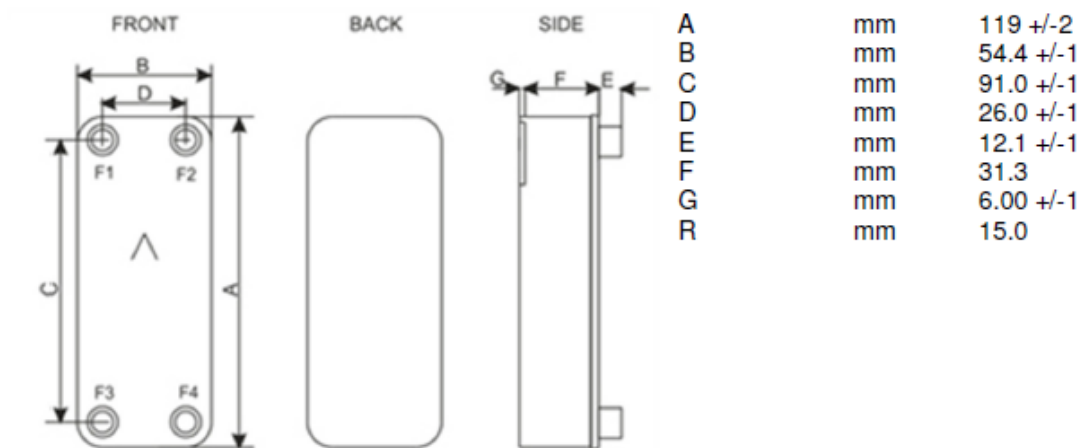


Figure 31 Dimensions du HXI

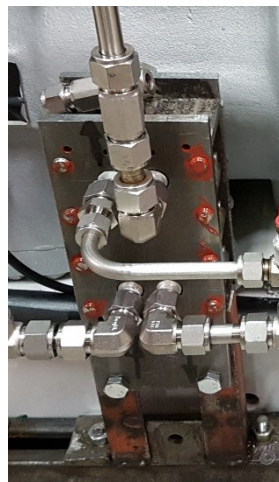


Figure 32 Implantation du HXI dans le circuit

Les composants du banc d'essais étant choisis, il faut être capable de maîtriser les températures de source chaude et froide lors des essais. Pour ce faire le banc expérimental a été placé dans une salle à température contrôlée.

2.3. Réalisation du banc d'essai

2.3.1. Capacité de la salle d'essai

Afin de tester la machine frigorifique il est important de mesurer sa capacité frigorifique, sa consommation énergétique et d'être capable de maîtriser la température en entrée du refroidisseur de gaz et la température d'évaporation. La machine est donc placée dans une salle d'essais (Figure 33) dans laquelle la température est contrôlée au moyen de groupes frigorifiques. Pour maîtriser la puissance frigorifique sur l'air, l'évaporateur est placé dans un caisson isolé (Figure 34) qui représente la remorque d'un camion. L'air va s'écouler en circuit fermé traversant des résistances électriques. Celles-ci permettront de réchauffer l'air en sortie d'évaporateur avant qu'il ne revienne à l'évaporateur. Elles ont une puissance maximale de 14 kW. Afin de forcer la machine à fonctionner à pleine puissance, on régule la résistance de manière à obtenir une température en entrée d'évaporateur suffisamment élevée pour ne pas atteindre la température de consigne de la machine, mesurée en sortie évaporateur. Ainsi la consigne machine n'est jamais atteinte et l'algorithme de régulation ne limitera pas la puissance.

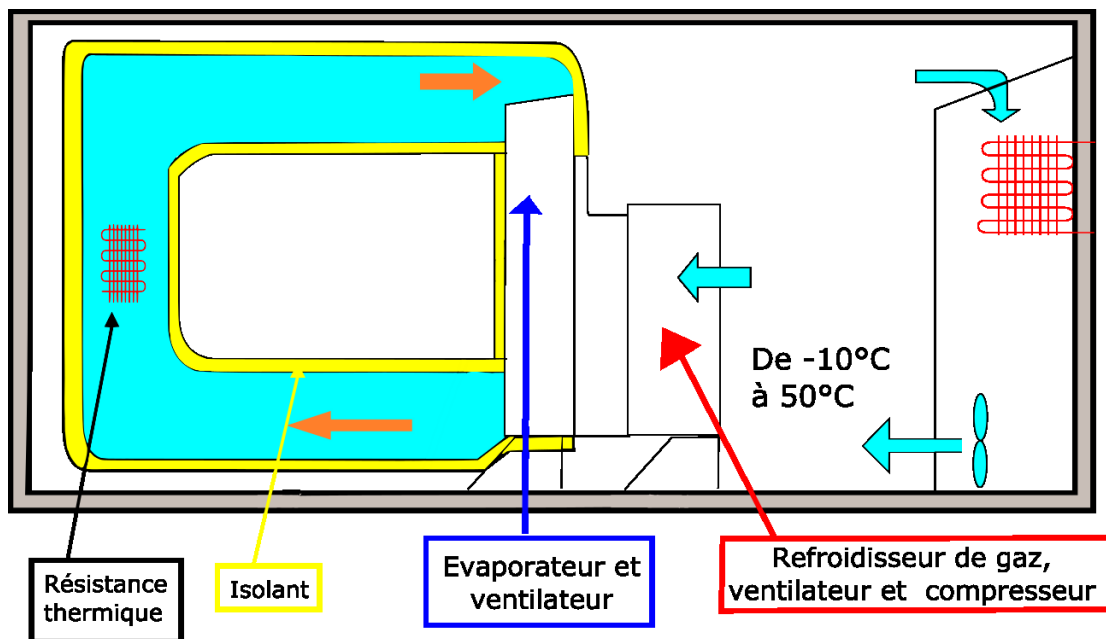


Figure 33 Schéma de la salle d'essais

Pour mener les essais, l'algorithme de calcul de la haute pression optimale de la machine sera conservé. L'objectif étant de comparer un cycle avec éjecteur par rapport à un autre cycle optimisé, cela permettra de garder les performances optimales pour le cycle NaturalINE. L'influence de la mise en place des capteurs et de la modification sur le circuit est négligée. Cela revient à supposer que le calcul de haute pression optimale est toujours le même, et que la charge optimale est la même. L'augmentation du volume interne due à l'ajout de composants est supposé être compensée par la bouteille séparatrice.

La Figure 34 (à gauche) présente le caisson isolé, qui permet la recirculation de l'air au niveau de l'évaporateur. Sur la droite, le bloc évaporateur est présenté sans isolation thermique, les percages sur la paroi verticale correspondent aux emplacements des hygromètres qui font partie de l'ensemble des capteurs installés. Une isolation thermique a été appliquée sur le caisson isolé afin d'atteindre des températures de -30°C sous des températures extérieures de 50°C . L'isolant sélectionné est la mousse de polyuréthane.



Figure 34 Caisson isolé dans la salle d'essais

La machine en sortie d'usine a dû être modifiée afin de pouvoir rentrer dans la salle d'essais. Pour pouvoir entrer dans le laboratoire, la partie supérieure de l'unité fut coupée et installée derrière la machine en partie supérieure (voir Figure 35 et Figure 36). La ligne en rouge représente son plan de coupe.



Figure 35 Photographie de l'unité livrée en sortie d'usine avec son plan de coupe

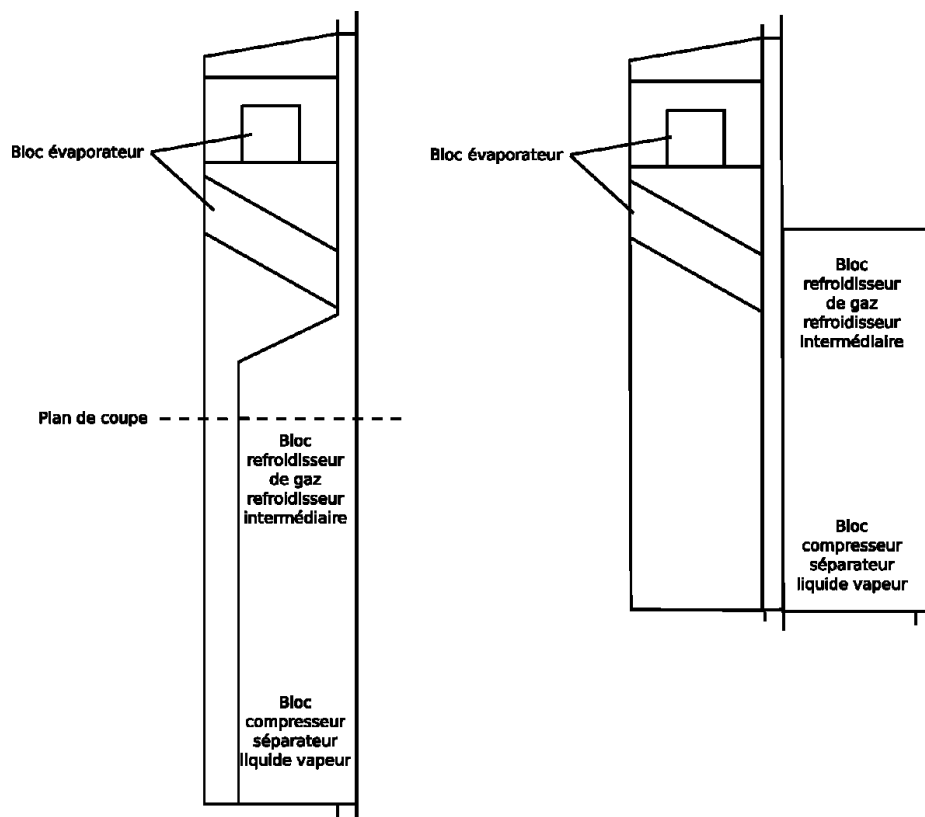


Figure 36 Vue transversale de l'unité avant et après sa découpe

2.3.2. Mise en place des capteurs, éjecteur et HXI

L'implantation des capteurs représentés sur la Figure 37 doit permettre de calculer les performances du système et d'enregistrer le comportement de chaque composant au cours du temps. Deux débitmètres sont installés sur le circuit, l'un en sortie de désurchauffeur et le second en entrée basse pression de l'éjecteur. Ils permettent de connaître le débit au premier étage de compression et le débit à l'évaporateur. Des capteurs de pression et température sont placés en entrée et en sortie de chaque composant, ce qui permettra d'analyser leur comportement. Des grilles de thermocouples ont été installées sur les échangeurs, en entrée et sortie afin de pouvoir effectuer des bilans énergétiques sur l'air. Une grille est constituée d'un ensemble de thermocouples régulièrement espacés situé sur une section dans la veine d'air. Le désurchauffeur et le refroidisseur de gaz sont enchevêtrés, il n'est donc pas possible d'intercaler de thermocouples sur l'air entre les deux. La température de l'air en sortie de refroidisseur à gaz ou en entrée du désurchauffeur ne sera pas mesurée. Quatre hygromètres sont installés en entrée et quatre autres en sortie de l'évaporateur. Le calcul de la puissance frigorifique sur l'air s'en trouvera plus précis. La puissance électrique consommée est mesurée aux bornes de la machine afin de prendre en compte l'ensemble des composants. La puissance des ventilateurs de l'évaporateur est aussi mesurée séparément. Cinq soupapes de sécurité sont installées (une dans chaque portion de circuit isolable entre deux vannes). Le détail des capteurs est donné dans le Tableau 7.

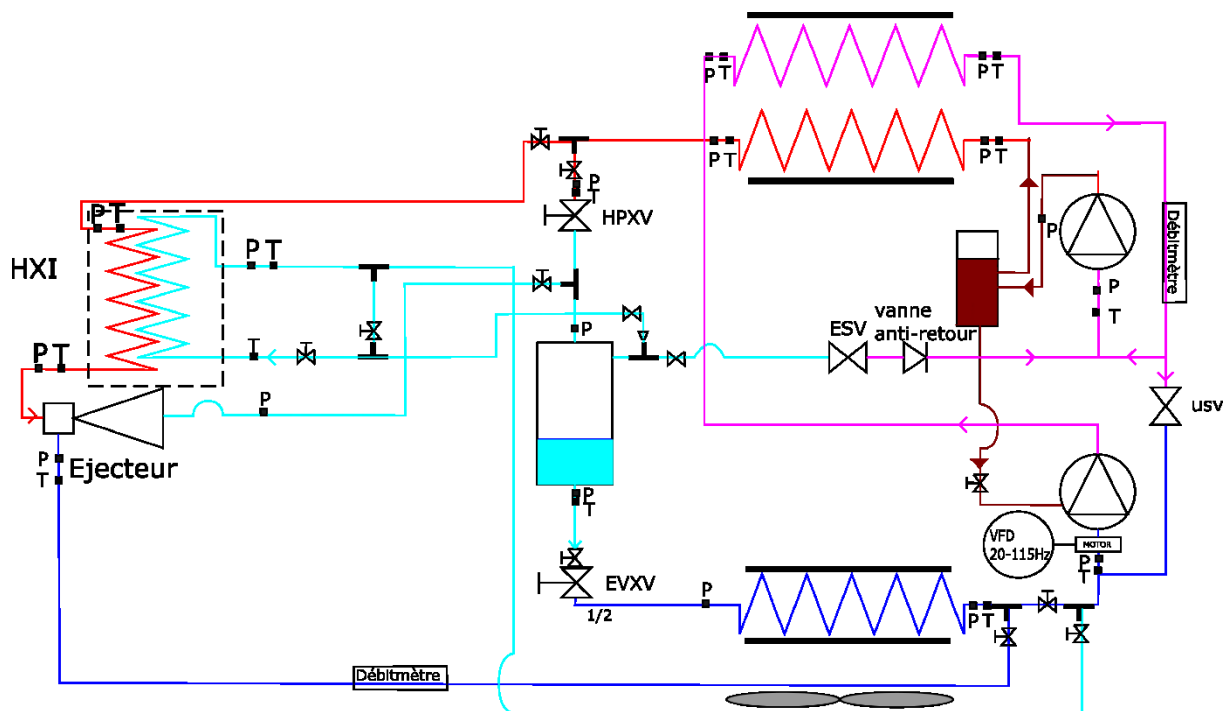


Figure 37 Schéma d'implantation des capteurs

Capteurs	Nombre	Type / Fournisseur	Précision
Pression	17	Cerabar T / Endress Hauser	0,5% sur la plage de mesure 0-160 bar 0,5% sur la plage de mesure 0-100 bar
Débitmètre massique Coriolis	2	Promass 83 E08 / Endress Hauser	0,75% sur la plage 54-540 kg/h 0,75% sur la plage 40-400 kg/h
Thermocouple	17	Chemisés T / TC direct	+/- 0,1°C
Hygromètre	8	HMD60/ Vaisala	+/- 2 % d'humidité relative
Wattmètre	2	µTac400N/Sfere	Classe 0,5-précision de 0,5% sur la plage de puissance 0-12kW pour le compresseur 0-2 kW pour l'évaporateur

Tableau 7 Capteurs implantés et leur précision

La puissance frigorifique sera évaluée sur l'air et le CO₂ (équation 2.2). Le débit d'air est fixé d'après les données du constructeur du ventilateur :

$$\dot{Q}_{frigo} = \dot{m}(h_{CO_2, evap\ entrée} - h_{CO_2, evap\ sortie}) = \rho_{air} \dot{V}(h_{air, sortie} - h_{air, entrée}) \quad 2.2$$

La masse volumique de l'air est calculée à partir des mesures de température et d'hygrométrie en entrée d'évaporateur, en considérant que l'air est à la pression atmosphérique.

Le coefficient de performance de la machine pourra ensuite être évalué en connaissant la puissance consommée (équation 2.3).

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2} \Delta h_{evap}}{W_{consommé}} \quad 2.3$$

L'incertitude relative est donnée par l'équation 2.4.

$$\frac{\Delta COP}{COP} = \frac{\Delta \dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_{CO_2}} + \frac{\Delta \Delta h}{\Delta h} + \frac{\Delta W_{consommé}}{W_{consommé}} \quad 2.4$$

La précision des capteurs de pression et température (Tableau 7) entraîne une erreur relative sur le calcul de l'enthalpie. Avec le logiciel Refprop, ces incertitudes entraînent une erreur au maximum de 0,4% pour le calcul de la différence des enthalpies à l'évaporateur pour des pressions de 10 à 50 bar. L'incertitude relative est donc de 1,15% sur la puissance frigorifique et de 1,65% sur le COP.

2.3.3. Protocole d'essais et traitement des données

Afin d'obtenir des mesures rendant compte du comportement de la machine, un protocole d'essais inspiré des essais ATP est mis en place.

Les essais sans éjecteur sont effectués de la manière suivante :

- Mise en marche du système d'acquisition et enregistrement des données ;
- Mise en marche des groupes frigorifiques de la salle d'essai afin de fixer la température de l'air en entrée de refroidisseur à gaz ;
- Mise en marche des résistances électriques du caisson isolé ;
- La température de consigne de la machine est diminuée progressivement pour atteindre la vitesse maximale du compresseur ;
- Attente de la stabilisation du système.

Les essais avec éjecteur reprennent les 3 premiers points, ensuite :

- Ouverture de l'éjecteur de 50% ;
- Démarrage progressif du compresseur ;
- Réglage de la position de l'aiguille de l'éjecteur afin de pouvoir assurer une haute pression stable ;
- Réglage de la vanne EVXV afin de régler la température d'évaporation ;
- Attente de la stabilisation du système.

Une recherche de pression optimale et de charge optimale doit aussi être effectuée avec l'éjecteur.

Le logiciel LabVIEW© est utilisé afin d'acquérir des données en continu sur la journée. Ces données sont ensuite post-traitées à l'aide d'un programme développé en langage python pour ces essais. Une fois le régime de fonctionnement stabilisé identifié, l'ensemble des données des capteurs est enregistré pendant au moins 20 minutes, et moyenné sur cette période. Le logiciel REFPROP est utilisé pour calculer les enthalpies et entropies.

L'identification d'un point stable est effectuée en observant la température de refoulement sur une durée de 30 minutes au minimum. Deux moyennes de température sont calculées sur les 5 premières et 5 dernières minutes. Si celle-ci sont égales, le point est considéré comme stable. La méthode sera détaillée dans le chapitre sur le résultat des essais.

Afin de connaître le débit de vapeur sortant du séparateur liquide/vapeur et le débit traversant le second étage de compression, on établit un bilan d'énergie et de masse sur le séparateur lorsque celui-ci est à l'équilibre thermique sur un point de fonctionnement stable.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, en supposant le séparateur adiabatique sans travail de forces de pression et en négligeant les variations d'énergie cinétique et de pesanteur, l'équation 2.5 est obtenue.

$$\dot{m}_{tot} h_{entrée} = \dot{m}_{evap} h_{liq} + \dot{m}_{comp} h_{vap} \quad 2.5$$

En couplant avec la conservation de la masse (équation 2.6), le débit total est calculé avec l'équation 2.7.

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{comp} \quad 2.6$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{evap} \frac{h_{liq} - h_{vap}}{h_{in} - h_{vap}} \quad 2.7$$

Le débit total traversant le second étage de compression, le refroidisseur de gaz et la vanne de détente est ainsi connu. Cette donnée sera utile afin de valider le modèle du compresseur.

Avec l'éjecteur, le débit à l'évaporateur et au compresseur est directement connu par l'utilisation des deux débitmètres, l'entraînement de l'éjecteur (équation 2.8) pourra être donc calculé sans effectuer d'hypothèses sur les transformations. L'erreur relative au recouvrement (équation 2.10) est de 1,5% (équation 2.11), et l'entraînement pourra être calculé avec une précision de 1,5% (équation 2.9). Le détail du calcul est présenté ci-dessous.

$$e = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{evap} - \dot{m}_{comp}} \quad 2.8$$

$$\frac{\Delta e}{e} = \frac{\Delta \dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{evap}} + \frac{\Delta (\dot{m}_{comp} + \dot{m}_{evap})}{\dot{m}_{comp} + \dot{m}_{evap}} \quad 2.9$$

$$PR = \frac{P_{séparateur}}{P_{evap}} \quad 2.10$$

$$\frac{\Delta PR}{PR} = \frac{\Delta P_{séparateur}}{P_{séparateur}} + \frac{\Delta P_{evap}}{P_{evap}} \quad 2.11$$

Conclusions

Dans ce chapitre le principe des cycles mis en œuvre avec la machine a été expliqué ainsi que les outils ayant permis de dimensionner l'éjecteur et l'échangeur de chaleur interne (HXI).

Le dimensionnement de l'éjecteur et du HXI répond à l'impératif 'optimiser le système'. Basé sur des résultats issus de modèles numériques mis en place par Carrier, leur dimensionnement doit être validé par une phase expérimentale. Cette validation pourra avoir lieu grâce à l'instrumentation de l'unité.

L'ensemble des capteurs mis en place sur la machine permettra d'une part de calculer les performances du système et d'autre part de connaître les caractéristiques des fluides aux entrées/sorties de tous les composants. La salle d'essai, elle, permettra de travailler dans toutes les conditions définies dans le chapitre 1.

À partir de ces données, il sera possible de calibrer les modèles numériques présentés dans la section suivante.

3. Modélisation

Le chapitre 1 a pu souligner l'importance de la détermination de la pression optimale d'une machine au CO₂ transcritique afin d'obtenir les meilleures performances du système. Un modèle numérique permettrait de tester différentes méthodes de calcul de la haute pression optimale. Un autre avantage serait, à condition de sélectionner des modèles numériques le permettant, de tester des conditions de fonctionnement non réalisables au laboratoire (température extérieure supérieure à 50 °C).

Pour calculer la haute pression optimale, il faut connaître précisément les puissances frigorifique et consommée de l'unité : les modèles numériques du compresseur et de l'évaporateur doivent être suffisamment performants pour le permettre. Les résultats expérimentaux permettant de calibrer le modèle correspondent à deux cycles différents. Ces cycles ont en commun un ensemble de composants, mis à part pour l'organe de détente (vanne de détente ou éjecteur). L'utilisation d'un modèle modulaire permettant de réutiliser une partie des composants semble donc plus intéressante.

Pour tester une méthode de contrôle de la haute pression optimale, un modèle dynamique est nécessaire. Pour qu'il soit pratique, il faut que le temps de calcul soit suffisamment faible. Le modèle recherché devra être capable de représenter les évolutions temporelles du système. Cependant, dès que certains phénomènes physiques sembleront avoir une influence négligeable sur sa dynamique, les modèles dynamiques seront remplacés par des modèles stationnaires afin de diminuer le temps de calcul.

Le chapitre suivant va chercher à identifier les modèles les plus pertinents afin de répondre à ces objectifs.

3.1. Revue bibliographique sur les différentes approches de modélisation

Une méthode expérimentale nécessitant beaucoup d'essais peut être mise en place pour cartographier la plage de fonctionnement de la machine, et déduire une relation empirique entre la haute pression optimale et les conditions de fonctionnement.

(Bejarano et al. 2016) mettent en place une modélisation stationnaire d'une installation expérimentale frigorifique au R-404A, avec une attention particulière pour les échangeurs. Ils utilisent un nombre restreint de données expérimentales afin de calibrer leurs essais. Chaque composant est décrit par son modèle permettant de déterminer l'état du fluide en sortie. Ces modèles sont simplifiés à l'exception des échangeurs. Les compresseurs et vannes de détente sont calibrés directement à partir des essais. Le débit au compresseur, la puissance consommée et la température de sortie dépendent de trois coefficients issus des essais, et prenant en compte le rapport de compression, la vitesse de rotation du compresseur et la température extérieure. Pour les échangeurs, un modèle est mis en place par état du fluide (liquide, diphasique ou gaz) à partir du Nombre d'Unité de Transfert (NUT). Sur un cycle à deux étages d'évaporation, ils arrivent à prédire le débit au compresseur avec une erreur allant de 3% à 17% et le COP à de 1% à 9%. Une attention toute particulière aux échangeurs devra donc être apportée pour calculer précisément le COP.

(Siqueira Dantas et al. 2017) travaillent sur la modélisation d'un cycle frigorifique au R-404A. Ils effectuent une modélisation dynamique du système sous la forme d'une boîte noire. Ils cherchent des relations entre les données de sortie et d'entrées du système sans rechercher à les relier à un phénomène physique. En utilisant trois SISO modèles (Single Input, Single Output) ils cherchent à calculer la surchauffe en entrée de compresseur, la température d'évaporation et la température de condensation. La sélection des données d'entrées est effectuée à l'aide de modèles numériques de type ARMA (AutoRegressive Moving Average Model). Ils arrivent à effectuer une modélisation dynamique du modèle fine (Figure 38).

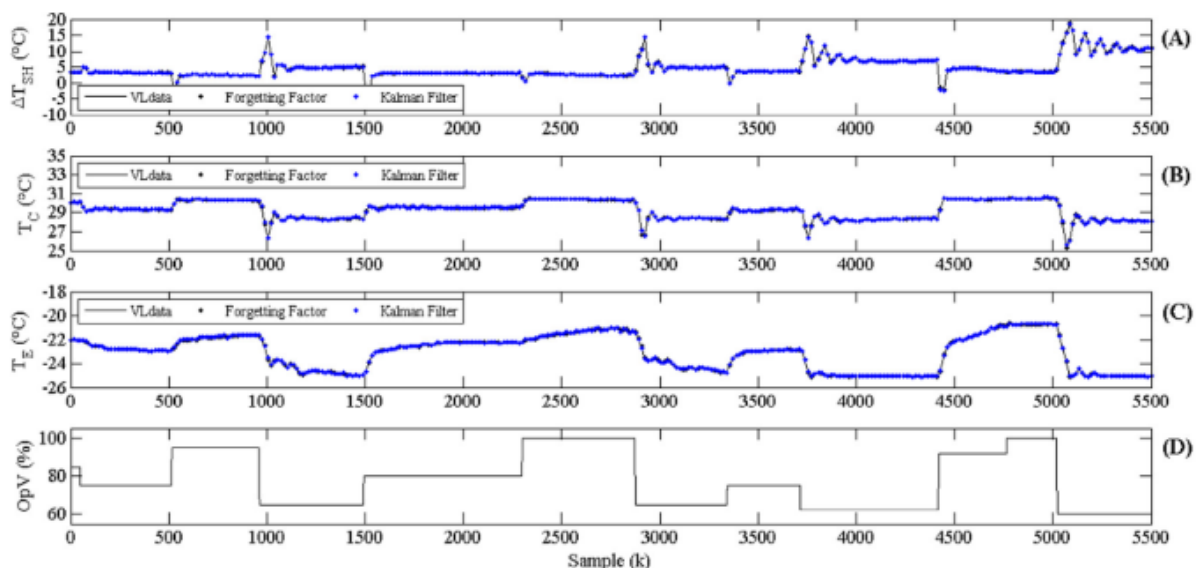


Figure 38 Validation dynamique du modèle proposé à travers les températures de sortie en fonction de l'ouverture du détendeur (Siqueira Dantas et al. 2017)

Ce type d'analyse n'est pas compatible avec l'objectif d'effectuer une analyse système.

Pour modéliser un système dynamique, l'utilisation de bibliothèques permettrait d'éviter de développer tous les composants du circuit. Modelica, à travers sa bibliothèque de composants sous Dymola, comporte déjà un ensemble de modèles créés pour une modélisation système. (Pfafferoth and Schmitz 2004) mettent en place un ensemble de composants pour des cycles au CO₂ à partir de la bibliothèque ThermoFluid. Chaque composant résoud les équations de conservation de la masse et d'énergie. Les équations utilisées se basent sur des corrélations empiriques simplifiées. Les modèles sont le plus simplifié possible. Sur un cycle frigorifique avec un désurchauffeur, ils arrivent à prédire la puissance frigorifique avec une erreur de 12%. Lors de la modélisation dynamique du système, ils arrivent à calculer précisément la pression mais le débit a tendance à être sous-estimé (Figure 39).

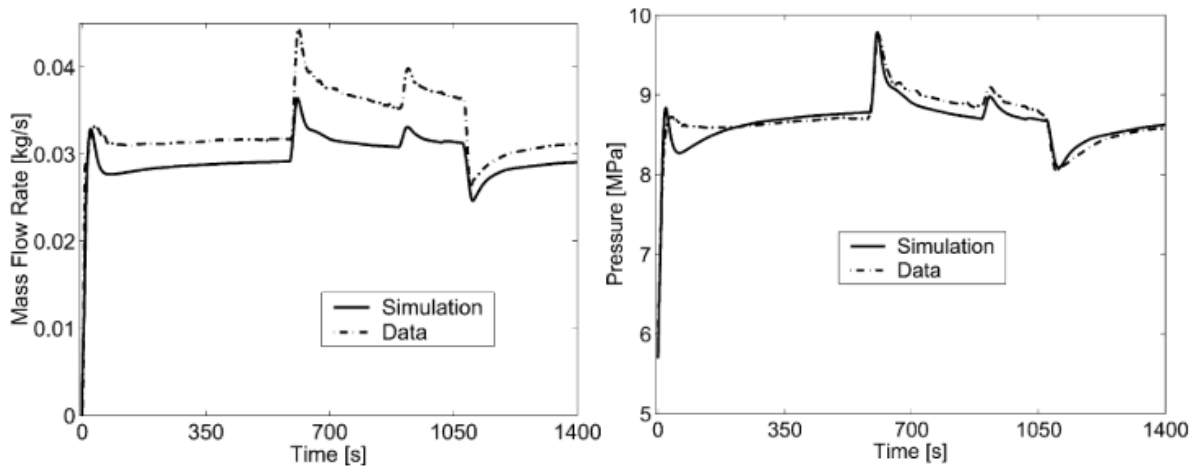


Figure 39 Validation dynamique du débit au détendeur, et de la pression en sortie de compresseur (Pfafferoth and Schmitz 2004)

Ce type de modélisation est cependant limité pour effectuer des modélisations précises du système.

(Ruz et al. 2017) mettent en place une étude numérique différente (dite hybride) sur une machine au R-134a. Les équations du système sont déterminées à partir des bilans d'énergie et des équations de transfert thermique. Les sorties et entrées du système sont caractérisées par des variables mesurables (pression, température, débit). Pour les variables non mesurables (coefficients d'échange) des équations sont définies comme des fonctions des variables mesurables. Ceci permet de définir une équation pour tout le système reliant données d'entrée et de sortie. Des essais sont ensuite menés afin d'identifier les paramètres des équations par des méthodes de type moindre carré.

Par exemple au niveau de l'évaporateur, la puissance frigorifique est définie comme la puissance perdue par le fluide caloporteur et comme la puissance échangée entre les deux fluides. La puissance frigorifique perdue est mesurable (à travers un relevé du débit, des températures et pressions), cependant les coefficients d'échange thermique entre les deux fluides ne sont pas mesurables. Elles seront donc déduites d'un calcul itératif issu d'une phase d'essais pour une machine au R-134a. La méthode de Levenberg-Marquardt est utilisée pour déterminer ces coefficients en minimisant les résidus quadratiques pondérés. Dans le cas de l'évaporateur la puissance frigorifique est le paramètre à minimiser.

Lors de cette étude, les données de 54 expériences sont utilisées afin d'identifier les différents paramètres et 28 sont utilisés afin de vérifier les résultats issus de la méthode. Lors de cette validation, la moyenne de l'écart relatif est de $\pm 1,5\%$ sur la puissance frigorifique, et de $\pm 2,09\%$ sur la puissance consommée. Il est cependant noté qu'aux extrémités de la plage d'essais, la précision peut diminuer ($\pm 10\%$ sur la puissance consommée par le compresseur). Ce modèle a pour avantage d'être précis en revanche il demande un nombre d'essais assez important et sa précision en dehors de sa plage de mesure reste faible.

Une autre approche est présentée par (Zsembinski et al. 2017), sur un modèle stationnaire d'un système frigorifique avec du R-404A. Leur modèle se base sur des modèles physiques décrivant les échanges énergétiques dans les composants. Lorsque ces modèles physiques deviennent trop complexes, ils utilisent des corrélations empiriques issues d'essais sur une chambre frigorifique. Par exemple, l'évaporateur est décrit à travers un modèle à zones (cf section 3.2.1) ; la zone diphasique et la zone surchauffée sont décrites suivant l'application du premier principe. Les coefficients d'échange entre le R-404A et le fluide secondaire sont déduits des essais à travers un polynôme dépendant de la température d'entrée et du débit. Ce modèle ne permet pas non plus d'extrapolation.

Au total, ces auteurs utilisent 15 points expérimentaux pour identifier les coefficients de leurs polynômes, et 9 points pour vérifier la précision. Ils obtiennent des résultats avec une erreur moyenne relative de $\pm 2,7\%$ sur les pressions calculées, de $\pm 1,3\%$ sur la puissance consommée au compresseur et de $\pm 2\%$ sur les températures. Cependant le modèle du compresseur a été écrit à partir des données du constructeur (sous la forme d'un polynôme asercom), et donc a finalement utilisé plus de 15 points expérimentaux pour sa mise au point. Leur approche, bien qu'appliquée à des régimes stationnaires, reste intéressante.

Une méthode similaire est mise en place par (Sørensen et al. 2015). Ils étudient la modélisation d'un circuit frigorifique spécifique à un container maritime (puissance frigorifique de l'ordre de 10 kW, température de source froide allant de -30 °C à 12 °C) et mettent en place un modèle modulaire, chaque composant étant relié à un composant adjacent par le débit, la pression et l'enthalpie. Les composants sont décrits par des modèles physiques. Le compresseur est modélisé à travers deux équations se basant sur une compression adiabatique pour un gaz parfait. Les modèles de vannes de détente considèrent un coefficient de perte de charge fonction de leur ouverture. Les échangeurs sont considérés comme ayant des coefficients d'échange constants. Ce modèle a permis de simuler trois heures de fonctionnement de la machine frigorifique (Figure 40). Les résultats obtenus sont très satisfaisants, les températures des fluides étant obtenues avec une précision de $\pm 0,8\text{ K}$.

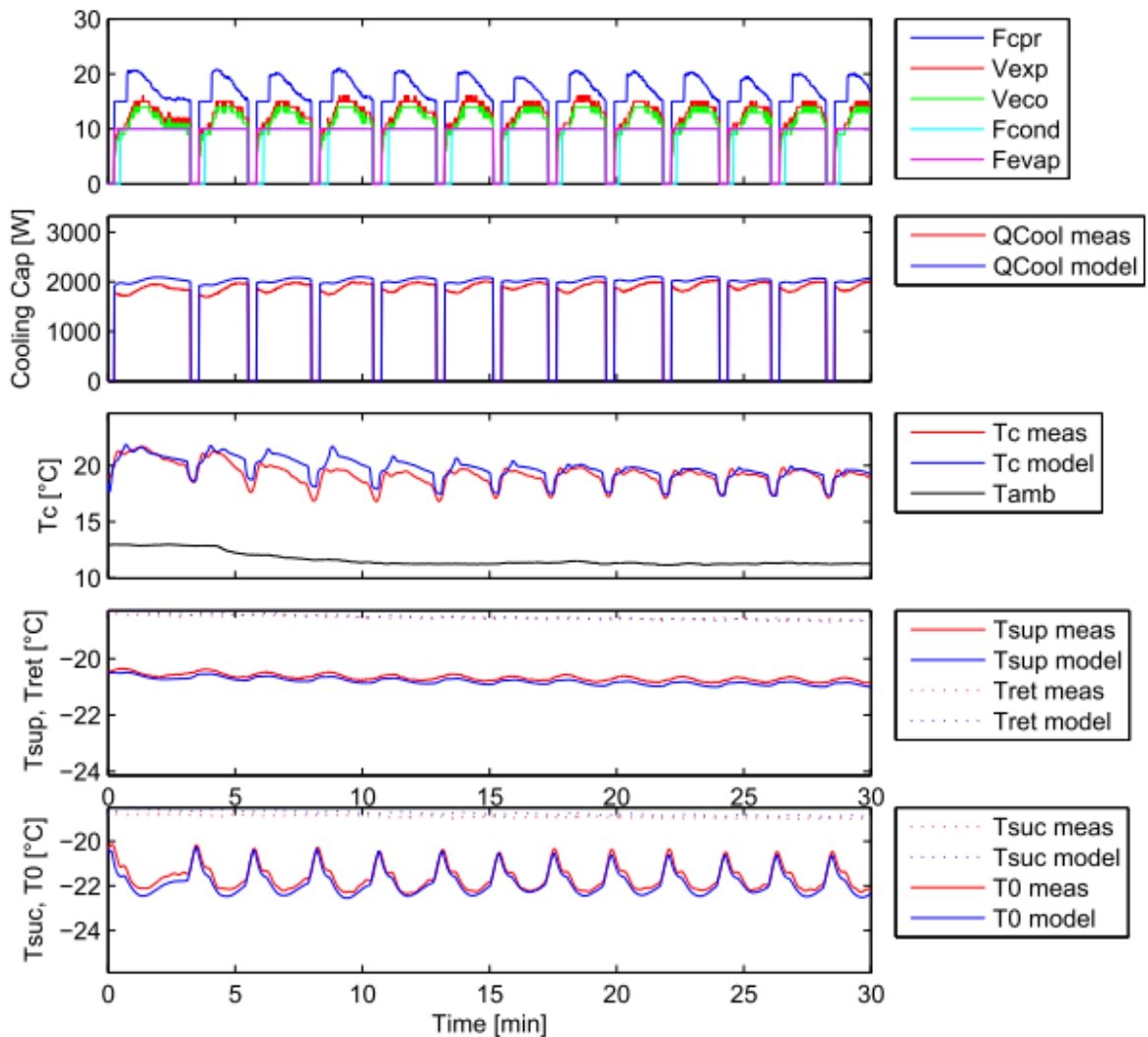


Figure 40 Validation du modèle dynamique à travers la puissance frigorifique, la température de condensation, la température d'entrée et de sortie du refroidisseur d'évaporateur (Sørensen et al. 2015)

Un des principes du modèle de Sørensen est de différencier les composants selon leur influence sur la dynamique du système. (Rasmussen and Alleyne 2004) dans leur modélisation dynamique d'un système transcritique au CO_2 , appuie le fait que les éléments contenant une masse importante de fluide frigorigène ou en contact avec une quantité importante de métal auront un impact important sur la dynamique du système. Les échangeurs sont identifiés comme tels tandis que le compresseur et les vannes sont qualifiés comme ayant peu d'influence sur la dynamique du système.

3.1.1. Caractéristiques générales retenues pour le modèle

Compte tenu de l'analyse bibliographique et des objectifs de modélisation rappelés ci-dessus, le modèle numérique doit être :

- Semi-empirique, pour pouvoir être rapide et précis ;
- Modulaire, pour pouvoir facilement incorporer de nouveaux composants.

Les données d'entrée du modèle sont celles fixées par les conditions extérieures ou par l'utilisateur (en rouge sur la Figure 41) :

- Les conditions extérieures (pression de l'air, hygrométrie, température et débit d'air au niveau des échangeurs) ;
- Coefficient d'ouverture des vannes ;
- Vitesse de rotation du compresseur ;
- Charge de fluide frigorigène.

Les données de sortie du modèle sont les enthalpies de sortie de l'air et la puissance électrique consommée. Elles permettront de calculer la puissance frigorifique et le coefficient de performance.

Le contenu des modèles doit s'appuyer sur les caractéristiques physiques des composants avec des équations physiques appuyées par des corrélations empiriques. Il devra permettre de prédire le comportement de la machine sur des points non atteignables lors des essais. Ces modèles seront détaillés au cas par cas par la suite.

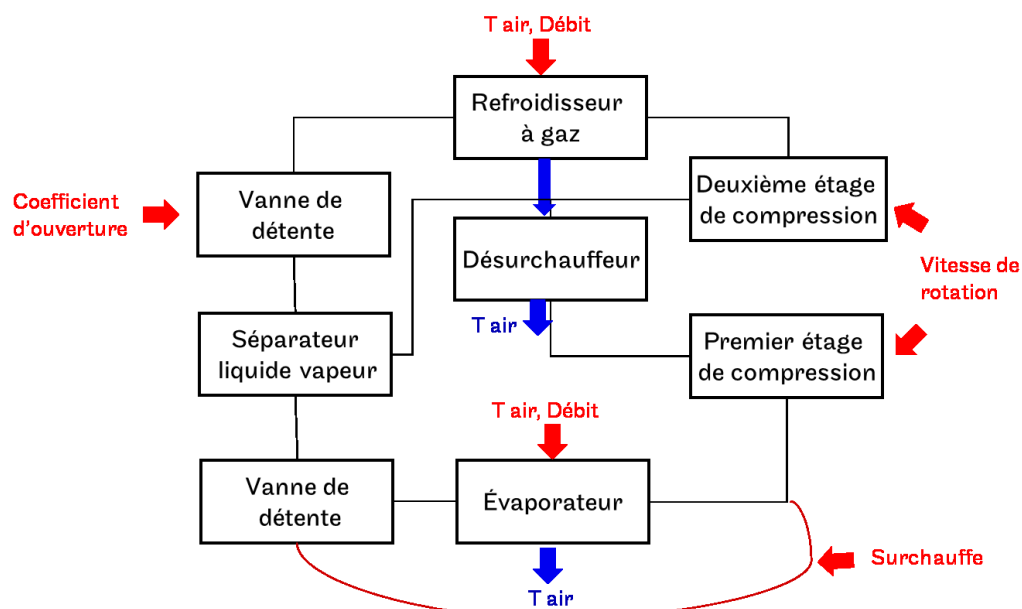


Figure 41 : Logigramme du modèle numérique du NaturalINE avec en rouge les données d'entrées et en bleu les sorties

3.2. Échangeurs

3.2.1. Modèle général

Comme présenté dans la section 2, les échangeurs à air sont des batteries de tubes ailetés. Après le séparateur liquide-vapeur, il s'agit des composants contenant la quantité la plus importante de fluide frigorigène. Le Tableau 8 résume leurs caractéristiques.

Composant	Évaporateur	Refroidisseur de gaz	Désurchauffeur
Nombre de rangs	12	3	4
Nombre de passes	12	10	2
Diamètre externe (mm)	7,39	7,39	7,39
Épaisseur de tube (mm)	0,254	0,7112	0,7112
Longueur de tube (mm)	1574,8	2057,39	1981,19
Distance entre deux tubes (mm)	24,998	20,98	20,98
Distance entre deux rangs (mm)	21,69	12,7	12,7
Densité d'ailettes (nombre par pouce)	8	16	16
Composition des tubes	Cuivre	Cuivre	Cuivre
Composition des ailettes	Aluminium	Cuivre	Cuivre
Géométrie des ailettes	Plane à bord droit	Plane à bord droit	Plane à bord droit

Tableau 8 Caractéristiques technologiques des échangeurs

Il existe trois principales possibilités de modélisation : à un seul nœud, multi-nodal et à frontières mobiles. Ces méthodes proposent trois discrétisations spatiales du modèle. La méthode à un nœud calcule un coefficient d'échange global pour l'échangeur, sans prendre en compte les variations locales de température ou de changements d'états. Ce modèle est peu précis et ne fonctionne pas avec des changements de phase, mais est rapide en termes de temps de calcul.

Un modèle multi-nodal discrétise l'échangeur en un ensemble de sous volumes, dans lesquels l'évolution des propriétés du fluide est prise en compte, afin de calculer les coefficients d'échange thermique locaux. Ce modèle est d'autant plus précis que la discrétisation est fine, mais au détriment du temps de calcul.

Le modèle à frontières mobiles est un modèle intermédiaire où l'échangeur est divisé en plusieurs volumes, de manière plus grossière que dans le cas du modèle multi-nodal. Chaque zone correspond à un régime de transfert ou à un phénomène physique différent (évaporation, surchauffe...) Un coefficient d'échange thermique est déterminé pour chaque zone, la frontière entre les zones pouvant évoluer. Pour un évaporateur, le système est à deux zones, une pour le diphasique et une pour la vapeur surchauffée.

Ce modèle permet un compromis entre un modèle multi-nodal et à un seul nœud. Il est plus rapide que le premier grâce à une discrétisation moins fine, mais plus précis que le second par la prise en compte de l'évolution du coefficient d'échange convectif (Ding 2007).

Dans le cadre de cette étude, un modèle multi-nodal a été sélectionné en raison du circuitage des échangeurs. En effet comme le montrent les Figure 42 et 42b, l'air traverse en premier et en partie le désurchauffeur (en jaune) avant de traverser le refroidisseur de gaz. Utiliser un modèle multi-nodal permettra de prendre en compte l'impact du refroidisseur de gaz, en prenant pour température d'entrée la température de sortie d'air du désurchauffeur.

Un modèle multi-modal a été mis en place sur tous les échangeurs. Il sera intéressant lors de la validation des modèles, de vérifier si ce choix n'induit pas des temps de calcul trop longs pour une amélioration de précision négligeable (voir chapitre 5).

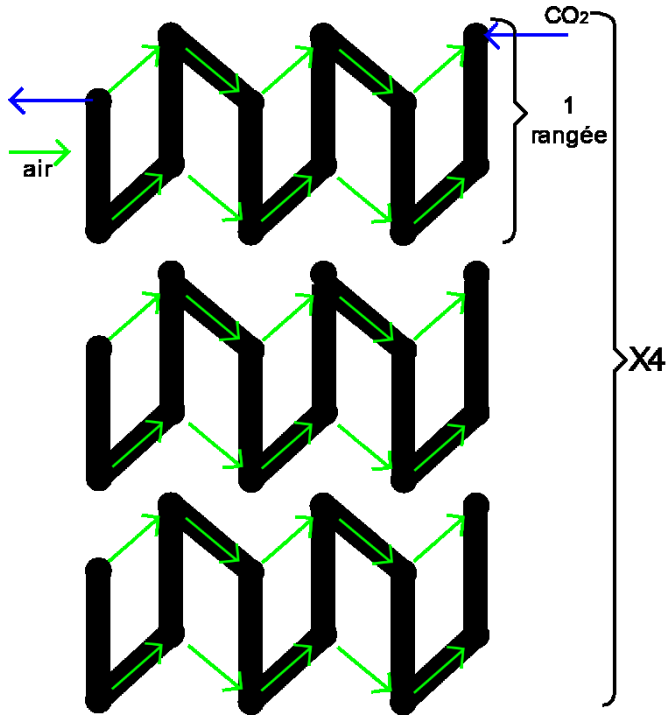


Figure 42 Circuitage de l'évaporateur et représentation de l'écoulement d'air dans le modèle, le CO₂ en bleu et l'air en vert

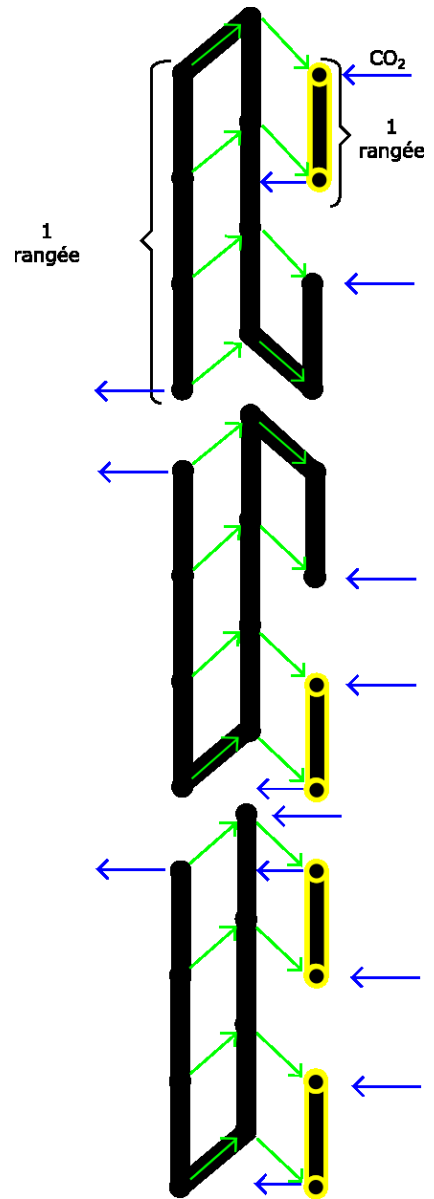


Figure 42b Circuitage du refroidisseur de gaz et du désurchauffeur et représentation de l'écoulement d'air dans le modèle, le CO₂ en bleu et l'air en vert

L'échangeur est discrétisé en un ensemble de volumes. Cependant, dans le cadre d'une modélisation système il est courant de diminuer la complexité du système en considérant une discrétisation axisymétrique. Des effets 3D de redistribution existent mais ils seront négligés. Au niveau de l'air, plusieurs études CFD préfèrent prendre en compte des phénomènes 3D ((Davies, Campbell, and Thangamani 2014), (Singh et al. 2011), (Lee et al. 2018)). Lors de leurs études sur des batteries à air, ils cherchaient à mettre en évidence une mauvaise distribution de l'air. Leurs résultats étaient plus précis avec des modèles tridimensionnels mais les temps de calculs sont longs.

Pour diminuer le temps de calcul, les effets 3D seront négligés et l'écoulement d'air sera supposé unidimensionnel et suivre le chemin des flèches vertes sur la Figure 42. Les phénomènes de recirculation seront donc négligés. Dans le cas d'un aplatissement des ailettes ou d'un givrage, cette hypothèse est fautive (Byung-chaee et al. 2014). Cependant dans les autres cas, des études CFD n'ont pas mis en évidence de phénomènes prépondérants de recirculation (Nagaosa 2017). Au niveau du fluide frigorigène, sa température et donc ses propriétés thermodynamiques changent sur une section de tube. Pour obtenir un modèle simplifié, une discrétisation bidimensionnelle n'est pas adéquate. La discrétisation spatiale choisie est unidimensionnelle (Figure 43). Une maille comprend donc un volume de tube avec l'air et les ailettes l'envoyant. Les ailettes sont décrites à partir d'une densité par longueur de tubes, une maille peut donc contenir plusieurs ailettes voire un nombre non entier.

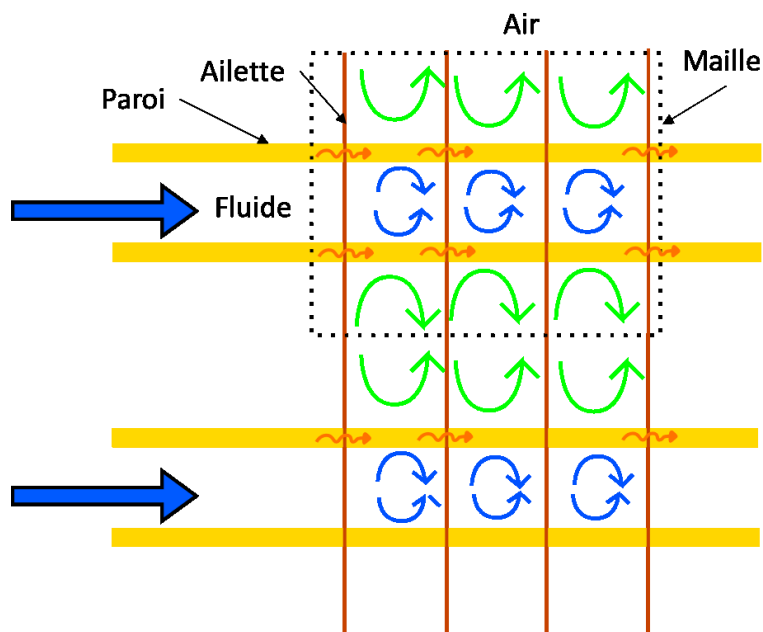


Figure 43 : Bilan thermique sur l'échangeur

Pour modéliser les échanges thermiques au sein de l'échangeur, le premier principe de la thermodynamique est appliqué une maille traversée par l'air et le fluide, équation (3.1) (avec U l'énergie interne, \dot{m} le débit massique, e_p l'énergie potentielle, e_c l'énergie cinétique, \dot{W} la puissance mécanique échangée et \dot{Q} la puissance thermique échangée).

$$\frac{d(U)}{dt} = \sum \dot{m}(e_c + e_p + h) + \sum \dot{W} + \sum \dot{Q} \quad 3.1$$

La variation d'énergie cinétique et potentielle est négligée, en faisant apparaître le terme d'enthalpie l'équation se met sous la forme de l'équation 3.2.

$$\frac{d(H-PV)}{dt} = \Sigma \dot{m}(h) + \Sigma \dot{W} + \Sigma \dot{Q} \quad 3.2$$

Avec v le volume massique et V le volume de la maille. La maille conserve le même volume, V est donc constant. Les mailles n'ont qu'une entrée et sortie, et en décomposant les dérivées, l'équation peut se mettre sous la forme de l'équation 3.3.

$$\frac{d(mh)}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s + \Sigma \dot{W}_u + \Sigma \dot{Q} \quad 3.3$$

Le travail utile, $\Sigma \dot{W}_u$, est nul au niveau des échangeurs et les pertes de charge sont négligées. Ces hypothèses sont courantes au sein de modèles simplifiés ((Sørensen et al. 2015), (Nunes et al. 2015)). Pour les pertes de charge au niveau du refroidisseur de gaz, les observations de (Son and Park 2006) sur du CO_2 vont dans ce sens. Les pertes de charge mesurées sont de 1 kPa/m, pour des diamètres de tube de 7,5 mm pour un débit 0,0086 kg/s (du même ordre de grandeur que dans ce cas). Sur le refroidisseur de gaz cela reviendrait à une perte de charge de 0,061 bar au total. Les propriétés du fluide seront supposées constantes malgré cette perte de charge. Les essais devront une nouvelle fois permettre de vérifier cette hypothèse

En décomposant la première dérivée temporelle, l'expression 3.3 peut se mettre sous la forme de l'équation 3.4.

$$\frac{d m}{dt} h + m \frac{d h}{dt} - \frac{V d P}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s + \Sigma \dot{Q} \quad 3.4$$

En utilisant la conservation de la masse, la variation de masse dans une maille peut être identifiée via l'équation 3.5.

$$\frac{d m}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad 3.5$$

Pour le CO_2 et l'air, la puissance thermique échangée correspond à l'échange convectif avec la paroi du tube et des ailettes (équation 3.6).

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} S_{ech} (T_{paroi} - T_{fluide}) \quad 3.6$$

Avec h_{conv} le coefficient d'échange convectif et S_{ech} la surface d'échange.

Pour le tube, la puissance thermique échangée est composée de la puissance échangée par conduction avec la section de tube voisine en contact et de la puissance échangée par convection avec les deux fluides voisins (équation 3.7).

$$\dot{Q}_{cond} = - \frac{\lambda S_{ech cond} (T_{tube} - T_{tube voisin})}{e} \quad 3.7$$

Avec λ la conductivité de la paroi, $S_{ech cond}$ la surface de contact avec le tube voisin, e la distance entre les deux portions de tube.

Pour l'air, la pression est supposée constante au cours du temps, l'expression se met sous la forme de l'équation 3.8.

$$\frac{d m_{air}}{dt} h_{air} + m_{air} \frac{d h_{air}}{dt} = \dot{m}_{e air} h_{e air} - \dot{m}_{s air} h_{s air} + \Sigma \dot{Q}_{air} \quad 3.8$$

Pour le tube, la variation de pression et de masse est nulle, l'équation devient 3.9

$$m_{tube} \frac{d h_{tube}}{dt} = \Sigma \dot{Q}_{cond} \quad 3.9$$

Pour le CO₂, la validation du modèle (présentée dans le chapitre 5) sera effectuée sur un cas stationnaire, les termes dérivés s'annulent ($\frac{vdP}{dt}$). Dans le cadre d'une modélisation dynamique future, ce terme devra être calculé avec l'équation de la conservation de la quantité de mouvement. Ces équations sont discrétisées avec un schéma explicite.

Pour diminuer le temps de calcul, seule une rangée de tubes sera modélisée (un seul tube du distributeur d'entrée à la sortie avec ses allers-retours cf Figure 42 et 42b) en supposant que les autres tubes auront les mêmes échanges thermiques. L'enthalpie d'entrée et de sortie de ce tube correspond donc aux enthalpies d'entrée et de sortie de l'évaporateur. Au niveau de l'évaporateur, cela ne crée pas d'incohérence mais au niveau des refroidisseurs, les rangées ne sont pas identiques.

Pour l'échangeur de chaleur interne, le modèle mis en place est semblable aux modèles des échangeurs à ailettes. La seule différence étant que l'échange n'a pas lieu entre de l'air et du CO₂ mais entre du CO₂ vapeur et du CO₂ supercritique. Il est discrétisé avec une maille par paroi.

Les équations principales des échangeurs étant trouvées, il reste à définir les corrélations permettant de décrire les échanges thermiques au sein des fluides.

3.2.2. Modélisation des échanges côtés air

L'air échange avec les ailettes et le tube. La discrétisation du modèle empêche d'utiliser des modèles prenant en compte l'échangeur de manière globale comme (Grimison, 1937). Les corrélations doivent être définies de manière locale. Plusieurs existent, pour des valeurs du nombre de Prandtl supérieures à 0,7 la corrélation de Hilbert (Incropera, et al, 2005) est souvent utilisée. (Gupta and Dasgupta 2013) l'utilisent pour travailler sur un refroidisseur de gaz au CO₂. Leur diamètre de tube, débit d'air et leur nombre de tubes est proche de notre cas. Ils obtiennent un écart maximal sur les températures de sortie d'air de 4°C. La corrélation de Zukauskas est valable pour des valeurs plus importantes du nombre de Prandtl mais effectuée des calculs au niveau de la paroi du tube, ce qui n'était pas prévu dans le cadre de cette application. La corrélation de Hilbert est utilisée pour un nombre de Reynolds compris entre 40 et 4000 (équation 3.10). Elle sera mise en place au sein du modèle, les conditions d'écoulement permettant de l'utiliser.

$$\text{Nu} = 0,683 \text{Re}^{0,466} \text{Pr}^{0,33} \quad 3.10$$

Les caractéristiques géométriques des échangeurs sont utilisées afin d'alimenter le modèle. Pour connaître l'échange thermique entre le tube et l'air, les ailettes doivent être prises en compte. Leur rendement est donné par (Schmidt, 1949) à travers l'équation 3.11. Le rendement des ailettes est défini comme le rapport de la puissance thermique échangée (\dot{Q}) par rapport à la puissance thermique qui serait échangée sans ailette ($h_o S_o \Delta T$, respectivement le coefficient d'échange de l'air, la surface d'échange et la différence de température entre l'air et la paroi). Ce rendement global des ailettes (η_o) est relié au rendement d'une ailette (η) à travers l'équation 3.12. S_o est défini comme la surface d'échange entre l'air et le tube avec ailettes, S la surface d'échange des ailettes. Les ailettes étant planes, sur un tube, des corrélations existent afin de définir le rendement d'une ailette par rapport à ses caractéristiques thermiques et sa conductivité. Celle utilisée dans ce modèle est issu de l'article de Schmidt.

$$\eta_o = \frac{\dot{Q}}{h_o S_o \Delta T} \quad 3.11$$

$$\eta_o = 1 - \frac{S_f}{S_o} (1 - \eta) \quad 3.12$$

Ce qui permet d'obtenir la puissance thermique échangée avec l'air (équation 3.13).

$$\dot{Q}_{conv} = h_o \eta_o S_o \Delta T \quad 3.13$$

L'air est considéré comme sec afin de simplifier le modèle, en évitant de prendre en compte la création de givre au niveau l'évaporateur. Lors des essais la différence entre la puissance frigorifique calculée avec de l'air sec et de l'air humide est au maximum de 5% pour la température d'évaporation de 0 °C. Cette hypothèse simplificatrice aura une influence négligeable sur les résultats.

Les propriétés thermodynamiques de l'air seront calculées à partir de la base de données CoolProp, en prenant un air à pression atmosphérique avec une hygrométrie égale à celle mesurée lors des essais. L'avantage d'extraire les valeurs issues de CoolProp est de diminuer le temps de calcul en évitant l'appel de fonctions en dehors du logiciel de simulation.

Les débits d'air sont fixés par les ventilateurs du système. Deux d'entre eux assurent la circulation de l'air à l'évaporateur, et un au niveau du refroidisseur de gaz et intermédiaire. Ces débits seront pris tels quels, aucun coefficient de correction ou coefficient de Rateau n'ayant été fourni. Une série de mesures a été menée pour déterminer expérimentalement le débit volumique, mais les conditions d'essais ne permettent pas d'obtenir de résultats suffisamment fiables. Les longueurs des gaines de mesures utilisées ne sont pas suffisantes pour avoir un écoulement homogène, des méthodes de mesures avec sonde de vitesse (fil chaud et anémomètre) ne sont donc pas applicables. Les zones d'aspiration et de refoulement ayant des formes spécifiques, l'utilisation de cônes de concentration d'air n'était pas efficace. Ainsi les débits d'air utilisés dans les modèles numériques sont ceux donnés par les constructeurs (Tableau 8).

Ventilateur au niveau	Vitesse	Vitesse de rotation (tr/s)	Débit (m ³ /s)
Du refroidisseur de gaz /intermédiaire	Haute	1450	1,42
	Basse	725	0,7
De l'évaporateur	Haute	1850	1,77
	Basse	1425	0,88

Tableau 9 Caractéristiques des ventilateurs à une fréquence d'alimentation de 50 Hz, données du constructeur

3.2.3. Choix des coefficients convectifs

L'évaporateur est un élément capital du système qui sera soumis à des changements de conditions importantes. En effet d'après la section 1, l'ajout d'un éjecteur va diminuer le titre en vapeur en entrée d'évaporateur (avec des conditions proches de la saturation) ainsi que le débit. Le modèle d'évaporateur doit être assez précis pour fonctionner avec cette évolution des paramètres d'entrée.

Pour la zone diphasique, l'article de (Cheng et al. 2008) propose une carte d'écoulement du CO₂ (Figure 44). Dans chaque zone, un coefficient d'échange convectif différent est défini, capable de prendre en compte le titre en vapeur, le taux de surface mouillée de la paroi et le type d'écoulement représenté sur la Figure 44.

Cette carte d'écoulement est applicable pour des diamètres de tubes allant de 0,8 à 10 mm avec des vitesses massiques allant de 50 à 1500 kg.m⁻².s⁻¹ et des densités de flux de chaleur allant de 1,8 à 46 kWm⁻² et des températures allant de -28 °C à 25 °C. Pour des points à très faible température (-30 °C), la plage de validité sera dépassée. Dans un premier temps les corrélations seront supposées valables pour des températures plus faibles, puis en cas de détérioration importante de la précision une nouvelle corrélation pour les points extrêmes sera recherchée.

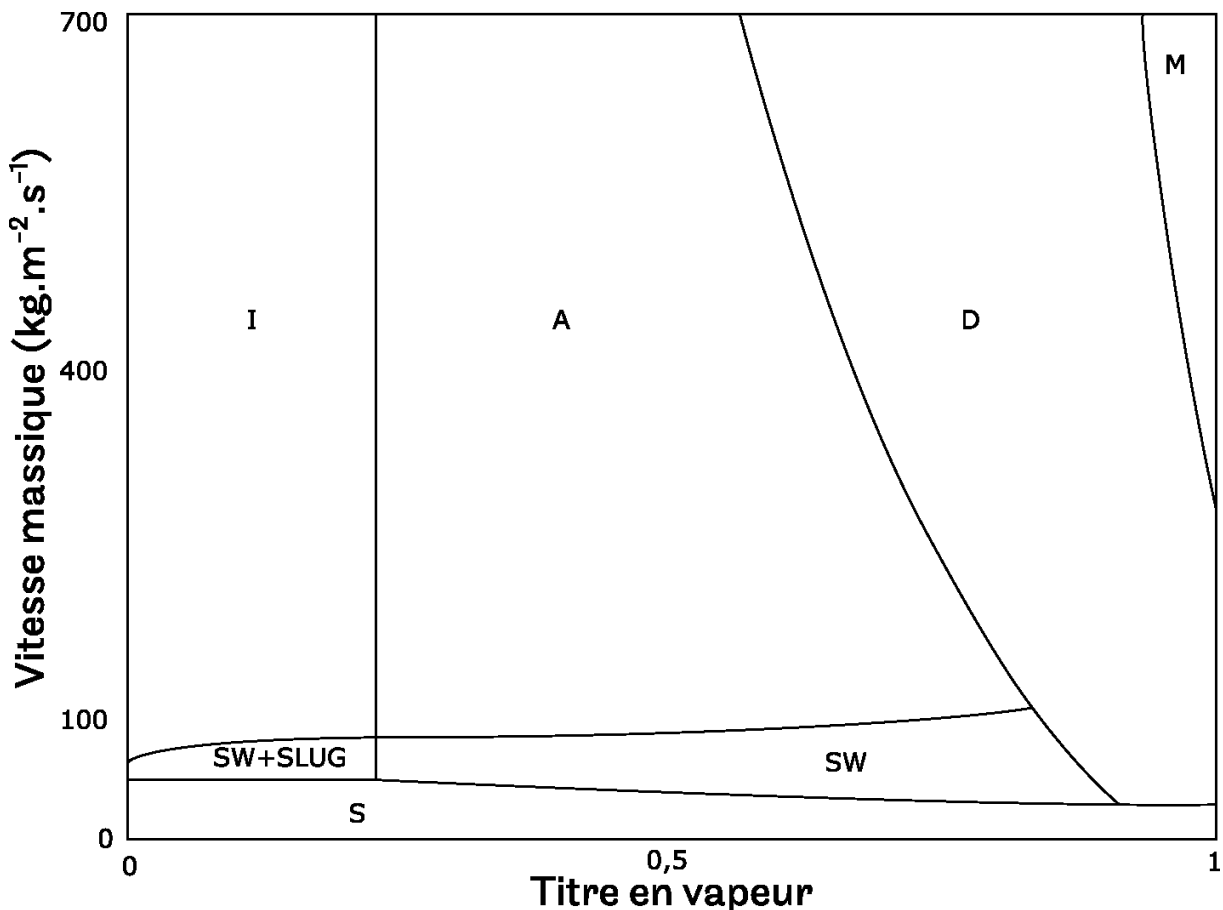


Figure 44 Carte d'écoulement du CO₂

I : Ecoulement intermittent, M : Ecoulement brouillard, S : Ecoulement stratifié, SW : Ecoulement stratifié à bouchon, D : écoulement sec, A : Ecoulement annulaire, SLUG : écoulement visqueux

Sur 1124 points répartis sur la carte d'écoulement, 71,4% avaient été prédits avec des écarts de +/- 30%. Pour comparaison les jeux de corrélation mis en place par (Cheng, et al. 2006) obtenaient des écarts plus faibles (24,5%) mais sur un nombre de points plus limité (434 points).

Pour les zones vapeur et liquide, la corrélation de Gnielinski (Gnielinski 2013) propose des résultats intéressants pour un écoulement au sein d'un tube. (Dang and Hihara 2004) étudient plusieurs corrélations permettant de calculer le coefficient d'échange convectif sur le cas d'un refroidisseur de gaz au R-744 ((Pitla, Groll, and Ramadhyani 2002; Liao, Zhao, and Jakobsen 2000; Cheng et al. 2008)). Bien que les diamètres étudiés soient plus petits que ceux de cette étude (6 mm pour 7,5 mm), l'analyse de leurs résultats permet de choisir la corrélation la plus adaptée. Leur conclusion est que la corrélation de Gnielinski est la plus précise. Celle-ci sera modifiée pour pouvoir augmenter sa précision à +/-20%. Malheureusement leur nouvelle corrélation ne pourra pas être utilisée ici car celle-ci fait appel à une discrétisation bidimensionnelle.

Gnielinski calcule le nombre de Nusselt (équation 3.14) à l'aide du facteur de Moody, f , dont l'expression est déterminée par la formule de Petukhov (Petukhov et al 1970) (équation 3.15).

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_b - 1000)Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{f/8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad 3.14$$

$$f = (0,79 \log(Re) - 1,64)^{-2} \quad 3.15$$

Ces corrélations sont valables pour des écoulements possédant un nombre de Reynolds situé entre $3 \cdot 10^3$ et $5 \cdot 10^6$ et un nombre de Prandtl allant de 0,5 à 2000.

3.3. Vanne de détente

Les vannes de détente sont modélisées à travers un coefficient de perte de charge en supposant une détente isenthalpique (équation 3.16). Le coefficient de perte de charge est identifié d'après des essais en fonction de l'ouverture de la vanne de détente.

$$\dot{m} = k_v (2\rho\Delta P)^{1/2} \quad 3.16$$

La variation de ce coefficient en fonction de l'ouverture sera décrite à travers une fonction polynomiale.

3.4. Modèle du compresseur

3.4.1. Choix du modèle

Le compresseur de l'unité est un compresseur semi-hermétique, bi-étagé à pistons, piloté par un variateur de vitesse. Ses caractéristiques sont données dans le Tableau 10. Comme annoncé en introduction, le modèle du compresseur est statique. L'impact du variateur de vitesse ne sera pas pris en compte, sa consommation énergétique et son temps de réponse seront négligés.

Diamètre entrée premier étage (mm)	Diamètre sortie premier étage (mm)	Diamètre entrée deuxième étage (mm)	Diamètre sortie deuxième étage (mm)	Cylindrée premier étage (cm ³)	Cylindrée deuxième étage (cm ³)
12,7	7,747	7,747	7,747	56	27,2

Tableau 10 Caractéristiques du compresseur bi-étagé à piston

La méthode la plus courante pour simuler le comportement d'un compresseur est d'utiliser une fonction polynomiale permettant de calculer débit et puissance consommée. Il s'agit d'une fonction empirique définie pour chaque compresseur par le constructeur. Cette approche demande un nombre important d'essais, et le modèle n'est valable que sur la plage testée.

(Ruz et al. 2017) utilisent ce type de modèle et obtiennent une précision de 10% sur la puissance consommée par le compresseur et de 8% sur le débit, mais le nombre de points pour calculer les paramètres des fonctions polynomiales est important (28 points). D'après la section 1 l'ajout d'un éjecteur va modifier la pression et l'enthalpie d'entrée du compresseur, et les entrées : débit, enthalpie et pression du second étage seront modifiés par l'absence d'injection de vapeur. Cette méthode obligerait à requalifier le compresseur dans ce second mode de fonctionnement.

Une autre approche d'un modèle de compresseur est utilisée par (Yang, Bradshaw, and Groll 2013). Ils mettent en place un modèle détaillé d'un compresseur semi-hermétique au CO₂ à pistons. Les évolutions thermodynamiques du fluide sont déduites de principes physiques. Les pertes par frottement, les vannes, les fuites et la lubrification sont prises en compte. Seule la vitesse de rotation du compresseur et le rendement mécanique sont déduits des essais sur la machine. Ces auteurs réussissent à prédire le débit massique et la pression en sortie avec une moyenne des valeurs absolues des écarts relatifs de 3,69% et 2,13%. Ce modèle est intéressant mais semble compliqué à mettre en place pour une application au niveau système.

(Sørensen, et al, 2015) utilisent un modèle simplifié basé sur une compression adiabatique, un volume mort et des pertes de charge aux clapets. Les auteurs n'ont pas validé leur modèle de compresseur, mais le résultat du modèle global donne des résultats considérés comme satisfaisants.

Les modèles les plus intéressants combinent une approche physique et une approche empirique. Dans le cadre de cette étude, un modèle semi-empirique est utilisé, se basant sur peu d'essais pour la calibration. Ce modèle avait déjà été utilisé au laboratoire et avait donné de bons résultats. Un autre avantage du modèle de Winandy est qu'il est adaptable pour différents fluides et compresseurs.

3.4.2. Modèle de Winandy

Cette méthode est présentée par (Winandy, Saavedra, and Lebrun 2002). Le modèle permet de simuler un compresseur à partir de peu d'essais en considérant une compression isentropique, les irréversibilités (chutes de pression, échanges thermiques) étant réparties à travers les tubulures internes d'aspiration et de refoulement (Figure 45). Entre la vanne d'aspiration et l'entrée dans le cylindre, les vapeurs sont surchauffées et subissent une perte de charge. Ces deux phénomènes sont pris en compte par deux transformations successives : une détente isenthalpe (asp à asp1) et un échauffement isobare (asp1 à asp2). La compression isentropique (asp2 à ref2) a lieu puis la vapeur subit des pertes de charge et est refroidie. Comme à l'aspiration, ces deux phénomènes sont pris en compte par deux transformations successives : une détente isenthalpe (ref1 à ref) et un refroidissement isobare (ref2 à ref1). Les dissipations de chaleur liées aux pertes mécaniques sont incluses dans les échanges thermiques des vapeurs avec les parois internes des tubulures, dont la température est fortement hétérogène. On considère alors une paroi fictive, de température uniforme, qui réponde au premier principe. Cette paroi échange avec le milieu ambiant. Le premier principe en régime permanent sur cette paroi est écrit, seuls les échanges thermiques sont à prendre en compte (équation 3.17).

- $\dot{Q}_{W \text{ pertes}}$ correspond à la dissipation thermique associée aux pertes mécaniques ;
- \dot{Q}_{ref} correspond à l'échange thermique entre le fluide chaud en sortie de compresseur et les tubulures ;
- \dot{Q}_{asp} correspond à l'échange thermique entre la paroi chaude du compresseur et le fluide en entrée de compresseur ;
- \dot{Q}_{amb} correspond à l'échange thermique entre la paroi du compresseur et le milieu externe ;
- \dot{W}_{in} correspond à la puissance utile à la compression isentropique, elle n'apparaît pas dans l'équation 3.17.

$$\dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_{\text{amb}} + \dot{Q}_{W \text{ pertes}} + \dot{Q}_{\text{asp}} = 0 \quad 3.17$$

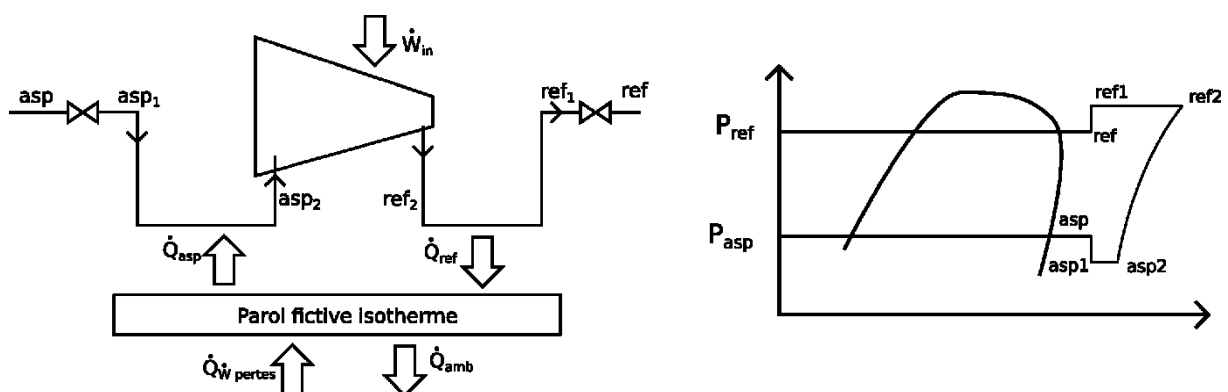


Figure 45 Représentation de la modélisation de Winandy sur un compresseur mono étage

Pour les besoins de cette étude, ce modèle a été adapté pour un compresseur bi-étagé, le principe est présenté sur la Figure 46. Les étages de compression sont considérés comme deux compresseurs séparés possédant deux parois fictives distinctes. Le bilan sur chacune de celles-ci permet d'écrire l'équation 3.18. Les deux parois échangent avec une troisième paroi fictive sur laquelle sera effectué le bilan global (équation 3.19) permettant de relier les deux compresseurs. Couplée à l'équation 3.20 pour chaque compresseur, elle permet d'écrire un bilan global sur le système.

$$\dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{asp} = 0 \quad 3.18$$

$$\dot{Q}_{tot\ amb} + \dot{Q}_{W\ pertes} + \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}'_{amb} = 0 \quad 3.19$$

$$\dot{Q}_{ref} + \dot{Q}'_{ref} + \dot{Q}_{tot\ amb} + \dot{Q}_{W\ pertes} + \dot{Q}_{asp} + \dot{Q}'_{asp} = 0 \quad 3.20$$

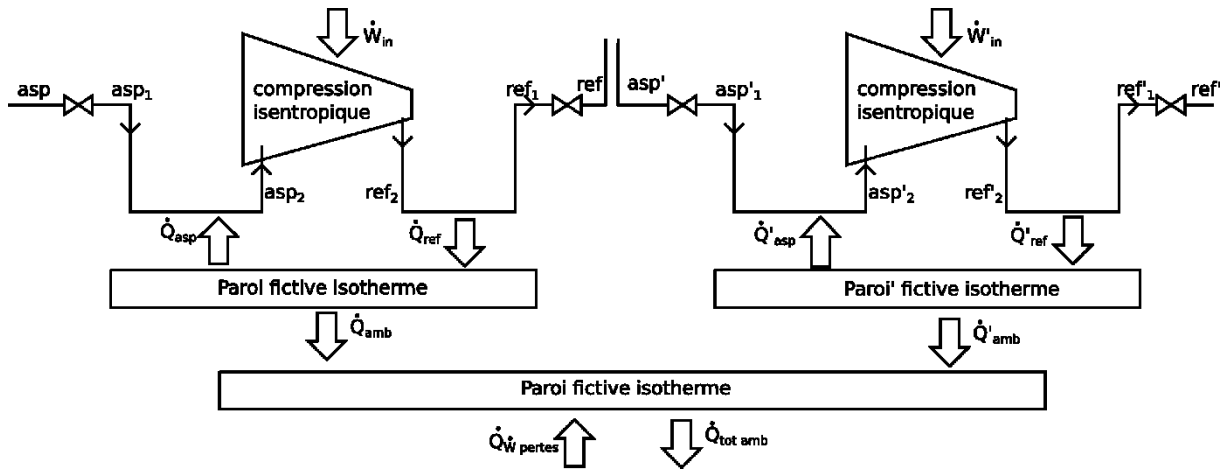


Figure 46 : Schéma de principe du modèle de Winandy appliqué à un compresseur bi-étagé

La Figure 47 résume les étapes du calcul avec les différentes équations. Les pertes de charge à l'aspiration sont traitées comme des pertes de charge à travers une vanne de détente (3.16). Cette approche est valide tant que les pertes de charge à l'entrée sont bien plus faibles que la pression d'entrée selon Winandy. Les pertes de charge au refoulement sont traitées avec le modèle de (Belman-Flores, et al, 2015) (équation 3.21). Les coefficients a , b et c pour les refoulements et le coefficient k_v pour l'aspiration sont issus des essais. Les échanges thermiques sont résolus à travers des bilans thermiques entre la paroi et le fluide (équation 3.22), la paroi à considérer étant celle intermédiaire Paroi ou Paroi'.

$$P_{ref_1} = P_{ref} + a + b \dot{m}^c \quad 3.21$$

$$\dot{Q}_{asp} = \dot{m}(h_{asp2} - h_{asp1}) = U_o A_{asp} \frac{T_{asp2} - T_{asp1}}{\ln\left(\frac{T_{asp1} - T_{paroi}}{T_{asp2} - T_{paroi}}\right)} \quad 3.22$$

Afin d'identifier le débit à l'entrée du compresseur, un calcul itératif est mis en place avec comme variable d'itération, la masse volumique en entrée de compresseur. La convergence est identifiée lorsque l'équation 3.22 est vérifiée. Le débit est calculé en utilisant le rendement volumétrique du compresseur (équation 3.23 et 3.24) Dans ce cas, pour un cylindre à fonctionnement isentropique l'équation 3.25 est exacte.

$$\dot{m} = \eta_{vol} \dot{N} V_b \rho_{asp2} \quad 3.23$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{V_m}{V_b} \left(\frac{\rho_{ref2}}{\rho_{asp2}} - 1 \right) \quad 3.24$$

Avec η_{vol} le rendement volumétrique, \dot{N} le nombre de tours par minute, V_b , le volume balayé, V_m , le volume mort, ρ la masse volumique (à l'aspiration asp, ou au refoulement ref).

Les pertes thermiques sont décrites comme la somme de deux termes dont l'un dépend de la puissance mécanique utile et l'autre dépend de la vitesse de rotation du compresseur (équation 3.25). La puissance utile totale est la somme de \dot{W}_{in} et \dot{W}'_{in} .

$$\dot{Q}_{Wpertes} = \alpha \dot{W}_{in\ tot} + \dot{Q}_{Wpertes,0} \left(\frac{\dot{N}}{\dot{N}_0} \right)^2 \quad 3.25$$

Enfin, les coefficients d'échange thermique sont exprimés en fonction du débit (équation 3.26) selon le modèle utilisé par Cuevas (Cuevas, Lebrun, Lemort, & Winandy, 2010).

$$UoA = C \dot{m}^{0,8} \quad 3.26$$

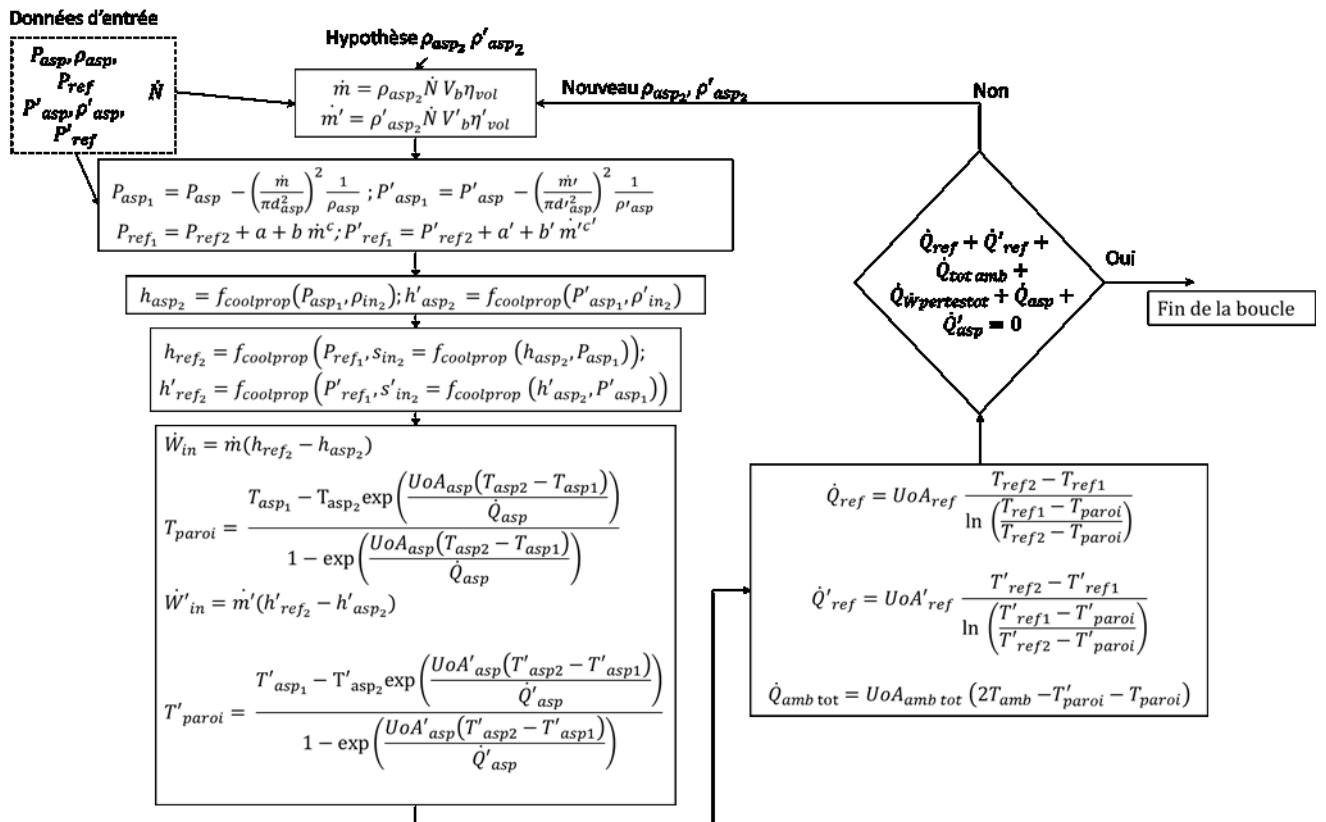


Figure 47 : Logigramme de la détermination du point de fonctionnement du compresseur bi-étagé

Les essais permettent d'identifier le volume mort, le coefficient de perte de puissance, les coefficients d'échange thermique et les coefficients de pertes de charge.

3.5. Séparateur liquide vapeur

Le séparateur liquide vapeur est un élément contenant une masse importante de fluide frigorigène (Tableau 11) et donc aura une influence importante sur la dynamique. Une discrétisation fine permettrait d'estimer les différents échanges au sein du fluide, de prendre en compte les phénomènes de mélange entre les phases liquide et vapeur à travers une discrétisation 3D du volume interne. Cependant dans le cadre d'une modélisation système l'augmentation de précision ne sera pas suffisante pour justifier l'augmentation du temps de calcul.

Diamètre extérieur (mm)	Epaisseur de paroi (mm)	Hauteur extérieure (mm)	Volume intérieur (dm ³)
180	18,3	350	4,9

Tableau 11 Dimensions du séparateur liquide/vapeur

(Qiao, et al. 2015) mettent en place une modélisation dynamique d'un séparateur liquide vapeur sur une machine frigorifique au CO₂. Leur modèle propose de traiter son volume sans discrétisation. Il suppose que le fluide est toujours à l'équilibre thermodynamique avec un mélange liquide vapeur. Le premier principe est appliqué au volume, en prenant en compte une entrée et deux sorties, en supposant le séparateur adiabatique, en négligeant les termes de gravité et d'énergie cinétique. L'équation résultante (3.27) peut se décomposer en l'équation 3.28. Si la hauteur de liquide atteint la sortie vapeur ou chute sous la sortie liquide, le fluide sortant peut basculer d'un état saturé à un mélange liquide-vapeur. Pour connaître cette hauteur de fluide, un bilan massique est effectué sur le séparateur (équation 3.29), il permet de déduire la masse volumique et donc le titre en vapeur du fluide dans le volume.

$$\frac{d(mh-pV)}{dt} = \dot{m}_{entrée} h_{entrée} - \dot{m}_l h_l - \dot{m}_v h_v \quad 3.27$$

$$m \frac{d(h)}{dt} = \dot{m}_{entrée} h_{entrée} - \dot{m}_l h_l - \dot{m}_v h_v - (\dot{m}_{entrée} - \dot{m}_{sortie,l} - \dot{m}_{sortie,v}) h + \frac{d(p)}{dt} V \quad 3.28$$

$$\frac{d(m)}{dt} = \dot{m}_{entrée} - \dot{m}_{sortie,l} - \dot{m}_{sortie,v} \quad 3.29$$

Pour obtenir les débits sortants, ils utilisent la même équation que celle utilisée pour les vannes de détente. Ils supposent que le débit peut être déduit des pertes de charge entre le séparateur et les éléments suivants. Les résultats numériques sont proches de ceux expérimentaux (Figure 48) et ils sont capables de simuler des phases de démarrage et d'arrêt.

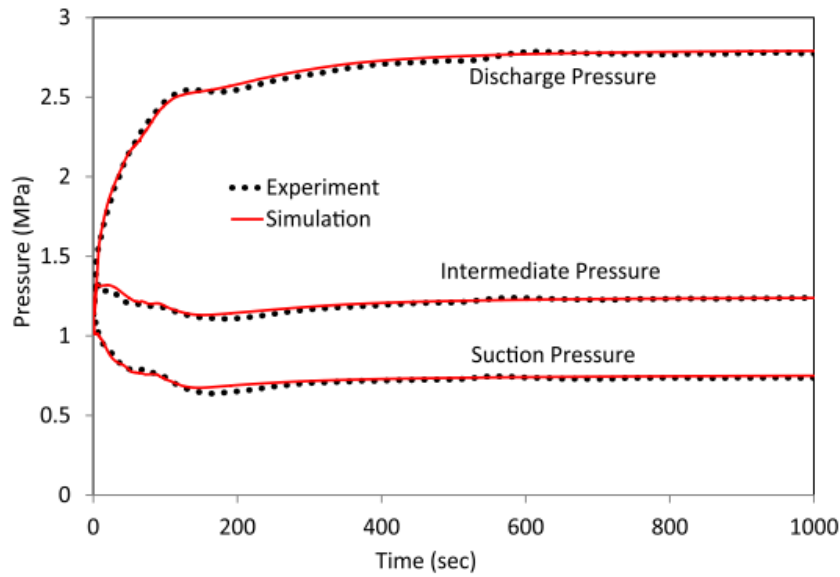


Figure 48 Comparaison des pressions calculées et mesurées, (Qiao, et al. 2015)

Dans le modèle du cycle, le débit est calculé au compresseur ou à l'éjecteur, les équations 3.28 et 3.29 suffisent à connaître l'état du fluide au séparateur. Le calcul du débit à partir des pertes de charge ne sera donc pas utilisé.

3.6. Éjecteur

3.6.1. Choix du modèle

Plusieurs méthodes ont été exposées dans le chapitre précédent pour modéliser le comportement d'un éjecteur. Cependant ces méthodes ne peuvent être appliquées qu'au niveau du dimensionnement de celui-ci, que ce soit à cause de leur complexité dans le cadre de la CFD (Computation Fluid Dynamics) ou du manque de précision dans le cadre d'IPM. La nature complexe de l'écoulement incite à mettre en place deux options différentes :

- Utiliser des corrélations empiriques qui ne seront adéquates que dans cette gamme d'étude ;
- Utiliser un modèle physique complexe capable de représenter les évolutions physiques du fluide.

Comme mentionné dans la section 1, l'écoulement du CO₂ au sein d'un éjecteur en fonctionnement nominal subit plusieurs transformations illustrées sur la Figure 49. À travers le convergent (de p à c), le fluide provenant du refroidisseur de gaz accélère. Il devient supersonique après le col du convergent (en c). De c à 1 l'écoulement est supersonique, la vitesse continue à augmenter, la pression du fluide diminue à une valeur inférieure à la pression en sortie d'évaporateur. Certaines publications, comme (Cardemil et al, 2012) considèrent que cet effet continue au-delà de la limite physique du convergent (de 1 à 1'). Dans les deux cas cette diminution de pression permet d'aspirer le fluide secondaire (s à 1 ou 1') et les deux fluides se mélangent (de 1/1' à 2). Le second fluide atteint la vitesse du son en 1'. Une onde de choc a lieu dans la zone de mélange (3) avant la sortie (4). L'écoulement est subsonique, de 4 à 5 la pression augmente, la vitesse diminue à travers le diffuseur.

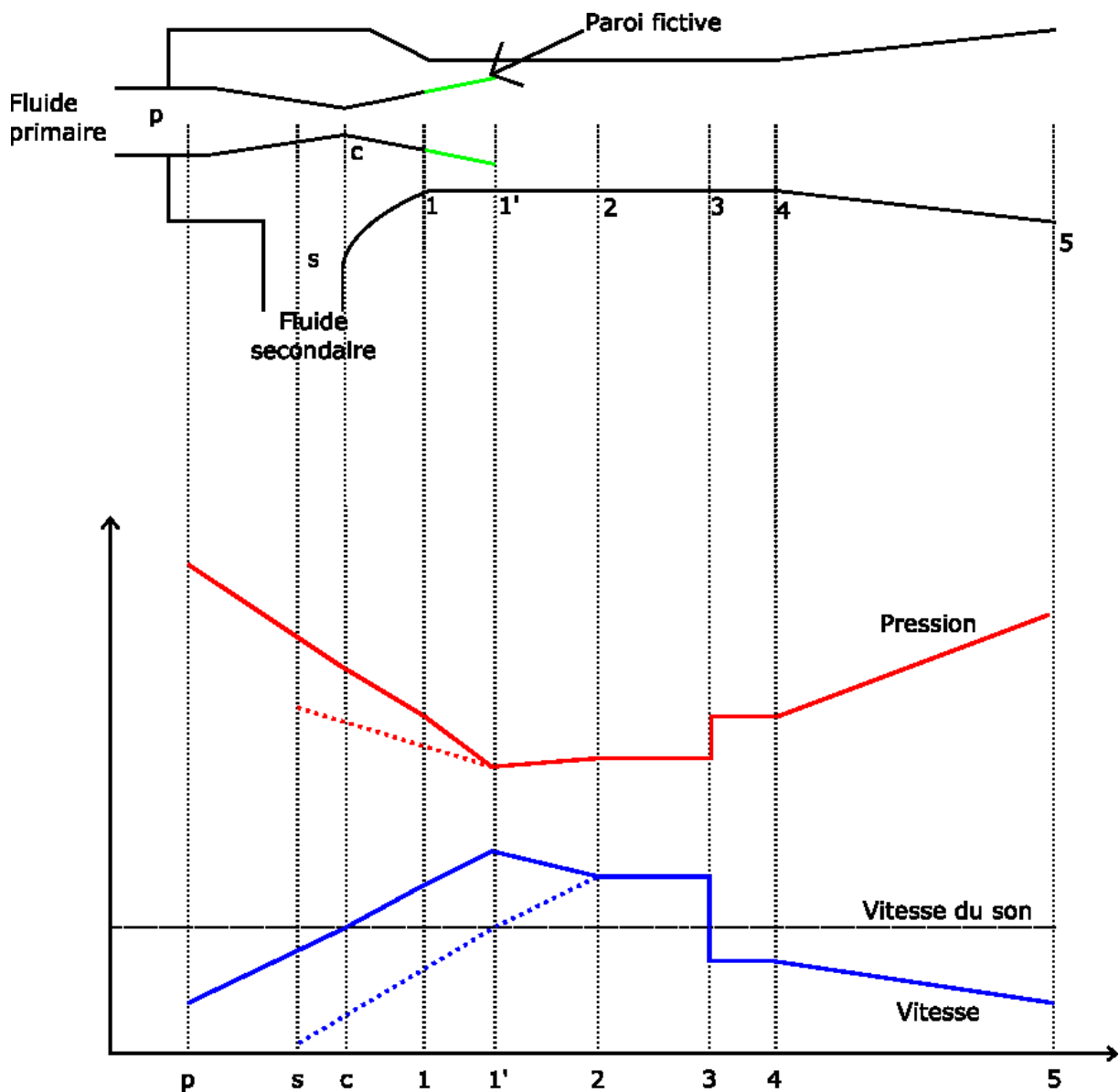


Figure 49 Diagramme de l'éjecteur avec le détail des évolutions, en pointillé le fluide secondaire, en bleu la vitesse, en rouge la pression et en vert une paroi fictive (Chunnanond and Aphornratana 2004)

(Bouziane, 2014) met en place un modèle unidimensionnel complexe basé sur une discrétisation fine de l'éjecteur. Il travaille avec du CO_2 et décompose l'éjecteur en différents éléments associés à différents modèles d'écoulement. La Figure 50 présente la décomposition de l'éjecteur. Les zones (1) et (2) modélisent l'écoulement du fluide à travers la tuyère principale en prenant en compte la nature diphasique et les interactions résultantes après la détente du fluide supercritique. Une discrétisation unidimensionnelle y est appliquée. La zone (3) est modélisée à partir des équations de conservation de la masse et de l'énergie, avec un rendement isentropique appliqué à la détente entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée de la zone de mélange. Les zones (4) et (5) considèrent un mélange des deux fluides à travers un échange de masse, d'énergie et de quantité de mouvement.

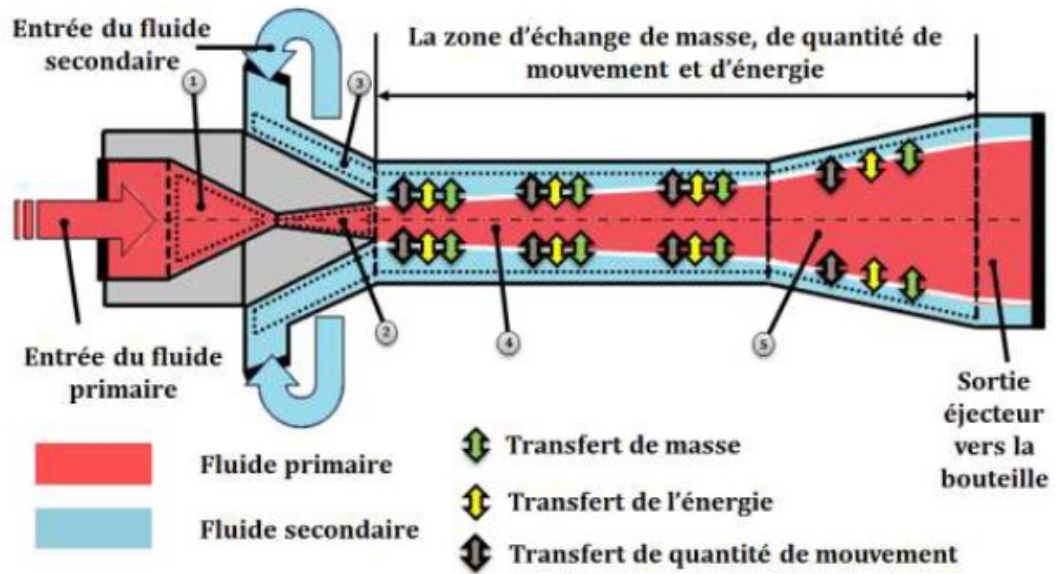


Figure 50 Schéma des différentes parties de la modélisation d'un éjecteur diphasique (Bouziane, 2014)

L'auteur réussit à prédire le taux de recouvrement avec une précision de 6% et de 9% pour l'entraînement. Cette précision est grande pour ce type de modèle, cependant dans le cadre de cette étude, la complexité risque d'augmenter le temps de calcul et ne permettrait son utilisation.

Une autre approche est de modéliser l'éjecteur en associant un rendement à chaque. Eskandari et al, 2012 définissent un rendement pour le convergent, la zone de mélange et le diffuseur. Ces rendements leur permettent de résoudre le premier principe ainsi que la conservation de la quantité de mouvement au sein de l'éjecteur.

Les auteurs obtiennent des résultats proches de ceux obtenus par l'étude théorique de (Deng et al, 2007) (Figure 51). Cette approche est utilisée pour plusieurs modélisations simplifiées, (Fangtian & Yitai, 2011) comparent plusieurs cycles et utilisent une méthode similaire en décrivant chaque évolution par un rendement isentropique.

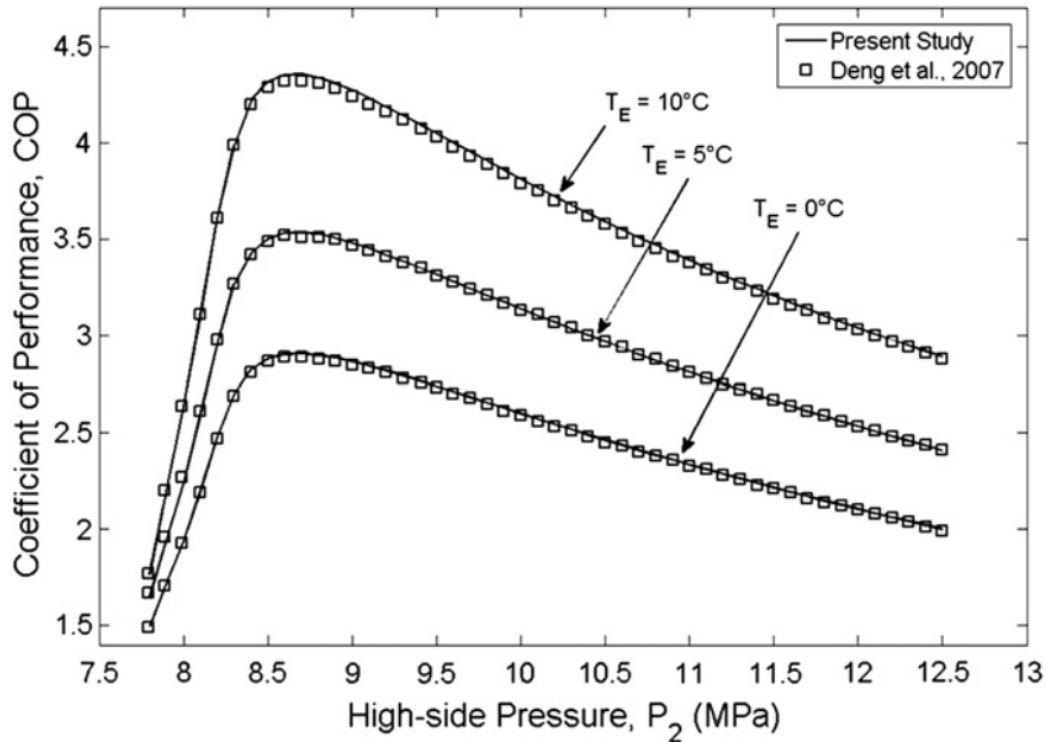


Figure 51 Comparaison des résultats de Deng et al, 2007 et numériques de Eskandari et al, 2012

(Liu & Groll, 2013) travaillent sur la détermination de ces rendements, et sur la mise en place de fonctions polynomiales prenant en compte les pressions et les diamètres d'entrée et de sortie de l'éjecteur. Leur méthode itérative permet de déterminer ces coefficients à partir de vingt-quatre points d'essais comprenant deux positions d'aiguilles au sein de l'éjecteur. Ce modèle différencie les trois modes énoncés en section 1 partie 2, double choc, simple choc et éjecteur non fonctionnel. Les deux positions de l'aiguille sont décrites par une diminution du diamètre du convergent. Leurs polynômes sont capables de calculer les rendements avec une erreur de +/-5% sur leurs points de mesure. Ils considèrent que leurs corrélations sont valables dans les conditions suivantes :

- Haute pression comprise entre 80 et 140 bar ;
- Basse pression comprise entre 25 et 50 bar ;
- Température d'entrée primaire comprise entre 40 et 60 °C ;
- Température froide comprise entre 15 et 26 °C ;
- Débit massique compris entre 0,1 et 0,25 g/s ;
- Débit secondaire compris entre 0,05 et 0,07 g/s ;
- Diamètre de convergent compris entre 1,8 et 2,7 mm.

(Zheng et al, 2015) reprennent cette méthode pour une modélisation système dynamique. Ils utilisent un modèle diphasique axisymétrique pour augmenter la précision par rapport à un modèle monophasique. Le fluide est toujours considéré à l'équilibre thermodynamique et homogène. Ce modèle est compatible avec une modélisation système.

(Banasiak, et al., 2015) se basent aussi sur la mise en place de rendements afin de caractériser leurs systèmes au CO₂ avec plusieurs éjecteurs. Leurs coefficients sont identifiés sur 400 points d'essais, ils permettent d'obtenir un calcul des rendements avec une erreur absolue de +/-0,04% sur leur plage de validation. Leurs corrélations n'ont pas de variables dépendant des caractéristiques géométriques de l'éjecteur, ceux-ci sont sans aiguille.

(Wang & Yu, 2016) reprennent la méthode de Liu & Groll sur un éjecteur utilisant du R-600a. Ils testent quatre différents diamètres de convergent et quatre différents diamètres de diffuseur. Soixante points expérimentaux sont utilisés pour déterminer les coefficients, permettant une erreur relative moyenne de 7% sur le recouvrement et de 12% sur l'entraînement, lors de la simulation du système.

La méthode de Liu & Groll est intéressante mais leur éjecteur ne comprend pas de zone divergente en sortie du convergent principal. (Cardemil et Colle, 2012) proposent un modèle analogue sur un éjecteur semblable de dimension semblable que celui utilisé dans cette étude, mais sans aiguille. Ils appliquent leur méthode sur plusieurs fluides dont le CO₂. En comparant aux résultats de (Xu et al, 2011), ils sont capables d'évaluer l'entraînement avec une erreur maximale de 2,48% et de -5,5% sur le recouvrement. Leur gamme d'étude est de 80 à 100 bar pour la haute pression, pour une température en entrée d'éjecteur comprise entre 29 °C et 38 °C et une température d'évaporation située entre -4,5 et 0,2 °C. Leur méthode sera reprise par (Lixing et al, 2015.) pour la modélisation dynamique d'un cycle complet au CO₂ : la compatibilité du modèle avec une simulation dynamique est donc confirmée. Cette approche est utilisée aussi par (Zhu and Jiang 2018), l'éjecteur étant toujours décomposé en différentes sections. Au lieu d'utiliser des rendements isentropiques pour qualifier l'écoulement, ils préfèrent utiliser des facteurs de correction dépendant des conditions en amont de l'écoulement. L'influence du taux de vapeur au col du convergent dans le calcul des débits entrant dans l'éjecteur est particulièrement mise en avant. Ils étudient trois éjecteurs au CO₂ et sont capables de déterminer le débit primaire avec une erreur de 5% et le débit secondaire avec une précision de 15 % (Figure 52). Ils travaillent sur une plage de pression allant de 82,5 bar à 90 bar pour l'entrée primaire et de 4,15 à 4,36 bar pour l'entrée secondaire, avec des températures supérieures à 20 °C. Un enjeu de ce nouveau modèle sera de travailler sur une plage de pression primaire plus élevée et pour des températures secondaires plus faibles.

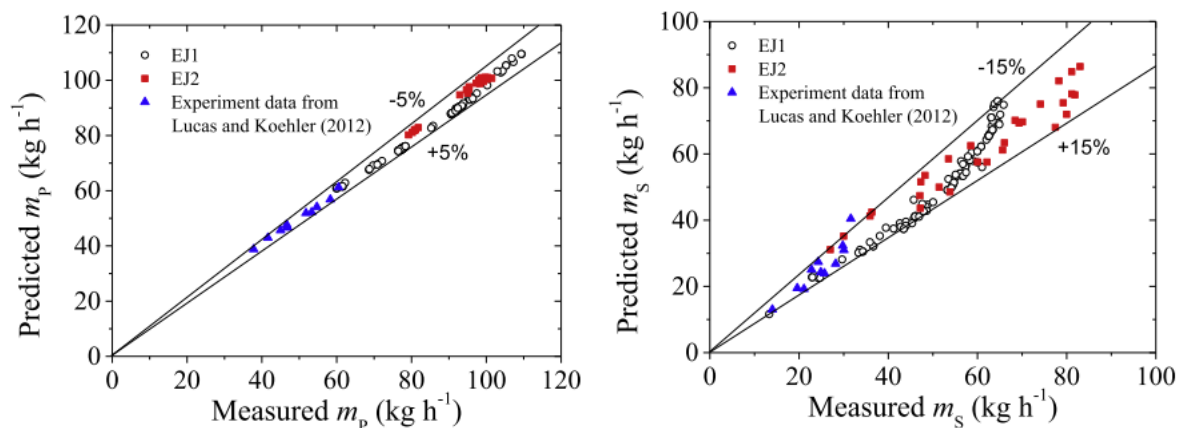


Figure 52 Erreur entre les débits mesurés et simulés (Zhu and Jiang 2018)

La méthode de Banasiak permet d'obtenir une précision élevée, cependant le grand nombre d'essais ne correspond pas aux objectifs initiaux de la présente étude. La méthode mise en place par Cardemil sera utilisée, en la comparant avec celle de Groll.

3.6.2. Mise en place du modèle

L'éjecteur a pu être dimensionné dans la section 2, ses caractéristiques géométriques sont rappelées sur la Figure 53 et le Tableau 12. La caractérisation des rendements intervenant dans le modèle de l'éjecteur se fera sur une machine en fonctionnement. Dans ces conditions, la plage pour valider ces rendements de l'éjecteur est moindre par rapport à une caractérisation d'un éjecteur sur un banc d'essais dédié.

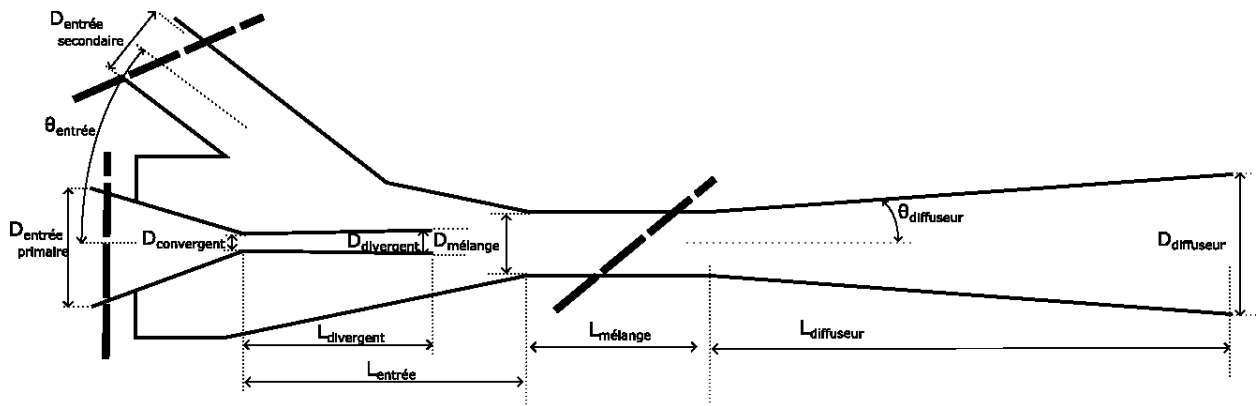


Figure 53 Schéma de l'éjecteur avec dimensions

$D_{\text{entrée primaire}}$	$D_{\text{entrée secondaire}}$	$D_{\text{convergent}}$	$D_{\text{divergent}}$	$D_{\text{mélange}}$	$D_{\text{diffuseur}}$
9,53 mm	12,70 mm	1,06 mm	1,50 mm	4,20 mm	9,40 mm

$L_{\text{divergent}}$	$L_{\text{entrée}}$	$L_{\text{mélange}}$	$\theta_{\text{entrée}}$	$\theta_{\text{diffuseur}}$
12,47mm	18,67mm	48,01mm	43,00°	4,00°

Tableau 12 Dimensions de l'éjecteur

Le modèle de (Cardemil & Colle, 2012) décompose l'éjecteur en plusieurs éléments. En reprenant la notation de la Figure 49, les sections suivantes détaillent les équations utilisées pour chaque zone et la détermination des coefficients utilisés. L'écoulement au sein de l'éjecteur est considéré comme adiabatique, permanent et l'effet de la gravité est négligé.

3.6.2.1. Convergent de la tuyère principale

Dans les méthodes de Cardemil et de Liu la tuyère principale est décrite à travers un rendement isentropique (équation 3.30), et on suppose que le fluide devient supersonique après le col du convergent. Afin de calculer la pression et l'enthalpie en c, un calcul itératif sur la pression en c est mis en place avec pour condition de bouclage la vitesse au col atteignant la vitesse du son. La vitesse est calculée grâce au premier principe en négligeant la vitesse en entrée du col (équation 3.31). Le débit est calculé avec la conservation de la masse (équation 3.32).

$$\eta_{cv} = \frac{h_p - h_c}{h_p - h_{cs}} \quad 3.30$$

$$h_p - h_c = \frac{u_c^2}{2} \quad 3.31$$

$$\dot{m}_p = \rho_t u_t A_t \quad 3.32$$

Cette méthode permet de calculer le débit, la pression et l'enthalpie au niveau du col du convergent. Dans ce modèle le débit est déjà connu, la méthode sera adaptée afin de calculer la pression en entrée à partir du débit.

À partir des résultats expérimentaux, le rendement du convergent principal est déterminé par deux calculs itératifs. Le premier permet de calculer la pression au col de la tuyère et le deuxième le rendement de celle-ci (Figure 54).

Ce rendement est initialisé à une valeur proche de celles généralement admises dans la littérature (Elbel et al, 2016) c'est-à-dire entre 0,75 et 0,9 ; la pression au col est aussi initialisée en-dessous de la haute pression. À partir de ces hypothèses, il est possible de calculer la vitesse au col de la tuyère à partir du premier principe appliqué entre le point p et c, sur le fluide, en supposant la vitesse d'entrée négligeable (équation 3.31). Si cette vitesse au col n'est pas égale à celle du son, la pression au col est modifiée.

Dans le cas contraire, l'équation de conservation de la masse est testée (équation 3.34), la vitesse étant celle calculée à partir de l'équation 3.31. Si celle-ci n'est pas vérifiée, le rendement est modifié, sinon la boucle s'arrête.

Pour prendre en compte l'influence de l'aiguille, le diamètre A_t pourra être modifié. Liu & Groll utilisent la même approche.

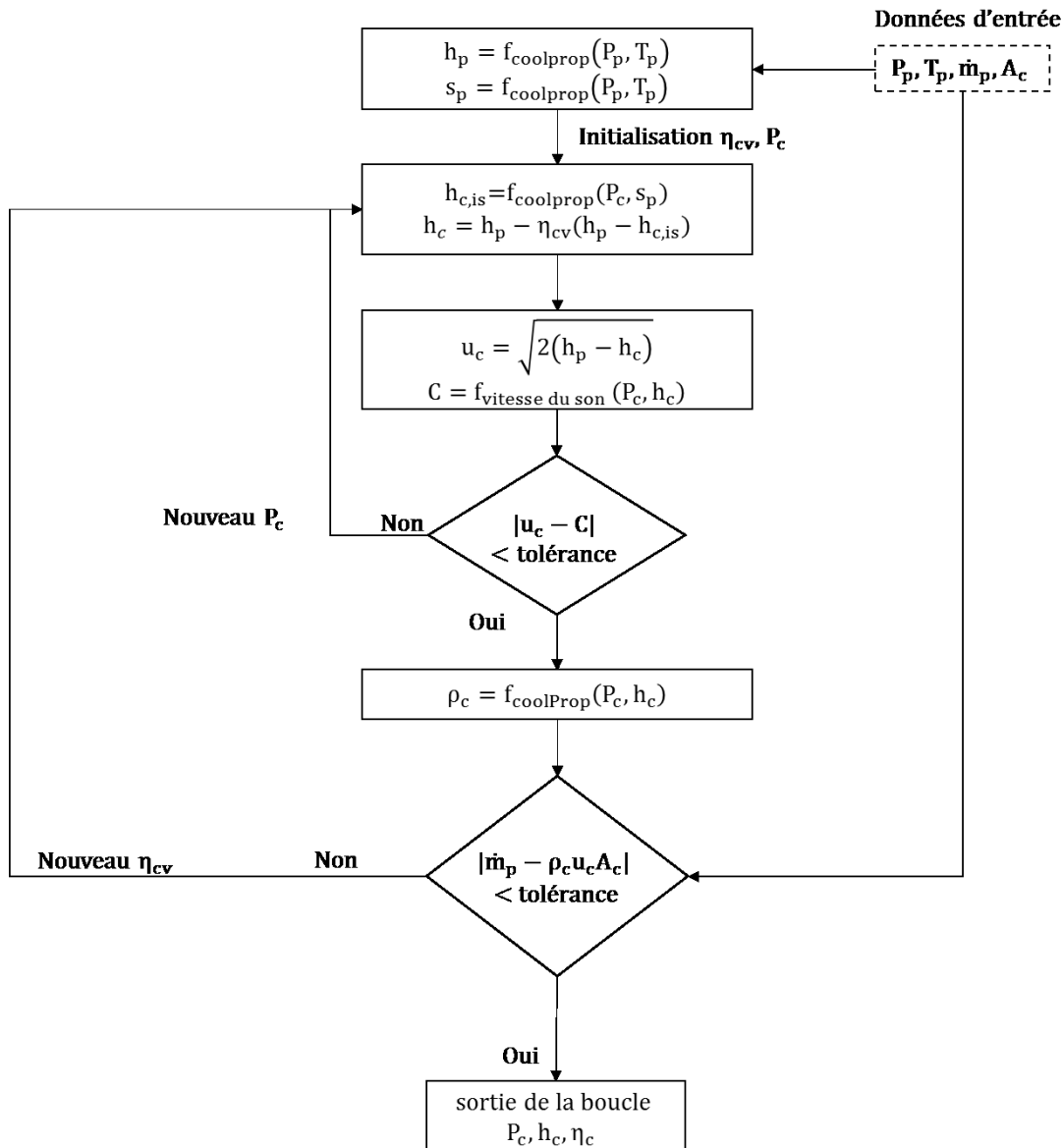


Figure 54 Détermination du rendement du convergent principal

Tant que le fluide est monophasique, les fonctions d'état (Fonctions d'Helmholtz) permettent de déterminer la vitesse du son au col.

En zone diphasique, différentes corrélations existent. Elles reposent toutes sur l'hypothèse d'un écoulement homogène avec une vitesse du son commune entre la phase liquide et vapeur, correspondant à une vitesse du son calculée à partir de la masse volumique moyenne sur ce point.

(Nguyen, Winter, and Greiner 1981) créent une corrélation (équation 3.33) dépendant de la nature diphasique de l'écoulement (stratifié, homogène, visqueux) et la valident sur un écoulement diphasique eau/vapeur ou eau/air (Figure 55). C_l et C_v correspondent aux vitesses du son liquide et vapeur à saturation et α au taux de vide.

$$C^2 = \frac{1}{(1-\alpha)\left(\frac{1-\alpha}{C_l^2} + \frac{\alpha\rho_l}{\rho_v C_v^2}\right)^{0,5} + \alpha\left(\frac{\alpha}{C_v^2} + \frac{(1-\alpha)\rho_v}{\rho_l C_l^2}\right)^{0,5}} \quad 3.33$$

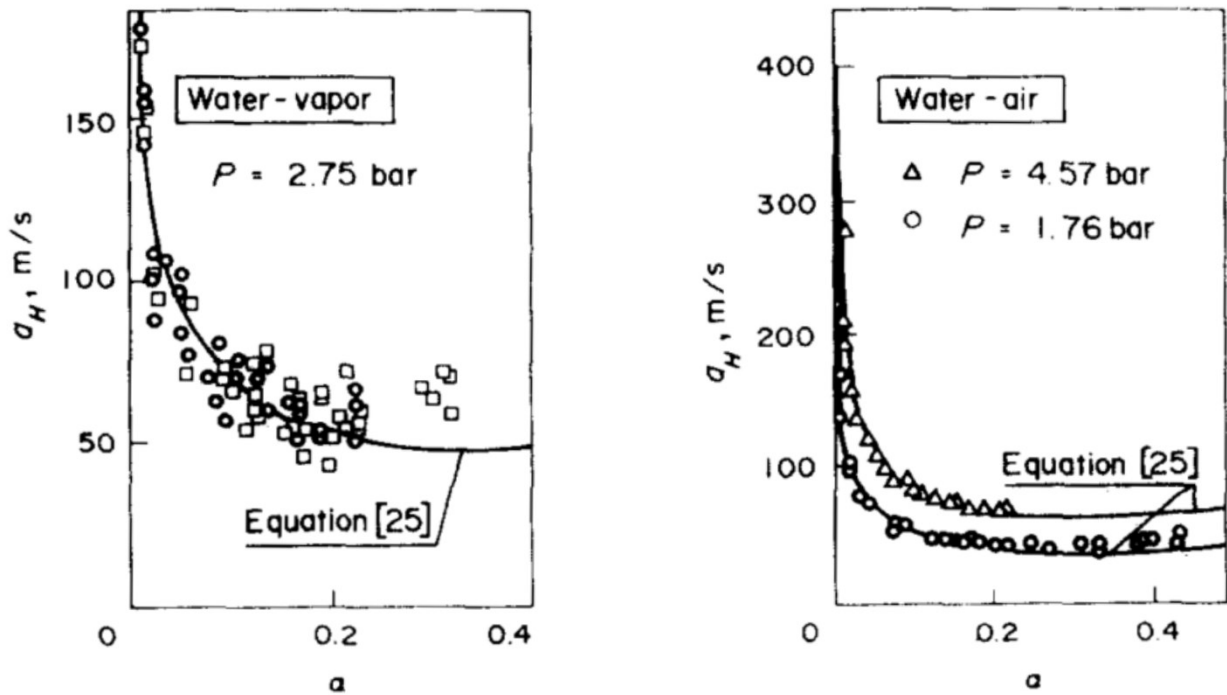


Figure 55 (Nguyen, Winter, & Greiner, 1981) validation expérimentale des modèles numériques

(Cardemil & Colle, 2012) utilisent la corrélation de (Lund & Flatten, 2010) (équation 3.34) qui a pour caractéristique d'utiliser des facteurs de dilatation B.

$$C^2 = \left(\rho \left(\frac{\epsilon_v}{\rho_v a_v^2} + \frac{\epsilon_l}{\rho_l a_l^2} \right) + \frac{\rho}{T} \left(\frac{C_{p,v} C_{p,l} \left(\frac{T_{B_l}}{\rho_l c_{p,l}} - \frac{T_{B_v}}{\rho_v c_{p,v}} \right)^2}{C_{p,v} + C_{p,l}} \right) \right)^{-1} \quad 3.34$$

(Lund and Flatten 2010) mettent en place trois équations pour calculer la vitesse supersonique du CO₂ avec différentes hypothèses. Elles permettent d'éviter une discontinuité de la vitesse du son lors du passage de la courbe de rosée. Ils valident ces résultats pour une température de 273 K sur des écoulements en tubes, mais pas une configuration d'éjecteur.

(Attou and Seynhaeve 1999) proposent une autre corrélation (équation 3.35, 3.36, 3.37) pour des fluides purs, basée sur le modèle homogène à l'équilibre (HEM) pour une problématique d'éjecteur

$$C^2 = \frac{v_m^2 (h_{v,sat} - h_{l,sat})}{(v_{v,sat} - v_{l,sat})(\partial h_m - v_m) - \partial v_m (h_{v,sat} - h_{l,sat})} \quad 3.35$$

$$\partial v_m = x \left(\frac{\partial v_v}{\partial p} \right)_{sat} + (1 - x) \left(\frac{\partial v_l}{\partial p} \right)_{sat} \quad 3.36$$

$$\partial h_m = x \left(\frac{\partial h_v}{\partial p} \right)_{sat} + (1 - x) \left(\frac{\partial h_l}{\partial p} \right)_{sat} \quad 3.37$$

Le point commun de toutes ces corrélations est de comporter une discontinuité à la traversée de la courbe de bulle, comme les graphiques suivants le présentent (Figure 56, 57 et 58). La corrélation de Nguyen présente le moins de discontinuités et est utilisée par la suite pour le calcul de la vitesse du son en zone diphasique.

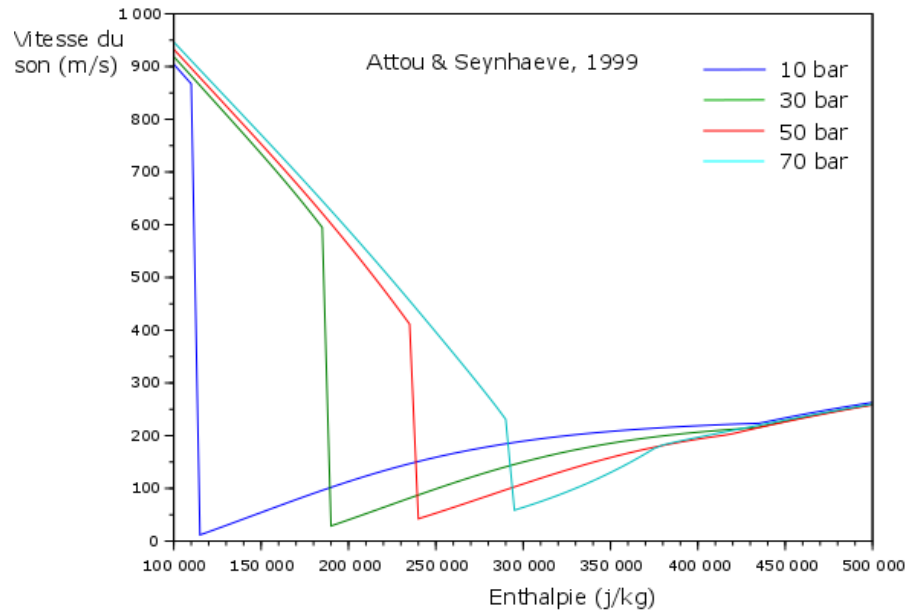


Figure 56 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Attou & Seynhaeve, 1999

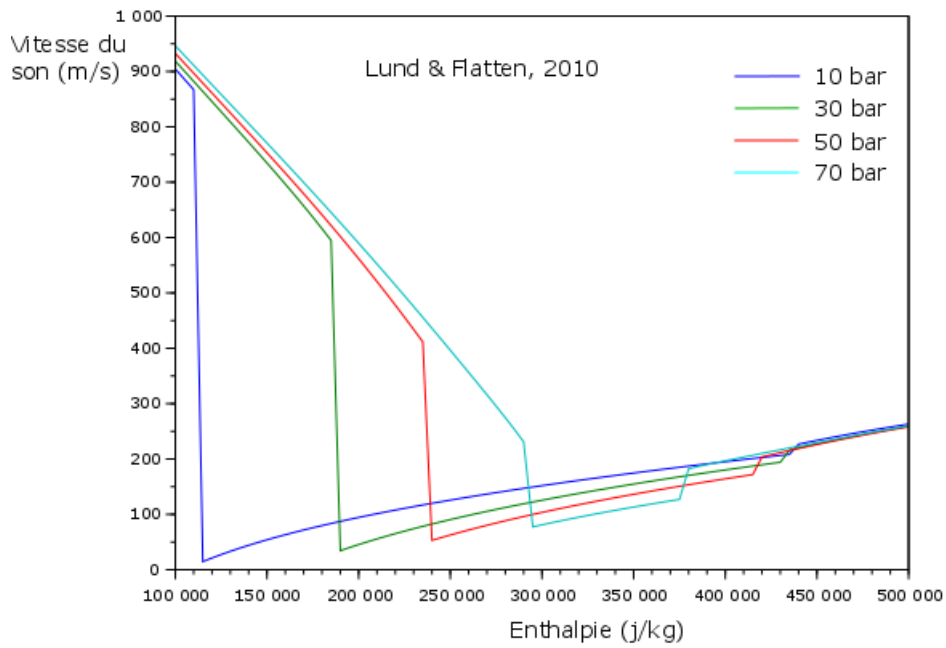


Figure 57 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Lund & Flatten, 2010

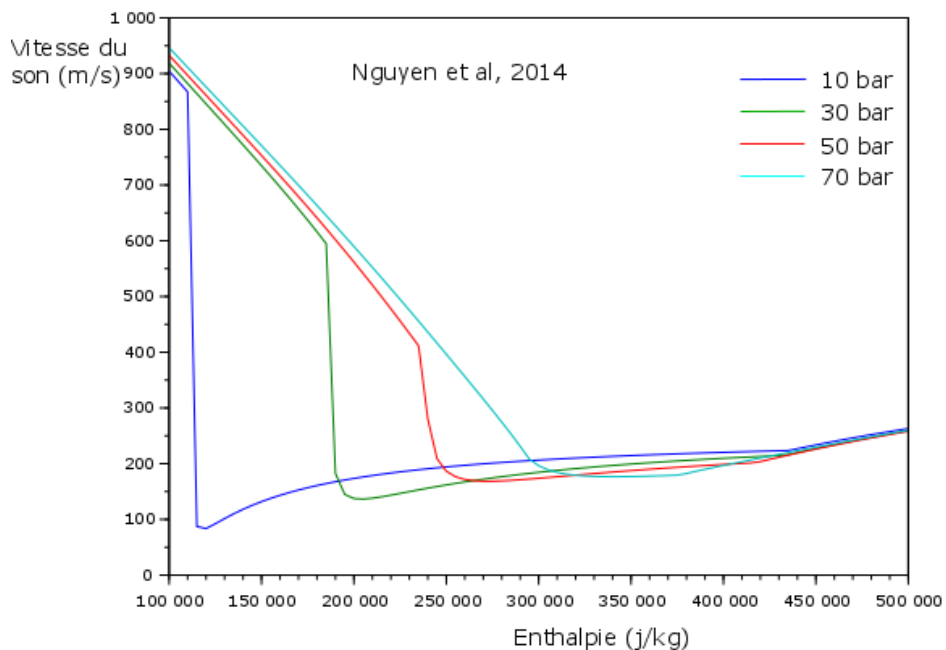


Figure 58 Vitesse du son en fonction de l'enthalpie d'après Nguyen et al, 2014

Ces trois méthodes de calculs de la vitesse du son présentent toutes une caractéristique, une discontinuité au niveau de la courbe de bulle. Lors d'une application dans ce cas d'étude cela reviendrait à considérer que le fluide devient supersonique dès qu'il devient diphasique. On peut comprendre ce phénomène en remarquant que le fluide passe brusquement d'un état incompressible à un état compressible.

Une autre méthode pour connaître la vitesse au niveau du col du convergent dans le cadre de la traversée d'un convergent avant un divergent consiste à rechercher le débit surfacique maximal en ce point. En effet au niveau du col du convergent le fluide atteint son débit surfacique maximal. Il ne s'agit plus de calculer la vitesse du son au col mais de rechercher une condition propre au col du convergent. Cette méthode a été mise en évidence par (Copigneaux, Tobaly et Godin 1984) à la suite de (Thompson et Buxton 1979) dans un contexte différent (débit critique des soupapes de sûreté).

Cette méthode consiste en un calcul itératif qui est mis en place sur la pression au col et le rendement du convergent (Figure 59). À partir de la pression au col, il est possible de connaître le débit au col, en résolvant le premier principe pour la vitesse, et en utilisant le rendement pour connaître l'enthalpie. La pression permettant d'obtenir le débit maximal met fin à l'itération sur celle-ci. Si l'équation de conservation de la masse est vérifiée, la boucle itérative sur le rendement de convergent est aussi arrêtée.

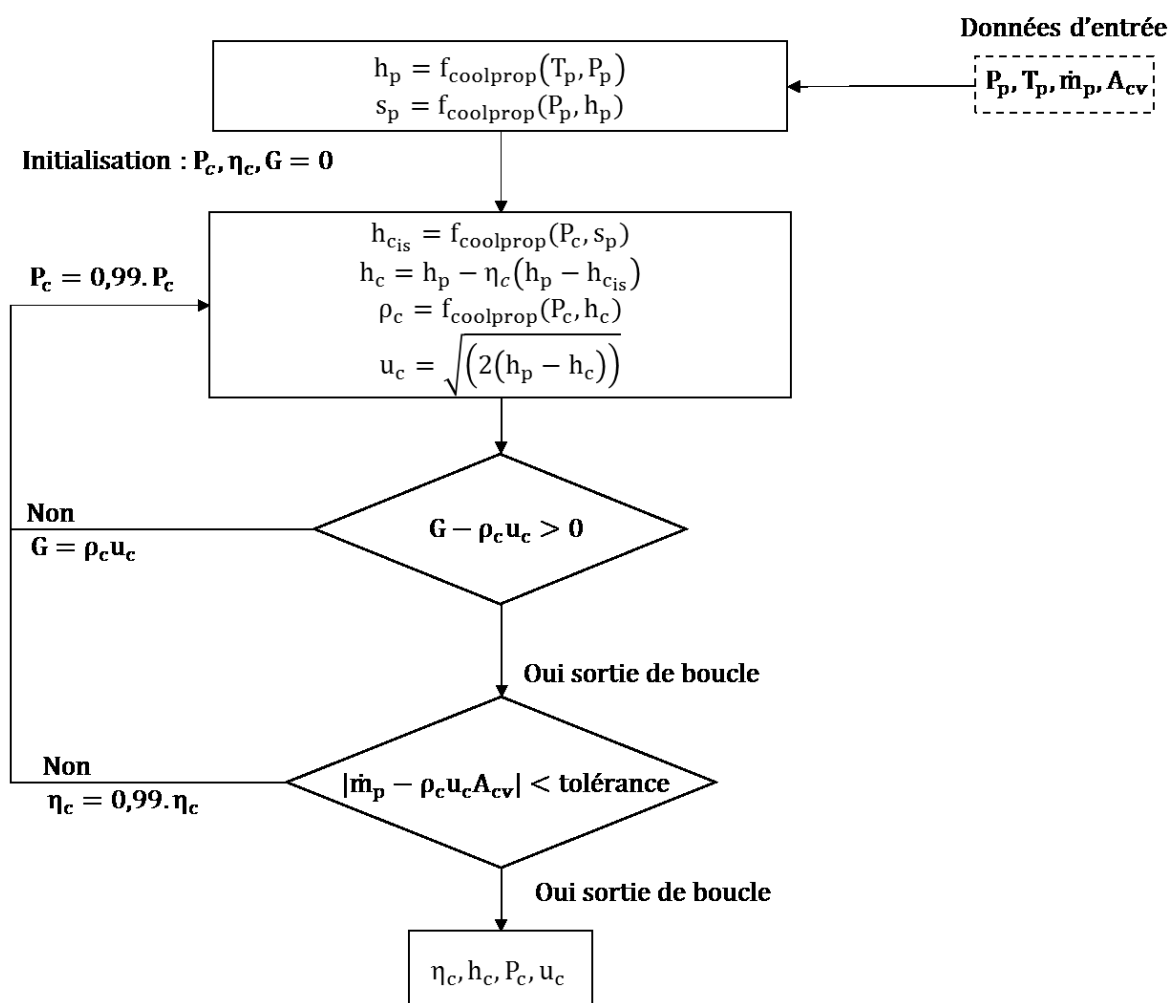


Figure 59 Logigramme du modèle de convergent avec la méthode de (Copigneaux, Tobaly et Godin 1984)

3.6.2.2. Divergent de la tuyère principale

De c à 1 , le fluide continue sa détente à travers un divergent, cependant pour des angles très faibles, Cardemil suppose l'évolution isentropique. L'angle étant de $1,13^\circ$ pour l'éjecteur utilisé, cette hypothèse est conservée pour le modèle et un calcul itératif sur la pression de sortie est mis en place avec pour condition d'arrêt, la conservation de la masse (Figure 60).

Cette section n'existe pas dans la méthode de Liu et Groll.

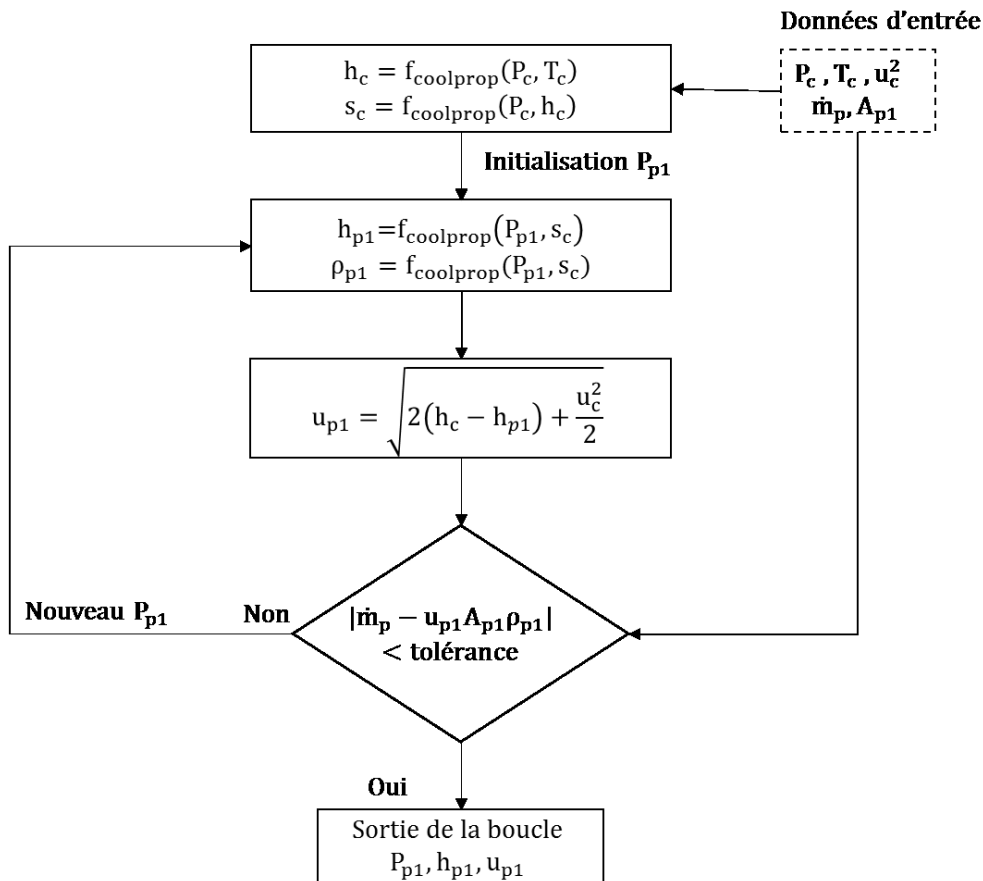


Figure 60 Détermination de la pression en sortie de divergent

3.6.2.3. Aspiration du fluide secondaire

Se basant sur les observations de (Munday et al, 1977), le modèle de Cardemil suppose que le mélange commence quand l'écoulement secondaire est devenu supersonique. Le fluide secondaire atteint cette vitesse en $1'$, au niveau de sa section de passage la plus faible. Pour l'évolution du fluide primaire de 1 à $1'$, Cardemil propose de prendre en compte un prolongement de la détente jusqu'à une section fictive en $1'$.

Cardemil considère l'impact des chocs obliques sur l'aspiration du fluide secondaire que subit le fluide primaire entre 1' et 2. Ces chocs entraînent une augmentation de la pression, qui, d'après plusieurs études CFD, reste inférieure à la pression en entrée secondaire (cf section 2 et ((Croquer et al, 2016))). Un rendement isentropique (équation 3.38) est défini pour prendre en compte son effet.

$$\eta_{1'} = \frac{h_{p1'} - h_{p2}}{h_{p1'} - h_{p2is}} \quad 3.38$$

Un facteur ϕ déterminé expérimentalement (équation 3.39), permet de lier les sections de passage fictive et réelle en sortie de divergent. Les essais permettent de déterminer la loi polynomiale calculant ce coefficient.

$$\phi^2 = \frac{A_{p1}}{A_{p1'}} \quad 3.39$$

La section fictive ($A_{p1'}$) est déduite de la conservation de la masse (équation (3.40)).

$$\dot{m}_{1'} = A_{p1'} u_{p1'} \rho_{p1'} \quad 3.40$$

Le premier principe de la thermodynamique est utilisé mais la différence de vitesse entre 1 et 1' n'est plus négligée, puisque l'écoulement devient supersonique (équation 3.41).

$$h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} = h_{p1'} + \frac{u_{p1'}^2}{2} \quad 3.41$$

Pour le fluide secondaire, l'aspiration est supposée isentropique. La section A_{p2} (équation 3.42) permet de déduire le débit entraîné du fluide (équation 3.43), en considérant qu'il atteint la vitesse du son en 1'.

Si le système ne converge pas, le fluide secondaire ne devient pas supersonique et la vitesse (et débit) sont déduits avec une application du premier principe. Une fois les enthalpies et vitesse des deux fluides au point 1' déterminées, le premier principe appliqué entre 1 et 1' donne la condition de convergence (équation 3.44), la vitesse en entrée secondaire est négligée. Si celle-ci est vérifiée la boucle s'arrête sinon une nouvelle pression de mélange ($P_{1'}$) est mise en place.

$$A_2 = A_{p1'} + A_{s1'} \quad 3.42$$

$$\dot{m}_s = \rho_{s1'} u_{s1'} A_{s1'} \quad 3.43$$

$$\dot{m}_p \left(h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} \right) + \dot{m}_s (h_s) = \left(\dot{m}_s \left(h_{s1'} + \frac{u_{s1'}^2}{2} \right) + \dot{m}_p \left(h_{p1'} + \frac{u_{p1'}^2}{2} \right) \right) \quad 3.44$$

Liu & Groll utilisent une méthode différente, le fluide primaire est supposé n'occuper que sa section de passage en 1. En utilisant un rendement isentropique d'aspiration, il est capable de calculer l'enthalpie et la vitesse du fluide secondaire au point 1. L'égalisation des pressions des deux fluides ne se produit que dans la zone de mélange, et en même temps que l'homogénéisation des vitesses. Cardemil, au contraire, suppose que l'égalisation des pressions se produit avant celle des vitesses.

La présence d'un divergent et les observations CFD incitent à utiliser un modèle proche de celui de Cardemil. La différence entre le modèle d'aspiration utilisé ici, et celui de Cardemil est la mise en place d'un rendement de divergent au niveau de l'aspiration du fluide secondaire entre 1 et 1'. La prise en compte d'irréversibilités lors de l'aspiration paraît plus cohérente que de supposer que celles-ci n'ont pas lieu. Cependant l'ajout d'un rendement à déterminer implique qu'il manque une donnée d'entrée pour assurer la détermination des coefficients. Cette donnée va provenir de la connaissance du fluide en sortie d'éjecteur. La méthode présentée sur la Figure 61 donne la méthodologie pour calculer le rendement du convergent principal η_p et secondaire η_s , ainsi que le rapport des sections ϕ .

3.6.2.4. Zone de mélange

Cardemil suppose que le mélange se fait à pression constante sur la longueur de la zone de mélange (de 1' à 2). Il écrit les équations de conservation de masse, énergie et de quantité de mouvement afin de déterminer la vitesse et enthalpie en 2 (équation 3.45, 3.46, 3.47). Un facteur (ϕ_m) est introduit au sein de l'équation de la conservation de la quantité de mouvement (équation 3.48), pour prendre en compte les effets de frottement aux parois. De 2 à 3, le fluide a fini de se mélanger et les frottements sont négligés. Les caractéristiques du point 2 sont égales à celles du point 3. Le débit au point 4 est calculé avec la conservation de la masse (équation 3.47). L'onde de choc (de 3 à 4) est ensuite modélisée à travers l'équation de Hugoniot (équation 3.48), couplée à la conservation de l'énergie (équation 3.49) et à la conservation de la quantité de mouvement (équation 3.50) (couplée à la conservation de la masse). Le principal défaut de la méthode de Cardemil est de supposer une évolution à pression constante, ce qui contredit les observations faites à partir de la CFD et de la bibliographie.

$$\phi_m(\dot{m}_p u_{p2} + \dot{m}_s u_{s2}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_3 \quad 3.45$$

$$\dot{m}_p \left(h_{p2} + \frac{u_{p2}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(h_{s2} + \frac{u_{s2}^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_3 + \frac{u_3^2}{2} \right) \quad 3.46$$

$$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad 3.47$$

$$\frac{P_4 - P_3}{\rho_4 - \rho_3} \left(\frac{\rho_4}{\rho_3} \right) = u_3^2 \quad 3.48$$

$$h_3 + \frac{u_3^2}{2} = h_4 + \frac{u_4^2}{2} \quad 3.49$$

$$h_4 - h_3 = \frac{P_4 - P_3}{2} \frac{(\rho_3 + \rho_4)}{\rho_3 \rho_4} \quad 3.50$$

Liu et Groll prennent en compte une évolution de la pression en établissant les équations de conservation entre le point 1' et 2, et avec une équation de conservation de la quantité de mouvement (équation 3.51) prenant en compte une évolution des vitesses et des pressions. Un facteur de conversion γ est défini (C_t dans l'équation 3.52). L'équation de conservation de l'énergie reste identique (équation 3.53). L'avantage de cette méthode est de poser moins d'hypothèses sur l'écoulement, notamment l'égalité de la pression et la vitesse supersonique de l'écoulement secondaire. Cependant dans son modèle, l'onde de choc dans la zone de mélange n'est pas modélisée.

$$\rho_{p1}A_{p1}u_{p1} + \rho_{s1}A_{s1}u_{s1} = \rho_3A_3u_3 \quad 3.51$$

$$P_{p1}A_{p1} + C_t\rho_{p1}A_{p1}u_{p1}^2 + P_{s1}A_{s1} + \eta_3 \rho_{s1}A_{s1}u_{s1}^2 = \rho_3A_3u_3^2 + P_3A_3 \quad 3.52$$

La méthode retenue s'inspire des deux. Le mélange commence quand le fluide secondaire devient supersonique et s'arrête quand les vitesses des deux fluides deviennent égales. La méthode de résolution retenue ne prend pas en compte de facteur de conversion C_t ou de rendement de mélange η_3 .

La méthode pour déterminer l'état du fluide au point 3 est détaillée sur la Figure 61. Il s'agit d'une méthode itérative avec un critère de convergence sur l'équation d'Hugoniot.

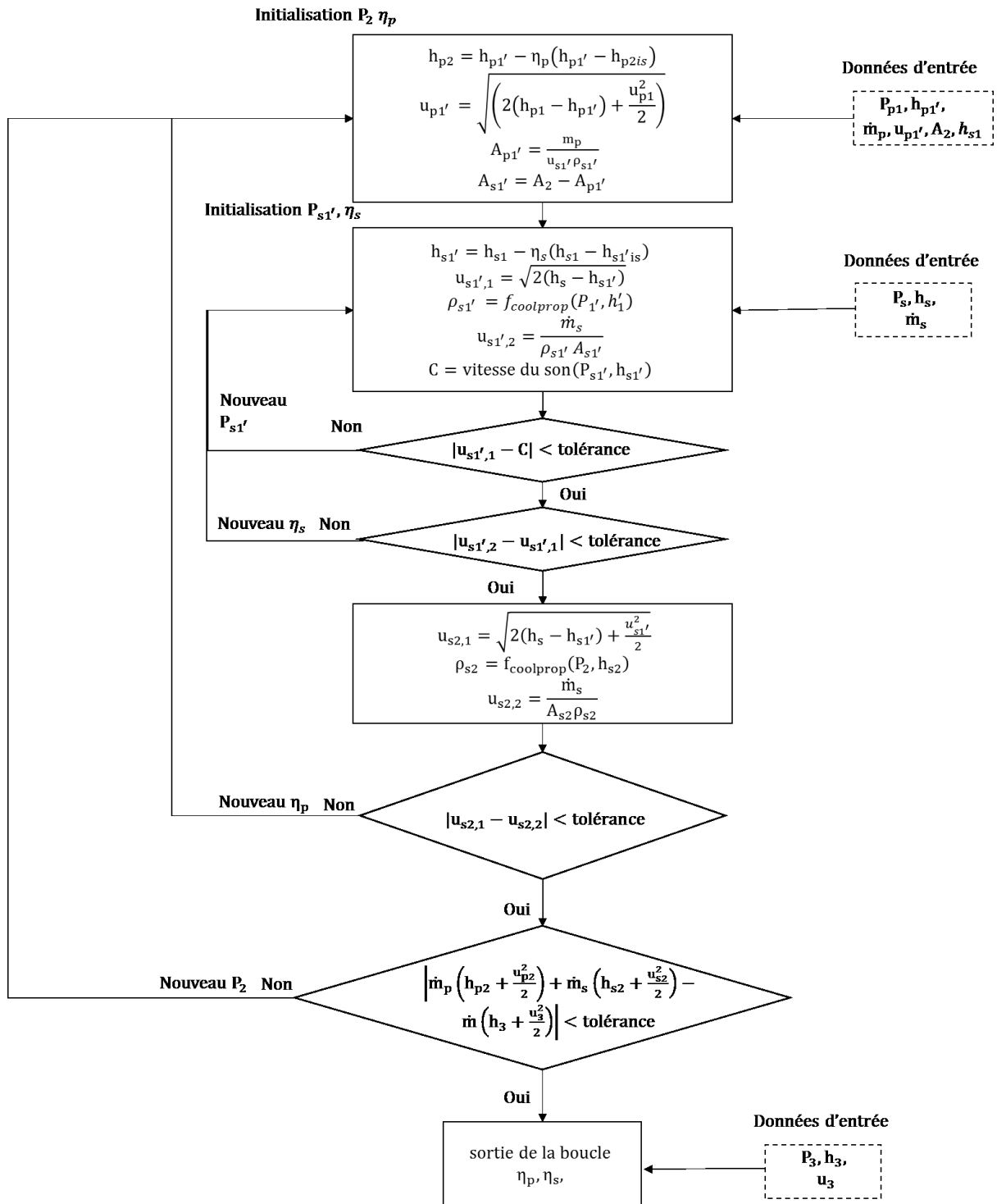


Figure 61 Logigramme de la détermination du rendement de l'aspiration du fluide secondaire, de divergent et du rapport des sections fictives en sortie de convergent

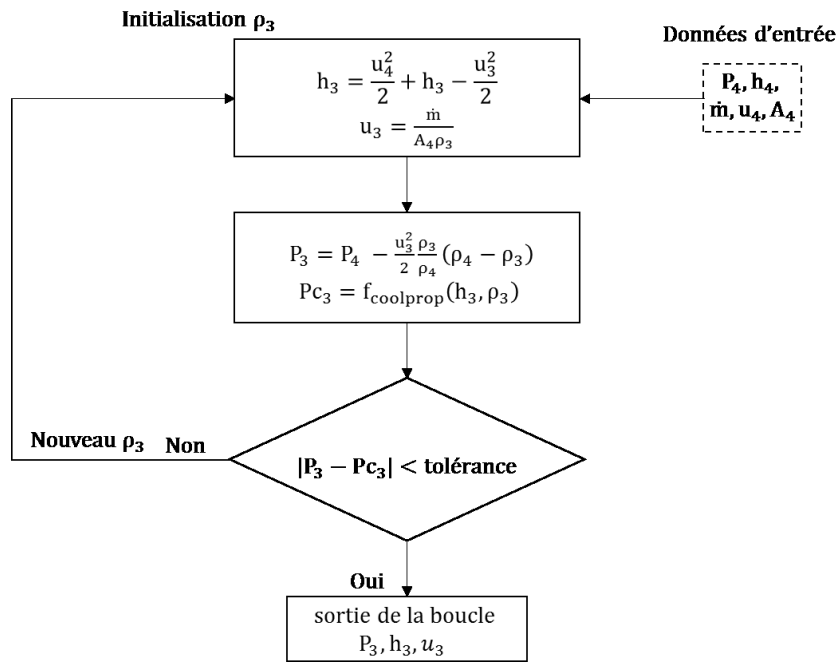


Figure 62 Logigramme de la résolution de la zone de mélange

3.6.3. Diffuseur

Cardemil définit un rendement isentropique de tuyère (équation 3.53) couplé à la conservation de l'énergie afin de calculer l'enthalpie en sortie de diffuseur (équation 3.54). Une méthode itérative sur la pression au point 4 permet de résoudre le système.

$$\eta_d = \frac{h_5 - h_4}{h_{5is} - h_4} \quad 3.53$$

$$h_4 + \frac{u_4^2}{2} = h_5 \quad 3.54$$

Liu et Groll préfèrent utiliser la corrélation de Owen (Owen, et al) (équation 3.55 et 3.56) pour calculer la pression en sortie. Couplant cette corrélation à la conservation de l'énergie entre les entrées et sorties de l'éjecteur (3.57), ils sont capables de recalculer la pression et l'enthalpie en sortie du système.

$$C_t = \frac{P_5 - P_4}{\frac{1}{2} \rho_4 u_4^2} \quad 3.55$$

$$C_t = (0,85 \rho_4 \left(1 - \left(\frac{A_4}{A_5}\right)^2\right) \left(\frac{x_4^2}{\rho_{4g}} + \frac{(1-x_4)^2}{\rho_{4l}}\right)) \quad 3.56$$

$$\dot{m}_m h_m + \dot{m}_s h_s = (\dot{m}_m + \dot{m}_s) h_5 \quad 3.57$$

La première expression avec le rendement est privilégiée, car elle permet de se soustraire à une contrainte supplémentaire et de compléter notre système d'équations. Pour identifier les rendements, plusieurs valeurs sont testées à partir du point 5 pour retrouver le point 4. La traversée de l'onde de choc permet d'identifier un point 3 pour chaque point 4. Ensuite le point 3 permettant de résoudre le logigramme de la Figure 61 avec la tolérance la plus faible est sélectionné. Puisqu'il correspond à un point 4 et à un rendement, celui-ci est identifié.

3.6.4. Modèle de l'éjecteur

Lors de la mise en place du modèle de l'éjecteur au sein du cycle, le débit à son entrée est calculé au niveau du compresseur, la pression en sortie du compresseur et en entrée de l'éjecteur est une inconnue. Le modèle du convergent (3.6.1) est modifié afin de pouvoir calculer la pression d'entrée de l'éjecteur. Une boucle itérative est mise en place en entrée de l'éjecteur afin d'identifier la pression d'entrée à travers l'équation de conservation de la masse (Figure 61). La Figure 62 présente la méthode de résolution complète de l'éjecteur avec en données d'entrées le débit, température primaire, la pression et enthalpie au secondaire. La pression primaire, débit secondaire et la pression de sortie sont les sorties du système. L'entraînement et le recouvrement sont calculés par le modèle.

Une part importante du travail, lors de la mise en place des rendements, sera de minimiser les tolérances admises pour les conditions de bouclage dans les calculs des sections précédentes. Chaque tolérance sur la conservation de l'énergie ou de la masse d'un élément du modèle va se traduire par une incertitude qui va s'ajouter aux autres, pouvant entraîner un écart important entre les valeurs expérimentales et simulées.

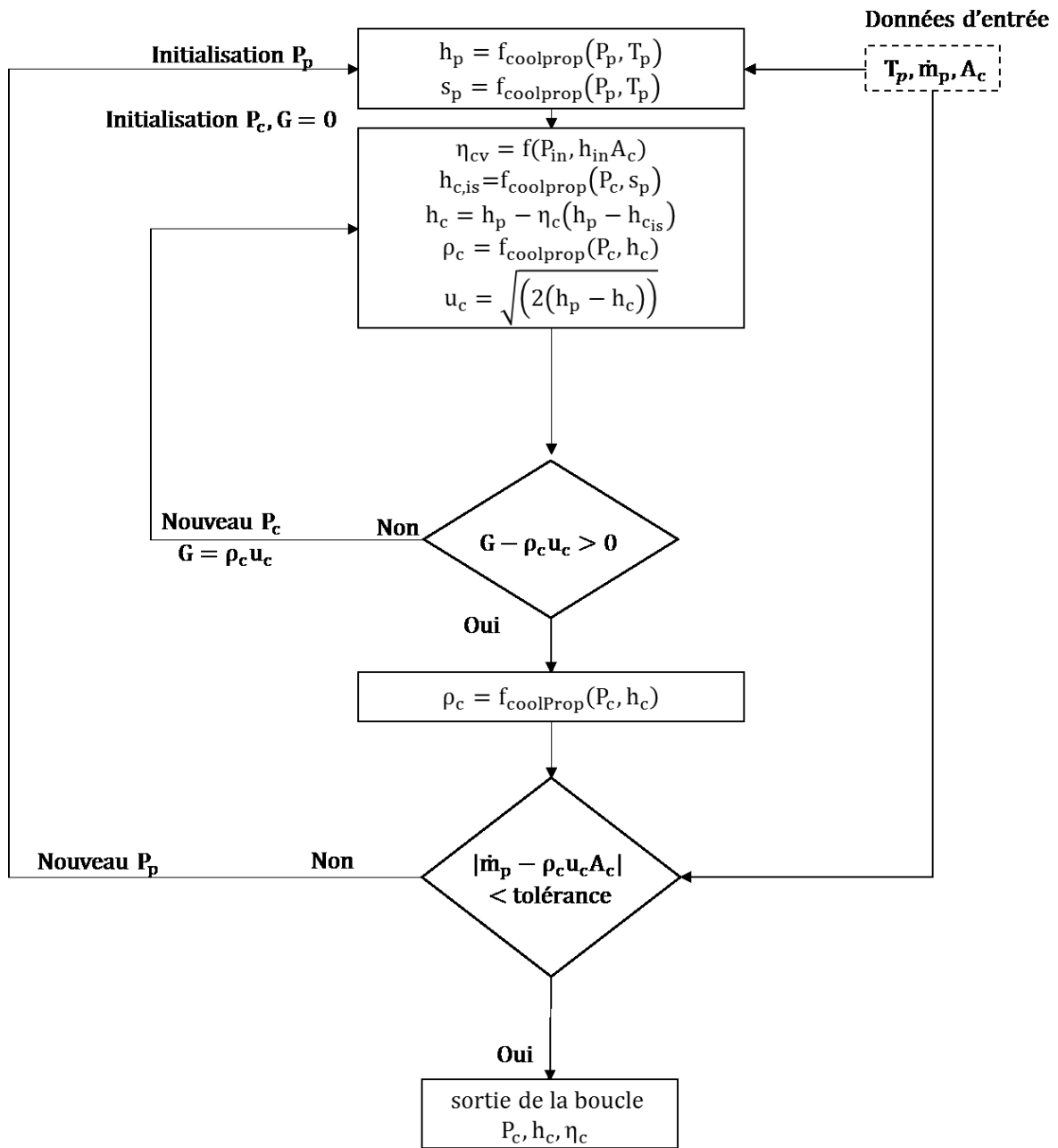


Figure 63 Modèle du convergent

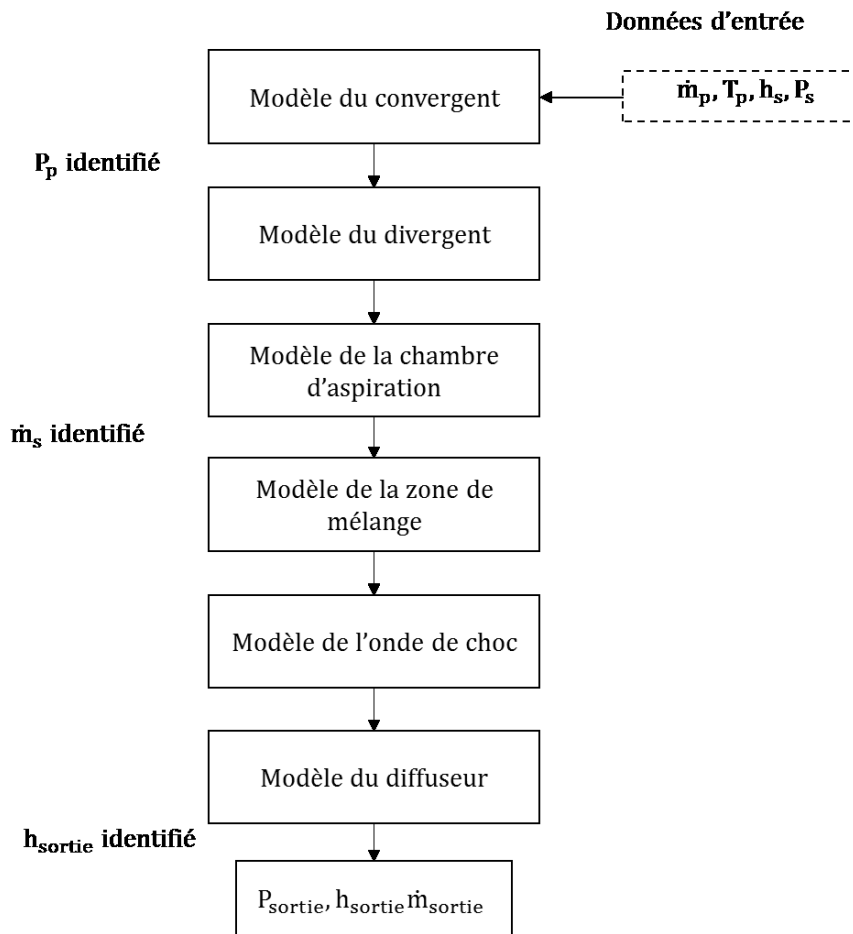


Figure 64 Logigramme de la modélisation de l'éjecteur

Conclusions

L'ensemble des modèles numériques pour les différents organes de la machine a été présenté dans cette section. La calibration s'appuiera sur un faible nombre de points expérimentaux. Des modèles dynamiques ont été retenus pour les composants présentant une capacité calorifique importante : les échangeurs et le séparateur. Les autres composants sont décrits avec des modèles stationnaires. Une attention particulière a été apportée au niveau du compresseur et de l'éjecteur.

Le compresseur est modélisé à partir d'une modification du modèle de Winandy. Il s'agit d'une description de la compression à travers une succession de transformations simplifiées. Le modèle originel est modifié pour être utilisé sur une compression bi-étagée.

L'éjecteur est aussi décomposé en une succession de transformations simplifiées. Le modèle s'appuie sur la modélisation de Cardemil mais est modifié notamment par l'ajout de l'équation d'onde de choc.

Ces modèles doivent maintenant être validés à partir de résultats expérimentaux ceux-ci sont l'objet du prochain chapitre.

4. Résultats expérimentaux

4.1. Caractérisation du cycle avec injection de vapeur

Le chapitre 2 a présenté les modifications apportées à l'unité pour l'instrumenter et la positionner dans la salle d'essais. Pour vérifier que ces modifications n'ont pas changé de manière significative son fonctionnement, un état des lieux est présenté dans cette section. Cet état des lieux servira de base de comparaison pour montrer l'impact de l'éjecteur.

4.1.1. Mise en place du protocole d'essais

Le protocole d'essais doit permettre de fixer les températures extérieure et d'évaporation afin d'obtenir les conditions de fonctionnement énoncées dans la partie 1. Il s'agit des points issus de l'ATP 0/30 °C, -20/30 °C, 0/38 °C, -20/38 °C et des points à une température extérieure élevée 0/50 °C, -20/50 °C, -30/50 °C. Lors des essais la température d'entrée de l'air à l'évaporateur est calculée avec la moyenne des températures mesurées par les thermocouples. Elle est réglée par les résistances chauffantes. La température de l'air en entrée du refroidisseur de gaz est calculée avec la moyenne des températures mesurées en entrée de celui-ci. Elle est contrôlée avec les groupes frigorifiques installés dans la salle d'essais.

Pour les essais sans éjecteur, l'ensemble des contrôles de la machine est fixé par son programme interne. Le logiciel de contrôle fixe l'ouverture de vannes et la vitesse des ventilateurs et du compresseur afin d'atteindre la pression optimale (calculée avec l'équation empirique 4.1) et d'assurer une surchauffe de 8 K, permettant de ne pas avoir de liquide en entrée de compresseur. Les coefficients de l'équation sont issus d'une série d'essais où la pression optimale est recherchée. Les variables correspondent à des données physiques du fluide simple à obtenir.

Le protocole d'essais est présenté sur la Figure 65 : il s'agit d'attendre que le cycle se stabilise sur un point (variation des pressions inférieure à 1% et des températures inférieures à 0,5 °C sur 30 minutes) ainsi que d'effectuer les bilans énergétiques à l'évaporateur. Durant les essais sans éjecteur, l'unité est à charge nominale (4,5 kg, valeur fournie par le constructeur).

$$P_{opt} = a_0 + a_1 T_{srg} + a_2 T_{srg}^2 + a_3 T_{srg}^3 + a_4 T_{e\ evap} + a_5 T_{e\ evap}^2 + a_6 T_{e\ evap}^3 \quad 4.1$$

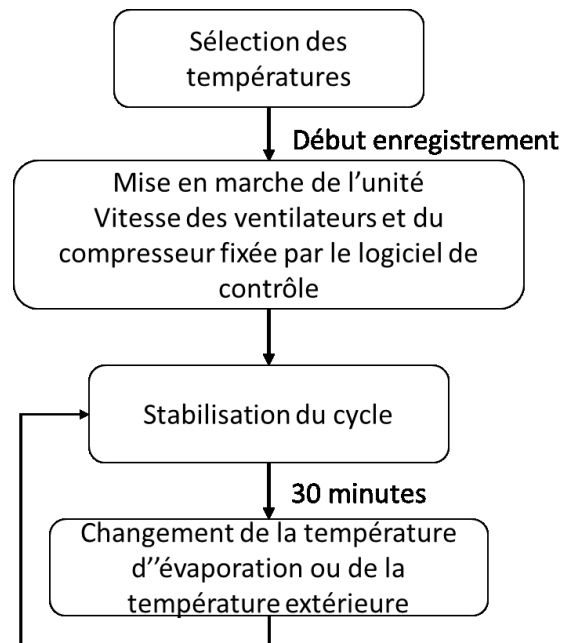


Figure 65 Enregistrement d'un point d'essais sur le cycle avec injection de vapeur

La Figure 66 représente l'évolution des pressions au cours du temps lors d'un essai. La numérotation correspond à celle de la Figure 67. À l'origine ($t=0$ s) l'unité est mise en marche, les pressions au niveau de l'évaporateur (1, 10 et 11) diminuent rapidement avant de se stabiliser à la pression de saturation correspondant à la température d'évaporation de -7 °C. Les résistances chauffantes permettent d'assurer une température en entrée d'air à l'évaporateur de 0 °C. Jusqu'à 11000 s (env. 3 h), la température extérieure est de 30 °C avant que la température de consigne de la salle bascule à 38 °C pour un nouvel essai. La haute pression est augmentée de 20 bar (104 bar à 124 bar). La pression intermédiaire s'accroît de 4 bar. La variation de la haute pression correspond à la modification de la température de consigne de la salle d'essai pour se rapprocher au plus près de 38 °C. L'augmentation de la température extérieure va entraîner une modification de la température en sortie de refroidisseur de gaz, le logiciel de contrôle calcule une nouvelle pression optimale, le degré d'ouverture de la vanne en 7 est modifié pour atteindre cette nouvelle pression.

Les oscillations observées sur le cycle correspondent à un effet d'oscillation entre le réglage de la surchauffe et la mise en marche des résistances thermiques. Les résistances électriques dans le caisson isolé fonctionnent en tout ou rien. Lorsqu'elles se mettent en marche la surchauffe augmente, ce qui provoque l'ouverture de la vanne en entrée d'évaporateur, donc l'augmentation de la pression d'évaporation. Lorsque les résistances s'éteignent, la surchauffe diminue, la vanne se ferme. Un point de fonctionnement stable est identifié entre les pointillés rouges sur la Figure 66. Les enthalpies et entropies sont calculées à partir de la moyenne des grandeurs enregistrées sur cette zone.

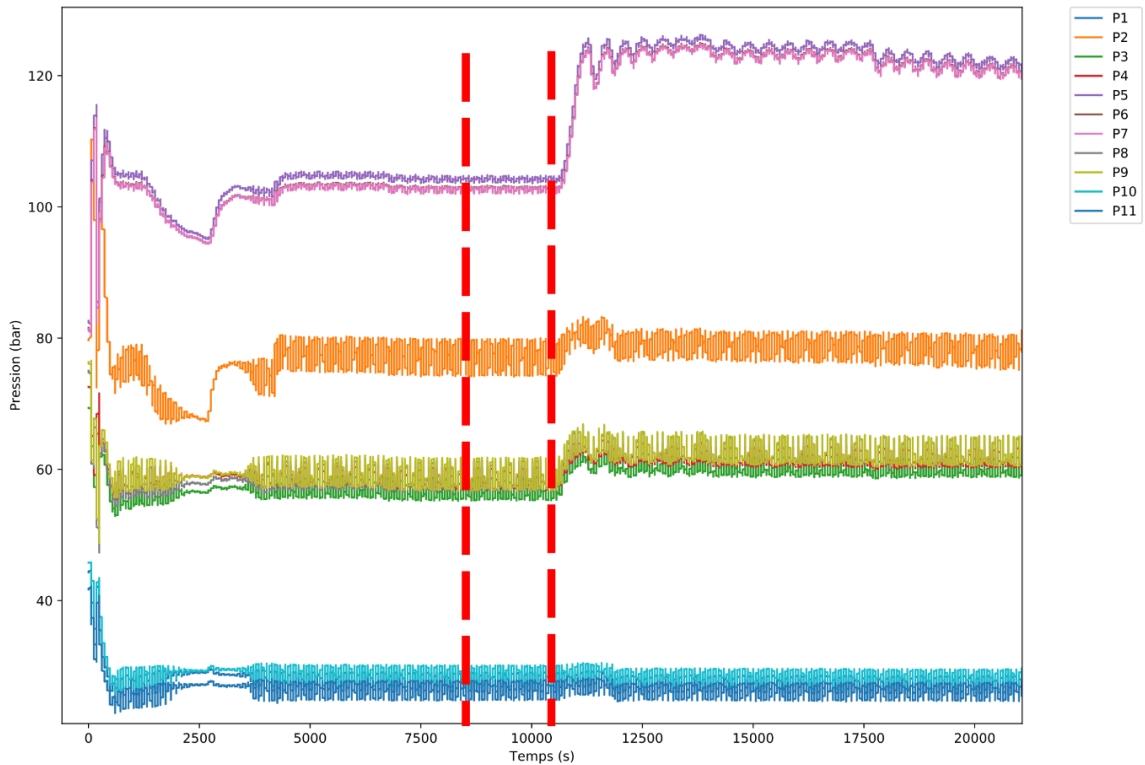


Figure 66 Evolution des pressions du cycle à injection de vapeur, variation de la température extérieure de 30 °C à 38 °C. Les pointillés rouges délimitent la première zone de stabilité

4.1.2. Validation des résultats obtenus

La Figure 68 présente le diagramme pression enthalpie d'un cycle expérimental. La Figure 67 rappelle l'emplacement des différents points. Le refroidissement dû à l'injection de vapeur (3 à 4) à l'entrée du deuxième étage représente une diminution de température très importante (10 °C, pour une diminution de température de 56 °C au désurchauffeur (2 à 3)). Lors des essais avec éjecteur, l'injection de vapeur n'a pas lieu ce qui risque d'entraîner des températures en sortie de deuxième étage très importantes. Il faudra surveiller ces valeurs afin d'éviter une détérioration mécanique du compresseur ou une détérioration de l'huile due à des températures de fonctionnement trop importantes.

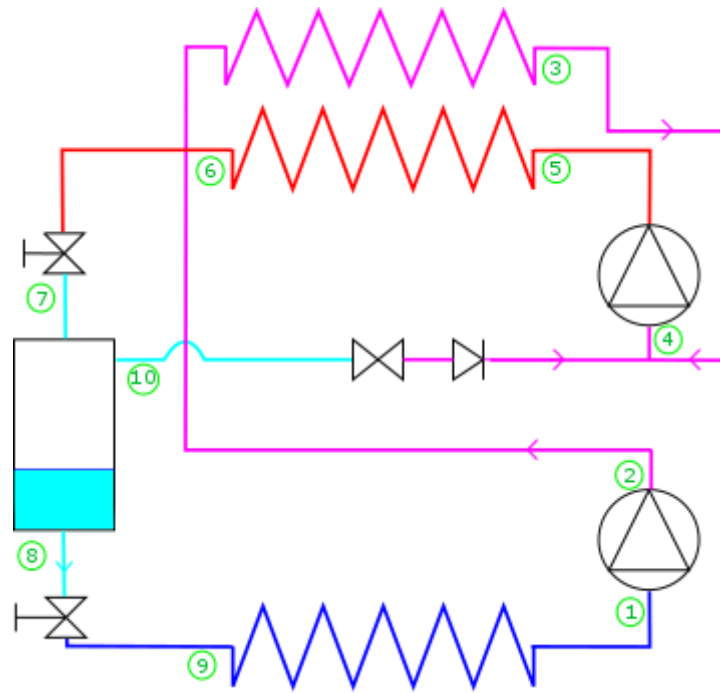


Figure 67 Schéma du cycle avec injection de vapeur

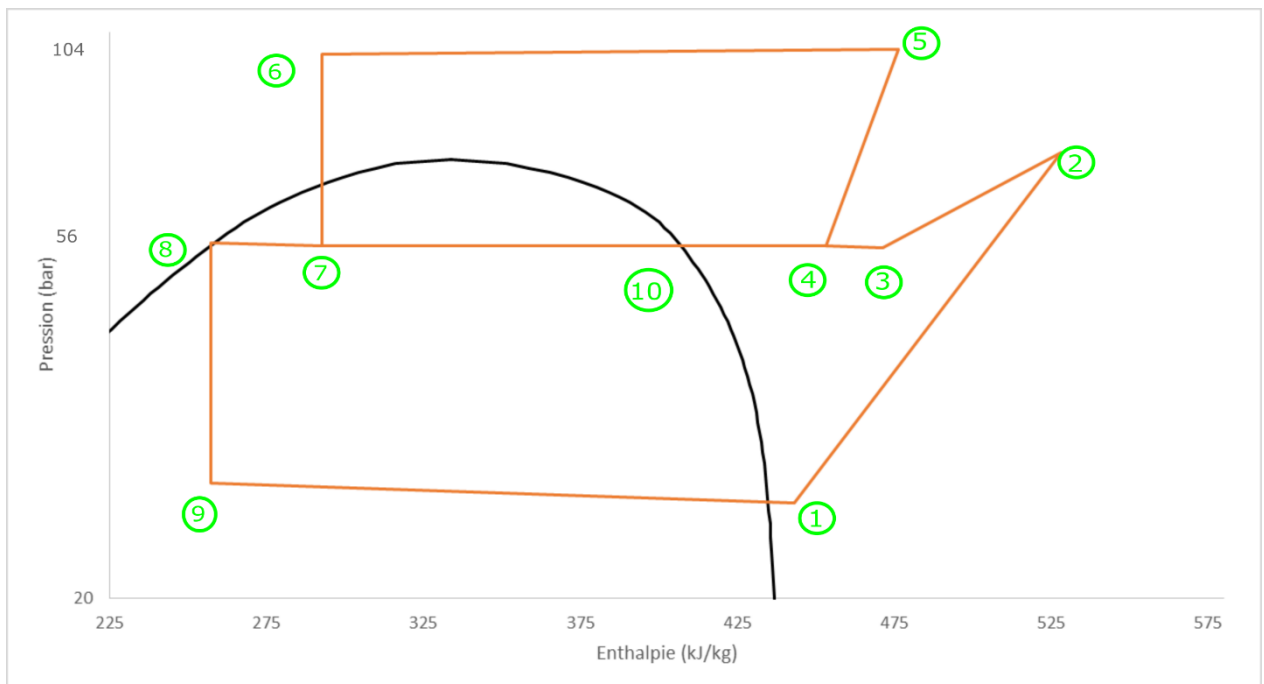


Figure 68 Diagramme pression enthalpie du cycle avec injection de vapeur sur le point 0/30°C

Les pertes de charge au niveau des échangeurs restent faibles (inférieures à 8% de la pression d'entrée) sauf pour le désurchauffeur (de 2 à 3) où la valeur est très importante. Le désurchauffeur présente quatre circuits en parallèle contre trois circuits pour le refroidisseur de gaz et est plus court (deux passes contre dix). Les pertes de charge devraient y être plus faibles. Différents essais ont été réalisés à la fois en modifiant l'instrumentation (changement de capteur de pression, d'emplacement de capteur) ou en faisant varier les conditions d'essais. Ce comportement se retrouve dans d'autres conditions (Tableau 13) ce qui permet d'affirmer que les pertes de charge sont réellement importantes dans ce composant et ne sont pas dues à une erreur de mesure.

	Point de fonctionnement °C	-20/30	0/30	-20/38	0/38	-20/50	0/50	-30/50
Perte de charge (bar) (pourcentage de la perte de charge par rapport à la pression d'entrée) du composant	Désurchauffeur	8,97 (18%)	20,23 (26%)	8,55 (17%)	19,41 (24%)	8,01 (14%)	8,34 (20%)	8,21 (17%)
	Refroidisseur de gaz	0,57 (1%)	1,37 (1%)	0,52 (1%)	1,17 (1%)	0,51 (<1%)	0,44 (<1%)	0,43 (<1%)
	Evaporateur	0,92 (6%)	1,65 (6%)	0,96 (6%)	1,94 (7%)	0,86 (5%)	1,2 (8%)	0,79 (7%)

Tableau 13 Perte de charge au niveau des échangeurs

En évaluant un coefficient de perte de charge k_v (en considérant que celle-ci peut être traitée comme une perte de charge singulière) avec la formule 4.2) et les données expérimentales issues des essais, il est possible de calculer celle-ci.

$$\dot{m} = k_v(2\rho\Delta P)^{1/2} \quad 4.2$$

Le Tableau 14 liste les pertes de charge calculées sur les différents points d'essais pour le désurchauffeur. La différence avec les pertes de charge mesurées est au maximum de 11,2%. Elles suivent le comportement d'une perte de charge singulière, leur origine peut être due à un pincement d'un tube de l'échangeur de chaleur interne. Si elles ne causent pas un changement important du comportement de la machine, elles seront considérées comme une caractéristique du désurchauffeur pour la suite des essais.

Condition	Débit (kg/h)	Perte de charge expérimentale (bar)	Perte de charge calculée (bar)	Ecart (%)
-20/30	110,4	9,0	9,0	0,4
-30/38	92,2	8,3	7,8	-6,7
0/30	217,0	20,2	20,8	3,0
-20/38	110,6	8,6	8,4	-1,5
0/38	218,7	19,4	20,6	6,1
-30/50	96,1	8,2	7,3	-11,2
-20/50	110,4	8,0	7,4	-7,3

Tableau 14 Ecart entre les pertes de charge calculées et mesurées au désurchauffeur

Lors des essais sans éjecteur, la puissance frigorifique est calculée sur l'air et le CO₂, d'après les formules évoquées dans la partie 2. Mis à part dans les conditions -30/50 °C, la différence entre les calculs de puissance frigorifique des bilans enthalpiques sur l'air et le CO₂ est inférieure à 5%. Ceux-ci sont présentés sur le Tableau 15. La différence paraît assez faible, d'autant plus que la vitesse des ventilateurs n'est pas mesurée mais issue des données provenant du constructeur, ajoutant une imprécision sur le calcul de la puissance frigorifique à l'évaporateur du côté de l'air.

Température de source froide (°C) / Température de source chaude (°C)	-20/30	0/30	-20/38	0/38	-20/50	-30/38	0/50	-30/50	12/50
Ecart Puissance frigorifique CO ₂ /air $\left(\frac{\dot{Q}_{air} - \dot{Q}_{CO_2}}{\dot{Q}_{air} + \dot{Q}_{CO_2}} \right) \cdot 2$	-2,9%	-2,3%	-2,0%	-4,6%	0,5%	5,6%	0,2%	-9,1%	10,2%

Tableau 15 Comparaison puissances frigorifiques calculées dans un bilan sur l'air et le CO₂

Pour vérifier que l'implantation des capteurs et la modification de l'unité n'ont pas changé significativement les caractéristiques de l'unité, une comparaison avec les données du fabricant/de l'usine est présentée dans le Tableau 16. Pour rappel les modifications sont :

- Déplacement de l'évaporateur (modification du circuitage, et de son écoulement) ;
- Mise en place des capteurs (modification du circuitage) ;
- Alimentation en 50 Hz au lieu de 60 Hz (Différence Europe/Etats-Unis).

La puissance consommée par la machine diffère peu tandis que la puissance frigorifique (calculée sur le fluide) est plus importante lors des essais en laboratoire. La différence peut provenir de l'écoulement d'air au niveau des ventilateurs, comme il est possible de le voir sur la Figure 69 avec à gauche le circuit d'air (en bleu) dans un container et à droite l'écoulement d'air dans le caisson isolé. L'écoulement d'air en sortie d'évaporateur est moins obstrué dans la configuration laboratoire. La pression optimale reste proche dans les différentes configurations, les pressions au niveau du séparateur et en entrée de compresseur sont plus importantes mais ne semblent pas avoir d'impact sur les performances de la machine. Même si les différences entre les pressions et la puissance frigorifique sont assez importantes, notamment au niveau des points à très basse température, la machine peut être considérée comme fonctionnant dans des conditions de travail normales. Les points de fonctionnement expérimentaux serviront de base à l'évaluation de l'impact d'un éjecteur.

Point d'essai				
Ecart relatif pour :	0/38	-20/38	-30/38	-30/50
Puissance frigorifique (%)	3,4	2,1	10,8	15,8
Puissance électrique consommée par l'unité (%)	4,1	-4,6	-1,0	-1,1
Pression en sortie de compresseur (%)	5,3	-1,0	2,3	1,1
Pression en entrée du séparateur liquide/vapeur (%)	-5,0	-11,0	3,1	-6,9
Pression en entrée de compresseur (%)	0,4	-10,3	-1,0	1,4

Tableau 16 Ecart relatif entre les résultats expérimentaux issus du laboratoire et de l'entreprise (résultats laboratoire-résultats entreprise)

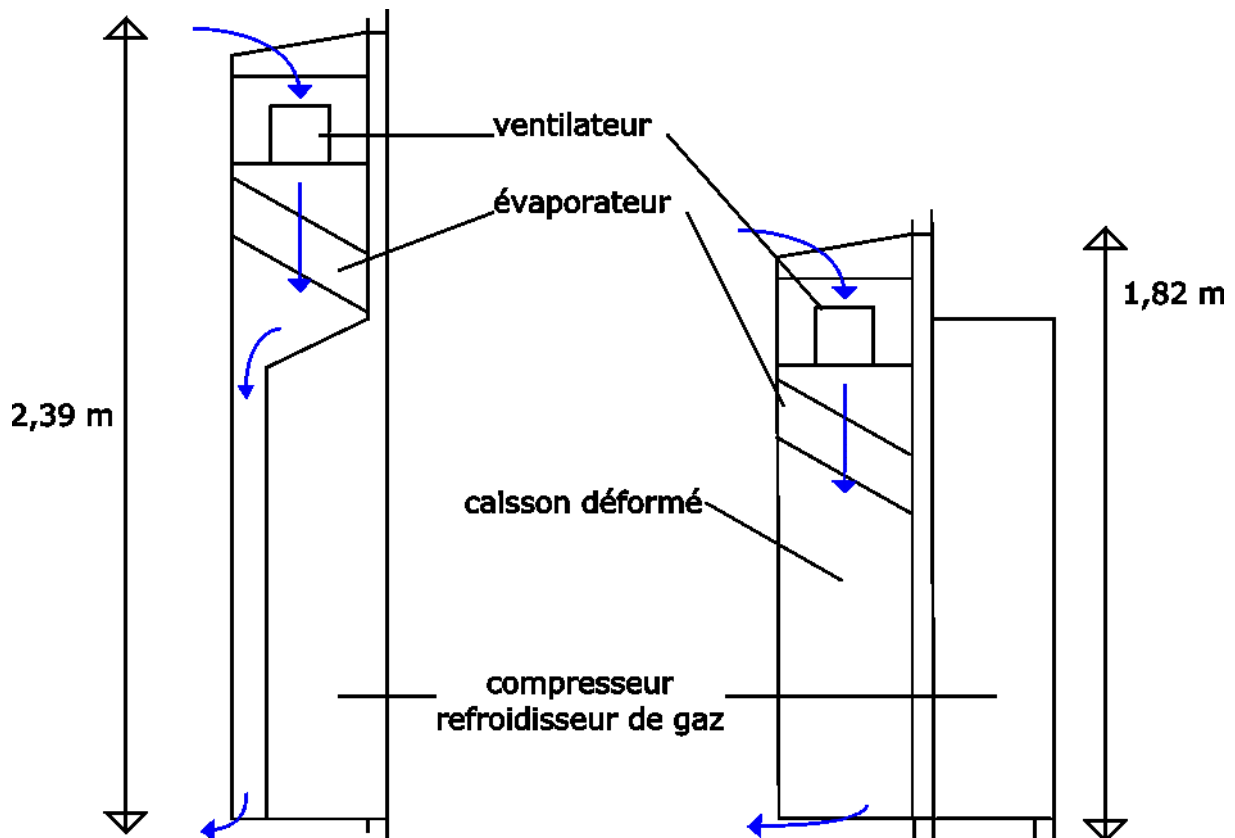


Figure 69 Schéma transversal de l'unité à gauche sans modification à droite avec le caisson isolé

Les sections suivantes présentent plusieurs caractéristiques du cycle sans éjecteur.

4.1.3. Analyse du comportement du cycle

La Figure 70 représente plusieurs cycles avec injection de vapeur¹ pour une même température d'évaporation, de 0 °C et des températures extérieures de 27 °C, 30 °C, 38 °C et 48 °C. La température extérieure augmentant, la haute pression augmente. Sur le point à 48 °C la pression au refroidisseur de gaz reste proche de celle à 38 °C en raison de la limite en température et en pression imposées par l'algorithme de contrôle. Pour des raisons de sécurité la température en sortie de compresseur est limitée à 130 °C et la pression à 130 bar. L'injection de vapeur à l'étage intermédiaire refroidit le fluide en entrée du deuxième étage d'autant plus que la température extérieure augmente. Le refroidissement par l'échangeur intermédiaire est plus faible. Ceci est compensé par le fait que le titre de vapeur après la première détente est plus important, ce qui entraîne un débit de vapeur plus important, et se traduit par une plus forte baisse de la température entre la sortie de l'échangeur intermédiaire (point 3) et l'entrée du compresseur (point 4).

¹ Pour rappel, la terminologie « avec injection de vapeur » fait référence au compresseur et à la machine standard sans l'utilisation d'un éjecteur.

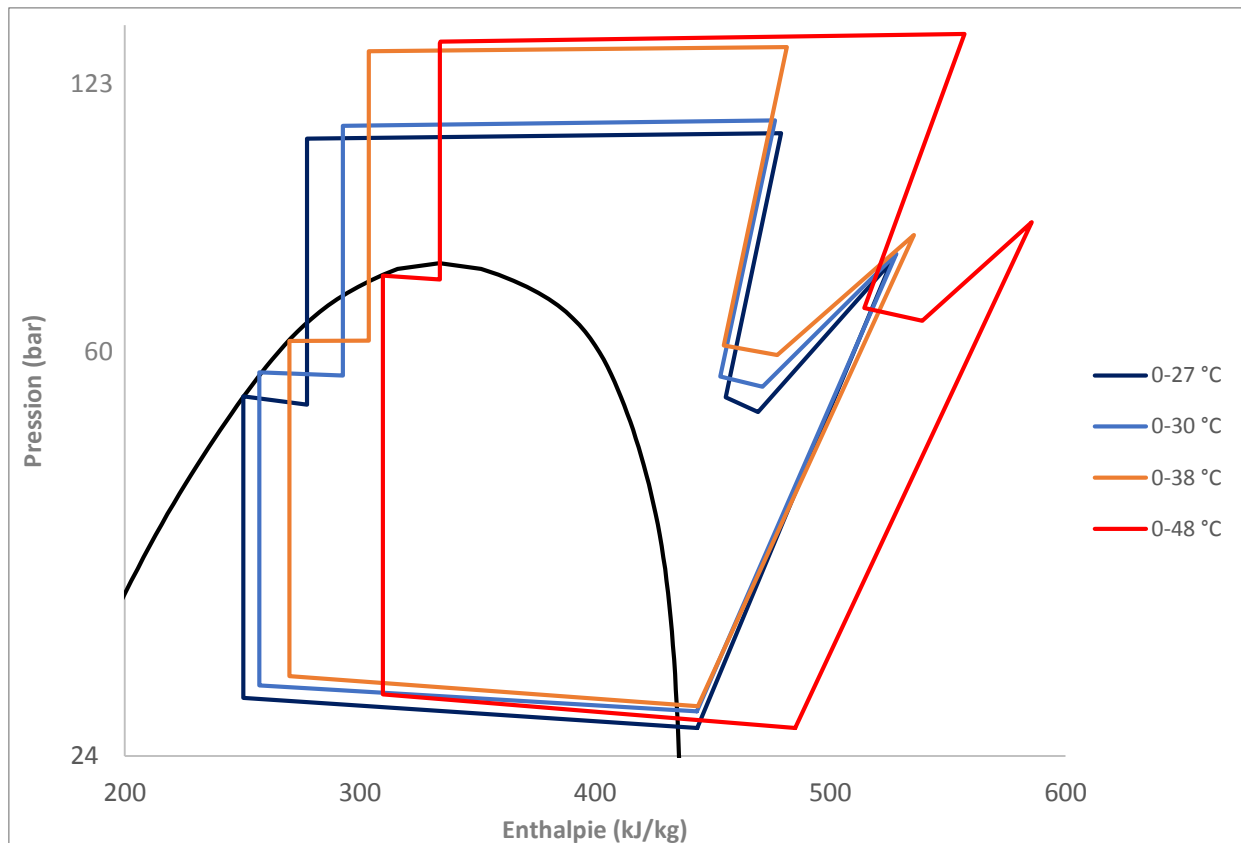


Figure 70 Impact de la température extérieure sur la pression optimale du cycle

Dans le Tableau 17, le débit du premier étage reste constant pour les mêmes températures d'évaporation tandis que le débit au deuxième étage augmente avec la température extérieure. Cette augmentation du débit injecté à l'étage intermédiaire est due à une augmentation du taux de vapeur dans le séparateur vapeur-liquide. En sortie de refroidisseur de gaz, la température de l'air augmentant, la température du fluide en sortie est plus élevée, ce qui se traduit par une augmentation d'enthalpie en sortie de refroidisseur de gaz, malgré une augmentation de la pression. À la suite de cette évolution après la détente isenthalpique, le taux de vapeur est plus élevé au séparateur liquide-vapeur.

Point de fonctionnement (°C)	-20/30	-20/38	-20/50	0/30	0/38	0/50
Débit premier étage (kg/s)	0,031	0,031	0,031	0,060	0,061	0,063
Débit deuxième étage (kg/s)	0,050	0,054	0,068	0,084	0,085	0,107
Taux de liquide au séparateur	0,62	0,55	0,43	0,76	0,74	0,59

Tableau 17 Débit au premier et deuxième étage et taux de liquide au séparateur

La Figure 71 représente des cycles avec plusieurs températures d'évaporation, 0 °C, -20 °C et -30 °C pour une température extérieure de 38 °C. Le taux de liquide en entrée d'évaporateur varie de 0,66 à 0,70. La détente à travers la vanne régulant la surchauffe conserve le même ordre de grandeur (33,8 bar pour 0/38 °C, 31,5 bar pour -20/38 °C et 28,6 bar pour -30/38°C).

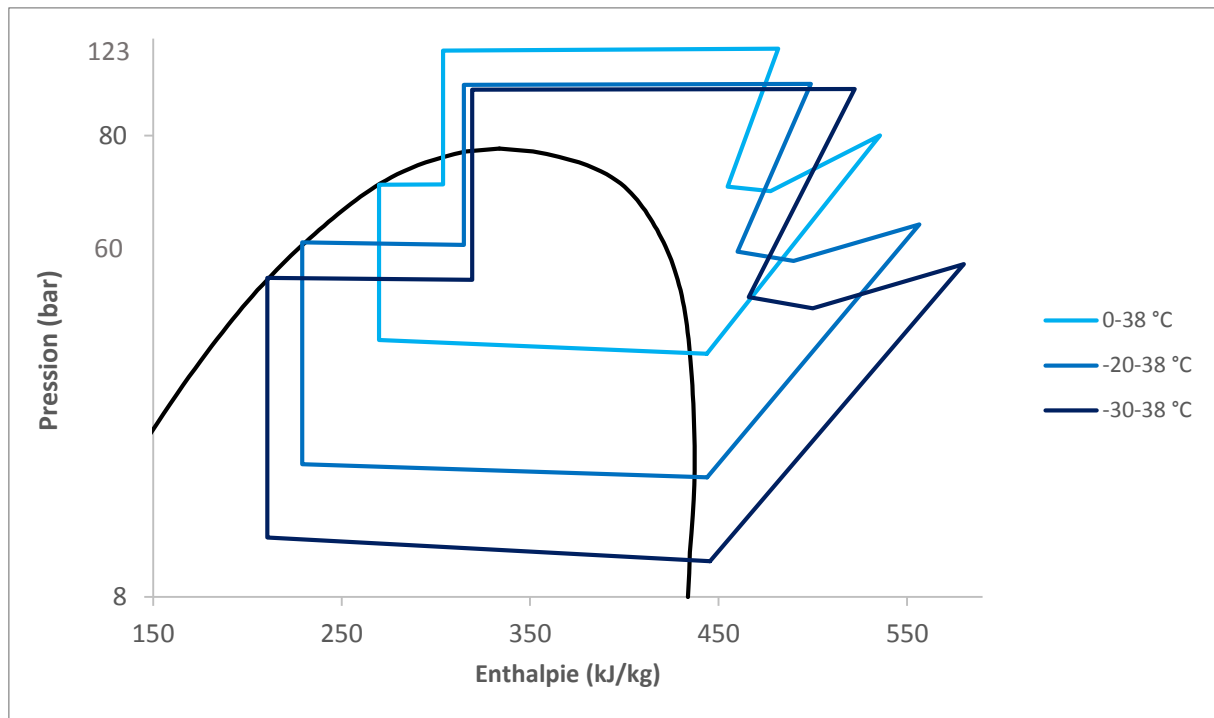


Figure 71 Cycle avec injection de vapeur pour différentes températures d'évaporation

Les principales caractéristiques du cycle avec injection de vapeur ont été présentées. Au niveau du cycle avec éjecteur il faudra vérifier que la température en sortie de compresseur ne dépasse pas 130 °C afin de ne pas détériorer ni l'huile ni les performances du compresseur.

4.2. Caractérisation du cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur interne

Le fonctionnement de l'unité avec la configuration injection de vapeur étant validé, ce chapitre s'intéresse à la mise en place des essais en mode éjecteur. Ces essais ont eu lieu en deux phases. Lors de la première, les essais se sont concentrés sur la prise en main de l'éjecteur et la recherche de la charge optimale de la machine. Pour chaque charge une recherche de la haute pression optimale fut mise en place avec une variation de la position de l'aiguille pour une vitesse au compresseur de 72% (valeur issue des essais sans éjecteur). La vanne ESV était réglée afin d'obtenir une surchauffe constante en sortie d'évaporateur lors de ces essais. La section suivante présente ces résultats.

4.2.1. Mise en place du protocole d'essais

En mode éjecteur, le logiciel de contrôle n'est pas utilisable. La vitesse du compresseur, la position de l'aiguille et l'ouverture des vannes sont réglables manuellement. La Figure 72 présente le protocole d'essais mis en place pour la première phase de travail avec l'éjecteur. Ce protocole permet de travailler dans des conditions proches du mode avec injection de vapeur. Dans la deuxième phase, le protocole d'essais permet de faire varier la vitesse du compresseur pour modifier les conditions de travail de l'éjecteur. Ces essais ont été répétés au minimum deux fois pour s'assurer de la reproductibilité des résultats.

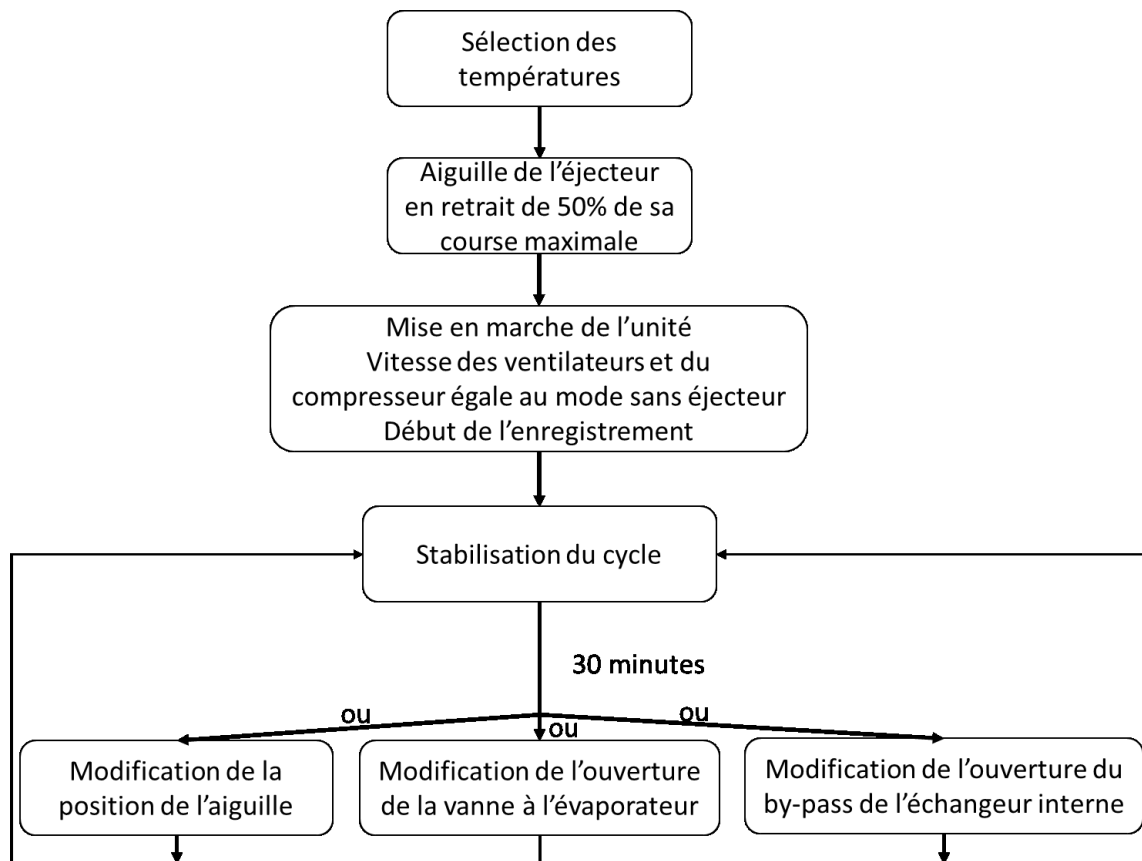


Figure 72 Enregistrement d'un point d'essais en mode éjecteur

Une des premières constatations lors de ces essais est que la mesure du débit en sortie d'évaporateur (Figure 73) n'est plus fiable : on observe des variations de plus de 50% de sa valeur moyenne. Sans connaître ce débit il n'est pas possible de calculer l'enthalpie en sortie d'éjecteur ou la puissance frigorifique sur le fluide frigorigène. Ce problème peut être dû à une présence de fluide diphasique en sortie d'évaporateur, la masse volumique mesurée par le débitmètre varie fortement entre des valeurs correspondant à de la vapeur et du liquide. Une autre explication serait la présence d'huile en quantité non négligeable qui fausserait elle aussi la valeur mesurée. Afin de répondre à ces questions, lors de la deuxième phase d'essais plusieurs modifications ont été mises en place et seront présentées dans la section suivante. Les résultats de cette section sont évalués avec les puissances frigorifiques calculées sur l'air.

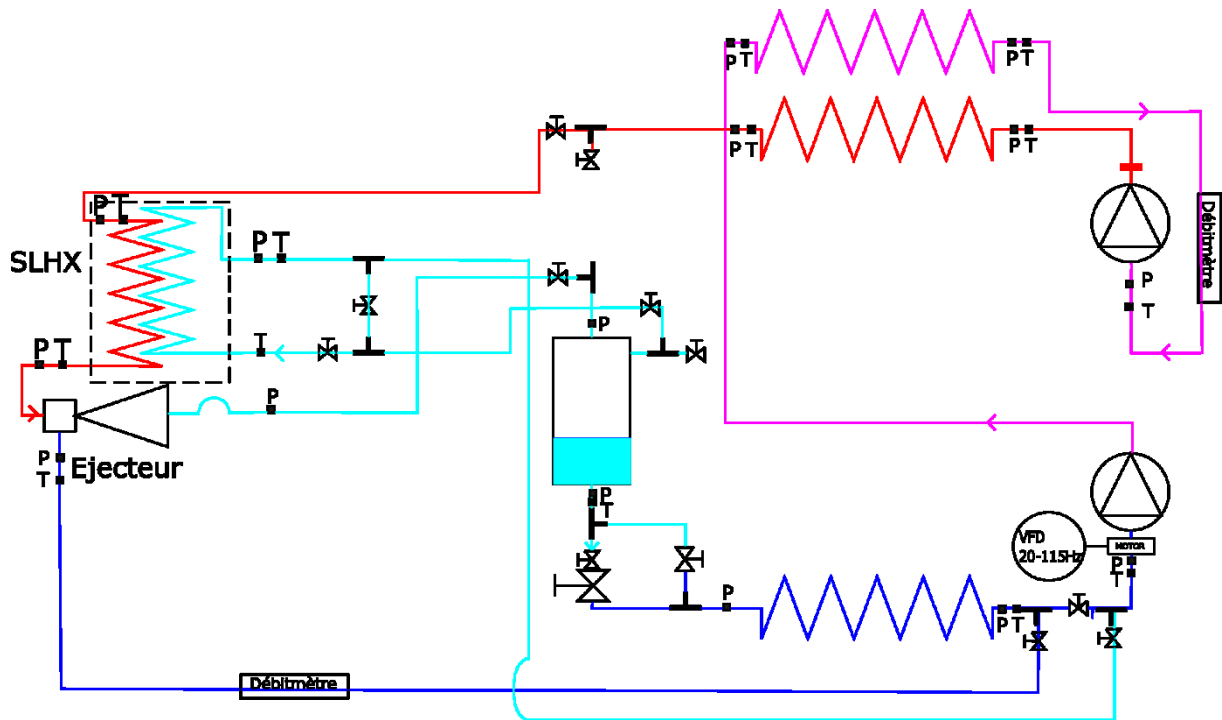


Figure 73 Circuit frigorifique avec éjecteur et emplacement des capteurs

Il est aussi possible d'effectuer un bilan sur le fluide frigorigène entre les entrées de l'éjecteur et les sorties du séparateur. En reprenant la notation de la Figure 74, le premier principe appliqué au système constitué de l'éjecteur et du séparateur dans le cas d'un régime permanent stable se met sous la forme,

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{\text{séparateur liquide vapeur}} + \dot{Q}_{\text{éjecteur}} = 0 \quad 4.3$$

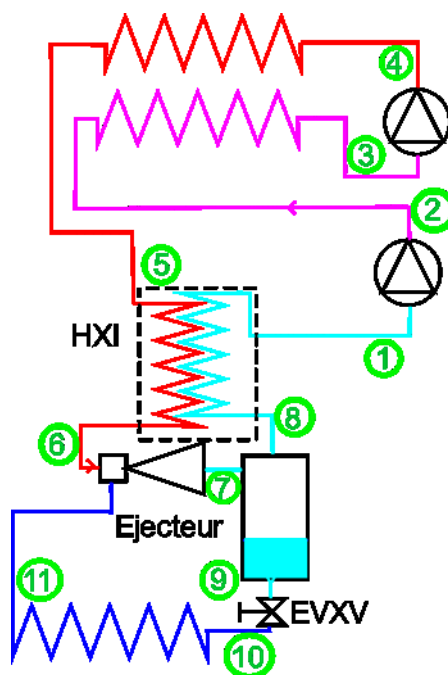


Figure 74 Schéma du circuit avec éjecteur et échangeur de chaleur interne

Les échanges thermiques à l'éjecteur et au séparateur sont négligés, ceux-ci étant thermiquement isolés. Le bilan étant effectué lors d'un fonctionnement stabilisé, le débit en sortie d'échangeur de chaleur interne haute pression est égal à celui en sortie vapeur du séparateur et de même pour les débits en entrée secondaire d'éjecteur et en sortie liquide (équation 4.4).

$$\dot{m}_6(h_6 - h_8) + \dot{m}_9(h_{11} - h_9) = 0 \quad 4.4$$

La détente de 9 à 10 est supposée isenthalpique, l'enthalpie en entrée d'évaporateur est égale à l'enthalpie en sortie liquide du séparateur.

La puissance frigorifique est donc connue et calculable à l'évaporateur et au couple éjecteur et séparateur (équations 4.5, 4.6)

$$P_{f1} = \dot{m}_9(h_{11} - h_{10}) \quad 4.5$$

$$P_{f2} = \dot{m}_6(h_8 - h_6) \quad 4.6$$

La vapeur en sortie de séparateur est à saturation et son enthalpie peut être calculée avec la pression du mesurée au point 8.

En utilisant les équations 4.5 et 4.6, il est possible de vérifier quand le débit et l'enthalpie en sortie d'évaporateur sont corrects. Si les trois puissances frigorifiques calculées (sur l'air et avec les équations 4.5, 4.6) sont égales, le débit est correct et l'enthalpie calculée en sortie d'évaporateur est juste. Dans ce cas il sera possible de connaître l'enthalpie du point 7 et de tracer des diagrammes pression enthalpie. Dans le cas contraire, il est possible de connaître la puissance frigorifique et de rechercher le COP (coefficient de performance) optimal mais pas de connaître les caractéristiques de fonctionnement de l'éjecteur, et les autres paramètres sur la boucle évaporateur (de 7 à 11).

La Figure 75 représente le cycle d'un point d'essai 0/38 °C avec le débit maximal à l'échangeur de chaleur interne. Par rapport au cycle sans éjecteur, les pertes de charge à l'échangeur de chaleur interne (2 à 3) sont aussi importantes. L'absence d'injection de vapeur, couplée à une surchauffe en entrée de compresseur élevée (41 °C), contribue à atteindre des températures élevées en sortie de compresseur au premier (point 2, 134 °C) et au deuxième étage (point 4, 104 °C). La vanne située à la basse pression permet de régler le débit dans l'évaporateur (et donc la surchauffe en sortie) à travers la détente de 9 à 10. Cette détente devrait correspondre à la différence entre la pression de sortie de l'évaporateur et de l'entrée du compresseur (pression en 11 et 1) s'il n'y avait pas de pertes de charge entre 8 et 1.

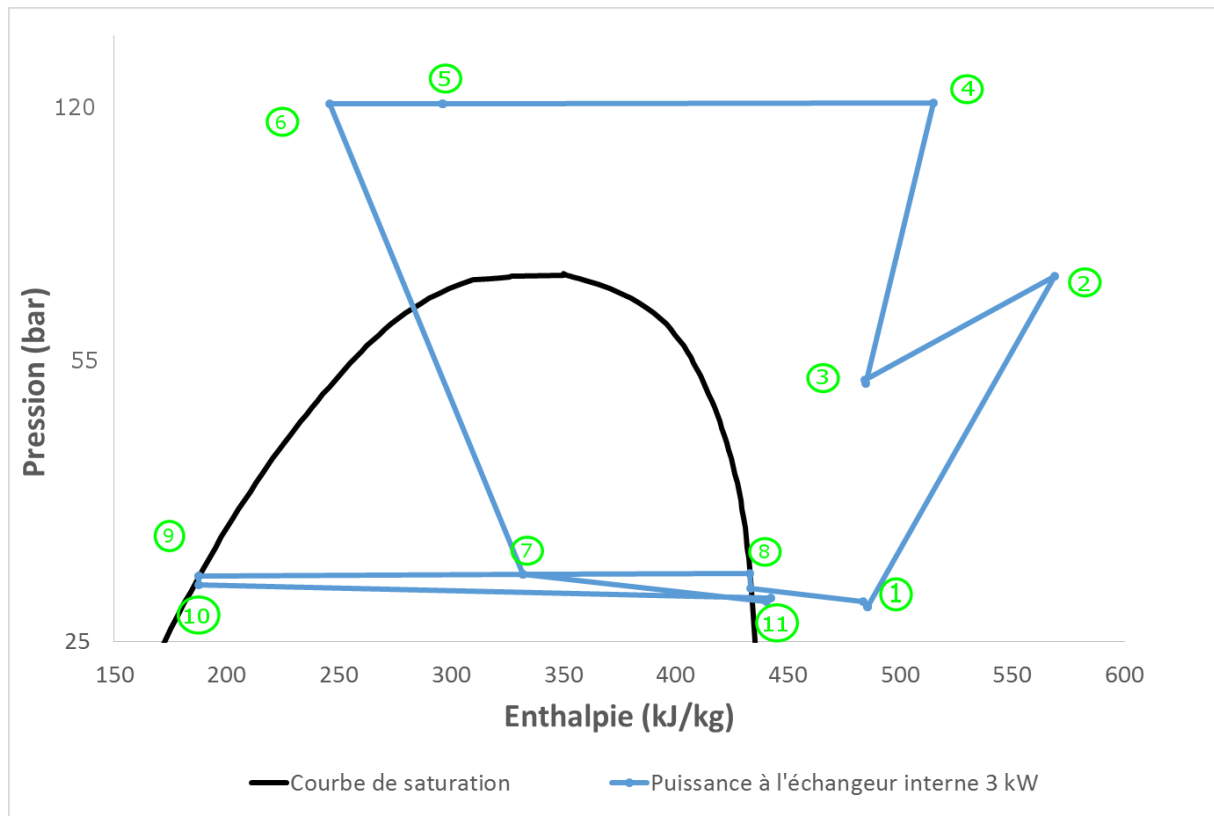


Figure 75 Diagramme pression enthalpie du cycle avec éjecteur

L'échangeur de chaleur interne permet un échange de 3000 W entre le fluide sortant du refroidisseur de gaz et la vapeur sortant du séparateur. Les pertes de charge sont tellement importantes en sortie du séparateur liquide vapeur que la pression en entrée du compresseur n'est guère plus élevée qu'en sortie d'évaporateur. Dans un tel cas les pertes de charge diminuent, voire annulent l'amélioration apportée par l'éjecteur. Sur le Tableau 18, il est possible de vérifier que les pertes de charge sont négligeables sur la haute pression (5 à 6). Les pertes de charge au niveau des autres composants restent importantes.

	Perte de charge (bar)	Pourcentage de la perte de charge par rapport à la pression en entrée
Désurchauffeur	21,20	28,31
Refroidisseur de gaz	2,66	2,61
Refroidisseur interne haute pression	0,03	0,03
Refroidisseur interne basse pression	1,51	4,95
Evaporateur	1,02	3,36

Tableau 18 Pertes de charge sur le cycle lors de la phase 1 des essais avec éjecteur

4.2.2. Identification de la charge optimale

Les charges testées sur la machine sont de 4, 4,4 kg et 5 kg, la charge optimale sans éjecteur est de 4,5 kg. Comme expliqué dans le chapitre précédent, il n'est pas indispensable de connaître le débit à l'évaporateur pour calculer la puissance frigorifique de la machine. Cette section va présenter la recherche de la haute pression optimale pour une charge de 4,5 kg, et la section suivante l'influence de l'échangeur de chaleur interne sur le cycle.

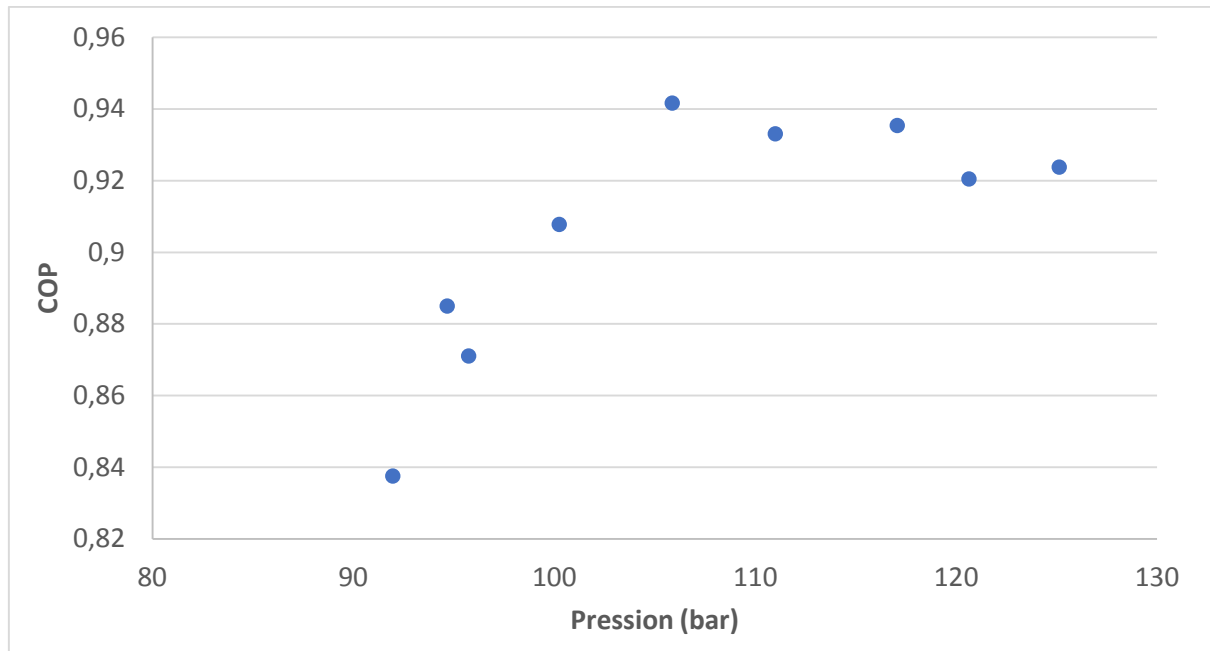


Figure 76 COP en fonction de la haute pression pour une charge de 4,5kg sur le point 0/38 °C

La Figure 76 présente une recherche de la haute pression optimale avec variation de la position de l'aiguille. L'introduction de l'aiguille dans le convergent de l'éjecteur augmente la pression en sortie de compresseur. La pression optimale est identifiée pour 105 bar.

Ce point optimal apparaît lorsque la puissance frigorifique se met à augmenter moins vite que la puissance consommée en fonction de la pression au refroidisseur. Cet effet est visible sur la Figure 77. La puissance consommée augmente de manière linéaire avec la haute pression tandis que la puissance frigorifique s'accroît rapidement de 90 bar à 105 bar et avec une pente plus faible de 105 bar à 125 bar.

Pour augmenter le COP du cycle il est possible d'accroître la pression en entrée compresseur afin de diminuer le taux de compression du compresseur et sa consommation, en conservant la même pression d'évaporation. Cela revient à augmenter le recouvrement (rapport entre la pression d'évaporation et la pression de sortie de l'éjecteur).

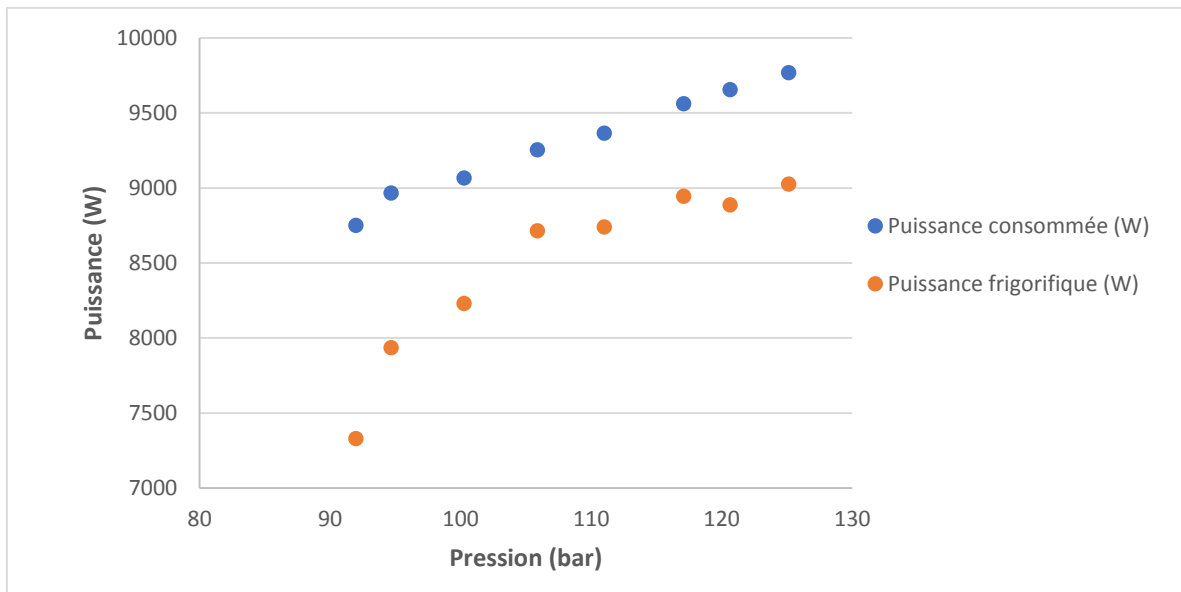


Figure 77 Puissance frigorifique et consommée en fonction de la haute pression

La surchauffe en sortie évaporateur et le recouvrement sont liés. La surchauffe est pilotée par la fermeture de vanne en entrée d'évaporateur. Si celle-ci se ferme la pression au séparateur augmente, le débit diminue, la surchauffe et le recouvrement augmentent. La Figure 78 représente cette évolution.

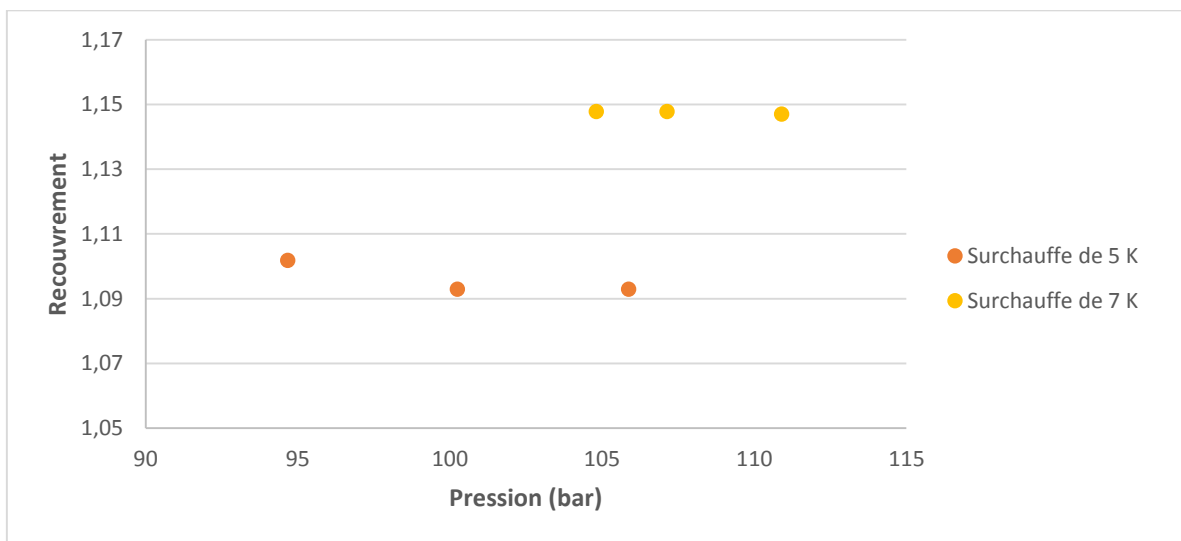


Figure 78 Recouvrement en fonction de la haute pression

Une augmentation de la surchauffe se traduit par une diminution de la puissance frigorifique pour deux raisons : d'une part, la zone de l'évaporateur échangeant avec la vapeur augmente et cet échange est moins efficace qu'avec le liquide, et d'autre part le débit à l'évaporateur diminue. Si la diminution de puissance frigorifique à l'évaporateur est plus faible que la diminution de la consommation au compresseur cela peut se traduire par une augmentation du COP.

Pour avoir une diminution de la puissance consommée au compresseur, il faut que le taux de compression baisse suffisamment pour obtenir un travail plus faible. Les pertes de charges présentées dans la section précédente ne permettent pas de bénéficier de cette amélioration. Sur la Figure 79 la puissance consommée ne diminue pas avec une surchauffe plus élevée (correspondant à un taux de recouvrement plus élevé et donc à un taux de compression plus faible). Le COP diminue avec une surchauffe plus importante, comme il est possible de le voir sur la Figure 80.

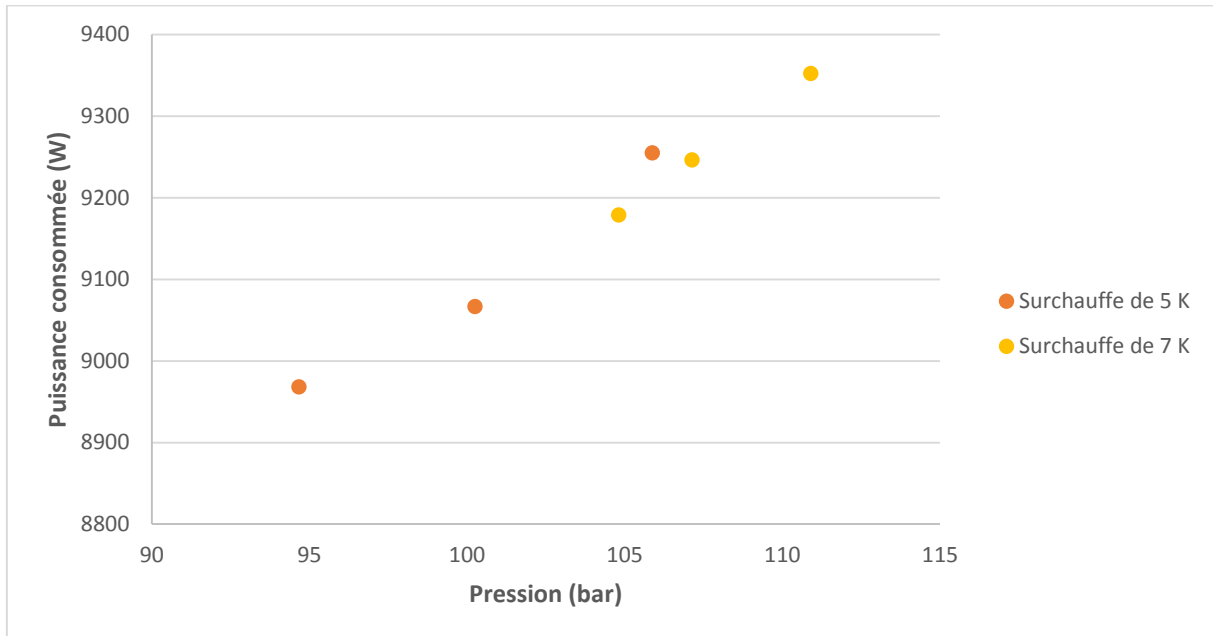


Figure 79 Puissance consommée en fonction de la haute pression pour deux surchauffes différentes

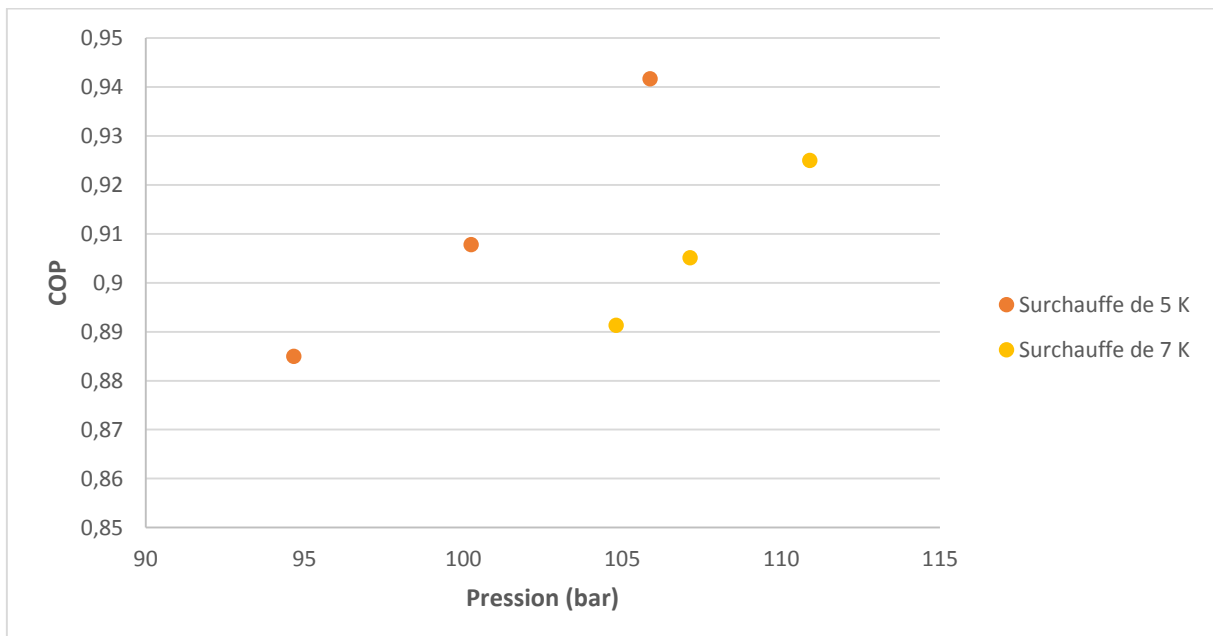


Figure 80 COP en fonction de la haute pression pour deux surchauffes différentes sur le point 0/38 °C

Le Tableau 19 présente les performances du cycle avec différentes charges pour la haute pression optimale. Le COP le plus élevé est obtenu pour une charge de 4,5 kg. La puissance frigorifique est plus importante à 4 kg mais le COP est plus faible et le contrôle de la surchauffe est difficile. Les essais suivants seront à la charge optimale de 4,5 kg.

Charge (kg)	4	4,5	5
Haute pression optimale (bar)	123	106	116
Puissance consommé (W)	9940	9250	10200
Puissance frigorifique (W)	8790	8720	8020
COP	0,88	0,94	0,79

Tableau 19 Résultats de l'unité pour trois charges différentes

Cette section a pu présenter le fonctionnement de l'éjecteur sur ce cycle. La section suivante présente des points expérimentaux avec les débits connus illustrant l'impact de l'échangeur de chaleur interne sur le cycle.

4.2.3. Impact de l'échangeur de chaleur interne

La Figure 81 présente deux cycles dans les mêmes conditions de fonctionnement (vitesse des ventilateurs, vitesse du compresseur, surchauffe) à leur pression optimale. Les deux cycles correspondent à deux débits différents à travers le by-pass de l'échangeur de chaleur interne. En bleu, il est fermé et l'intégralité de la vapeur traverse l'échangeur de chaleur interne ; en gris il est partiellement ouvert. Sur ce point de fonctionnement, la puissance thermique échangée entre le fluide chaud et le fluide froid à l'échangeur de chaleur interne est de 3000 W pour le cycle avec le by-pass fermé, et de 900 W pour le by-pass partiellement ouvert. Dans le premier cas, la température en entrée du premier étage du compresseur est plus importante, ainsi que la température en sortie mais le désurchauffeur permet d'obtenir une température voisine en entrée du deuxième étage (130 °C et 130,5 °C). La pression optimale est plus faible avec le by-pass fermé.

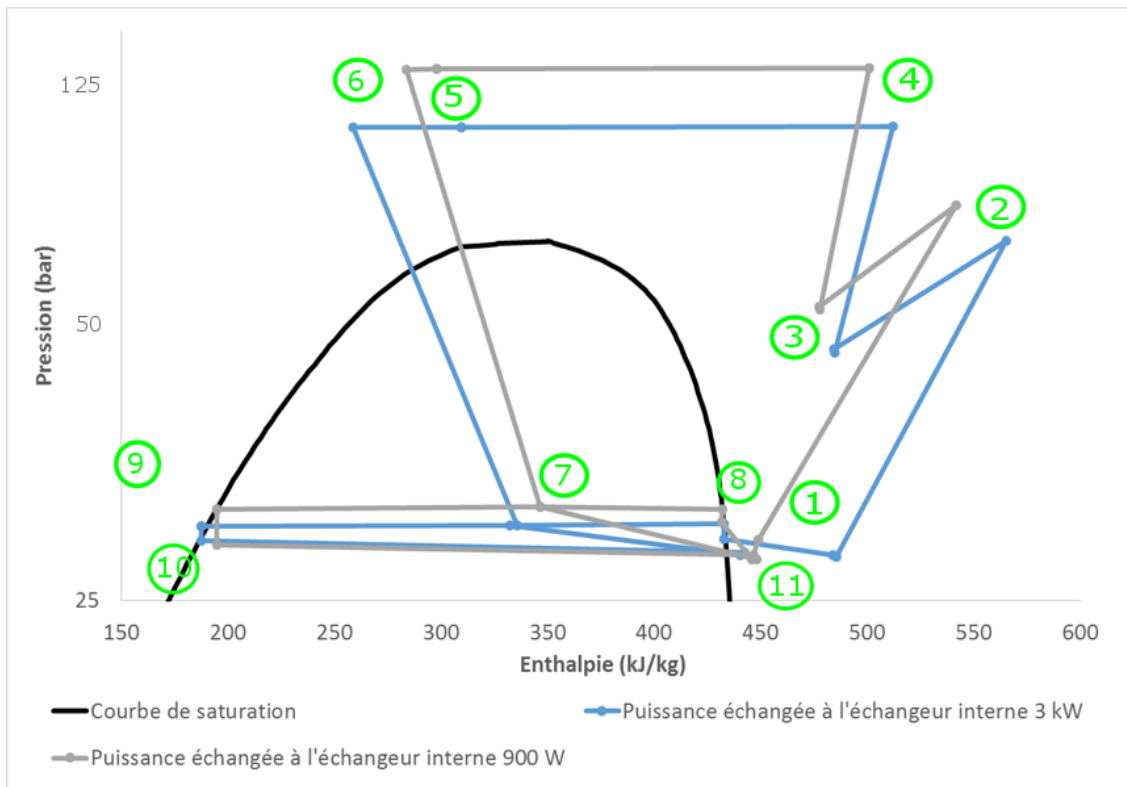


Figure 81 Diagramme pression enthalpie des cycles avec éjecteur pour différents débits à l'échangeur de chaleur interne

Les températures de sortie du refroidisseur de gaz sont voisines (41,9 °C, 41,7 °C) ; l'échangeur de chaleur interne permet de diminuer celle-ci à 29,7 °C avec le by-pass fermé et 38,5 °C avec le by-pass ouvert. La différence d'enthalpie entre les deux cycles à l'entrée primaire de l'éjecteur est de 45,7 kJ/kg. Cette différence d'enthalpie entraîne un déplacement du point d'équilibre au niveau du séparateur vers un titre liquide plus important.

La Figure 82 présente l'évolution de l'entraînement en fonction de la haute pression, pour les deux cycles précédents. Seuls trois points sont représentés pour le cycle avec le by-pass partiellement ouvert, car la limite en pression de 130 bar est rapidement atteinte. Avec l'aiguille en retrait, la pression est déjà de 122 bar.

Sur les deux cycles, l'entraînement augmente avec la haute pression. Le débit au compresseur reste constant (variation inférieure à 4%), le débit à l'évaporateur s'est accru. Pour que le débit à l'évaporateur (soit le débit aspiré par l'éjecteur) augmente, il faut que la différence de pression entre l'évaporateur et la sortie du divergent de l'éjecteur augmente. La fermeture de l'aiguille a donc permis d'augmenter la différence de pression entre la sortie de la tuyère de l'éjecteur et la pression à l'évaporateur.

En comparant les cycles, l'entraînement est plus important avec le by-pass fermé. Pour la même pression d'entrée de l'éjecteur, 123 bar, l'entraînement est de 0,55 avec le by-pass ouvert et de 0,75 avec le by-pass fermé. L'augmentation est due à une diminution du débit au compresseur (247 kg/h à 197 kg/h) et une augmentation du débit à l'évaporateur (136 kg/h à 148 kg/h). La diminution du débit au compresseur est due à une température d'aspiration au compresseur plus élevée avec le by-pass fermé, la masse volumique est plus faible et donc le débit au compresseur est plus faible pour une vitesse de rotation identique. L'augmentation de débit à l'évaporateur est due à une enthalpie en entrée d'éjecteur plus faible, entraînant un taux de liquide légèrement plus important en sortie d'éjecteur.

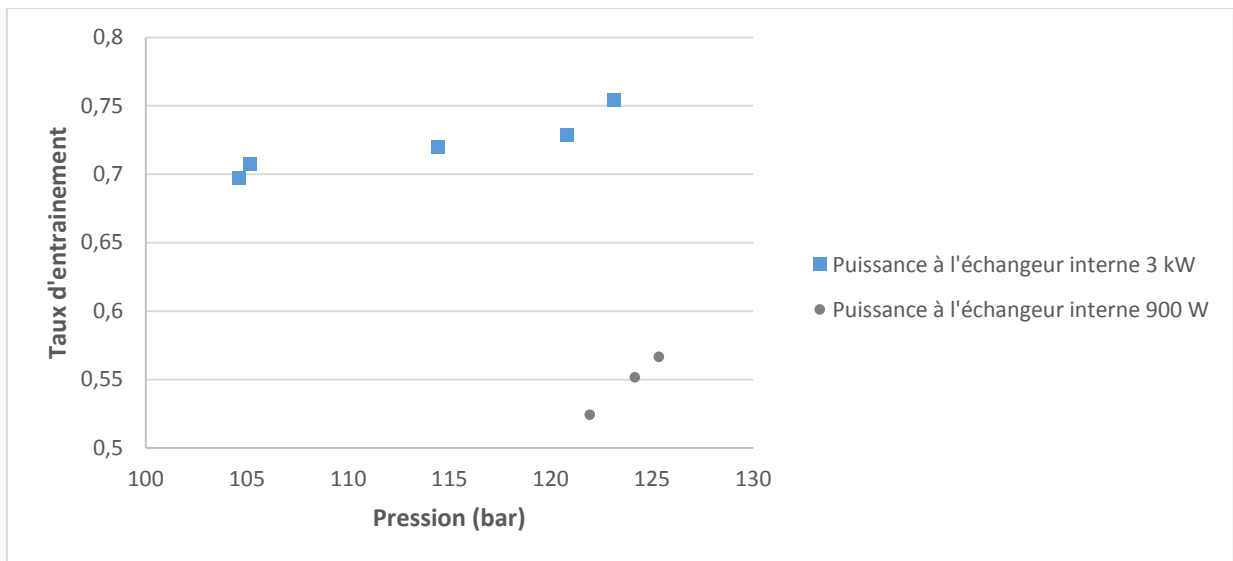


Figure 82 Entrainement en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne

Comme attendu, la puissance consommée par le compresseur augmente avec la haute pression (Figure 83). L'échangeur de chaleur interne abaisse la haute pression optimale, et donc la puissance consommée est plus faible avec le by-pass fermé. De plus le débit est plus faible (209 kg/h contre 247 kg/h). Le recouvrement (et la pression en entrée de compresseur) reste semblable sur ces différents points et n'a donc pas d'influence sur l'évolution de la puissance consommée.

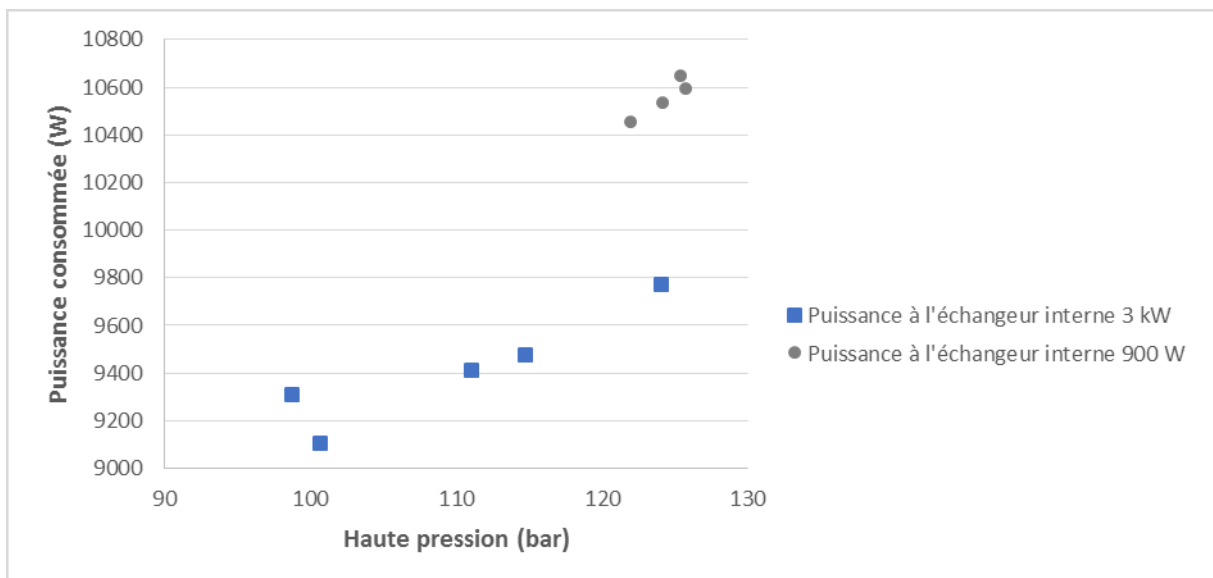


Figure 83 Puissance consommée en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne

Au niveau de l'évaporateur, les enthalpies de sortie et d'entrée sont pratiquement constantes vis-à-vis de la variation de la haute pression, seul le débit change. Le débit au compresseur étant presque fixe, le débit à l'évaporateur et par extension la puissance frigorifique suivent l'évolution de l'entraînement : ils augmentent avec la haute pression (dans la plage de fonctionnement étudiée). Cela est vérifiable sur la Figure 84.

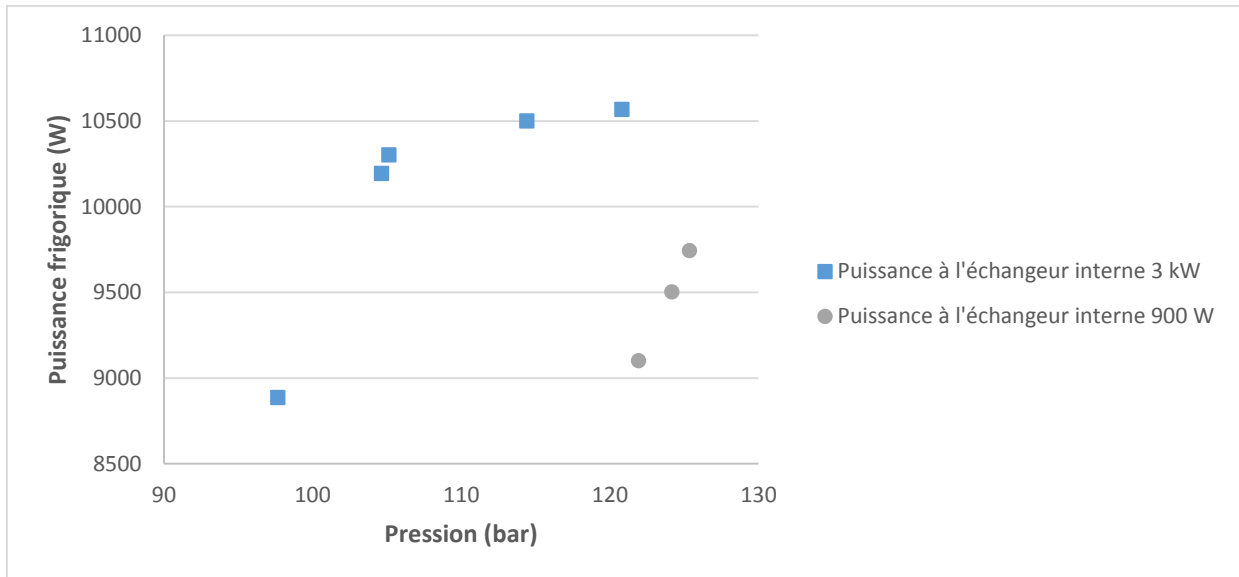


Figure 84 Puissance frigorifique en fonction de la haute pression pour deux débits différents à l'échangeur de chaleur interne

La fusion des deux derniers graphiques (Figure 85) permet de tracer l'évolution du coefficient de performance avec la haute pression. Tant que l'augmentation de la puissance frigorifique est supérieure à l'augmentation de la puissance consommée le COP augmente, ensuite il diminue. Pour le cycle avec le by-pass ouvert la haute pression optimale pourrait se situer au-delà des points indiqués mais les limites de l'unité empêchent de les tester (Pression de sécurité à 130 bar).

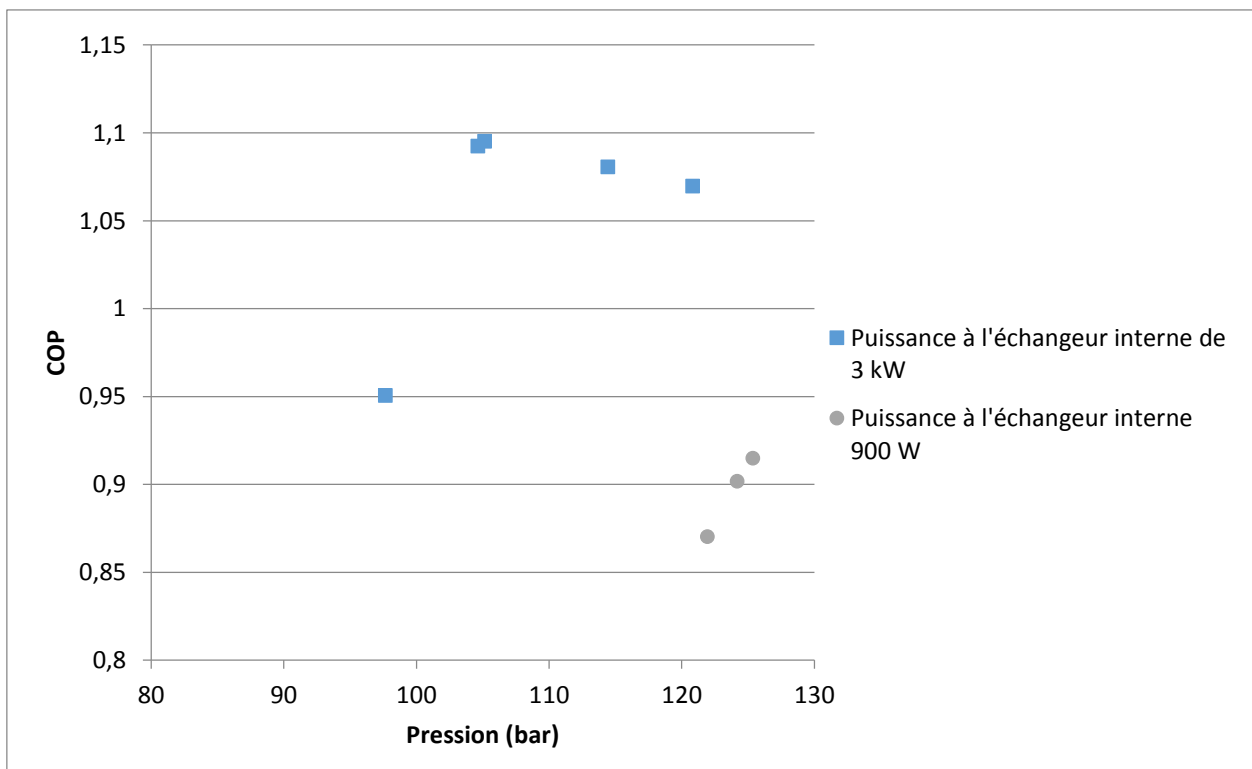


Figure 85 COP en fonction de la haute pression pour deux débits à l'échangeur de chaleur interne

On peut enfin calculer le rendement de l'éjecteur (Elbel & Hrnjak, 2008), présenté dans le premier chapitre (équation 4.8).

$$\eta = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{sortie\ vapeur} - h_{sortie\ évap})}{\dot{m}_{comp}(h_{isenthalpe} - h_{isentropie})} \quad 4.8$$

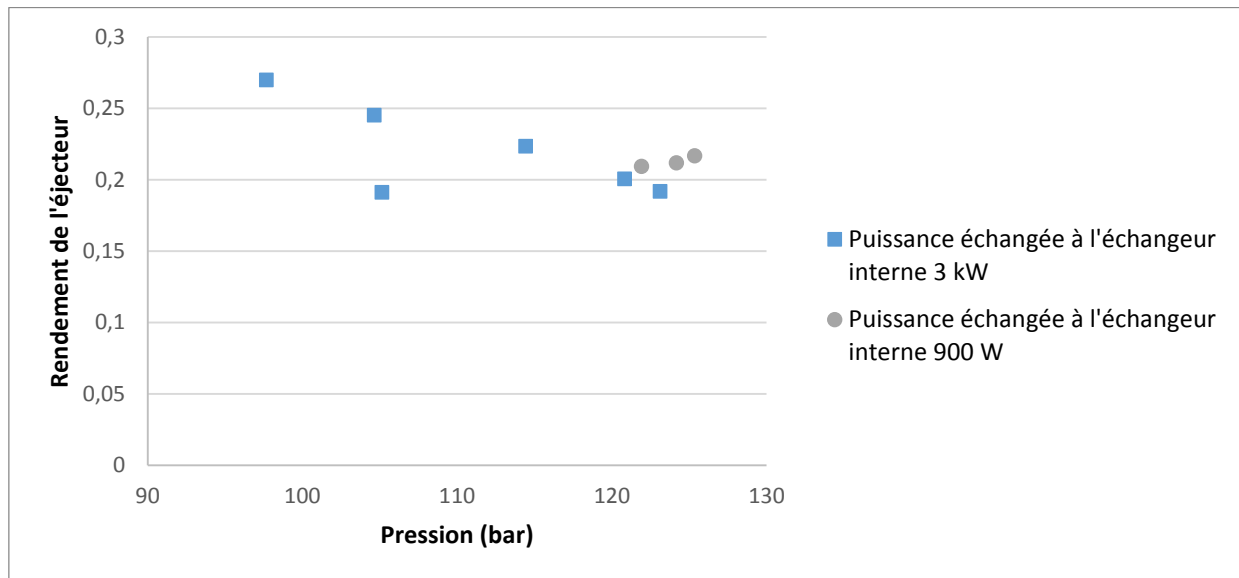


Figure 86 Rendement de l'éjecteur en fonction de la haute pression pour deux débits différents

Sur la Figure 86 montrant l'évolution du rendement de l'éjecteur en fonction de la haute pression, le rendement de l'éjecteur avec le by-pass ouvert est légèrement supérieur au rendement avec le by-pass fermé pour les mêmes pressions.

Les températures élevées en sortie de premier étage de compression indiquent une limite physique de l'unité. Afin d'éviter une détérioration du compresseur ou de l'huile, les essais suivants auront lieu avec une puissance échangée à l'échangeur de chaleur interne plus faible.

Cette section a pu présenter les résultats sur un point de fonctionnement avec plusieurs variables : charge en fluide frigorigène et puissance échangée à l'échangeur de chaleur interne. Par la suite de ces observations une nouvelle phase d'essais a été mise en place avec des modifications de l'unité. Pour diminuer les pertes de charge entre l'éjecteur et le compresseur, un nouvel échangeur a été installé, et l'éjecteur a été positionné au plus près du séparateur. La longueur de tuyauterie entre l'éjecteur et le séparateur a diminué de 1200 mm à 35 mm. Pour connaître l'état du fluide en sortie d'évaporateur, un voyant y a été installé.

La section suivante présente ces nouveaux résultats sur différents points de fonctionnement.

4.3. Éjecteur dans différentes conditions de travail

La deuxième phase des essais est présentée dans cette section. La charge de la machine est fixée à 4,5 kg, et les paramètres variables lors des conditions d'essais sont la vitesse du compresseur, la position de l'aiguille, l'ouverture de la vanne réglant la surchauffe en sortie évaporateur et l'ouverture du by-pass. Afin de limiter la température en sortie de compresseur les essais sont effectués avec le by-pass ouvert ou partiellement ouvert. Cette limitation permet d'obtenir des résultats pour des essais avec une température ambiante de 50 °C. Dans le cas contraire la température en sortie de compresseur peut atteindre 130 °C.

Pour les différents points expérimentaux suivants, la vitesse du compresseur était diminuée par rapport à la vitesse du mode sans éjecteur. La vitesse plus faible permet d'avoir une température et une pression en sortie de compresseur plus faibles. Avec ces valeurs plus faibles, il est possible de changer les paramètres de contrôle de manière plus importante sans risque de dépasser la pression ou la température de sécurité. Pour étudier l'influence des différents paramètres (position de l'aiguille, ouverture de la vanne régulant la surchauffe) cela est indispensable.

Tous les points de fonctionnement représentés sont été réalisés après recherche de la haute pression optimale, et sous cette valeur. Cette recherche est effectuée pour chaque vitesse du compresseur. Dans le cadre du point -20/50 °C une nuance est à apporter sur la pression annoncée comme optimale. Celle-ci correspond bien au COP le plus important obtenu lors de ses essais mais comme il est possible de le vérifier sur la Figure 87, s'il avait été possible de continuer d'augmenter la pression, un COP supérieur aurait pu être mis en évidence.

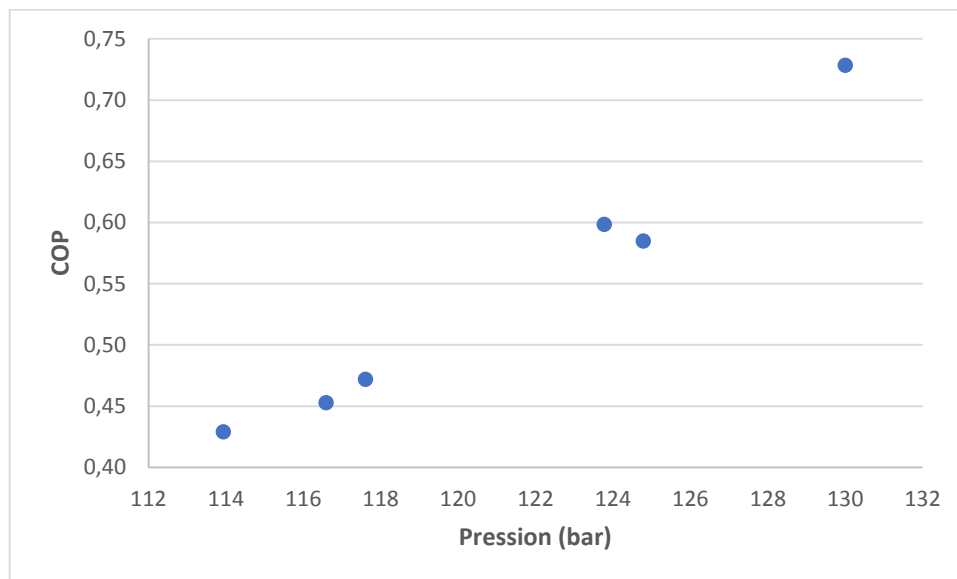


Figure 87 Evolution du COP en fonction de la haute pression sur le point 0/50 °C pour une vitesse de rotation au compresseur de 50%

4.3.1. Impact de l'huile

Lors de la phase d'essais précédente, plusieurs hypothèses avaient été émises afin d'expliquer les importantes variations de la masse volumique mesurée en sortie d'évaporateur. L'installation d'un regard permet de voir l'aspect du fluide. Un fluide diphasique est visible (pour une vanne complètement ouverte en entrée d'évaporateur) et une mousse blanche peut être remarquée (Figure 88). Cette mousse pourrait provenir de l'huile circulant dans le circuit. Elle apparait avec une variation importante de la masse volumique indiquée par le débitmètre en sortie d'évaporateur. Elle est aussi caractérisée par une intermittence, le fluide va être transparent durant plusieurs secondes (Figure 88 gauche) puis de la mousse va apparaitre (Figure 88 droite). Le séparateur d'huile fonctionne puisque son niveau d'huile augmente, mais il semblerait qu'une partie non négligeable de l'huile se retrouve dans la boucle évaporateur. Cette analyse est confortée par le fait de retrouver de l'huile dans des proportions non négligeables (plusieurs centilitres pour une charge au compresseur de 2 L) au sein du circuit lors d'un démontage de celui-ci.



Figure 88 Photographie du regard en sortie d'évaporateur lors du fonctionnement de l'unité avec à gauche le fluide pur et à droite une mousse

En analysant les conditions d'apparition de cette mousse, il est possible de les corrélérer à la fermeture de la vanne pilotant la surchauffe. Avec sa fermeture l'écart entre la puissance frigorifique calculée à l'évaporateur et celle calculée au système éjecteur- séparateur augmente comme le montre la Figure 89 issue de plusieurs essais dans les conditions 0/30 °C.

La puissance frigorifique déduite de l'équation 4.7 est calculée sur le système éjecteur et évaporateur, elle est proche du bilan frigorifique sur l'air. Quand la valeur calculée à l'évaporateur (4.6) diverge de celle-ci soit le débit, soit l'enthalpie, soit les deux sont faux. Plus l'écart est important plus les valeurs lues sont éloignées de la réalité. Cette évolution permet d'écarter la possibilité de fluide diphasique en sortie d'évaporateur, l'augmentation de la détente augmentant la surchauffe en sortie d'évaporateur.

Une explication possible serait un stockage d'huile au sein de l'évaporateur pour des vitesses trop faibles. Lorsque la vanne régulant la surchauffe est fermée, le débit diminue et donc la vitesse au sein de l'éjecteur diminue. Si cette vitesse diminue fortement et que l'huile se sépare du CO₂, elle peut arrêter d'être entraînée. Cependant un lien entre l'apparition de la mousse et la vitesse du fluide en sortie évaporateur n'a pas été mis en évidence, cela peut provenir du fait qu'il n'est pas possible de connaître cette vitesse avec précision lorsque la mesure du débit n'est ni stable, ni fiable.

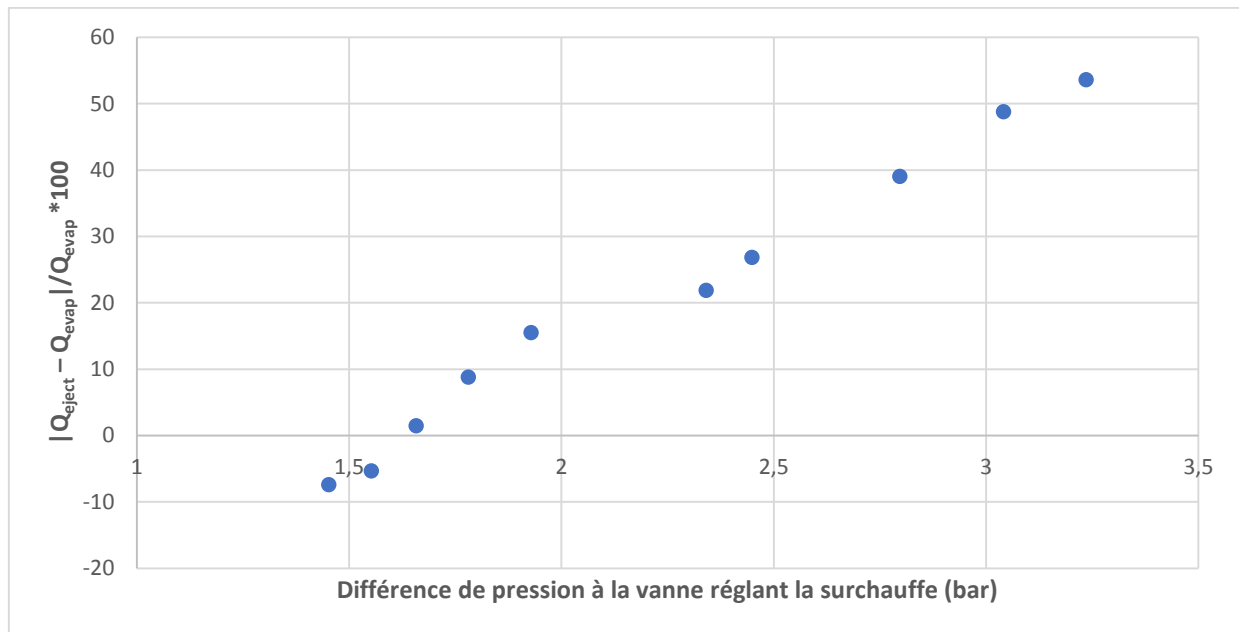


Figure 89 Diagramme présentant l'écart entre les puissances frigorifiques calculées à l'évaporateur et au système éjecteur-séparateur en fonction de la perte de charge en entrée évaporateur pour un point de fonctionnement 0/30 °C

Pour éviter une accumulation d'huile trop importante au sein du l'évaporateur, le cycle est basculé en mode sans éjecteur tous les jours au minimum 45 minutes afin de renvoyer au compresseur l'huile éventuellement stockée dans la boucle évaporateur. Ce phénomène est plus présent pour les points avec une température d'évaporation négative et donc des débits plus faibles mais une corrélation avec la vitesse au compresseur n'est toujours pas évidente.

D'autres essais ont été effectués mais pour une analyse complète, la connaissance du débit à l'évaporateur est indispensable. Pour les cycles présentés dans la suite, ce débit a pu être déterminé.

4.3.2. Impact de l'éjecteur sur différents points

La Figure 90 présente le diagramme pression enthalpie d'un cycle avec l'éjecteur et le by-pass partiellement ouvert, pour une vitesse au compresseur de 45%, avec trois différentes hautes pressions, une température extérieure de 50 °C et d'évaporation de 0 °C. Cette vitesse réduite permet de diminuer la température en sortie de compresseur, des valeurs plus élevées entraînent un arrêt de la machine pour une température en sortie de deuxième étage trop élevée. L'augmentation de pression en sortie de compresseur est assurée par la fermeture de l'aiguille. La pression au séparateur est semblable pour les hautes pressions de 117 bar et 121 bar. L'augmentation de la haute pression permet d'atteindre une enthalpie en entrée d'éjecteur plus faible. La température et la pression en entrée de deuxième étage restent proches sur les différents tracés, le désurchauffeur permet de masquer l'augmentation de température en sortie du premier étage.

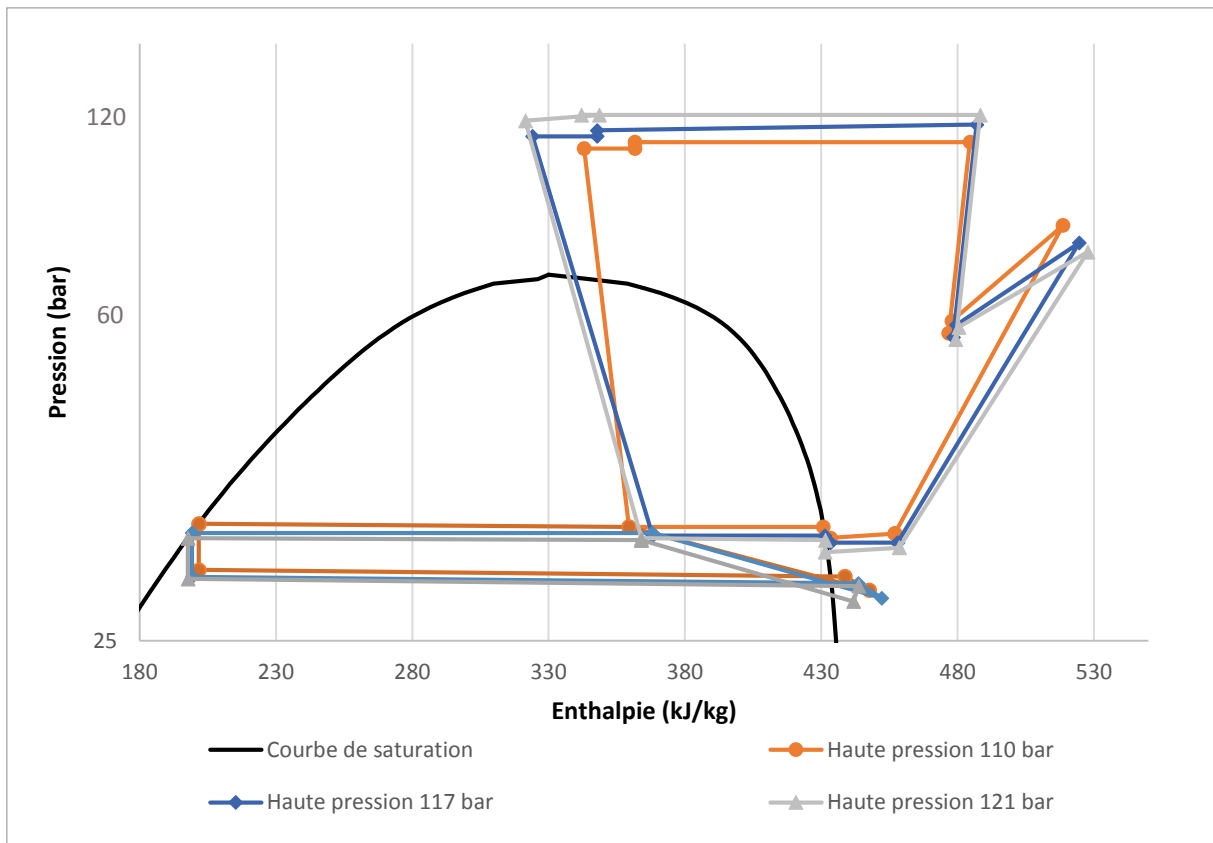


Figure 90 Diagramme pression enthalpie pour différentes hautes pressions dans les conditions 0/50 °C

Les mêmes comportements que durant la première phase d'essais sont observés. Les pertes de charges semblent plus faibles (Tableau 20) mais la vitesse du compresseur l'est aussi. Il n'est donc pas possible de conclure sur une diminution celles-ci.

	Perte de charge (bar) de la première phase	Perte de charge (bar) de la deuxième phase
Désurchauffeur	21,20	23,22
Refroidisseur de gaz	2,66	2,01
Refroidisseur interne haute pression	0,03	0,13
Refroidisseur interne basse pression	1,51	0,74
Evaporateur	1,02	1,18

Tableau 20 Pertes de charge sur le cycle lors de la phase 1 et 2 des essais avec éjecteur à la pression optimale, sur le point 0/38 °C

La Figure 91 représente le cycle pression enthalpie pour une température extérieure de 38 °C et deux températures d'évaporation 0 °C et -20 °C à leur pression optimale. La pression optimale du cycle à -20 °C est plus élevée que celle du cycle à 0 °C, avec une pression d'entrée au compresseur plus faible. Avec le circuit sans éjecteur le phénomène inverse était remarqué. Une explication serait que l'éjecteur a besoin d'une pression plus importante en entrée principale pour aspirer des fluides à plus basse pression. La vanne réglant la surchauffe en sortie évaporateur a un degré de fermeture plus important à -20 °C (et donc une perte de charge plus importante). Si cette vanne n'est pas partiellement fermée l'éjecteur seul n'est pas capable d'atteindre une température jusqu'à -20 °C.

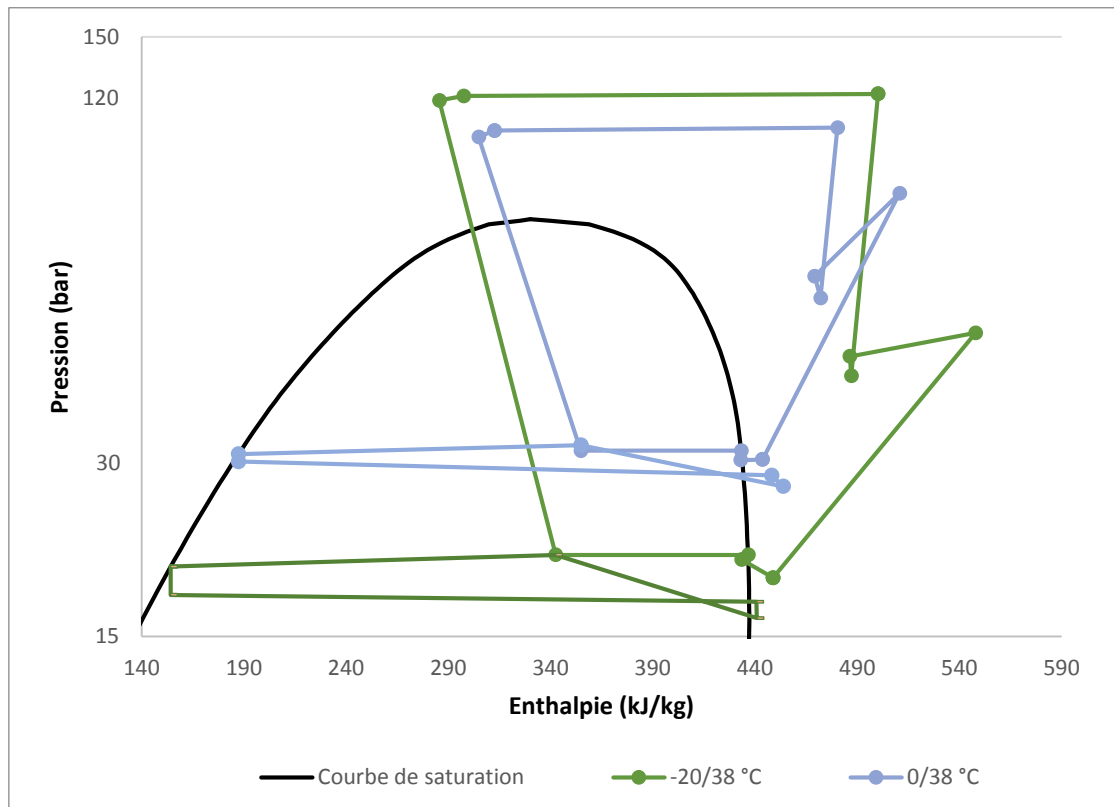


Figure 91 Diagramme pression enthalpie de deux cycles pour les conditions -20/38°C et 0/38 °C

Sur la Figure 92, il est possible de voir l'impact du recouvrement sur la puissance consommée par le compresseur. L'augmentation du recouvrement, et donc la diminution du taux de compression, permet une diminution de la puissance consommée. Celle-ci reste modeste puisqu'elle se limite à une diminution de 100 W pour un recouvrement évoluant de 1,17 à 1,24. Les pertes de charge entre la sortie vapeur du séparateur et l'entrée du compresseur restent constantes sur ces points (de l'ordre de 1,3 bar), elles n'influencent pas l'évolution de la puissance consommée.

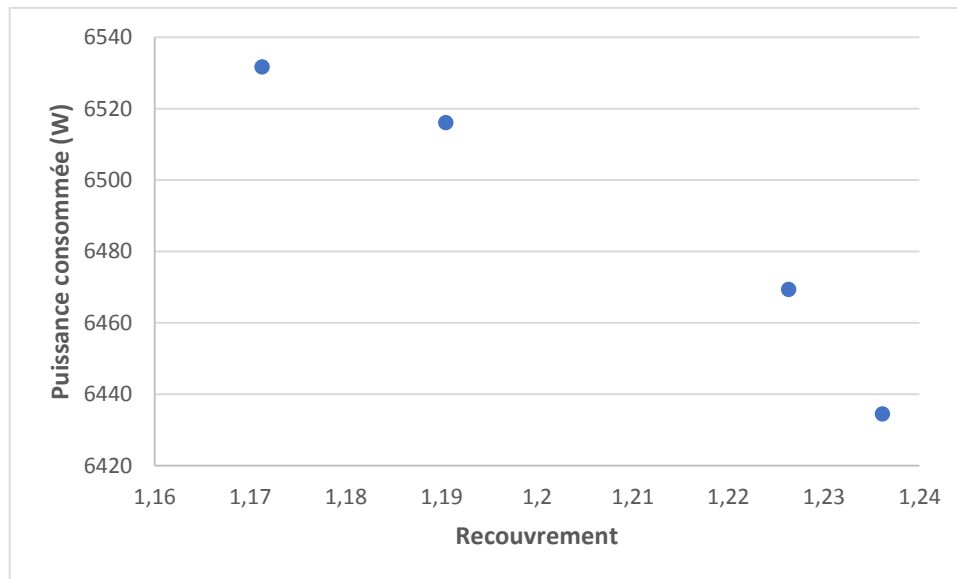


Figure 92 Puissance consommée par le compresseur en fonction du recouvrement sur un point 0/38 °C avec une vitesse au compresseur de 50%

4.3.3. Comparaison entre le cycle avec éjecteur et sans

Le Tableau 21 résume les résultats sur les différents points expérimentaux avec et sans éjecteur. Les résultats avec éjecteur présentés ici correspondent à des points pour lesquels le débit à l'évaporateur est fiable, avec la puissance frigorifique la plus proche du cycle sans éjecteur, et à leur haute pression optimale. Cette pression a été obtenue expérimentalement, avec différents essais à différentes pressions. Les points présentés sur le cycle avec injection de vapeur correspondent aux points obtenus avec l'algorithme du constructeur pour le calcul de la pression optimale.

Le by-pass de l'échangeur de chaleur interne est ouvert. La puissance frigorifique du cycle avec éjecteur est inférieure à la puissance frigorifique du cycle sans éjecteur. Une augmentation de la vitesse du compresseur ne permet pas une augmentation de la puissance frigorifique mais seulement de la puissance consommée. Une explication serait un sous dimensionnement de l'éjecteur limitant l'entraînement du fluide secondaire et donc la puissance frigorifique.

Les cycles avec des températures d'évaporation de 0 °C ont des COP supérieurs tandis que les cycles avec des températures d'évaporation de -20 °C ont des COP inférieurs au cycle sans éjecteur. Une explication serait que la haute pression est plus élevée avec éjecteur en raison du besoin d'aspirer un fluide à plus basse pression au niveau de l'éjecteur. Cela ne permet pas d'obtenir des puissances frigorifiques aussi élevées que dans le cycle sans éjecteur. Cette tendance (pression optimale plus élevée à température d'évaporation négative) n'a pas pu être vérifiée pour le point -20/50 °C à cause de la limite de la machine au niveau de la température de sortie du deuxième étage. Cependant cette explication est difficile à prouver.

Température de source froide (°C) /Température de source chaude (°C)	-20/30		-20/38		-20/50	
	Injection de vapeur	Éjecteur	Injection de vapeur	Éjecteur	Injection de vapeur	Éjecteur
COP	1,08	0,87	0,94	0,59	0,73	0,52
Puissance frigorifique (W)	7077	6790	6699	3226	5849	2716
Puissance consommée (W)	6582	7839	7111	5504	7959	5184
Vitesse du compresseur (%)	72	50	72	50	72	50
Haute pression optimale (bar)	88,3	90,0	103,6	120,5	125,6	116,6

Température de source froide (°C) /Température de source chaude (°C)	0/30		0/38		0/50	
	Injection de vapeur	Éjecteur	Injection de vapeur	Éjecteur	Injection de vapeur	Éjecteur
COP	1,25	1,29	1,09	1,24	0,89	1,18
Puissance frigorifique (W)	11497	9510	10849	8939	9256	5953
Puissance consommée (W)	9226	7399	9991	7180	10377	5039
Vitesse du compresseur (%)	96	65	96	60	72	45
Haute pression optimale (bar)	104,3	95,4	123,5	107,0	127,9	109,4

Tableau 21 Comparaison entre le COP, la puissance frigorifique, la puissance consommée, la vitesse du compresseur et la pression optimale du cycle avec éjecteur+échangeur de chaleur interne et avec injection de vapeur

Le Tableau 22 présente les rendements de l'éjecteur sur les différents points de fonctionnement précédents. Les valeurs sont de l'ordre de celles obtenues par Elbel & Hrnjak, 2008. Les rendements au niveau de l'éjecteur ne sont pas plus faibles pour les températures négatives. Il semblerait donc que l'éjecteur fonctionne correctement sur ces points mais que le cycle ne soit pas efficace.

Température de source froide (°C) /Température de source chaude (°C)	-20/30	0/30	-20/38	0/38	0/50
Rendement de l'éjecteur	0,19	0,21	0,15	0,17	0,12

Tableau 22 Rendements de l'éjecteur sur différents points de fonctionnement

Conclusions

Le banc d'essai fonctionne et permet de tester l'intégralité des conditions de l'étude. Une première phase de tests a permis de mettre en place les protocoles d'essais voulus et de créer la base de données permettant de comparer le cycle avec et sans éjecteur.

Deux phases d'essais avec éjecteur ont été menées. L'éjecteur avec aiguille permet de piloter la haute pression tandis que la vanne à la basse pression modifie la surchauffe en sortie d'évaporateur et fixe le recouvrement. L'échangeur de chaleur interne permet d'augmenter les performances du système, cependant l'élévation de température au niveau du compresseur peut engendrer une détérioration de ses performances ou de l'huile. Le séparateur d'huile installé sur l'unité fonctionne partiellement, de l'huile en quantité non négligeable a été retrouvée au sein du circuit et a été observée en sortie d'évaporateur. Cette huile diminue le nombre de points pour lesquels une analyse complète du cycle peut être effectuée.

Le cycle avec éjecteur permet d'augmenter le COP pour une température d'évaporation de 0 °C, l'amélioration des performances s'accroît avec la température de 2,4% à 32%. Cependant la puissance frigorifique est plus faible que pour le cycle sans éjecteur. Une augmentation de la vitesse du compresseur ne permet pas d'accroître la puissance frigorifique, seulement la puissance consommée.

Pour des températures d'évaporation de -20 °C, le COP du cycle chute de l'ordre de 30%. L'éjecteur semble moins bien fonctionner pour des températures d'évaporation négatives.

Une analyse exergétique pourrait aider à comprendre la raison de ces comportements et sera présentée dans le chapitre 6. Le chapitre 5 présente la validation des modèles expérimentaux avec les résultats présentés dans ce chapitre.

5. Validation des modèles numériques

Les modèles numériques peuvent être validés par rapport aux résultats expérimentaux présentés dans le chapitre 4. Cette section va présenter la comparaison entre les valeurs expérimentales et numériques. Ces validations auront lieu sur des points issus de régimes stables. La validation des modèles sur un changement de régime dynamique n'a pas été mise en place. Lors de l'utilisation de données issues des essais avec éjecteur, seuls ceux pour lesquels on connaît le débit et l'enthalpie en sortie d'évaporateur seront retenus.

5.1. Vannes de détentés

Les modèles des vannes de détente ont été validés en mode « avec injection de vapeur ». Cela correspond à un domaine de fonctionnement compris entre 80 à 320 kg/h pour le débit massique, et 40 à 60 bar pour les pertes de charge. Leur domaine d'ouverture est différent, la vanne basse pression a tendance à être plus fermée que la vanne haute pression (5-40% contre 40-80% de taux d'ouverture).

Les Figure 93 et Figure 94 représentent le coefficient de perte de charge k_v des vannes de détente en fonction du degré d'ouverture de celles-ci. Le coefficient de perte de charge suit une loi linéaire en fonction de l'ouverture de la vanne de détente. À partir de celle-ci et du degré d'ouverture donné par le logiciel constructeur, il est possible de calculer la perte de charge à travers une vanne de détente en connaissant le débit, la pression et l'enthalpie à l'entrée de la vanne (équation 5.1). La pression et l'enthalpie permettent de calculer la masse volumique en entrée grâce au logiciel REFPROP.

$$\dot{m} = k_v(2\rho\Delta P)^{1/2} \quad 5.1$$

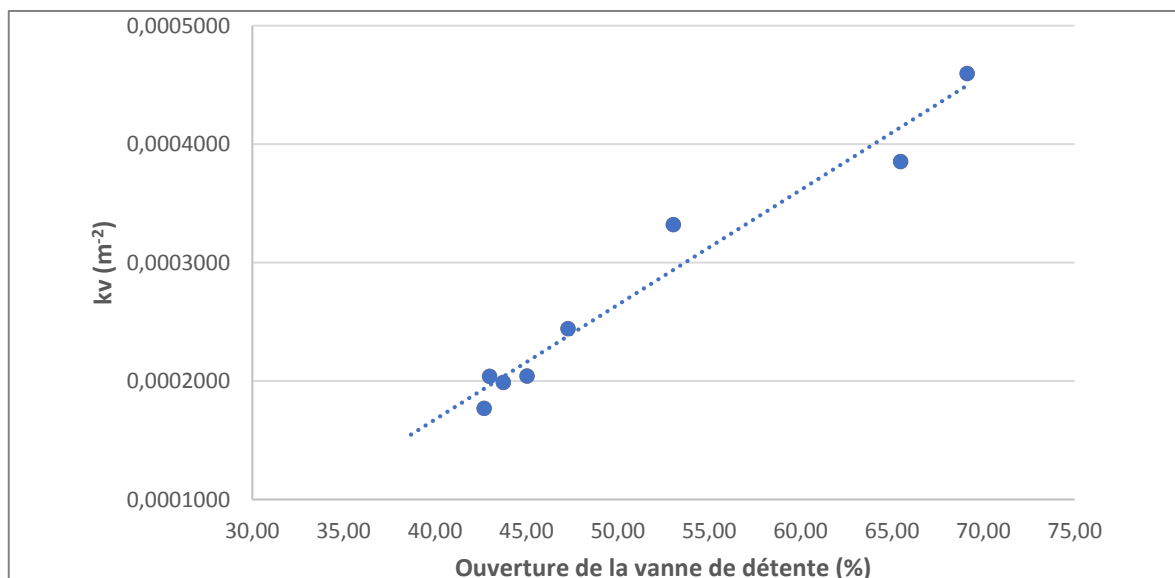


Figure 93 Evolution du coefficient de perte de charge en fonction de l'ouverture de la vanne de détente haute pression

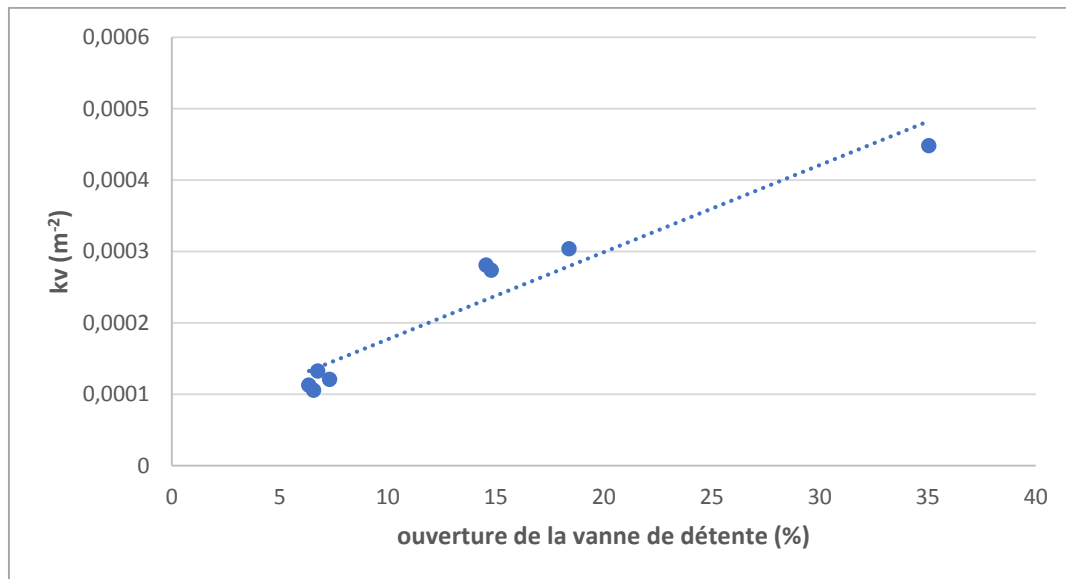


Figure 94 Evolution du coefficient de perte de charge en fonction de l'ouverture de la vanne de détente basse pression

Les pertes de charge sont calculées avec un écart maximal de 7%. En se rappelant de l'incertitude des mesures, les pertes de charge sont connues avec une incertitude de 1%, le débit de 0,75%, et la précision du capteur de pression et de température entraîne une incertitude dans le calcul de la masse volumique de 0,8%. L'erreur relative issue des capteurs sur le calcul de la perte de charge est de 2,6%. L'erreur de calcul des pertes de charge est donc supérieure à l'erreur relative issue des mesures mais reste assez faible. Les coefficients vont être considérés comme validés sur le domaine de débit de 80 à 320 kg/h pour une pression comprise entre 75 et 130 bar.

Le séparateur liquide vapeur n'a pas subi de validation. Celui-ci ne peut être validé que par rapport à son modèle dynamique. La modélisation dynamique n'a pas encore été testée faute de temps, elle sera effectuée ultérieurement.

5.2. Échangeurs thermiques

La validation du modèle des échangeurs est effectuée sur les essais sans éjecteur. Une validation sur le cycle avec éjecteur serait partiellement redondante, le domaine de travail des échangeurs sur le cycle avec éjecteur étant en partie compris dans le domaine de travail du cycle sans éjecteur. Les zones non comprises dans le domaine de validation sont pour les pressions et températures les plus élevées (proche de 130 °C) que peut atteindre le cycle avec éjecteur quand le by-pass de l'échangeur de chaleur interne est fermé et pour les points avec une enthalpie proche de la saturation en entrée évaporateur. Pour l'évaporateur, des points à faibles enthalpies ont été testés et aucune anomalie n'a été détectée.

Le Tableau 23 présente les écarts sur la puissance frigorifique entre les mesures et le modèle obtenus à l'évaporateur, refroidisseur de gaz et désurchauffeur. Lors de ces simulations le débit, l'enthalpie et la pression en entrée de l'échangeur sont fixés. Le nombre de mailles par passe de tube est fixé à dix. Le tube en lui-même a une discrétisation spatiale plus importante, dépendant du nombre de passes de celui-ci.

Point (°C)	-20/30	0/30	-20/38	-20/50	-30/38
Écart sur la puissance frigorifique (%)	-1,88	-2,75	-2,12	-2,70	-1,79
Écart sur la puissance au désurchauffeur (%)	9,24	6,70	10,74	0,35	-5,02
Écart sur la puissance au refroidisseur de gaz (%)	2,00	3,26	-0,80	11,83	-3,35

Tableau 23 Comparaison entre la puissance échangée expérimentale et numérique

À l'évaporateur cet écart reste inférieur à l'incertitude de calcul de la puissance frigorifique. La puissance frigorifique est calculée par le modèle avec une précision satisfaisante. Pour le refroidisseur de gaz et le désurchauffeur, les résultats numériques sont moins précis, notamment au niveau du désurchauffeur. Plusieurs hypothèses sont possibles pour expliquer la diminution de précision du modèle, malgré des modèles numériques semblables. Les pertes de charge aux refroidisseurs sont plus importantes que celles à l'évaporateur, et ne sont pas prises en compte dans le modèle. L'environnement des refroidisseurs (physiquement proche du compresseur, avec une possible obstruction de l'écoulement d'air) peut être une autre possibilité. Le modèle considère que l'écoulement d'air en entrée des échangeurs est homogène. Une autre explication est qu'on ne peut pas mesurer aussi précisément les températures qu'à l'évaporateur.

La précision du modèle de l'évaporateur permet d'observer l'évolution de l'enthalpie du CO₂ le long de celui-ci. La Figure 95 représente cette évolution sur le point 0/38 °C pour le cycle sans éjecteur suivant les mailles. L'évaporateur comprend douze passes de tube donnant lieu avec la discrétisation spatiale à cent-vingt mailles.

L'évolution de l'enthalpie du fluide est presque linéaire jusqu'aux dix dernières mailles pour lesquelles l'enthalpie augmente plus lentement. Ce changement de pente correspond au fluide à l'état vapeur. La précision du modèle de l'évaporateur a un coût en termes de temps de calcul. Pour simuler 1 s de temps physique l'évaporateur il faut 60 s de temps CPU avec un processeur i3-4130 3,40 GHz. Le nombre de mailles de la discrétisation spatiale peut être diminué avec peu d'effets sur les résultats du modèle mais le ratio temps CPU par rapport au temps physique reste élevé.

L'échangeur de chaleur interne est en cours de validation. Les problèmes de fonctionnement de l'unité en mode éjecteur laissaient supposer un problème de fuites à son niveau lors des premières phases d'essais. Une validation de celui-ci n'était pas possible à ce moment.

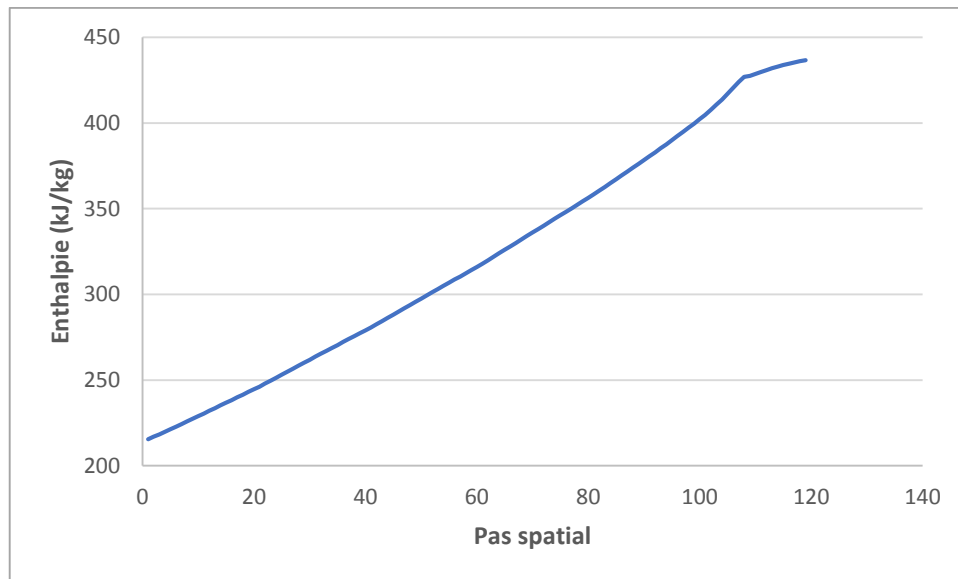


Figure 95 Enthalpie du CO₂ au niveau de l'évaporateur pour le point 0/38 °C

Le modèle d'évaporateur est validé, l'hypothèse de travail avec de l'air sec n'a pas joué de rôle significatif sur les performances du modèle. Pour les refroidisseurs, il faut prendre en compte les pertes de charge afin de vérifier si une augmentation de la précision est possible. Une limitation de l'utilisation de ces modèles reste leur temps de résolution. Pour une modélisation dynamique celui-ci est trop important.

5.3. Compresseur

Le modèle de Winandy s'appuie sur la détermination d'un ensemble de coefficients caractérisant les différentes évolutions lors du processus de compression (pertes de charge et échange thermique en entrée et sortie). Pour déterminer ceux-ci et en conservant l'idée que le modèle doit être calibré avec un nombre restreint d'essais, 6 points de travail ont été sélectionnés : -20/30 °C, -20/38 °C, -20/50 °C, 0/30 °C, 0/38 °C, 0/50 °C. Sur ces points le compresseur fonctionne avec une vitesse de rotation de 72% ou 96% par rapport à sa vitesse de rotation maximale. Ces points sont issus d'essais effectués en utilisant un cycle avec injection de vapeur, sans éjecteur.

La méthode mise en place pour déterminer ces coefficients consiste à effectuer une hypothèse sur un ensemble de paramètres du système, (volumes morts, débits de référence, diamètres d'entrée) pour calculer les coefficients d'échanges du système. Une fois ceux-ci identifiés, une loi exponentielle est mise en place pour les calculer en fonction du débit. Si la loi exponentielle ne permet pas de calculer les coefficients d'échange, un nouveau jeu de paramètres du système est identifié. La Figure 96 représente l'évolution des coefficients d'échange, en fonction du débit pour le second étage. Les coefficients suivent la loi exponentielle décrite dans le chapitre 3 : $UoA = UoA_{ref} \dot{m}^{0,8}$.

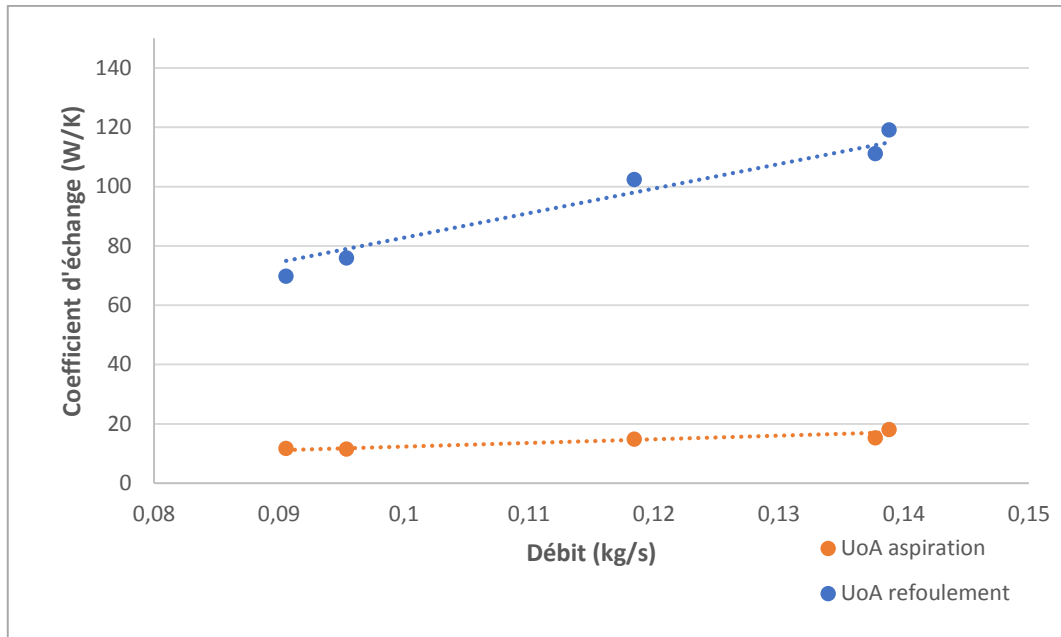


Figure 96 Coefficients d'échange du second étage en fonction du débit d'entrée

Les données géométriques du système sont déterminées par les équations suivantes,

$$d_{\text{entrée}} = 0,14 V_{\text{balayé}}^{0,33} \quad 5.2$$

$$d'_{\text{entrée}} = 0,15 V'_{\text{balayé}}^{0,33} \quad 5.3$$

$$V_{\text{mort}} = 0,082 V_{\text{balayé}} \quad 5.4$$

$$V'_{\text{mort}} = 0,14 V_{\text{balayé}} \quad 5.5$$

Le Tableau 24 présente les coefficients déterminés avec la phase d'essais et le Tableau 25 les données issues du constructeur.

\dot{W}_{nominal} (W)	α	$UoA_{\text{aspiration}}$ (W/K)	$UoA'_{\text{aspiration}}$ (W/K)	$UoA_{\text{refoulement}}$ (W/K)	$UoA'_{\text{refoulement}}$ (W/K)	UoA_{amb} (W/K)	\dot{m}_{ref} (kg/s)	\dot{m}'_{ref} (kg/s)
901	0,1119	529	123	578	819	36	0,0486	0,0697

Tableau 24 Coefficients déterminés pour le modèle de Winandy

$V_{\text{balayé}}$ (cm ³)	$V'_{\text{balayé}}$ (cm ³)	$d_{\text{entrée}}$ (mm)	$d'_{\text{entrée}}$ (mm)	Volume mort premier étage (cm ³)	Volume mort deuxième étage (cm ³)
56	27,2	5,28	4,46	4,59	3,81

Tableau 25 Caractéristiques géométriques du compresseur

Avec ces coefficients, sur les points issus des essais sans éjecteur, le débit est calculé par le modèle avec un écart maximal de 6% (Figure 97), la température est calculée avec un écart maximal de -7,4 °C en sortie du premier étage et de 6,5 °C au deuxième étage sur le point 0/50 °C. La puissance consommée est calculée avec un écart maximal de 2%.

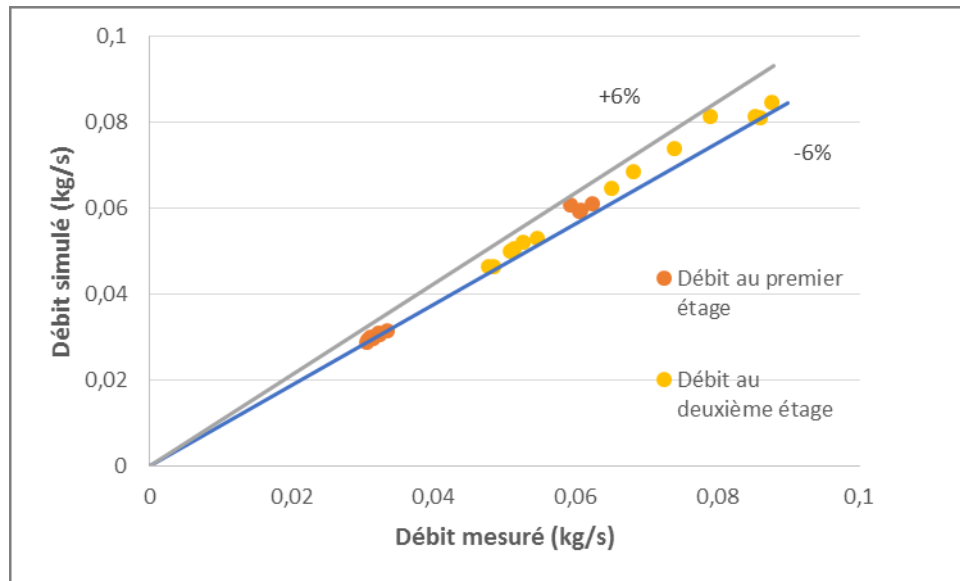


Figure 97 Débit simulé au compresseur comparé au débit mesuré expérimentalement sur le cycle avec injection de vapeur

Une seconde étape de validation est mise en place avec les essais comprenant l'éjecteur, les résultats sont résumés dans le Tableau 26. Les données d'entrées sont la pression et enthalpie en entrée des deux étages, la température extérieure et la vitesse du compresseur. La modification du point de fonctionnement entraîne une modification des conditions d'entrée comme cela a été traité dans le chapitre précédent.

Température évaporateur/extérieure (°C)	-20/38	0/38	0/50	-20/45
Ecart de température à la sortie deuxième étage (°C)	13	4	5	5
Ecart de température à la sortie du premier étage (°C)	25	12	9	27
Ecart de débit au deuxième étage (%)	-7	-3	-4	3
Ecart de débit au premier étage (%)	-13	-7	-9	-7
Ecart de la puissance consommée (%)	-3	-4	-7	10

Tableau 26 Ecart entre le modèle de Winandy et les résultats avec l'éjecteur et le by-pass fermé

Les écarts sont plus importants par rapport à ceux des points sans éjecteur. La température en sortie du premier étage est calculée de manière précise sauf pour le point -20/38 °C correspondant au débit le plus faible. Les températures en sortie de premier étage comportent un écart assez important, surtout pour le point -20/45 °C. Au niveau des débits l'erreur relative est inférieure à +/-13%. Ces écarts sont élevés mais la température en entrée de compresseur varie de 50 °C sur le point -20/38 °C entre les deux modes avec et sans éjecteur. Ce point sera considéré par la suite comme la limite de validité du modèle. Pour améliorer la précision du modèle de nouveaux coefficients auraient pu être définies avec les données expérimentales correspondant au fonctionnement avec éjecteur.

En observant les résultats donnés par celui-ci pour les points sans éjecteur, il est possible de calculer le rendement de la compression en comparant le travail utile de compression (travail isentropique des deux étages) et la puissance consommée (calculée par le modèle). Les notations se réfèrent à la Figure 98.

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{m}_{asp}(h_{ref2} - h_{asp2}) + \dot{m}_{asp'}(h_{ref2'} - h_{asp2'})}{\dot{W}_{consommée}} \quad 5.6$$

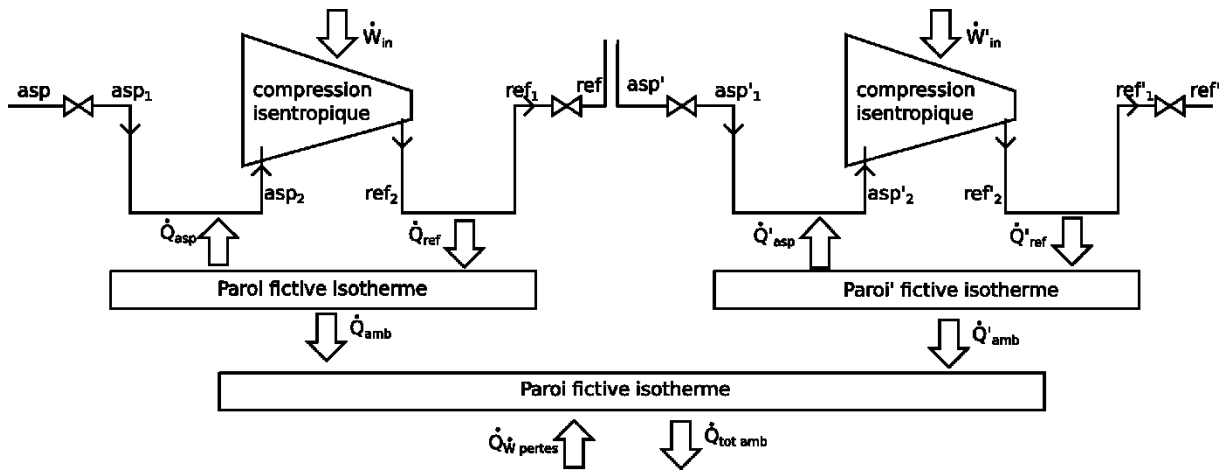


Figure 98 Schéma de principe du modèle de Winandy

La Figure 99 représente l'évolution du rendement en fonction de la puissance consommée.

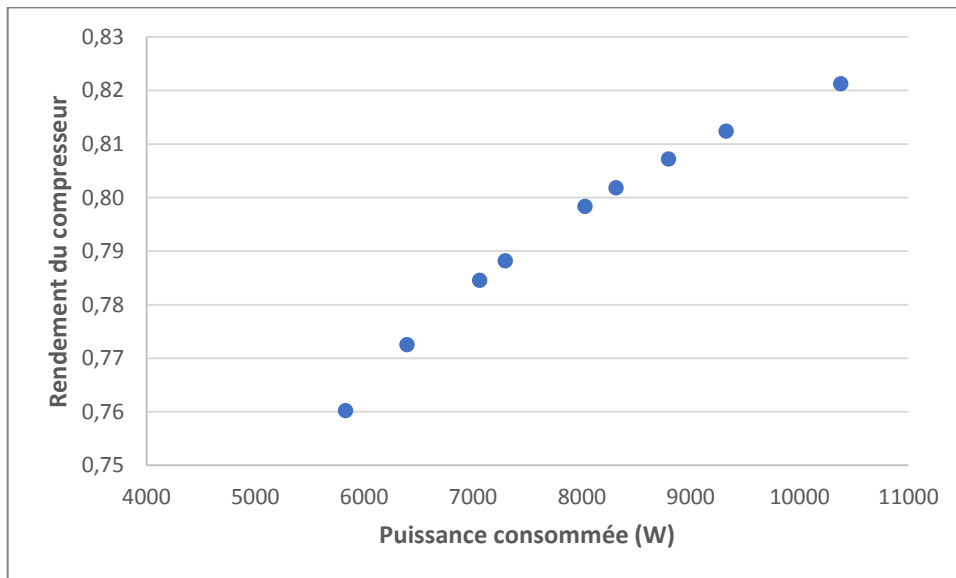


Figure 99 Evolution du rendement de compression en fonction de la puissance consommée

Le rendement augmente avec la puissance consommée au compresseur, il atteint son maximum pour la puissance correspondant au régime nominal. Ce comportement semble correct par rapport au fonctionnement d'un compresseur.

Ces différentes analyses indiquent que le modèle de compresseur est adéquat avec une limite pour les débits les plus faibles, et les conditions les plus éloignés de sa plage d'étude. Celle-ci est comprise entre -30 °C et 30 °C et entre 10 bar et 45 bar en entrée du premier étage. Le modèle s'appuyant sur une succession de transformations physiques, il est possible d'analyser le comportement du fluide au sein du modèle.

Les Figure 100 et Figure 101 représentent l'évolution du fluide au sein des deux étages pour une température d'entrée de 0 °C et de -20 °C sur des cycles sans éjecteur. Les notations représentées concernent le premier étage, la même notation peut être appliquée de manière analogue au deuxième étage.

Les pertes de charge à l'aspiration (asp-asp1) et au refoulement (ref1-ref) sont non négligeables, surtout au refoulement puisqu'elles sont de l'ordre de plusieurs bar (4 bar en sortie du deuxième étage pour une température extérieure de 50 °C). Les échanges thermiques sont importants (asp1-asp2, ref2-ref1), ceux-ci correspondent à une différence d'enthalpie plus importante que la compression isentropique. Les échanges thermiques sont plus faibles au deuxième étage, cela est dû au fluide entrant avec une température plus proche de la température des parois internes au deuxième étage qu'au premier. Les différences d'enthalpies entre asp1 et asp2 restent les mêmes pour les trois températures extérieures, l'échauffement du fluide au premier étage semble indépendant de la température extérieure.

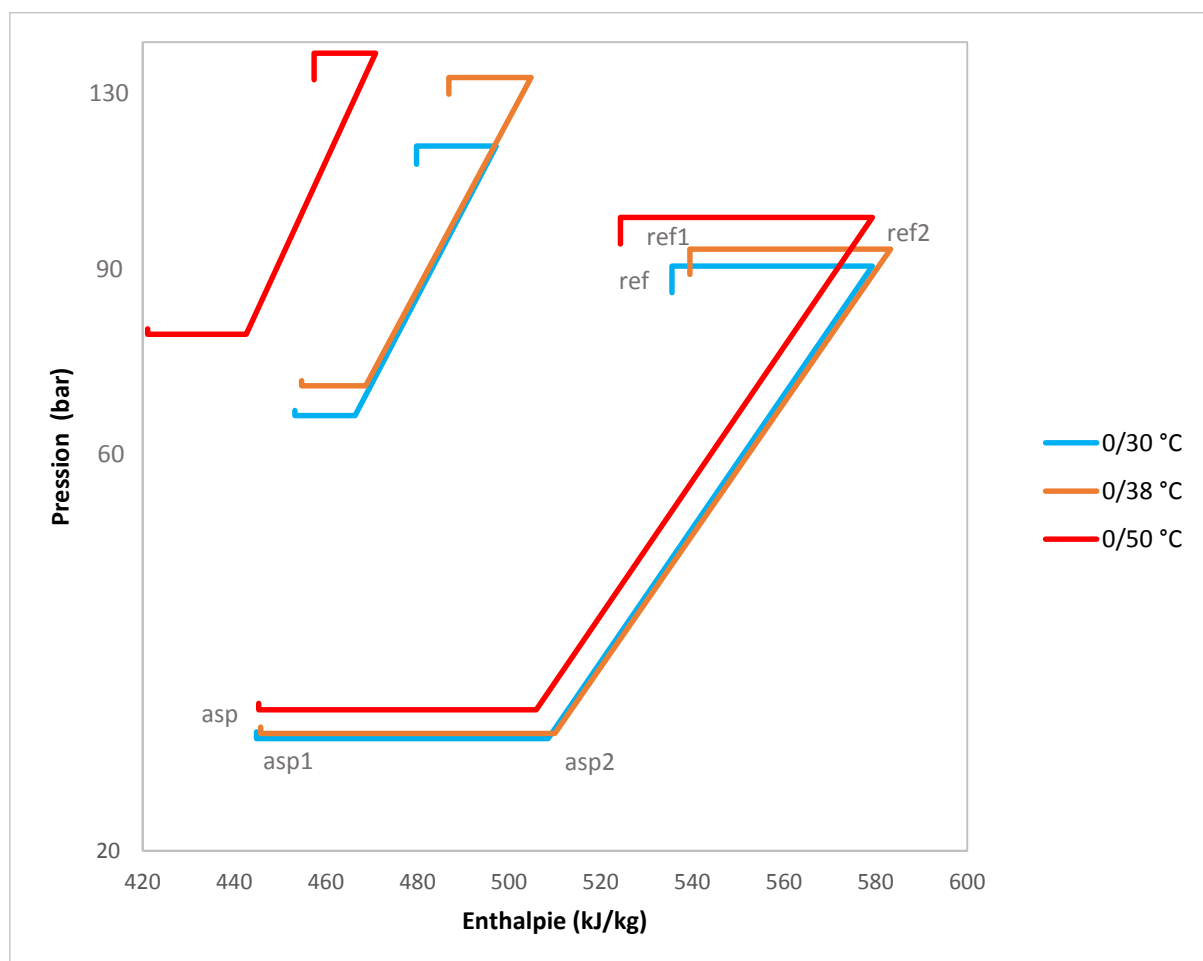


Figure 100 Diagramme pression enthalpie de l'évolution du fluide lors de la compression au sein du modèle pour une température d'entrée de 0 °C

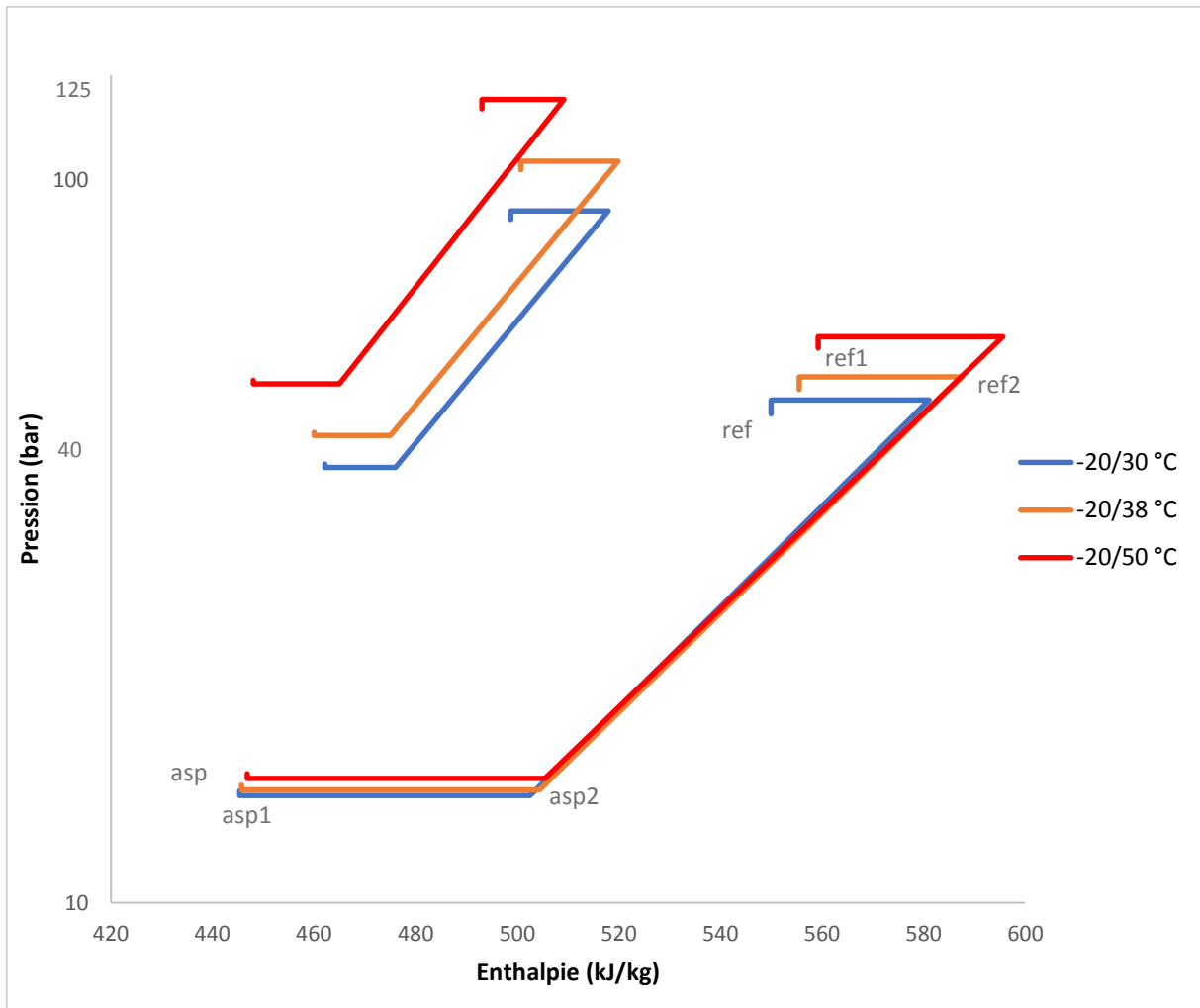


Figure 101 Diagramme pression enthalpie de l'évolution du fluide lors de la compression au sein du modèle pour une température d'entrée de -20 °C

Le modèle de compresseur est validé sur la plage d'étude suivante :

- Pour les températures extérieures de 30 à 50 °C ;
- Pour les températures en entrée de premier étage de -25 à 5 °C ;
- Pour une pression d'entrée au premier étage de 10 à 35 bar ;
- Pour une vitesse de rotation supérieure ou égale à 50% de sa vitesse maximale.

Pour augmenter la précision du modèle de nouveaux points pourraient être ajoutés à la calibration des coefficients, notamment pour des températures d'entrée du compresseur plus élevées.

5.4. Éjecteur

Pour identifier les rendements de l'éjecteur, seuls les points présentant un débit et une enthalpie d'entrée à l'évaporateur connus sont utilisés. Dans un premier temps la calibration des rendements s'est faite avec l'aiguille non insérée.

Ces restrictions étant mises en place, la plage d'étude de l'éjecteur est :

- Une pression primaire comprise entre 97 et 124 bar ;
- Une pression secondaire comprise entre 27 et 31 bar ;
- Un débit primaire compris entre 0,054 et 0,068 kg/s ;
- Un débit secondaire compris entre 0,035 et 0,046 kg/s ;
- Une température d'entrée primaire comprise entre 31 °C et 45 °C ;
- Une température d'entrée secondaire comprise entre -1 et 1 °C.

Sur cette plage l'entraînement varie de 0,51 à 0,77 le recouvrement de 1,09 à 1,21. Les modèles ne sont validés en fin de section. On cherche d'abord à décrire les transformations au sein de l'éjecteur, puis à décrire les rendements de ces différentes opérations avec des fonctions polynomiales. Les coefficients des polynômes sont déterminés par minimisation de l'erreur quadratique.

Les sections suivantes vont présenter l'identification du modèle zone par zone.

5.4.1. Convergent principal

Le fluide à haute pression entrant dans le convergent principal voit sa pression diminuer et sa vitesse augmenter, jusqu'à atteindre la vitesse massique maximale au col. Cette transformation est qualifiée par un rendement (chapitre 3.6).

La méthode itérative présentée dans la section 4 permet de calculer le rendement isentropique de la détente à travers le convergent. La condition de bouclage sur la conservation de la masse est respectée avec une tolérance de 0,3%.

Les rendements obtenus sont décrits par une loi polynomiale du septième degré à deux variables (pression et enthalpie réduites à l'entrée primaire de l'éjecteur). Cette loi est calibrée sur douze points, (équation 5.9). La pression et l'enthalpie sont adimensionnés avec les conditions du point critique (équation 5.7 et 5.8).

$$P_{red} = \frac{P}{P_{critique}} \quad 5.7$$

$$h_{red} = \frac{h}{h_{critique}} \quad 5.8$$

$$\eta_{conv} = a_{conv} + b_{conv} P_{red} + c_{conv} h_{red} + d_{conv} P_{red}^2 + e_{conv} h_{red}^2 + f_{conv} P_{red} h_{red} + g_{conv} P_{red}^2 h_{red} + h_{conv} P_{red} h_{red}^2 \quad 5.9$$

Cette équation permet de calculer le rendement avec une erreur maximale de 1%. La Figure 102 présente cette erreur, le rendement « calculé » étant issu de la formule 5.9 et le rendement « simulé », du processus itératif. Le rendement du convergent reste compris entre 0,55 et 1. La valeur la plus faible correspond à l'enthalpie d'entrée la plus faible. Ces rendements sont de l'ordre de ceux avancés par (Cardemil & Colle, 2012) ou (Liu & Groll, 2013).

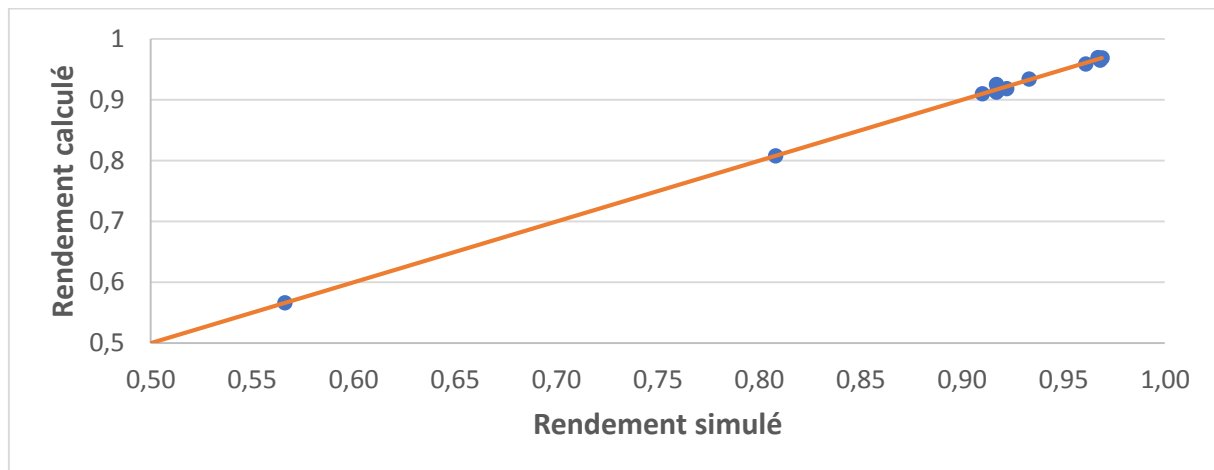


Figure 102 Rendement du convergent calculé en fonction du rendement de convergent simulé

La vitesse au col varie de 80 à 120 m/s, pour une pression comprise entre 59 et 70 bar. L'écoulement devient supersonique après le col. Les valeurs les plus faibles correspondent à l'enthalpie d'entrée la plus faible mais l'enthalpie la plus élevée ne correspond pas à la vitesse ou la pression au col la plus élevée.

Le modèle du convergent semble validé.

5.4.2. Divergent principal

Après avoir traversé le col et atteint une vitesse supersonique, le fluide traverse un divergent, où sa pression diminue et sa vitesse augmente. En sortie de divergent le fluide continue son expansion jusqu'à atteindre la pression du fluide secondaire. Cette transformation est aussi décrite avec un rendement isentropique. La condition de convergence est la conservation de la masse. Celle-ci est vérifiée avec une tolérance de 1%.

Le rendement est de nouveau décrit avec une fonction polynomiale mais en plus de la pression et de l'enthalpie au col, la vitesse est aussi un paramètre pris en compte et est adimensionnée avec une valeur de référence U_{ref} (équation 5.10), définie comme la vitesse du son pour une pression de 75 bar et une température de 303,15 K.

$$U_{red} = \frac{u}{U_{ref}} \quad 5.10$$

$$\eta_{div} = a_{div} + b_{div} P_{red} + c_{div} h_{red} + d_{div} P_{red}^2 + e_{div} h_{red}^2 + f_{div} P_{red} h_{red} + g_{div} P_{red} U_{red} + h_{div} U_{red} + i_{div} U_{red}^2 \quad 5.11$$

La Figure 103 présente l'écart entre le rendement « simulé » déduit des essais et le rendement « calculé » avec la formule 5.11. Cet écart est au maximum de 1,14%. Le rendement est compris entre 0,35 et 0,60. Le rendement minimal ne correspond pas à l'enthalpie, vitesse ou pression minimale au col.

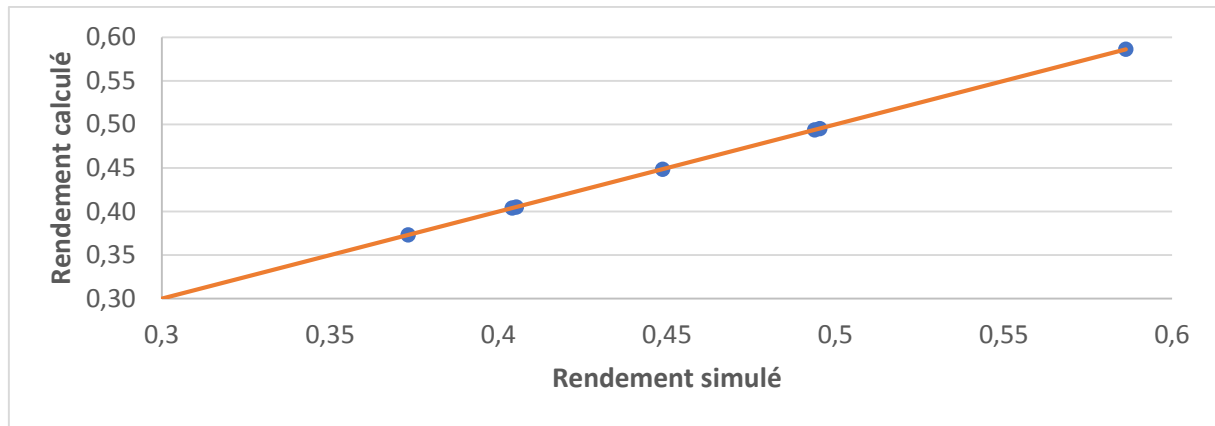


Figure 103 Rendement de divergent calculé en fonction du rendement de divergent simulé

5.4.3. Aspiration du fluide secondaire

Le fluide secondaire est aspiré par le fluide primaire, il atteint sa vitesse supersonique à la traversée de sa section de passage la plus faible : au niveau de la fin du divergent fictif du fluide primaire. Cette aspiration est qualifiée avec un rendement isentropique, tandis que sa section de passage en 1' est calculée avec l'équation 5.12. $A_{p1'}$ (section de passage du primaire) est donné par le rapport ϕ (défini avec la formule 3.47). La zone divergente réelle est limitée physiquement par une paroi métallique, et la zone fictive ne l'étant pas. Ces deux expressions sont calculées à l'aide d'une fonction polynomiale dont les coefficients sont déduits des essais (équations 5.13 et 5.14). La condition de convergence de la simulation est située sur la conservation de la masse pour les deux fluides, la tolérance est de 4%. Cette tolérance est assez élevée, mais la méthode se base sur le calcul de la vitesse sonique du fluide secondaire et celle-ci n'est pas connue précisément, comme présenté dans le chapitre 4.

$$A_{p1'} + A_{s1'} = A_2 \quad 5.12$$

$$\phi = a_{section} + b_{section} P_{red} + c_{section} h_{red} + d_{section} h_{s red} + e_{section} h_{red}^2 + f_{section} P_{red} h_{s red} + g_{section} h_{s red}^2 \quad 5.13$$

$$\eta_{asp} = a_{asp} + b_{asp} P_{red} + c_{asp} h_{red} + d_{asp} P_{red}^2 + e_{asp} h_{red}^2 + f_{asp} P_{red} h_{red} + g_{asp} P_{red} U_{red} + h_{asp} U_{red} + i_{asp} U_{red}^2 \quad 5.14$$

La Figure 104 présente l'écart entre le rendement isentropique d'aspiration « calculé » par la formule 5.14 et celui « simulé » par la méthode itérative. L'écart maximal est de 2% pour un point mais les autres points ont des écarts inférieurs au pourcent. Les rendements sont faibles comparés aux rendements du convergent principal. Une explication possible serait une génération de gouttes au niveau de l'aspiration avec la diminution de la pression, et une perturbation de l'écoulement à cause de la transformation.

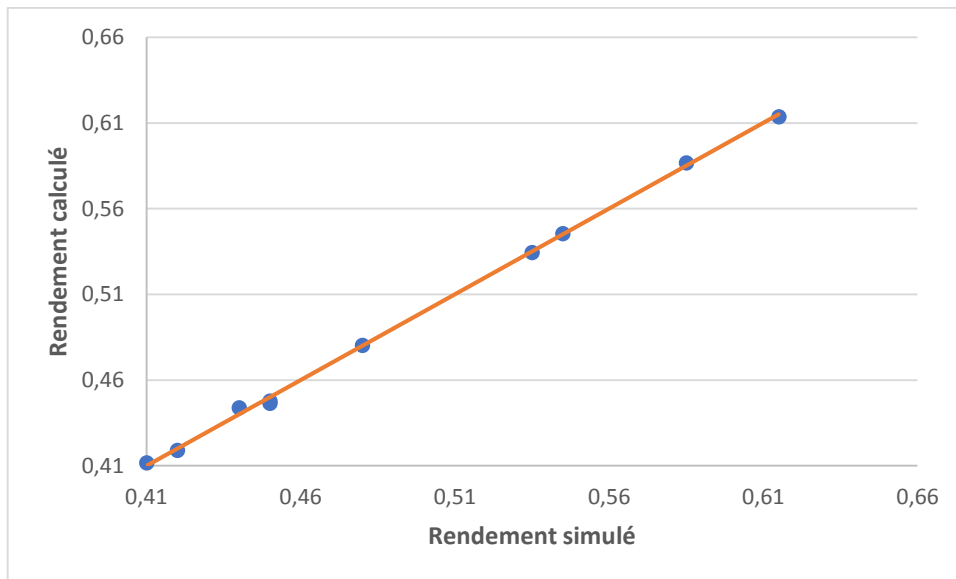


Figure 104 Rendement d'aspiration calculé en fonction du rendement d'aspiration simulé

La Figure 105 représente l'écart de la même manière que précédemment mais pour le rapport des sections. L'écart maximal est de 0,5%, le rapport est compris entre 0,43 et 0,50. Au point 2 la pression commune des deux fluides varie entre 8 et 10 bar. Il s'agit de sa valeur minimale. Le fluide secondaire a atteint sa vitesse maximale située entre 200 et 215 m/s sur les différents points étudiés.

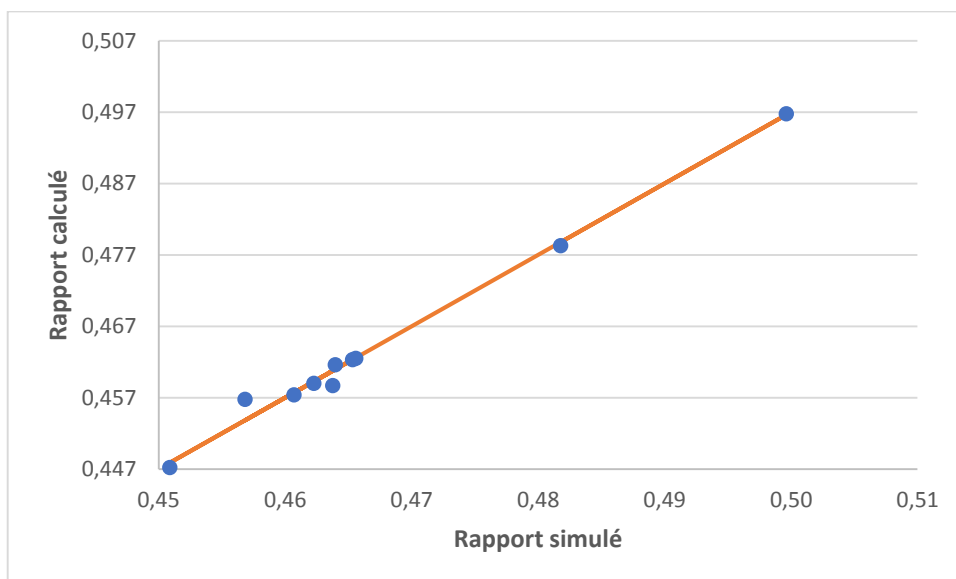


Figure 105 Rapport des surfaces calculés en fonction du rapport des surfaces simulées

5.4.4. Diffuseur

Au niveau du diffuseur, l'augmentation de pression du fluide est décrite par un rendement isentropique. La méthode itérative pour le mettre en place converge avec une tolérance de 4% sur la conservation de la masse.

Ce rendement suit lui aussi une loi polynomiale dont les coefficients sont déduits des essais (équation 5.16)

$$\eta_{diff} = a_{diff} + b_{diff} P_{red} + c_{diff} h_{red} + d_{diff} P_{red}^2 + e_{diff} h_{red}^2 + f_{diff} P_{red} h_{red} \quad 5.16$$

La Figure 106 permet de vérifier l'adéquation du polynôme. L'écart est au maximum de 1%. Ces rendements sont faibles, inférieurs à 0,50 et la littérature a tendance à mettre en avant des rendements plus importants. Une possibilité est que le changement d'état diminue les performances du diffuseur.

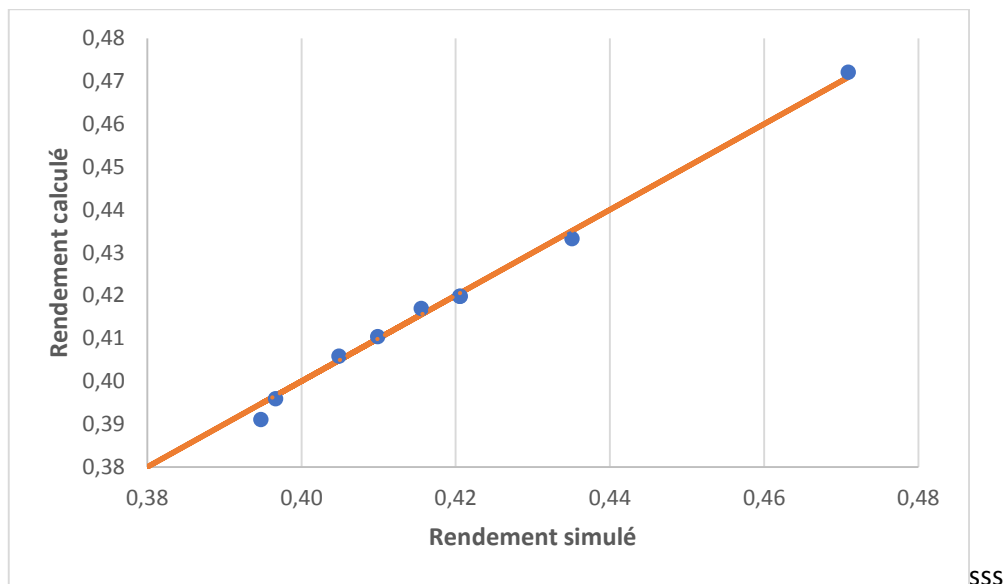


Figure 106 Rendement du diffuseur calculé en fonction du rendement du diffuseur simulé

5.4.5. Critique du modèle

Des polynômes ont pu être mis en place afin d'identifier les rendements au sein de l'éjecteur mais une validation des modèles est difficile sans avoir de mesures au sein de l'éjecteur. L'observation des pressions et vitesses calculées par le modèle permettra de vérifier si le comportement attendu est observé. La Figure 107 présente l'évolution de la pression au sein de l'éjecteur sur un point 0/38 °C. La Figure 108 représente l'évolution de la vitesse sur le même point. Les abscisses correspondent à la notation des modèles. Pour le fluide secondaire la pression et vitesse en c correspond au fluide en sortie d'évaporateur.

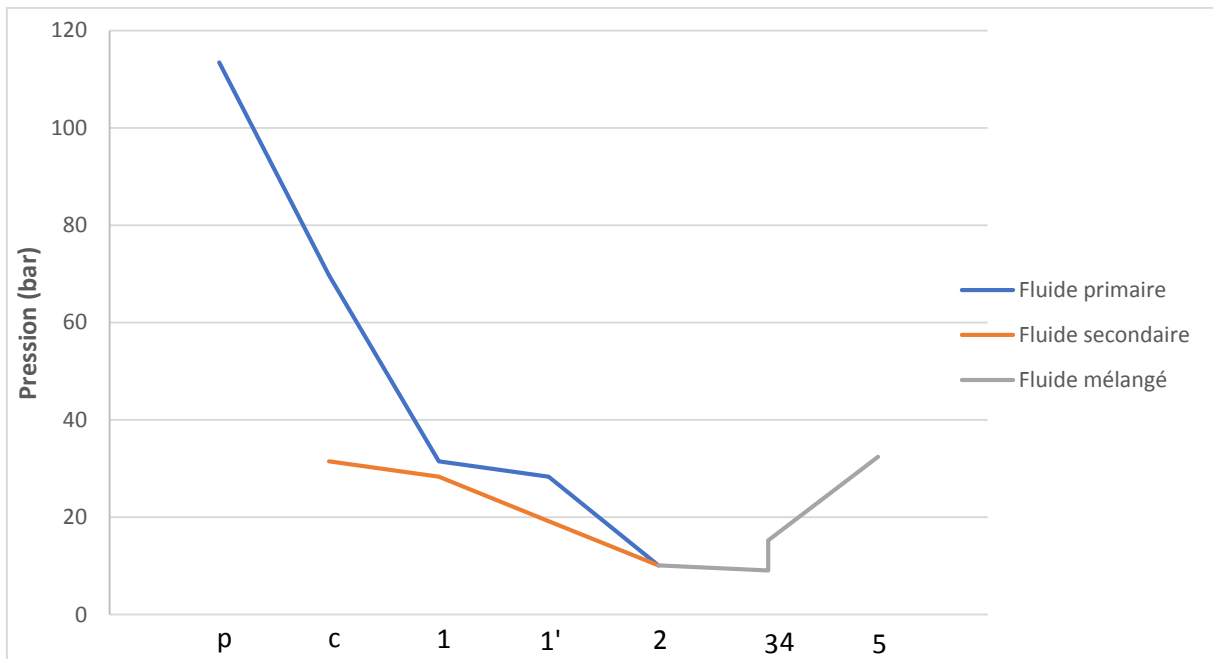


Figure 107 Evolution de la pression au sein de l'éjecteur d'après le modèle

Pour la pression, le fluide primaire subit bien une détente jusqu'à une valeur inférieure à la pression de l'évaporateur en 1. La différence de pression est assez faible. La détente du fluide primaire après le divergent est faible. Lors du mélange (entre 2 et 3) la pression reste constante. La différence de pression à l'onde de choc est plus faible que l'augmentation de pression au diffuseur. Par comparaison avec l'analyse CFD du chapitre 2, la pression modélisée ne descend pas à une valeur si basse.

Pour la vitesse, celle du fluide secondaire est proche de la vitesse du son en 1, avant de l'atteindre en 1'. La diminution de vitesse au cours du mélange (2 à 3) est faible, au contraire de la diminution au sein du diffuseur.

Le modèle semble prédire des vitesses et pressions plus extrêmes que l'analyse CFD. Les faibles rendements isentropiques au niveau du diffuseur, et les différences avec la CFD semblent indiquer que le modèle présente des résultats éloignés de la réalité au sein de l'éjecteur.

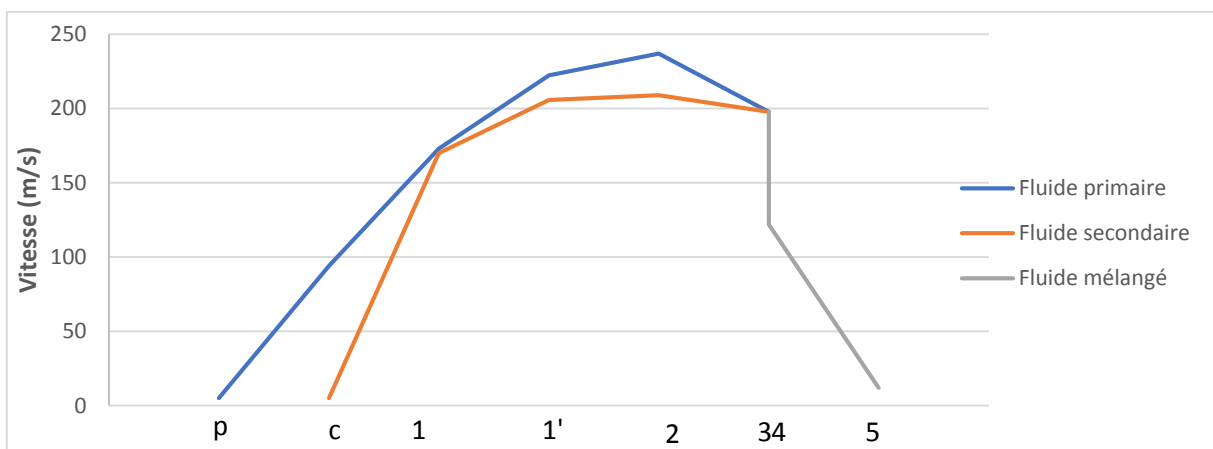


Figure 108 Evolution de la vitesse au sein de l'éjecteur d'après les modèles

Le modèle complet a été validé sur treize points où l'aiguille est retirée. La pression d'entrée primaire est comprise entre 95 et 122 bar, la pression d'entrée secondaire est comprise entre 23,16 et 30,62 bar pour des taux d'entraînement entre 0,44 et 0,57 et des pressions de recouvrement entre 1,01 et 1,10. Ces conditions correspondent à des températures extérieures de 30 °C à 50 °C et à différentes positions du by-pass, pour une température d'évaporation de 0 °C. Le problème de gestion d'huile ne permet pas de valider le modèle sur des points à -20 °C.

Le débit secondaire et l'entraînement sont calculés avec une précision de 10%, ainsi que la pression d'entrée (Figure 109 et Figure 110). La pression de sortie et le recouvrement peuvent être calculés avec une précision de 12% (Figure 112). Ses valeurs sont supérieures à celles obtenues par les études de (Cardemil and Colle 2012; Liu and Groll 2013) mais la pression d'entrée primaire est plus élevée, et la plage de pression plus grande de 81 à 100,2 bar pour 90,8 à 126 bar.

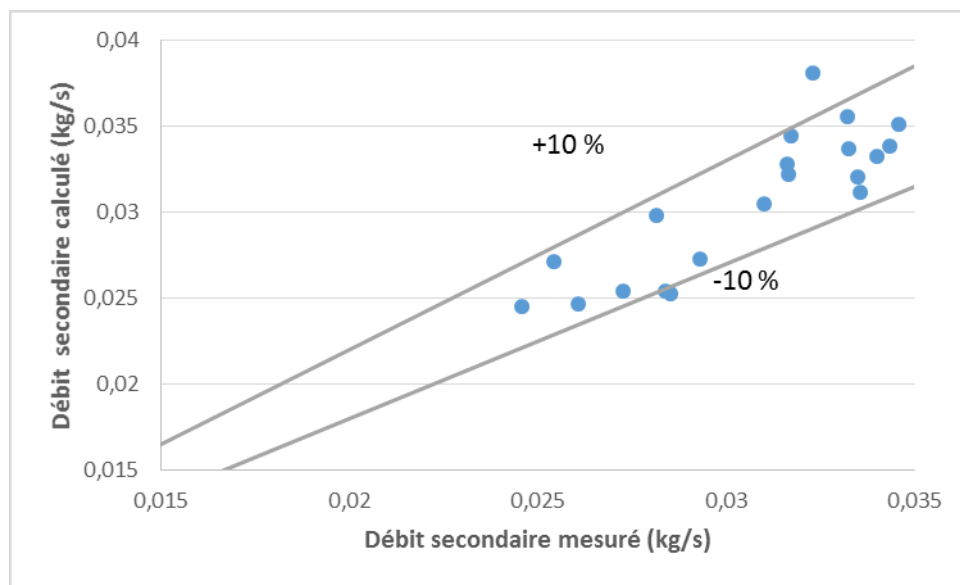


Figure 109 Validation du calcul du débit secondaire

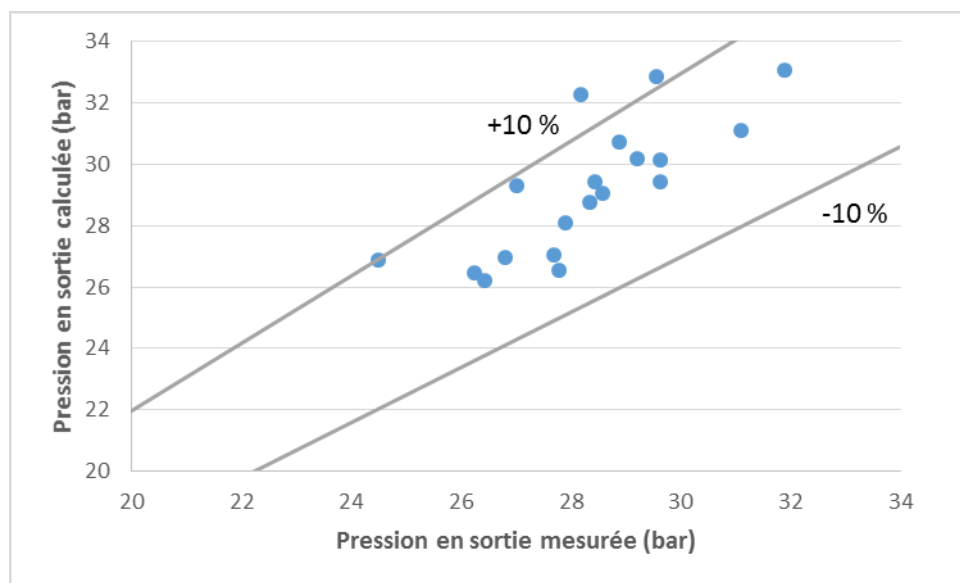


Figure 110 Validation du calcul de la pression en sortie d'éjecteur

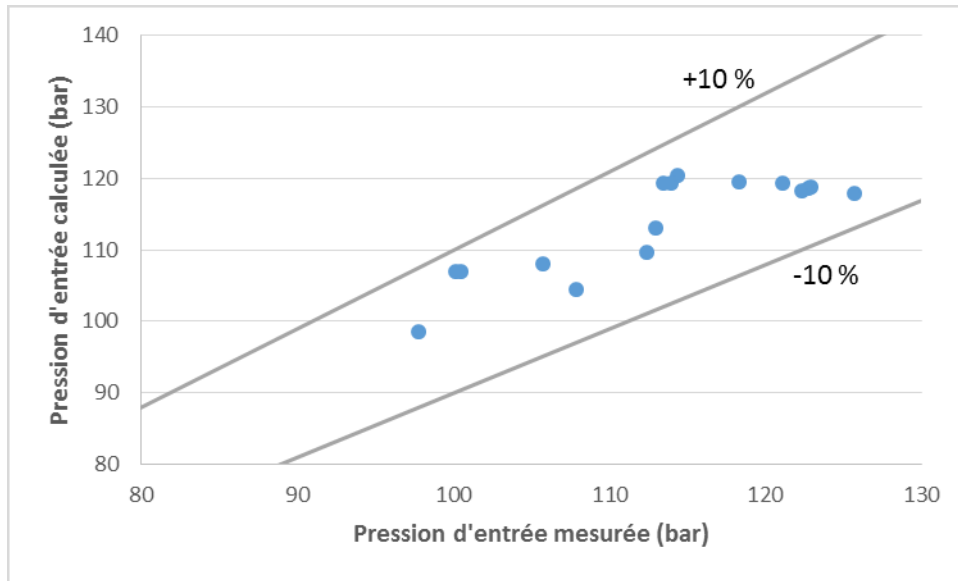


Figure 111 Validation du calcul de la pression en entrée primaire

Conclusions

Dans ce chapitre, la calibration des modèles et/ou leur validation a pu être mise en place. Le compresseur, évaporateur et vannes de détente sont validés. Les refroidisseurs de gaz et intermédiaire donnent des résultats intéressants, mais il manque un modèle de perte de charge pour prendre en compte celle-ci. Le compresseur donne des résultats corrects, jusqu'à la limite de son domaine de calibration. La validité de ce dernier permettra de l'utiliser lors des bilans exergetiques de la section suivante

Les rendements de l'éjecteur ont été identifiés, ils suivent des lois polynomiales. Cependant les évolutions physiques décrites sont différentes de celle de la CFD. Il semble que, même précis, le modèle, ne permet pas de modéliser le comportement interne de l'éjecteur.

6. Analyse exergetique

L'installation de l'éjecteur et de l'échangeur de chaleur interne, a pour but d'augmenter les performances du système au CO₂. Une analyse énergétique de celui-ci a permis de comparer les puissances consommées et puissances frigorifiques. Cependant les modifications de conditions de travail ne permettent pas de comparer l'influence de l'éjecteur sur les différents composants du circuit. À l'évaporateur, l'augmentation de taux de liquide en entrée doit augmenter la puissance frigorifique, mais la diminution de débit, couplée à une augmentation de la pression en entrée entraîne sa diminution. De même la variation du débit et de l'enthalpie au compresseur, (due à l'absence d'injection de vapeur), modifie son point de fonctionnement. Les résultats présentés dans le chapitre 4 ont permis de comprendre les effets globaux sur le COP, mais pas de conclure si les composants travaillaient dans leurs conditions de fonctionnement optimales. Une analyse exergetique du cycle peut aider à comprendre l'impact de l'éjecteur sur celui-ci, et vérifier que les composants restent adaptés au nouveau circuit.

D'après le dictionnaire de l'institut international du froid (IIF), l'exergie est : « la notion qui permet de déterminer la quantité maximale (théorique) de travail qui peut être obtenue à partir de n'importe quelle forme d'énergie se trouvant dans un réservoir, dans un état donné d'équilibre thermodynamique, en utilisant une transformation (cycle) réversible qui fonctionne entre ce réservoir et le réservoir d'énergie disponible dans l'environnement (n'importe où et n'importe quand) à la pression et à la température ambiante. Autrement dit, c'est la part maximale de chaque forme d'énergie qui peut être transformée sans restriction en n'importe quelle autre forme d'énergie. »

La notion de comparaison avec un réservoir d'énergie disponible ambiant est importante. Le milieu extérieur est pris comme réservoir. Les essais ayant lieu pour différentes températures extérieures, il ne sera possible de comparer que les points dans les mêmes conditions ambiantes. Cette définition ne prend pas en compte la température de source froide, mais il ne serait pas judicieux de comparer un cycle refroidissant de l'air à 0 °C et à -20 °C, puisque cette température est fixée par les besoins de l'utilisateur. Il faudra donc comparer les cycles pour les mêmes températures de source chaude et froide. L'analyse exergetique pourrait permettre de conclure sur les comparaisons entre les performances des cycles avec et sans éjecteur sur un même point de fonctionnement (température d'évaporateur et extérieure identique).

L'analyse présentée dans cette étude correspond à une vision simplifiée, pour une application sur des systèmes ouverts, sans réactions chimiques, en régime permanent.

6.1. Notions d'exergie

Lallemand (Lallemand 2015) définit le travail maximal récupérable techniquement à partir d'un système Σ , comme le travail récupérable lors d'une évolution réversible du système Σ vers un état d'équilibre avec le milieu ambiant (équation 6.1) :

$$w_{max} = h_{t_0} - h_t - T_o(s_o - s) \quad 6.1$$

Avec :

- w_{max} , le travail massique maximal récupérable, (travail moteur considéré comme négatif) ;
- h_t , l'enthalpie massique totale (somme de l'enthalpie, de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle) ;
- s , l'entropie massique ;
- T_o , la température du milieu ambiant ;
- h_{t_0} et s_o , l'enthalpie et l'entropie massiques du système Σ à l'équilibre avec le milieu ambiant.

Dans cette étude, les termes de pesanteur et la variation de vitesse en entrée et sortie de chaque composant sont négligés, l'enthalpie totale est égale à l'enthalpie.

L'exergie massique du système est définie comme une valeur positive, et d'après la définition de l'IIF se met sous la forme de l'équation 6.2.

$$ex = -w_{max} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad 6.2$$

À partir de cette expression, une nouvelle grandeur est introduite, permettant de prendre en compte les irréversibilités d'une évolution, l'anergie massique (équation 6.3).

$$an = T_o(s - s_o) \quad 6.3$$

L'anergie représente la part de l'énergie d'un système qui ne pourra être convertie en énergie mécanique, lors d'une évolution vers un état d'équilibre avec le milieu ambiant.

Ces deux notions définies, il est possible d'appliquer un bilan exergétique à une évolution (1 à 2) en régime permanent, afin de connaître le travail maximal récupérable théorique de cette évolution (équation 6.4).

$$\dot{E}x = 0 = \dot{W} + \int \delta\dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) + \sum ex_i \dot{m}_i - \int T_o \frac{\delta\dot{Q}_{int}}{T} \quad 6.4$$

Avec

- $\dot{E}x$, la variation d'exergie au cours du temps du contenu du volume de contrôle, nulle en régime permanent ;
- $\dot{W} + \int \delta\dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)$, les échanges exergétiques accompagnant les échanges énergétiques à travers les parois, hors entrées sorties de matière ;
- $\sum ex_i \dot{m}_i$, les échanges exergétiques accompagnant les flux de matières ;
- $\int T_o \frac{\delta\dot{Q}_{int}}{T}$, les flux d'exergie dues aux irréversibilités internes du système. Certains auteurs écrivent ce terme $T_o \dot{S}_{gen}$ correspondant à l'entropie créée par dissipations internes.

Ainsi qu'un bilan anergétique, équation 6.5.

$$\dot{A}n = 0 = \sum an_i \dot{m}_i + \int \delta \dot{Q} \frac{T_o}{T} + \int \delta \dot{Q}_{int} \frac{T_o}{T} \quad 6.5$$

Avec

- $\dot{A}n$, la variation d'énergie au cours du temps, nulle en régime permanent ;
- $\sum an_i \dot{m}_i$, les flux d'énergie accompagnant les flux de matières ;
- $\int \delta \dot{Q} \frac{T_o}{T}$, les flux d'énergie accompagnant les flux de chaleur ;
- $\int \delta \dot{Q}_{int} \frac{T_o}{T}$, la transformation d'exergie en énergie due aux irréversibilités internes du système.

Le flux d'énergie accompagnant un échange de travail est nul. On peut dire que le travail mécanique (et les autres énergies dites « nobles ») sont de l'exergie pure.

À partir de la notion d'énergie il est possible de définir la production anergétique, $\dot{A}n_p$, liée à l'évolution (réelle) du système, par opposition à une hypothétique évolution idéale du même système, pour laquelle la production anergétique devrait être nulle. Elle peut être considérée comme une destruction d'exergie (équation 6.6).

$$\dot{A}n_p = \int \delta \dot{Q}_{int} \frac{T_o}{T} = \dot{W} + \int \delta \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) + \sum ex_i \dot{m}_i = - \left(\sum an_i \dot{m}_i + \int \delta \dot{Q} \frac{T_o}{T} \right) \quad 6.6$$

Dans le cas où les puissances thermiques sont échangées avec le milieu ambiant, (de manière directe ou indirecte), il est possible de considérer le terme de flux d'exergie dû à des échanges thermiques en production d'énergie par transfert thermique irréversible avec le milieu extérieur. Cette notion permet de qualifier la production anergétique comme globale avec l'équation 6.7.

$$\dot{A}n_{p \text{ globale}} = \int \delta \dot{Q}_{int} \frac{T_o}{T} - \int \delta \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) = \dot{W} + \sum ex_i \dot{m}_i = - \left(\sum an_i \dot{m}_i + \dot{Q} \right) \quad 6.7$$

Si l'évolution est adiabatique, la production anergétique globale est égale à la production anergétique, mais dans le cas inverse, il faut les différencier.

La comparaison entre la production anergétique d'un système et la puissance utile dans ce système (dans le cas d'un système frigorifique, la puissance frigorifique), permet de qualifier la puissance perdue à la suite des irréversibilités du système.

Une notion complémentaire, le rendement exergétique permet de qualifier le fonctionnement d'une machine par rapport à une machine idéale (réversible). Pour une unité frigorifique, il va s'agir du rapport entre la puissance minimale rapportée à la puissance réelle (équation 6.8). La puissance minimale correspond à la puissance que consommerait une machine réversible (idéale) pour fournir la même puissance frigorifique.

$$\eta_{ex} = \frac{\sum ex_i \dot{m}_i}{\dot{W}_{con}} \quad 6.8$$

Le flux d'exergie massique du système global ne va contenir que les termes d'échanges avec l'air comme cela est visible sur la Figure 112. En effet seul l'air entre et sort du système au niveau des échangeurs. L'expression devient l'équation 6.9 (en notant *evap* pour l'évaporateur, *d* pour le désurchauffeur et *rg* pour le refroidisseur de gaz).

$$\sum \dot{m} ex = \dot{m}_{air,rg} \left(h_{e rg air} - h_{s rg air} + T_o \left(s_{s rg air} - s_{e rg air} \right) \right) + \dot{m}_{air,ri} \left(h_{e d air} - h_{s d air} + T_o \left(s_{s d air} - s_{e d air} \right) \right) + \dot{m}_{air,evap} \left(h_{e evap air} - h_{s evap air} + T_o \left(s_{s evap air} - s_{e evap air} \right) \right) \quad 6.9$$

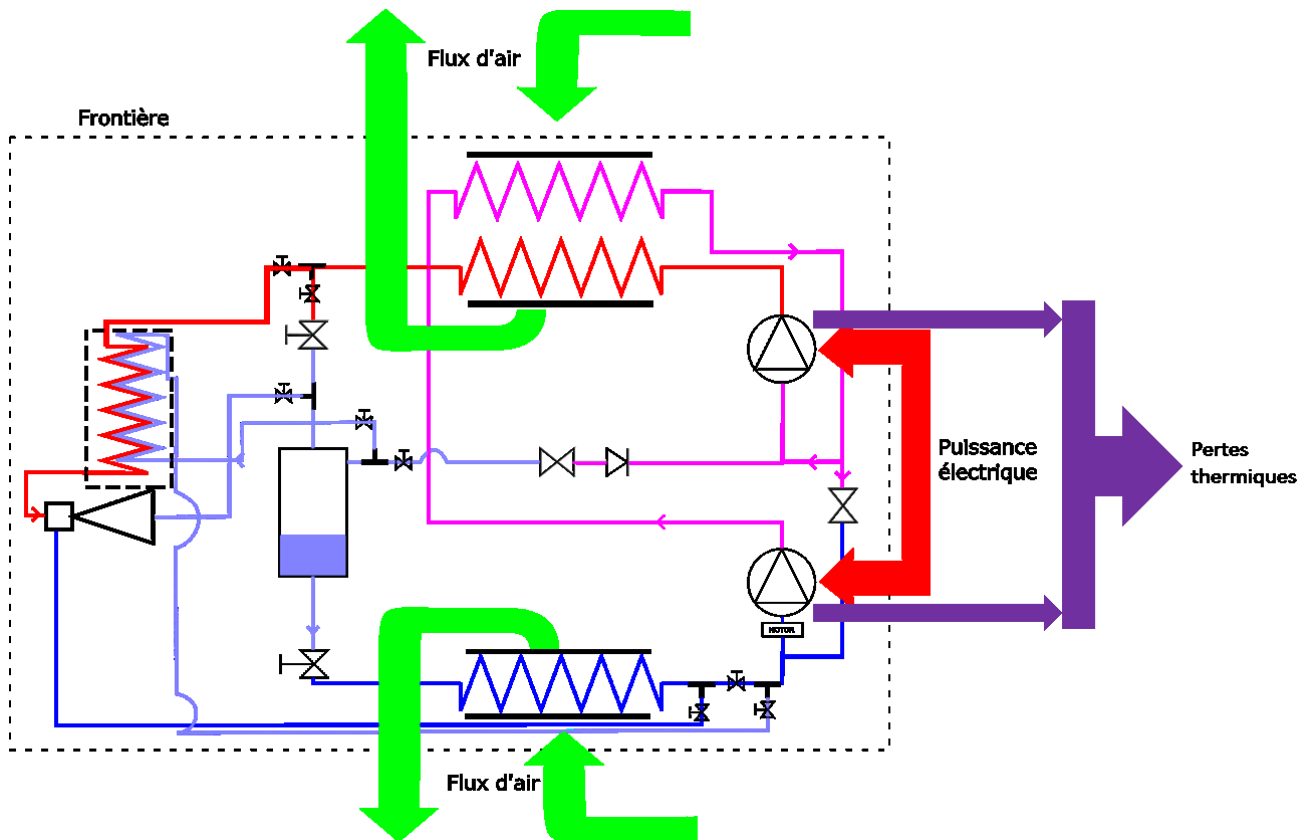


Figure 112 Système exergetique avec frontière et flux exergetique entrant et sortant

La destruction d'exergie globale va reprendre l'expression précédente, en rajoutant la puissance électrique échangée avec le milieu extérieur (consommée au compresseur (équation 6.10)).

$$\dot{A}n_p \text{ globale} = \dot{m}_{air,rg} \left(h_{e rg air} - h_{s rg air} + T_o \left(s_{s rg air} - s_{e rg air} \right) \right) + \dot{m}_{air,ri} \left(h_{e ri air} - h_{s ri air} + T_o \left(s_{s ri air} - s_{e ri air} \right) \right) + \dot{m}_{air,evap} \left(h_{e evap air} - h_{s evap air} + T_o \left(s_{s evap air} - s_{e evap air} \right) \right) + \dot{W}_{consommée} \quad 6.10$$

Les pertes thermiques avec le milieu extérieur au niveau du compresseur n'apparaissent pas dans le bilan global. L'échange se faisant avec le milieu extérieur, le terme $1 - \frac{T_o}{T}$ s'annule et la création d'exergie due à un échange avec le milieu extérieur disparaît.

Pour connaître la répartition des destructions d'exergie lors de l'évolution du système, la section suivante présentera le bilan exergetique au niveau de chaque composant.

6.2. Bilan exergetique des composants

6.2.1. Batteries à ailettes

Les échangeurs à ailettes sont adiabatiques avec le milieu extérieur, ils comportent deux entrées (e) et deux sorties (s), pour l'air et le CO₂.

Le transfert d'exergie par transfert de masse au niveau des échangeurs se met sous la forme de l'équation 6.11.

$$\sum ex_i \dot{m}_i = \dot{m}_{eCO_2} (h_{eCO_2} - T_o s_{eCO_2}) - \dot{m}_{sCO_2} (h_{sCO_2} - T_o s_{sCO_2}) + \dot{m}_e (h_{eair} - T_o s_{eair}) - \dot{m}_{sair} (h_{sair} - T_o s_{sair}) \quad 6.11$$

Pour un régime de fonctionnement stable, les débits entrants et sortants sont égaux. L'expression 6.11 devient l'équation 6.12.

$$\sum ex_i \dot{m}_i = \dot{m}_{CO_2} (h_{eCO_2} - h_{sCO_2} + T_o (s_{sCO_2} - s_{eCO_2})) + \dot{m}_{air} (h_{eair} - h_{sair} + T_o (s_{sair} - s_{eair})) \quad 6.12$$

Le premier principe (en négligeant les termes de pesanteur et de vitesse, sur un régime stable en considérant l'échangeur adiabatique) appliqué aux échangeurs permet d'écrire l'expression 6.13.

$$\dot{m}_{CO_2} (h_{eCO_2} - h_{sCO_2}) + \dot{m}_{air} (h_{eair} - h_{sair}) = 0 \quad 6.13$$

L'équation 6.13 devient l'équation 6.14.

$$\sum ex_i \dot{m}_i = \dot{m}_{CO_2} (T_o (s_{sCO_2} - s_{eCO_2})) + \dot{m}_{air} (T_o (s_{sair} - s_{eair})) \quad 6.14$$

Pour utiliser l'équation 6.13 et en règle générale la conservation de l'énergie lors de l'analyse exergetique, il est supposé que le bilan sur l'air et le fluide frigorigène est exact. Or comme le chapitre sur les résultats expérimentaux l'a montré, la puissance frigorifique calculée sur l'air et sur le fluide comporte une légère différence. Cet écart existe aussi pour le refroidisseur de gaz et intermédiaire. L'équation 6.14 n'est donc pas vérifiée sur tous les points, et implique une part d'incertitude sur les bilans exergetiques aux échangeurs.

Pour l'évaporateur, le réseau d'hygromètres et de thermocouples sur l'air permet de calculer son enthalpie et son entropie, en considérant que la pression de l'air est égale à la pression atmosphérique.

Le même raisonnement peut être appliqué au refroidisseur de gaz et au désurchauffeur, cependant la température intermédiaire (d'entrée d'air du désurchauffeur et de sortie d'air du refroidisseur de gaz) n'est pas connue, les deux échangeurs étant imbriqués (voir Figure 113).

Pour le refroidisseur de gaz, la température et l'humidité relative d'entrée de la machine sont connues. Les calculs seront effectués en posant l'hypothèse que l'air conserve la même humidité absolue. L'air n'échange que de la chaleur sensible en s'échauffant. La température d'air mesurée en sortie des deux échangeurs sera considérée comme la température de l'air sortant du désurchauffeur.

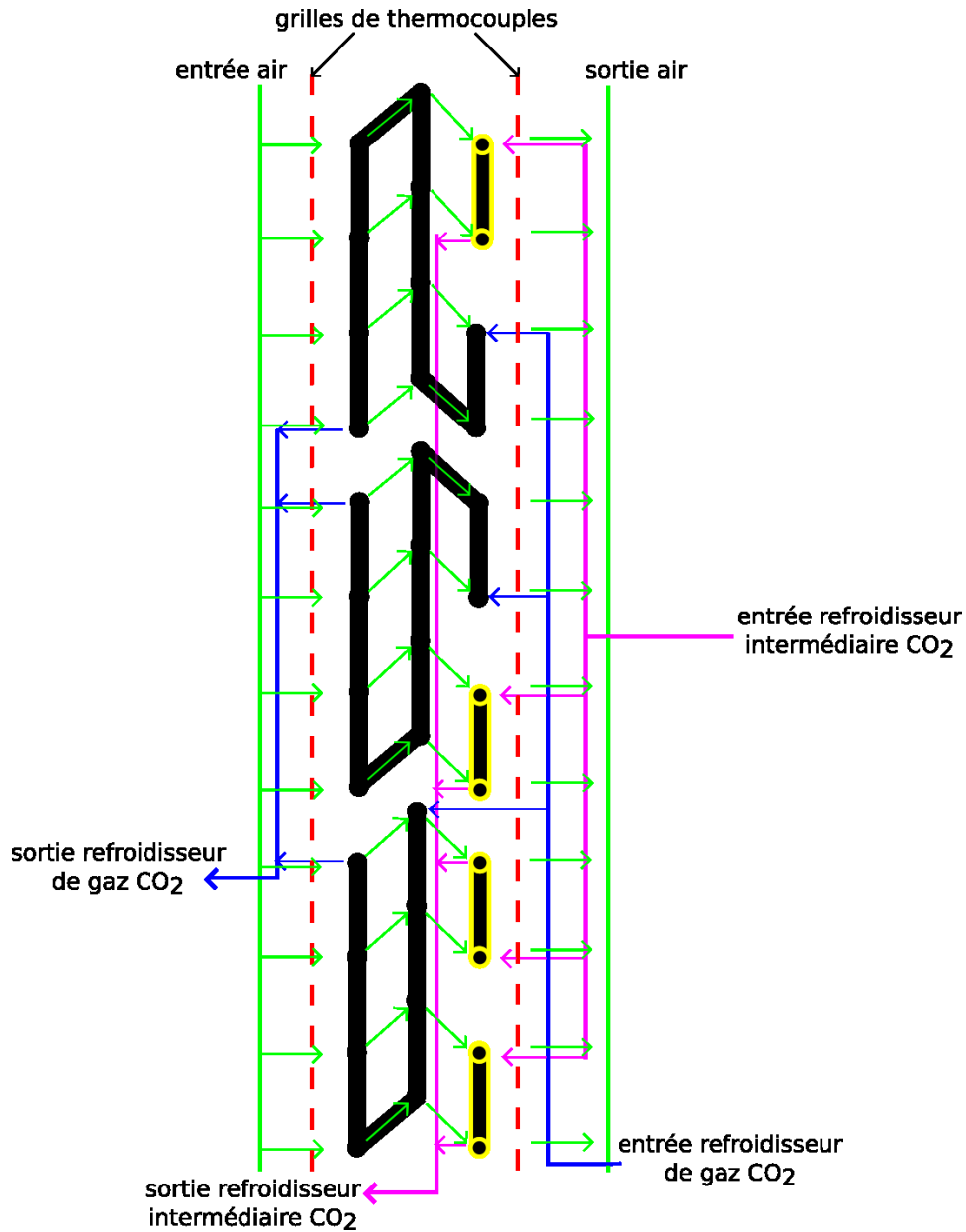


Figure 113 Circuitage du refroidisseur de gaz et du désurchauffeur et représentation de l'écoulement d'air dans le modèle

Pour le désurchauffeur, en appliquant le premier principe de la thermodynamique sur le système air et fluide en négligeant les effets de gravité, de variation de vitesse, pour un régime stable, il est possible d'écrire l'équation 6.15.

$$\dot{m}_{dCO_2} (h_{edCO_2} - h_{sdCO_2}) + \dot{m}_{dair} (h_{edair} - h_{s dair}) = 0 \quad 6.15$$

L'enthalpie de l'air en sortie du désurchauffeur est connue, et l'enthalpie en entrée peut être calculée à travers l'équation 6.16.

$$h_{e dair} = -\frac{\dot{m}_{dCO_2}}{\dot{m}_{dair}} (h_{edCO_2} - h_{s dCO_2}) + h_{s dair} \quad 6.16$$

À partir de l'enthalpie et de la pression de l'air en entrée du désurchauffeur, l'entropie est calculée avec le logiciel CoolProp.

En appliquant le même raisonnement au refroidisseur de gaz (gc), on obtient l'équation 6.17 qui se met sous la forme de l'équation 6.18.

$$\dot{m}_{gc_{CO_2}} (h_{e_{gc_{CO_2}}} - h_{s_{gc_{CO_2}}}) + \dot{m}_{gc_{air}} (h_{e_{gc_{air}}} - h_{s_{gc_{air}}}) = 0 \quad 6.17$$

$$h_{s_{gc_{air}}} = \frac{\dot{m}_{gc_{CO_2}}}{\dot{m}_{air}} (h_{e_{gc_{CO_2}}} - h_{s_{gc_{CO_2}}}) + h_{e_{gc_{air}}} \quad 6.18$$

L'enthalpie de l'air en sortie de refroidisseur de gaz ainsi connue, l'entropie est calculée à partir de cette valeur.

La puissance mécanique aux échangeurs est nulle, ceux-ci sont supposés adiabatiques avec le milieu extérieur, la destruction d'exergie se met sous la forme de l'équation 6.19

$$\dot{A}n_p \text{ échangeurs} = \sum ex_i \dot{m}_i = \dot{m}_{CO_2} (T_o (s_{s_{CO_2}} - s_{e_{CO_2}})) + \dot{m}_{air} (T_o (s_{s_{air}} - s_{e_{air}})) \quad 6.19$$

On peut remarquer que si l'échangeur n'est pas supposé adiabatique, l'expression du bilan exergétique ne sera pas modifiée. Le terme $\int \delta \dot{Q} (1 - \frac{T_o}{T})$ n'étant pas pris en compte si l'échange a lieu avec le milieu de référence.

6.2.2. Séparateur liquide vapeur

Le flux d'exergie massique s'écrit sous la forme de l'expression 6.20.

$$\sum \dot{m}_i ex_i = \dot{m}_e (h_e - T_o s_e) - \dot{m}_{liquide} (h_{liquide} - T_o s_{liquide}) - \dot{m}_{vapeur} (h_{vapeur} - T_o s_{vapeur}) \quad 6.20$$

L'échange thermique avec l'extérieur du séparateur sera négligé : dans le cycle avec injection de vapeur, sa température est voisine de la température extérieure (au maximum de 5 °C sur le point 0/38 °C), les échanges thermiques avec celui-ci sont donc faibles ; par ailleurs, il est isolé pour les essais avec éjecteur. Le travail utile au niveau de la séparation est nul. Le régime étant permanent, le débit massique en entrée est égal aux débits sortants, $\dot{m}_{entrée} = \dot{m}_{liquide} + \dot{m}_{vapeur}$. Le bilan exergétique (équation 6.20) devient l'expression 6.21.

$$0 = \dot{m}_{liquide} (h_e - h_{liquide} + T_o (s_{liquide} - s_e)) + \dot{m}_{vapeur} (h_e - h_{vapeur} + T_o (s_{vapeur} - s_e)) - \int T_o \frac{\delta \dot{Q}_{int}}{T} \quad 6.21$$

En appliquant le premier principe pour le séparateur liquide vapeur avec les mêmes hypothèses, il est possible d'écrire l'égalité 6.22.

$$0 = (\dot{m}_{liquide} + \dot{m}_{vapeur}) h_e - \dot{m}_{liquide} h_{liquide} - \dot{m}_{vapeur} h_{vapeur} \quad 6.22$$

Ce qui permet de simplifier le terme de destruction d'exergie.

La destruction d'exergie pour le séparateur liquide vapeur est donnée par l'expression 6.23.

$$\dot{A}n_p \text{ séparateur} = \dot{m}_{liquide} (T_o (s_{liquide} - s_e)) + \dot{m}_{vapeur} (T_o (s_{vapeur} - s_e)) \quad 6.23$$

6.2.3. Vannes de détente

Le flux d'exergie massique se met sous la forme de l'équation 6.24

$$\sum \dot{m}_i ex_i = \dot{m}(h_e - h_s + T_o(s_s - s_e)) \quad 6.24$$

La détente étant supposée isenthalpique, l'expression 6.24 devient 6.25.

$$\sum \dot{m}_i ex_i = \dot{m}(T_o(s_s - s_e)) \quad 6.25$$

Le travail échangé avec l'extérieur est nul. L'échange thermique avec l'extérieur est négligé. La destruction d'exergie devient l'expression 6.26.

$$\dot{A}n_p \text{ vanne de détente} = \dot{m}(T_o(s_s - s_e)) \quad 6.26$$

6.2.4. Compresseur

Le bilan exergétique au compresseur doit prendre en compte les irréversibilités internes, et les échanges thermiques avec le milieu extérieur. En effet la température de paroi du compresseur lors des essais peut dépasser 100 °C. La Figure 114 représente des photographies thermiques du compresseur (pour un point 0/38 °C avec éjecteur). À gauche la température de surface en entrée du compresseur est inférieure à 25 °C, et à droite la température de surface à proximité des deux sorties de l'éjecteur est supérieure à 75 °C. La température de surface du compresseur n'est donc pas uniforme, et le débit d'air à sa surface pas connu. Il est donc difficile d'évaluer l'échange thermique avec l'air.

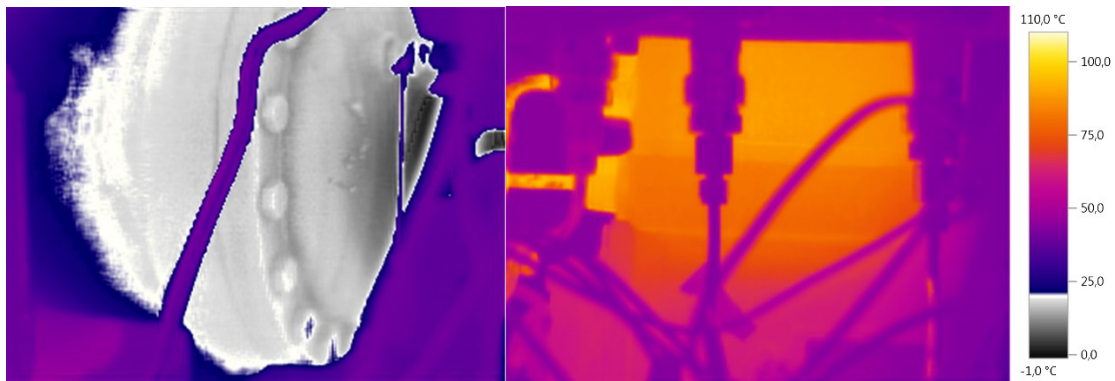


Figure 114 Photographie thermique du compresseur avec à gauche l'entrée du compresseur et à droite les sorties de celui-ci et l'entrée du deuxième étage

Deux approches sont possibles, détaillée, ou globale.

Approche détaillée pour le compresseur :

Pour étudier la compression de manière détaillée, on s'intéresse uniquement au système « fluide frigorigène » au sein du compresseur. En l'absence d'information supplémentaire, on s'en remet au modèle numérique pour calculer les échanges exergetiques avec le milieu extérieur, puisqu'il a été validé avec les mesures expérimentales. En considérant que celui-ci est suffisamment fin, il permet de décomposer le bilan exergetique entre ses différentes transformations :

- Détente isenthalpe adiabatique (asp à asp1) ;
- Échauffement isobare (asp1 à asp2) ;
- Compression isentropique (asp2 à ref2) ;
- Détente isenthalpe adiabatique (ref1 à ref) ;
- Échauffement isobare (ref2 à ref1).

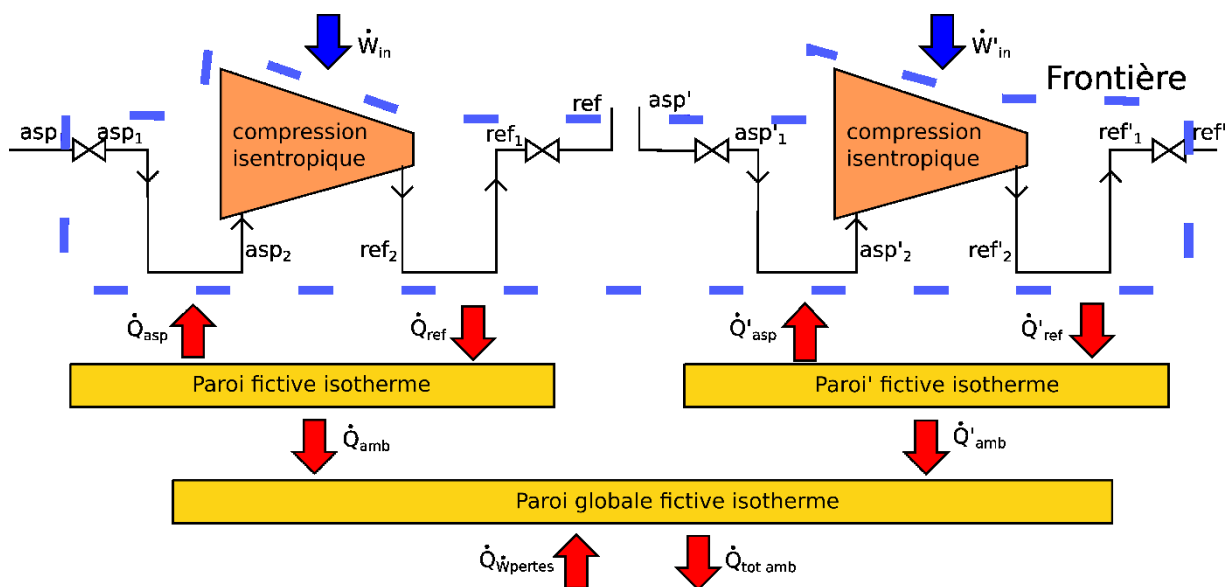


Figure 115 Frontière de l'analyse exergetique au niveau du compresseur

En reprenant la notation de la Figure 115, les transformations de asp à asp 1, de ref 1 à ref, de asp' à asp' et de ref' 1 à ref' s'écrivent de la même manière que pour une vanne de détente. Le débit au premier étage est noté \dot{m} et au deuxième étage \dot{m}' . Les flux d'exergie se mettent sous la forme des équations (6.27 à 6.30).

$$\sum \dot{m} ex_{asp-asp1} = \dot{m} (T_o (s_{asp1} - s_{asp})) \quad 6.27$$

$$\sum \dot{m} ex_{ref1-ref} = \dot{m} (T_o (s_{ref} - s_{ref1})) \quad 6.28$$

$$\sum \dot{m}' ex_{asp'-asp'1} = \dot{m}' (T_o (s_{asp'1} - s_{asp'})) \quad 6.29$$

$$\sum \dot{m}' ex_{ref'1-ref'} = \dot{m}' (T_o (s_{ref'} - s_{ref'1})) \quad 6.30$$

Les flux d'exergie massique lors des transformations de asp1 à asp2, de ref2 à ref1, de asp'1 à asp'2 et de ref'2 à ref'1 s'écrivent sous la forme des équations de 6.31 à 6.34.

$$\sum \dot{m} ex_{asp1-asp2} = \dot{m} (h_{asp1} - h_{asp2} + T_o (s_{asp2} - s_{asp1})) \quad 6.31$$

$$\sum \dot{m} ex_{ref2-ref1} = \dot{m} (h_{ref2} - h_{ref1} + T_o (s_{ref1} - s_{ref2})) \quad 6.32$$

$$\sum \dot{m}' ex_{asp'1-asp'2} = \dot{m}' (h_{asp'1} - h_{asp'2} + T_o (s_{asp'2} - s_{asp'1})) \quad 6.33$$

$$\sum \dot{m}' ex_{ref'2-ref'1} = \dot{m}' (h_{ref'2} - h_{ref'1} + T_o (s_{ref'1} - s_{ref'2})) \quad 6.34$$

Les flux d'exergie massique lors des compressions isentropiques s'écrivent avec les équations 6.35 et 6.36.

$$\sum \dot{m} ex_{asp2-ref2} = \dot{m} (h_{asp2} - h_{ref2}) \quad 6.35$$

$$\sum \dot{m}' ex_{asp'2-ref'2} = \dot{m}' (h_{asp'2} - h_{ref'2}) \quad 6.36$$

Les flux exergétiques dus aux échanges de chaleur sont à prendre en compte au sein du système. Ses échanges ont lieu lors du refroidissement et du réchauffement isobare avec la paroi fictive. La température de celle-ci étant calculée, il est possible de prendre en compte cette source de production d'énergie. L'échange thermique peut s'exprimer en fonction de la variation d'enthalpie du CO₂ (équation 6.37).

$$\dot{Q}_{asp} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) = \dot{m} (h_{asp2} - h_{asp1}) * \left(1 - \frac{T_o}{T_{paroi}}\right) \quad 6.37$$

La production d'énergie globale à l'aspiration se met sous la forme des équations 6.38 et 6.39.

$$\dot{A}n_p \text{ globale, asp-asp1} = \dot{m} (T_o (s_{asp1} - s_{asp})) \quad 6.38$$

$$\dot{A}n_p \text{ globale, asp1-asp2} = \dot{m} (h_{asp1} - h_{asp2} + T_o (s_{asp2} - s_{asp1})) + \dot{m} (h_{asp2} - h_{asp1}) * \left(1 - \frac{T_o}{T_{paroi}}\right) \quad 6.39$$

L'équation 6.39 peut se mettre sous la forme de l'équation 6.40.

$$\dot{A}n_p \text{ globale, asp1-asp2} = \dot{m} T_o \left(s_{asp2} - s_{asp1} - (h_{asp2} - h_{asp1}) * \left(\frac{1}{T_{paroi}} \right) \right) \quad 6.40$$

Le travail lors de la compression (asp2 à ref2) correspond à une évolution isentropique, la production d'énergie est nulle (équation 6.41), les deux premières évolutions ayant lieu sans échange de travail.

$$\dot{A}n_p \text{ globale, asp2-ref2} = \dot{W}_{in} + \dot{m} (h_{asp2} - h_{ref2}) = 0 \quad 6.41$$

La production d'énergie globale au refoulement se met sous la forme des équations 6.42 et 6.43.

$$\dot{A}n_p \text{ globale, ref2-ref1} = \dot{m} (h_{ref2} - h_{ref1} + T_o (s_{ref1} - s_{ref2})) + \dot{m} (h_{ref1} - h_{ref2}) * \left(1 - \frac{T_o}{T_{paroi}}\right) \quad 6.42$$

$$\dot{A}n_p \text{ globale, ref1-ref} = \dot{m} (T_o (s_{ref} - s_{ref1})) \quad 6.43$$

La production d'énergie pour le premier étage est égale à la somme des productions précédentes (équation 6.44).

$$\dot{A}n_{p\ globale,asp-ref} = \dot{m} \left(T_o (s_{asp1} - s_{asp} + s_{asp2} - s_{asp1} + s_{ref1} - s_{ref2} + s_{ref} - s_{ref1}) - \frac{T_o}{T_{paroi}} (h_{asp2} - h_{asp1}) - (h_{ref1} - h_{ref2}) * \left(\frac{T_o}{T_{paroi}} \right) \right) \quad 6.44$$

Cette expression se simplifie en se rappelant que $s_{ref2} = s_{asp2}$ l'évolution étant isentropique et les détenteurs étant isenthalpiques, $h_{ref} = h_{ref1}$, $h_{asp} = h_{asp1}$. Elle se met sous la forme de l'équation 6.45 et se simplifie sous l'expression 6.46 puis 6.47.

$$\dot{A}n_{p\ globale,asp-ref} = \dot{m} \left(T_o (s_{ref} - s_{asp}) - \left(\frac{T_o}{T_{paroi}} \right) (h_{asp2} - h_{asp} + h_{ref} - h_{ref2}) \right) \quad 6.45$$

$$\dot{A}n_{p\ globale,asp-ref} = \dot{m} T_o \left(s_{ref} - s_{asp} - \frac{1}{T_{paroi}} (h_{ref} - h_{asp} + h_{asp2} - h_{ref2}) \right) \quad 6.46$$

$$\dot{A}n_{p\ globale,asp-ref} = \dot{m} \left(T_o (s_{ref} - s_{asp}) + \frac{h_{asp} - h_{ref} + \Delta h_{is}}{T_{paroi}} \right) \quad 6.47$$

La production globale d'énergie au compresseur devient l'équation 6.48.

$$\dot{A}n_{p\ globale,comp} = \dot{m} \left(T_o (s_{ref} - s_{asp}) + \frac{h_{asp} - h_{ref} + \Delta h_{is}}{T_{paroi}} \right) + \dot{m}' \left(T_o (s'_{ref} - s'_{asp}) + \frac{h'_{asp} - h'_{ref} + \Delta h'_{is}}{T'_{paroi}} \right) \quad 6.48$$

Avec $\dot{m} \Delta h_{is} = \dot{W}_{in}$ et $\dot{m}' \Delta h'_{is} = \dot{W}'_{in}$

Approche globale pour le compresseur

Si le compresseur est étudié globalement, le modèle n'est plus utilisé. Les seules données disponibles sont la puissance électrique consommée et les caractéristiques du fluide mesurées en entrée et sortie du compresseur, et le débit massique. La destruction d'exergie créée par l'échange thermique avec le milieu extérieur s'annule, car la température de référence est la température extérieure. Dans l'équation 6.49, la puissance mécanique correspond à celle injectée au compresseur, le moteur et les éléments mécaniques (pistons...) font partie du système, toutes les pertes exergetiques entre la source électrique et le fluide sont prises en compte dans l'analyse. Dans ce cas, en plus de la production d'exergie au compresseur proprement dit, les irréversibilités entre la source de courant et le fluide sont prises en compte (destructions d'exergie issues du variateur de vitesse et de la transformation énergie électrique en énergie mécanique).

L'équation 6.49 se met sous la forme :

$$\dot{A}n'_{p\ globale,comp} = \dot{W}_{consommée} + \dot{m} (T_o (s_{ref} - s_{asp}) + h_{asp} - h_{ref}) + \dot{m}' (T_o (s'_{ref} - s'_{asp}) + h'_{asp} - h'_{ref}) \quad 6.49$$

Cette formulation donnera lieu à une perte exergetique plus importante au compresseur puis qu'on a pris en compte des irréversibilités supplémentaires au niveau de la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique.

6.2.5. Échangeur interne

En négligeant les pertes thermiques vers le milieu extérieur, le travail maximal récupérable se met sous la forme de l'équation 6.50 en reprenant les notations de la Figure 116,

$$\Sigma \dot{m} ex_{\text{échangeur interne}} = \dot{m}_{eff}(h_{eff} - T_o s_{eff}) + \dot{m}_{efc}(h_{efc} - T_o s_{efc}) - \dot{m}_{sff}(h_{sff} - T_o s_{sff}) - \dot{m}_{sfc}(h_{sfc} - T_o s_{sfc}) \quad 6.50$$

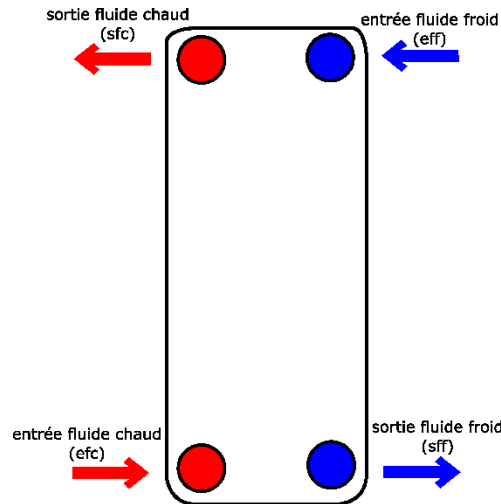


Figure 116 schéma de l'échangeur de chaleur interne

En considérant que les débits sur le fluide chaud et froid en régime permanent sont égaux, l'expression se met sous la forme 6.51.

$$\Sigma \dot{m} ex_{\text{échangeur interne}} = \dot{m}(h_{efc} + h_{eff} - (h_{sfc} + h_{sff}) + T_o(s_{sfc} + s_{sff} - s_{efc} - s_{eff})) \quad 6.51$$

En appliquant le premier principe sur l'échangeur de chaleur interne, en négligeant les termes de gravité, de variation de vitesse, en supposant l'échangeur adiabatique et en régime stable l'expression 6.52 apparait. L'expression 6.51 se transforme sous l'expression 6.53.

$$\dot{m}(h_{efc} - h_{sfc}) + \dot{m}(h_{eff} - h_{sff}) = 0 \quad 6.52$$

$$\Sigma \dot{m} ex_{\text{échangeur interne}} = \dot{m}(T_o(s_{sfc} + s_{sff} - s_{efc} - s_{eff})) \quad 6.53$$

Le travail échangé avec le milieu extérieur est toujours nul, la destruction d'exergie est égale à l'équation 6.54.

$$\dot{A}n_p \text{ échangeur interne} = -\dot{m}(T_o(s_{sfc} + s_{sff} - s_{efc} - s_{eff})) \quad 6.54$$

De la même manière sur certaines longueurs de tubes et sur les coudes, une analyse exergetique pourra être menée pour prendre en compte des pertes de charge supposées adiabatique. L'expression se met sous la forme de l'équation 6.55.

$$\dot{A}n_p \text{ perte tube} = \dot{m}(h_s - h_e - T_o(s_s - s_e)) \quad 6.55$$

Dans le cycle sans éjecteur ces pertes de charge sont principalement situées entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur. Ces pertes sont issues des modifications mises en place sur l'unité.

Dans le cycle avec éjecteur, ces pertes de charge ne peuvent être dissociées des pertes dans le circuit basse pression de l'échangeur de chaleur interne. L'emplacement des capteurs de pression ne permet pas de dissocier les pertes à l'échangeur de chaleur interne, et celles au by-pass. Dans le bilan exergétique du cycle avec éjecteur, les destructions d'exergie de l'échangeur de chaleur interne comprendront les destructions d'exergie de la tuyauterie.

6.2.6. Éjecteur

Une analyse exergétique globale de l'éjecteur est effectuée, l'éjecteur étant isolé thermiquement lors des essais, les échanges thermiques avec le milieu extérieur sont négligés. En reprenant les notations de la Figure 117, le travail maximal récupérable est égal à l'équation 6.56.

$$\sum \dot{m} ex_{\text{éjecteur}} = \dot{m}_I(h_I - T_o s_I) + \dot{m}_{II}(h_{II} - T_o s_{II}) - \dot{m}_{III}(h_{III} - T_o s_{III}) \quad 6.56$$

Le débit en sortie étant égal à la somme des débits en entrée en régime permanent, l'expression devient l'équation 6.57.

$$\sum \dot{m} ex_{\text{éjecteur}} = \dot{m}_I(h_I - h_{III} + T_o(s_{III} - s_I)) + \dot{m}_{II}(h_{II} - h_{III} - T_o(s_{III} - s_{II})) \quad 6.57$$

En appliquant le premier principe, comme au séparateur, les enthalpies disparaissent (équation 6.58).

$$\sum \dot{m} ex_{\text{éjecteur}} = \dot{m}_I(T_o(s_{III} - s_I)) + \dot{m}_{II}(T_o(s_{III} - s_{II})) \quad 6.58$$

Le travail échangé avec le milieu extérieur est toujours nul, la destruction d'exergie est égale à l'équation 6.59.

$$\dot{A}n_p = \dot{m}_I(T_o(s_I - s_{III})) + \dot{m}_{II}(T_o(s_{II} - s_{III})) \quad 6.59$$

Une analyse exergétique détaillée de l'éjecteur pourrait être envisagée, à travers le modèle numérique de manière analogue au compresseur. Cela n'a pas été mis en place car la précision du modèle de l'éjecteur n'est pas suffisamment élevée à l'heure actuelle.

Les différents bilans anergétiques et exergétiques ayant été posés, la section suivante va présenter ses résultats et les observations qui en découlent. Dans un premier temps le principe de l'analyse sera présenté sur le cycle avec injection de vapeur, puis ses résultats seront comparés avec le cycle éjecteur.

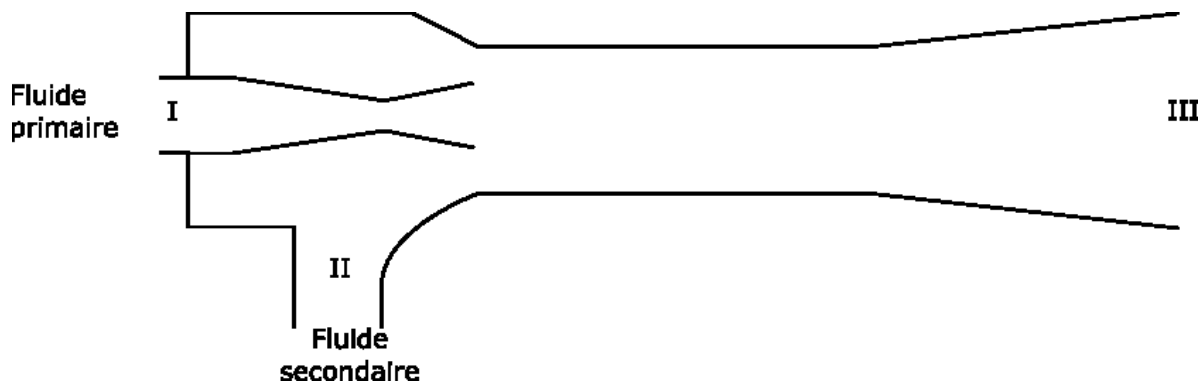


Figure 117 schéma de l'éjecteur

6.3. Résultats de l'analyse exergetique

6.3.1. Résultats généraux

Le Tableau 27 présente les résultats numériques des bilans exergetiques, appliqués au cycle avec injection de vapeur et sous haute pression optimale.

Point de fonctionnement (°C)	-20/30	0/30	-20-38	0/38	-20/50	0/50
Rendement exergetique global	0,20	0,16	0,20	0,17	0,17	0,15
Pertes exergetiques avec le modèle de compresseur détaillée (kW)	0,71	1,41	0,87	1,43	1,03	1,84
Pertes exergetiques avec le modèle de Compresseur global (kW)	2,21	2,76	2,29	2,86	2,43	3,35

Tableau 27 Comparaison du rendement exergetique entre l'approche globale et détaillée (point correspondant au COP maximal pour chaque régime)

Les deux méthodes de calcul de la destruction d'exergie au compresseur donnent des résultats différents avec un écart pour la production d'énergie allant de 1,35 à 1,51 kW. En supposant que la différence entre les deux valeurs correspond aux pertes électriques, il est possible de calculer un rendement électrique par rapport à la consommation de l'unité (équation 6.60).

$$\eta_{elec} = \frac{\dot{W}_{in} + \dot{W}'_{in}}{\dot{W}_{cons}} \quad 6.60$$

Sur la Figure 118, il est possible de voir l'évolution du rendement électrique en fonction de la puissance consommée. Ce rendement augmente avec celle-ci, jusqu'à une stagnation pour les puissances les plus importantes correspondant au cycle 0/30 °C. La destruction d'exergie est plus grande avec le modèle global et sera conservée par la suite de l'étude. Celle-ci s'appuie directement sur les résultats d'essais, et permet donc des erreurs dues à un écart des valeurs calculées par le modèle.

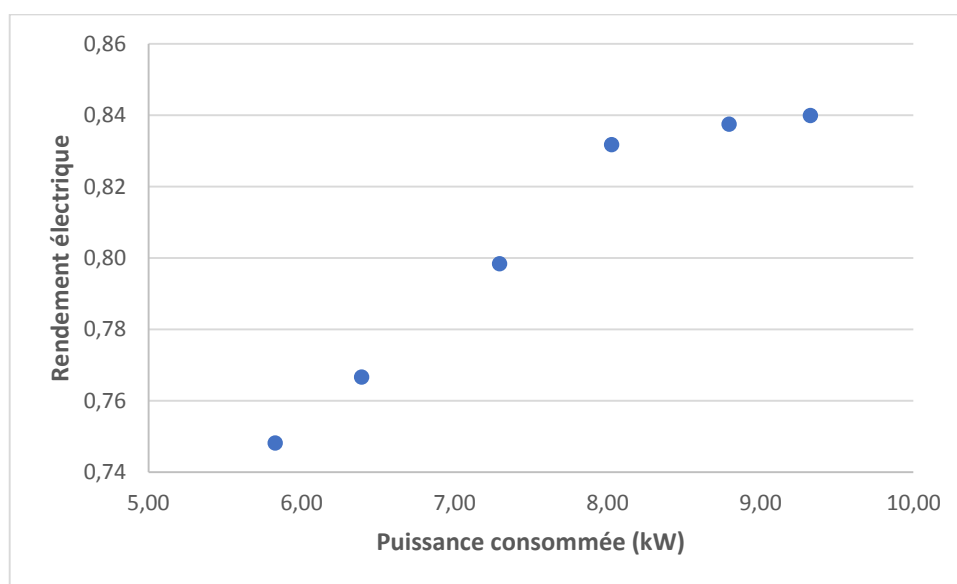


Figure 118 Rendement électrique en fonction de la puissance consommée sur le cycle avec injection de vapeur

Le rendement exergetique (détaillé ou global) de l'unité est faible, inférieur à 27%. Ce calcul étant lié aux transferts exergetiques par transfert de masse sur l'air, il n'est pas surprenant de trouver des rendements plus faibles pour des débits d'air importants à l'évaporateur (températures d'évaporation de 0 °C).

Dans les sections suivantes le bilan exergetique du compresseur correspond au modèle global. Cette méthode permet de s'affranchir des erreurs de calcul au niveau du modèle du compresseur.

Ses résultats sont résumés dans le Tableau 28.

Point de fonctionnement (°C)						
Pertes exergetiques	-20/30	0/30	-20-38	0/38	-20/50	0/50
Refroidisseur de gaz (kW)	0,73	1,06	0,82	1,21	0,86	0,62
Désurchauffeur (kW)	0,83	1,75	0,87	1,82	0,86	1,74
Compresseur (kW)	2,21	2,76	2,29	2,86	2,43	3,35
Evaporateur (kW)	0,59	0,60	1,20	1,40	1,25	1,59
Mélange (kW)	0,00	0,02	0,04	0,01	0	0
Séparateur liquide vapeur (kW)	0	0	0	0	0	0
Détente (kW)	0,74	1,17	1,02	1,44	1,68	1,93
Bilan sur l'unité						
Production d'energie totale de l'unité (kW)	5,29	7,34	6,24	8,74	7,08	9,23
Rendement exergetique	0,22	0,19	0,20	0,18	0,17	0,18
Puissance consommée au compresseur (kW)	5,83	8,03	6,39	8,79	7,29	9,32
Puissance frigorifique (kW)	6,96	11,21	6,60	10,56	5,85	9,68

Tableau 28 Bilan exergetique du cycle avec injection de vapeur détaillée (point correspondant au COP maximal pour chaque régime)

Le Tableau 28 synthétise les résultats de l'analyse exergetique pour le cycle sans éjecteur. Les principales sources d'irréversibilités du système restent les mêmes sur les différents points de fonctionnement :

- Compresseur ;
- Evaporateur ;
- Refroidisseur de gaz ;
- Désurchauffeur;
- Vannes de détente.

Les résultats pour le cycle avec éjecteur sont synthétisés dans le Tableau 29. Les sources d'irréversibilité restent les mêmes mais l'échangeur de chaleur interne est ajouté. L'éjecteur remplace la première vanne de détente. La ligne échangeur de chaleur interne du tableau cumule les irréversibilités de l'échangeur de chaleur interne, et du réseau de tubes et de coudes entre le séparateur et le compresseur. L'implantation des capteurs ne permettent pas de dissocier les pertes à l'échangeur et dans le réseau de tube.

La vanne à la basse pression a une production d'énergie très faible car elle est entièrement ouverte sur ces points. Elle n'est donc pas représentée sur le Tableau 28. Peu de points sont représentés avec l'éjecteur car l'écart entre le calcul de la puissance frigorifique sur l'air et le fluide doit être faible (inférieur à 5%) pour que le bilan soit juste. L'apparition d'une mousse en sortie évaporateur empêche d'avoir cette condition sur une partie des essais (voir chapitre 4). Cela revient à considérer les points pour lesquels le débit à l'évaporateur est connu. Comme vu dans le chapitre précédent la vitesse du compresseur n'est pas la même pour les essais avec éjecteur.

Point de fonctionnement (°C)		
	-20/30	0/30
Pertes exergetiques		
Refroidisseur de gaz (kW)	0,50	0,88
Désurchauffeur (kW)	0,59	1,07
Compresseur (kW)	2,99	1,47
Evaporateur (kW)	0,56	0,56
Échangeur de chaleur interne (kW)	0,17	0,12
Éjecteur (kW)	1,13	0,69
Globale (kW)	5,94	4,77
Rendement exergetique	0,11	0,12
Caractéristiques du cycle		
Vitesse de rotation	50%	50%
Surchauffe sortie évaporateur (K)	3,25	13,00
Position aiguille (pourcentage d'insertion)	40	0
Puissance frigorifique (kW)	3,91	9,10
Puissance consommée au compresseur (kW)	5,85	6,01

Tableau 29 Bilan exergetique du cycle avec éjecteur (point correspondant au COP maximal pour chaque régime)

Les deux conditions de fonctionnement du Tableau 29 vont pouvoir être comparées avec les résultats du Tableau 28.

6.3.2. Bilan d'exergie 0/30 °C

Avec les résultats précédents il est possible de comparer les sources d'irréversibilités du système entre les deux cycles. La ligne détente regroupe les deux vannes d'expansion pour le cycle avec injection de vapeur, et l'éjecteur et une vanne d'expansion pour le cycle avec éjecteur.

Cycle	Injection de vapeur	Éjecteur
Pertes exergetiques		
Refroidisseur de gaz (kW)	1,06	0,88
Désurchauffeur (kW)	1,75	1,07
Compresseur (kW)	2,76	1,47
Évaporateur (kW)	0,60	0,56
Échangeur interne (kW)	NA	0,12
Détente (kW)	1,17	0,69
Production d'anergie totale de l'unité (kW)	7,34	4,79
Rendement exergetique	0,19	0,19
Puissance consommée au compresseur (kW)	8,03	6,01
Puissance frigorifique (kW)	11,21	9,10

Tableau 30 Comparaison exergetique entre le cycle avec éjecteur et sans sur le point 0/30 °C (point correspondant au COP maximal)

Le Tableau 30 résume le bilan exergetique sur point 0/30 °C pour les deux cycles. La production d'anergie est plus faible dans le cycle avec éjecteur, avec une diminution de la destruction d'exergie aux refroidisseurs et à la détente. La diminution est assez importante au niveau du désurchauffeur, cela est dû au débit qui est plus faible limitant les pertes de charge. L'éjecteur permet, pour ce point, une diminution importante de la production d'anergie par rapport à la détente classique. La diminution de la destruction d'exergie est très importante au niveau de la détente, l'éjecteur permet de diminuer l'irréversibilité de cette détente.

La production d'anergie est équivalente au niveau de l'évaporateur. Le débit est plus faible en cycle avec éjecteur avec un titre en entrée plus important, une diminution de l'exergie serait attendue. Cependant la pression dans le cycle avec éjecteur est plus basse de 1 bar, entraînant une surchauffe en sortie plus importante de 7 K. Ces deux phénomènes pourraient expliquer une destruction d'exergie équivalente entre les deux cycles.

La destruction d'exergie au compresseur est plus faible dans le cycle avec éjecteur. Le compresseur fonctionnant à une vitesse de rotation plus faible dans le cycle avec éjecteur, cela pourrait expliquer cette diminution d'irréversibilité.

Le rendement exergetique est égal dans les deux cycles, la diminution de la production d'anergie étant compensé par la diminution de la puissance frigorifique et consommée.

Du point de vue de la répartition des pertes exergetiques, la Figure 119 présente ces évolutions en tenant compte de la puissance frigorifique différente entre les deux unités. Les évolutions précédentes sont retrouvées, avec une diminution des pertes au niveau du désurchauffeur plus faible.

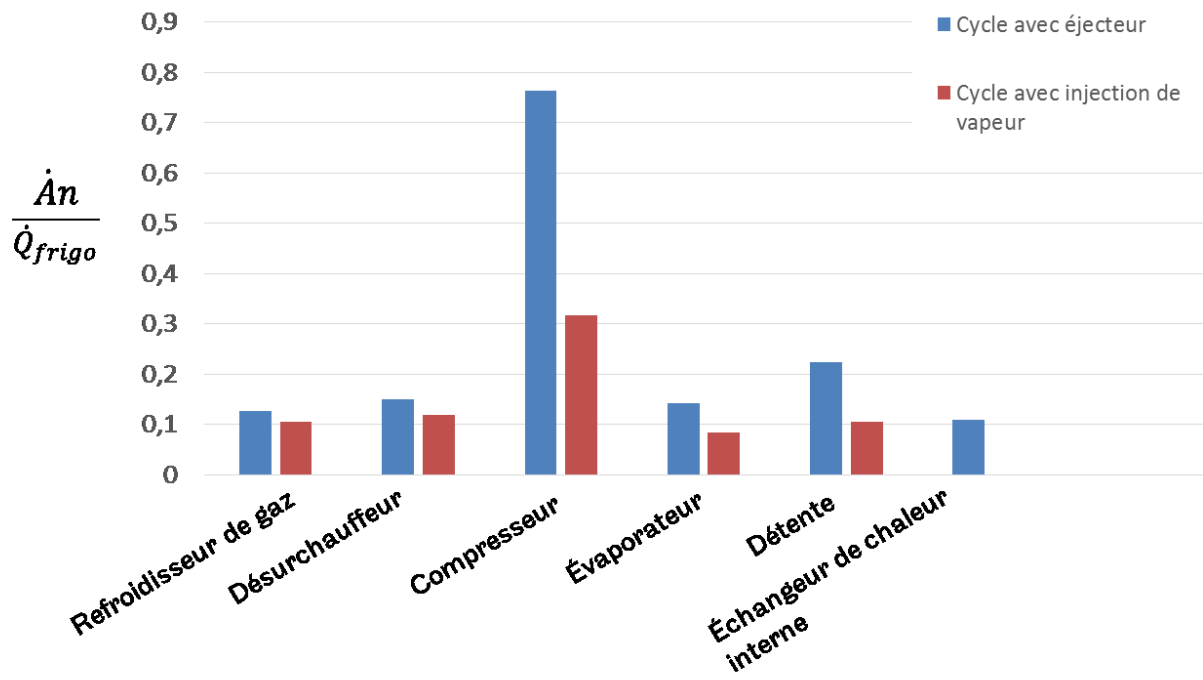


Figure 119 Comparaison des pertes exergetiques entre le cycle avec éjecteur et avec injection de vapeur sur le point 0/30 °C

6.3.3. Bilan d'exergie -20/30 °C

Sur le Tableau 31, les résultats de l'analyse exergétique sont regroupés pour les deux cycles sur le point de fonctionnement -20/30 °C.

Cycle	Injection de vapeur	Éjecteur
Pertes exergétiques		
Refroidisseur de gaz (kW)	0,73	0,50
Désurchauffeur (kW)	0,83	0,59
Compresseur (kW)	2,21	2,99
Évaporateur (kW)	0,59	0,56
Échangeur interne (kW)	NA	0,17
Détente (kW)	0,74	1,13
Production d'energie totale de l'unité (kW)	5,29	5,94
Rendement exergétique	0,22	0,12
Puissance consommée au compresseur (kW)	5,83	6,01
Puissance frigorifique (kW)	6,96	3,9

Tableau 31 Comparaison exergétique entre le cycle avec éjecteur et sans sur le point -20/30 °C

Le rendement exergétique est supérieur sans éjecteur, en effet la destruction d'exergie est plus importante dans le cycle avec éjecteur pour une puissance consommée et frigorifique plus faible. Les pertes sont plus faibles au refroidisseur de gaz et au désurchauffeur. Cela provient du débit plus faible au sein des échangeurs avec des pertes de charge plus faibles et donc moins d'irréversibilités. Le débit est plus faible car la vitesse de rotation du compresseur est plus faible.

Les augmentations de production d'exergie sont au compresseur, aux pertes en tube et à la détente. Au niveau du compresseur, l'utilisation de l'échangeur de chaleur interne augmente la température d'entrée et de sortie du premier étage. L'absence d'injection de vapeur augmente aussi la température en entrée et sortie du deuxième étage. Son point de fonctionnement est modifié et ses performances sont diminuées. Cet effet est plus notable que sur le point 0/30 °C, la différence de température en entrée de compresseur étant plus importante. La différence de débit entre les deux étages de compression est aussi plus importante sur le point -20/30 °C. Pour 0/30 °C le débit est augmenté de 40% entre les deux étages et de 62% pour -20/30 °C. Si le compresseur fonctionne moins bien à cause de l'absence d'augmentation de débit entre les deux étages, cet effet sera plus marqué au point -20/30 °C.

L'éjecteur a une production d'energie plus importante que les vannes. Dans la section précédente le rendement de l'éjecteur sur ce point d'essai était faible, l'analyse exergétique semble confirmer cette tendance. L'éjecteur ne fonctionne pas correctement sur ce point de mesure.

Les répartitions des pertes exergetiques sont représentées sur la Figure 120. Celles-ci ne changent pas de manière significative entre les deux, mis à part pour les échangeurs en sortie du premier et deuxième étage de compression. Au refroidisseur de gaz et intermédiaire la production d'énergie diminue à l'inverse de la production des autres composants. Leur part de création d'irréversibilités dans le cycle diminue fortement. Dans les deux cas, l'évaporateur présente la destruction d'exergie la plus importante, suivi par le compresseur.

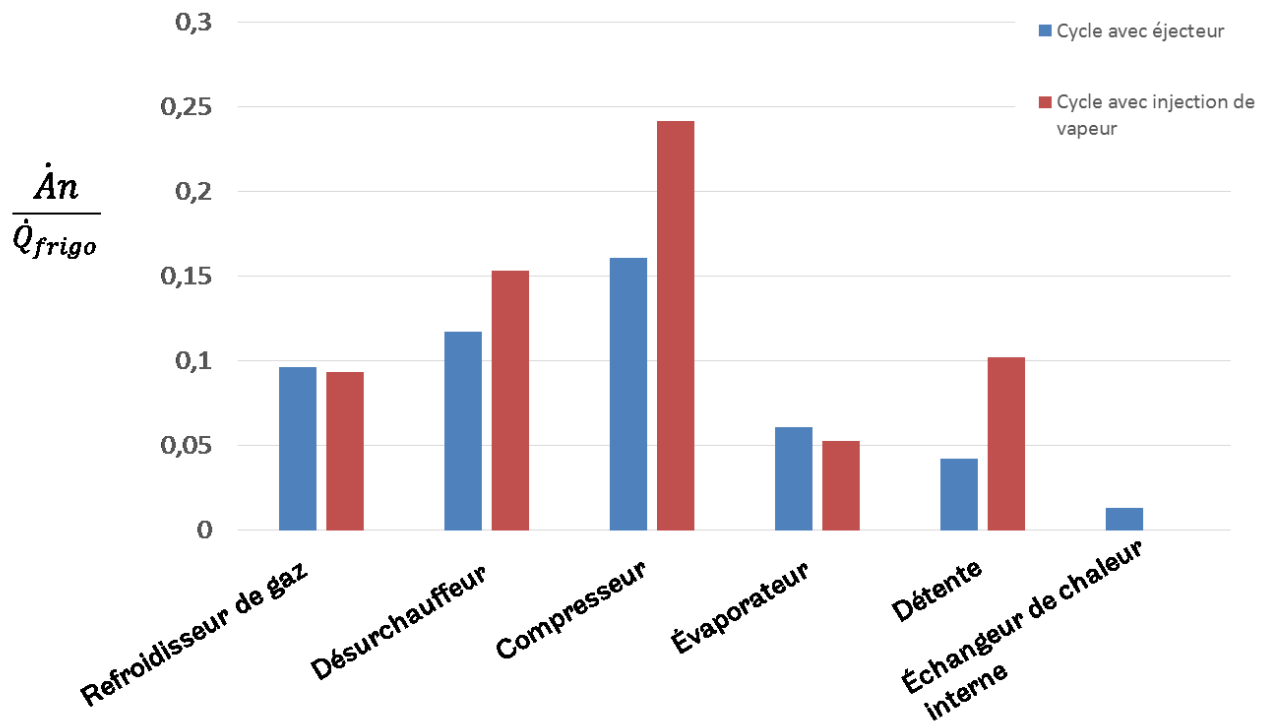


Figure 120 Comparaison des pertes exergetiques entre le cycle avec éjecteur et avec injection de vapeur sur le point 20/30 °C

Conclusions

Ces différentes analyses exergetiques ont montré que l'éjecteur permettait de diminuer la production d'exergie du système pour des températures de source froide positives. Pour une température de source froide de -20 °C, cet éjecteur ne présente pas d'avantages par rapport à une détente classique. Le compresseur reste le composant le plus irréversible en raison des modifications des points de fonctionnements, l'échangeur de chaleur interne modifie sa température d'entrée. Même si l'éjecteur diminue la part d'irréversibilité à la détente, cette diminution est compensée par les pertes au compresseur et à l'échangeur de chaleur interne.

L'analyse exergetique a pu apporter un regard nouveau sur les résultats de l'analyse énergétique

7. Synthèse et perspectives

L'objectif de cette thèse était d'améliorer les performances d'un cycle frigorifique au CO₂ pour une application dans le transport routier, avec comme double enjeu la mise au point d'un cycle avec des performances élevées, en utilisant un fluide naturel ayant peu d'impact environnemental.

Ces augmentations de performances sont recherchées en priorité pour des températures extérieures élevées. En outre le transport frigorifique impose des contraintes de compacité et de robustesse du système.

Après avoir vérifié la pertinence de l'utilisation de R-744 dans un cycle frigorifique, sa faible toxicité, son faible pouvoir de réchauffement global et sa non-inflammabilité sont autant d'arguments pour le sélectionner. L'inconvénient principal qui limite son utilisation est la faible performance de ses cycles, notamment pour des températures extérieures élevées, le cycle devenant transcritique.

Un ensemble de solutions possibles permettant d'augmenter les performances du système a été étudié : l'utilisation d'une turbine, d'un échangeur de chaleur interne, d'une injection de vapeur et d'un éjecteur. Le choix s'est dirigé vers l'éjecteur qui permet d'assurer une augmentation des performances de l'unité. L'utilisation d'un éjecteur à aiguille permet d'optimiser la récupération d'énergie. On a choisi de le coupler à un échangeur de chaleur interne pour augmenter ces performances.

Pour vérifier les résultats issus de l'analyse bibliographique, un banc d'essais fut construit. Une unité optimisée pour une utilisation du CO₂ dans le domaine du transport frigorifique maritime fut modifiée pour incorporer un éjecteur et un échangeur de chaleur interne. La machine frigorifique de base était déjà optimisée avec un compresseur bi-étagé, un variateur de vitesse, une injection de vapeur et un refroidissement intermédiaire. Cette unité permet ainsi de servir de base de comparaison pour les essais avec éjecteur.

Les dimensionnements de l'éjecteur et de l'échangeur de chaleur interne sont basés sur les résultats issus du logiciel de dimensionnement des composants et du système qui est propre au constructeur Carrier. Afin d'adapter le débit et donc la puissance échangée à l'échangeur de chaleur interne, un by-pass est installé en parallèle de celui-ci. En outre une analyse CFD a permis d'optimiser les caractéristiques géométriques de l'éjecteur pour une température d'évaporation de 0 °C et une température extérieure de 30 °C. Une particularité de ce circuit est que le retour d'huile au compresseur n'était pas toujours assuré. Pour pallier cet éventuel dysfonctionnement un séparateur d'huile a été installé en sortie du compresseur.

Les premiers résultats de l'unité ont montré que malgré la présence du séparateur, un mélange d'huile et de fluide en sortie d'évaporateur était remarqué, ce qui empêche de mesurer le débit et l'état du fluide de manière fiable. En conséquence n'ont été sélectionnées pour présentation et étude, que les observations pour lesquelles l'état du fluide en sortie d'évaporateur était bien connu.

La charge optimale de l'unité fut identifiée à partir des essais sur le point de fonctionnement 0/38 °C. Il s'agit d'un point de contrôle utilisé par les normes européennes. Une recherche de haute pression optimale est mise en place sur l'ensemble des points, l'aiguille au sein de l'éjecteur permettant de la modifier.

L'échangeur de chaleur interne permet d'augmenter le coefficient de performance du cycle de 22 % sur le point 0/38 °C. Par contre il faut gérer la température de refoulement au compresseur qui augmente afin de ne pas détériorer la viscosité de l'huile. Le recouvrement semble avoir peu d'impact sur les performances du cycle. Les pertes de charge à l'échangeur de chaleur interne limitent son impact sur la puissance consommée.

Une augmentation du COP est observée pour la température d'évaporation de 0 °C mais elle diminue pour celle à -20 °C. L'éjecteur semble moins bien fonctionner pour de basses pressions d'évaporation.

Une analyse exergetique est menée afin d'apporter un point de vue différent sur ces résultats. L'éjecteur permet de diminuer les irréversibilités du système pour des températures d'évaporation positives, malgré une augmentation de la destruction d'exergie au compresseur et à l'évaporateur. Une diminution des performances du compresseur est possible à cause de la modification de son point de fonctionnement. Pour les températures d'évaporation négatives, la destruction d'exergie est plus importante. L'éjecteur semble ne fonctionner convenablement que pour une température d'évaporation précise.

Une modélisation numérique du système a aussi été menée avec pour objectif de tester des solutions de pilotage de l'unité. Une approche modulaire a été utilisée pour représenter les différentes transformations du cycle. Les différents composants du système ont ainsi fait l'objet d'une modélisation. Des modèles dynamiques pour les composants à forte capacité calorifique, et donc avec une influence plus importante sur la dynamique du système ont été mis en place

Une attention particulière fut apportée au compresseur et à l'éjecteur. Une adaptation du modèle de Winandy fut mise en place pour modéliser le compresseur. Le changement réside dans le basculement d'un modèle mono-étagé à un bi-étagé. Le modèle d'éjecteur fut basé sur ceux de Cardemil et Liu et Groll.

L'ensemble des composants est validé pour un fonctionnement statique à l'exception de l'échangeur de chaleur interne. La puissance frigorifique est calculée avec une erreur inférieure à 3% et la puissance consommée est calculée avec une erreur inférieure à 7%. Une limite du modèle de compresseur est mise en évidence pour des conditions éloignées de sa zone de calibration. Le modèle de l'éjecteur permet de suivre l'évolution du fluide en son sein et semble efficace pour qualifier l'ensemble des évolutions de celui-ci.

Pour pouvoir utiliser ces modèles pour une modélisation système, les modèles d'échangeurs nécessiteraient une simplification afin de diminuer le temps de calcul. Après ce changement, une validation dynamique du système pourra être mise en place. Si celle-ci est concluante, différents scénarios pourraient être mis en place pour optimiser le fonctionnement dynamique du cycle.

Un problème technologique est apparu au cours de cette thèse : la gestion de l'huile. Dans le cadre d'une application fixe des séparateurs d'huile peuvent être installés. Pour du transport, des systèmes de piège à huile semblent plus appropriés mais pour des pressions de fonctionnement atteignant les 130 bar, les choix technologiques sont limités.

Une autre limitation est le fonctionnement de l'éjecteur sur une plage de basse pression étendue. L'éjecteur à aiguille est capable de s'adapter à un changement de température de source chaude mais il semblerait que ce ne soit pas le cas pour la température de source froide. L'étude d'un nouveau design pour des températures froides permettrait de répondre à cette question.

Le CO₂ reste une solution très intéressante pour de nouveaux systèmes frigorifiques. Sa capacité à remplacer les HFC n'est limitée que par les performances de ces cycles. Cette thèse a pu démontrer que l'éjecteur permet d'augmenter les performances du cycle pour une gamme de fonctionnement précise. Ces améliorations étaient entre autres limitées par les composants du circuit optimisés pour un autre point de fonctionnement. Une suite possible à cette thèse serait la modification du compresseur pour qu'il soit optimisé sur les points avec éjecteur.

8. Bibliographie

- May 30, 2017. <https://www.economie.gouv.fr/dgccrf/Publications/Vie-pratique/Fiches-pratiques/Temperature-de-conservation>.
- Juillet 13, 2017. <http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/publicationweb/26>.
- Octobre 19, 2017. <http://www.archives-manche.fr/ark:/57115/a0114417990245rRem/1df7965e64>.
- Ahamed, Md, Bhattacharyya Ezaz, and Ramgopal Souvik. "Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector." *International Journal of Refrigeration*, 2014.
- Bai, T, G Yan, and J Yu. "Performance evolution on a dual-temperature CO₂ transcritical refrigeration cycle with two cascade ejectors." *Applied Thermal Engineering*, 2017: 26-35.
- Banasiak, Krzysztof, et al. "Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R-744 vapour compression units." *International Journal of Refrigeration*, 2015: 265-276.
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., Mercadier, Y. "Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors." *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005: 56-70.
- Bejan, Adrian. *Advanced engineering thermodynamics*. Durham: John Wiley & sons, 1988.
- Belman-Flores, J.M, S Ledesmaa, J M.Barroso-Maldonado, and J Navarro-Esbríb. "A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model." *International Journal of Refrigeration* 59 (2015).
- Boulawz, Ksayer Elias. *Etude et conception de systemes à efficacite énergétique améliorée fonctionnant au Co₂ comme fluide frigorigène*. Sciences-New York, 2007.
- Bouziane, Abelkader. "Simulation et étude expérimentale d'une machine frigorifique au CO₂ transcritique munie d'un éjecteur." *Thèse*. Lyon, Janvier 24, 2014.
- Bredesen, A, A Hafner, J Pettersen, and K. Aflekt. "Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂." *International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, College Park (USA)*, 1997: 1-15.
- Brennen, Christopher E. *Fundamentals of multiphase flows*. Californie: Calmbridge University Press, 2005.
- Cavallini, A, L Cecchinato, M Corradi, E Forniazeri, and Z Claudio. "Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis." *International Journal of Refrigeration*, 2005: 1271-1283.
- Cheng, Lixin, Gherhardt Ribatski, and John R Thome. "New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II-An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008: 125-135.

- Chunnanond, K, and S Aphornratana. "Ejectors : application in refrigeration technology." *Renewable and sustainable energy reviews*, 2004: 129-155.
- Colasson, Stéphane, André Bontemps, and Arnaud Bruch. "Transfert de chaleur convectif d'un écoulement de CO₂ supercritique dans des tubes verticaux de faibles diamètres." *Congrès Français de Thermique*. Ile des Embiez, 2007.
- Commission économique pour l'Europe, Comité des transports intérieurs. *Accord relatif aux transports internationaux de denrées périssables et aux engins spéciaux à utiliser pour ces transports*. New York et Genève, 2015.
- Copigneaux, P, P Tobaly, and M Godin. "Isentropic expansion of dry saturated vapor-Application to the design of safety valves." *Journal Pressure Vessel Technologie*, no. 106 (1984): 282-286.
- Croquer Sergio, Poncet Sébastien, Galanis Nicolas. "Comparison of ejector predicted performance by thermodynamic and CFD models." *International Journal of Refrigeration*, 2016: 28-36.
- Cuevas, C, J Lebrun, V Lemort, and E Winandy. "Characterization of a scroll compressor under extended operating conditions." *Applied Thermal Engineering*, 2010.
- Deng, Jian Qiang, Pei Xue Jiang, Tao Lu, and Wei Lu. "Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector." *Applied Thermal Engineering*, 2007 (27).
- Desevaux, P., Aeshbascher, O. "Numerical and experimental flow visualization of the mixing process inside an induced air ejector." *International Journal of Turbo Jet Engines*, 2002: 71-78.
- Elbel, Stefan. "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning." *International Journal of Refrigeration*, 2011: 1545-1561.
- Elbel, Stefan. "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning." *International Journal of Refrigeration*, 2011: 1545-1561.
- Elbel, Stefan, and Pega Hrnjak. "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R-744 system operation." *International Journal of Refrigeration* (International Journal of Refrigeration), 2008: 411-422.
- Foit, Wojciech. *Comparison of single and parallel ejector operation in transcritical R-744 cycle*. Trondheim, 2012.
- Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow." (International Chemical Engineering) 16, no. 2 (1976).
- Grimison, F.D. "Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks", Transactions ASME, 59, 1937, pp. 583-594.
- Groll, Eckhard, and Da Qing Li. "Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Ejector- Expansion Device." *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2004.

- Haida, Michal, Krzysztof Banasiak, Jacek Smolka, Armin Hafner, and Trygve M Eikevik. "Experimental analysis of the R-744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module." *International Journal of Refrigeration*, 2016: 93-107.
- Hassanain, M, E Elgandy, and M Fatouh. "Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation." *International journal of refrigeration*, 2015: 1-13.
- He, Y, J Deng, L Zheng, and Z Zhang. "Performance optimization of a transcritical CO₂ refrigeration system using a controlled ejector." *International Journal of Refrigeration* 75 (2016): 250-261.
- Hellmann, Sascha, Christoph Kren, and Guillaume Burvingt. "Développement et test d'éjecteurs contrôlables pour systèmes de froid commercial au CO₂." *Revue général du Frpod*, 2016.
- Hua, Tian, Ma Yitai, Li Minxia, and Wang Wei. "Study on expansion power recovery in CO₂ trans-critical cycle." *Energy Conversion and Management*, 2010: 2516-2522.
- Hui, Dung, and Gao Haiyang. "3-D Transient CFD Model for Rolling Piston Compressor with Dynamic Reed Valve." Purdue, 2014.
- Incropera, F., DeWitt, D., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley and Sons, Inc., New York, 1996
- Institut international du froid*. 2016. http://www.iifiir.org/userfiles/file/webfiles/in-depth_files/History_refrigeration_Duminil_FR.pdf.
- Jingming, Dong, Yu Mengqi, Wang Weining, Song He, Li Celue, and Pan Xinxiang. "Experimental investigation on low-temperature thermal energy driven steam ejector refrigeration system for cooling application." *Applied Thermal Engineering*, 2017: 167-176.
- Juijpers, Lambert, and Roberto Peixoto. "Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee." Montreal, 2014.
- Koehler, Christian, Lucas, and Juergen. "Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle." *International Journal of Refrigeration*, 2012: 1595-1603.
- Kwang-il, C., A.S. Pamitran, Oh Chun-Young, and Oh Jong-Taek. "Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels." *Int. Journal of Refrigeration*, 2007: 1333-1346.
- Lallemand, André. "Thermodynamique appliquée - Bilans entropiques et exergetiques." *Techniques de l'ingénieur*, Mars 10, 2015.
- Lee, H, S Troch, Y Hwang, and R Radermacher. "LCCP evaluation on various vapor compression cycle options and low GWP refrigerants." *International Journal of Refrigeration*, 2016: 128-137.
- Liao, S.M., T.S. Zhao, and A. Jakobsen. "A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles." *Applied Thermal Engineering* 20, 2000: 831-841.
- Lixin, Cheng, Ribatski Gherhardt, Moreno, Quiben Jesus, and R., Thomea John. "New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes : Part I - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008.

- Lucas, Christian, Henrik Rusche, Andreas Schroeder, and Juergen Koehler. "Numerical investigation of a two-phase CO₂ ejector." *International Journal of Refrigeration*, 2014: 154-166.
- Luecken, Deborah J, Robert L Waterland, Stella Papasavva, and Kristen N Taddonio. "Ozone and TEA Impacts in North America from Degradation of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), A potential Greenhouse Gas Replacement." *Environmental Science & Technology*, 2010: 44 (1) 343-48.
- Manjili, F. Eskandari, and M. a. Yavari. "Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle." *Applied Thermal Engineering*, 2012: 202-209.
- Mazzelli, Federico, LittleAdrienne B., Srinivas Garimella, and Yann Bartosiewicz. "Computational and experimental analysis of supersonic air ejector:." *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015: 305-316.
- Medrow Robert, Chao BT, "Charges on jet drops produced by bursting bubbles", *Journal of Colloid and Interface Science*, Volume 35, Issue 4, 1971, Pages 683-688, ISSN 0021-9797,
- Michineau, T, G Cavalier, and E Devin. "F-gases in refrigerated transport." *Proceedings of the 3rd IIR Internation Confernce on Sustainability and the Cold Chain*. London: England : The Institute of Refrigeration, 2014.
- Molina, M.J., and F.S. Rowland. "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom-Catalysed Destruction of Ozone ." *Nature*, 1974: 810-812.
- Monier, Véronique, Manuel Trarieux, Mathieu Labro, and Marianne Francllet. *Rapport annuel de l'Observatoire des fluides frigorigènes et gaz fluorés*. Angers: Ademe, 2016.
- Munday, J.T., Bugster, D.F. "A new theory applied to steam jet refrigeration". *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 16, 1977: 442– 449.
- O'Leary, F J. Ejector. USA Patent 1017792. 1912.
- Petukhov, B.S. "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, 1970.
- Robert, E., Hans Henry, and K Fauske. "The Two-Phase Critical Flow of One-Component Mixtures in Nozzles, Orifices, and Short Tubes." *Heat Transfer*, 1971: 179-187.
- Ruz, Mario, Juan Garrido, Francisco Vásquez, and Fernando Morilla. "A hybrid modeling approach for steady-state optimal operation of vapor compression refrigeration cycles." *Applied Thermal Engineering* 120 (2017): 74-87.
- Seung, Lee, Jae, and M Kim. "Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector." *International Journal of Refrigeration*, 2011: 1614-1625.
- Shariatzadeh, O. Joneydi, S.S Abolhassani, M Rahmani, and M Ziaee Nejad. "Comparison of transcritical CO₂ refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view." *Applied Thermal Engineering*, 2016: 779-787.

- Short, Glenn D. "Assessment of Lubricants for Ammonia and Carbon Dioxide Refrigeration Systems." *The Institute of African American Research*. San Antonio, 2017. 0-40.
- Sørensen, Kresten K., Morten Juel Skovrup, Lars M Jessen, and Jakob Stoustrup. "Modular modeling of a refrigeration container." *International Journal of Refrigeration*, no. 55 (2015): 17-29.
- Subiantoro, Alison, Kim Tiow Ooi, and Ulrich Stimming. "Energy saving measures for automotive air conditioning (AC) System in the tropics." *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue, 2014.
- Thompson, LL, and OE Buxton. "Maximum isentropic flow of dry saturated steam through pressure relief valves." *Journal Pressure Vessel Technologie*, no. 101 (1979): 113-117.
- Toublanc, Cyril. "Amélioration du cycle trans-critique au CO₂ par une compression refroidie : évaluation numérique et expérimentale." Paris, 2010.
- Wang, X, Yu J, M Zhou, and X Lv. "Comparative studies of ejector-expansion vapor compression refrigeration cycles for applications in domestic refrigerator-freezers." *Energy*, 2014: 635-642.
- Wang, Xiao, and Jianlin Yu. "Experimental investigation on two-phase driven ejector performance in a novel ejector enhanced refrigeration system." *Energy Conversion and Management*, 2016: 391-400.
- Winandy, E, O C Saavedra, and J Lebrun. "Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor." *International Journal of Thermal Sciences*, 2002: 183-192.
- Yang, Jun Lan, Yi Tai Ma, Min Xia Li, and Hai Qing Guan. "Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander." *Energy*, 2004.
- Zhang, Zhenying, Li Minxia, Ma Yitai, and Gong Xiufeng. "Experimental investigation on a turbo expander substituted for throttle valve in the subcritical refrigeration system." *Energy*, 2015: 195-202.
- Zhenying, Zhang, Li Minxia, Ma Yitai, and Gong Xiufeng. "Experimental investigation on a turbo expander substituted for throttle valve in the subcritical refrigeration system." *Energy*, 2015: 195-202.
- Zukauskas, A. "Heat Transfer from Tubes in Crossflow." *Advances in Heat Transfer*, 1972.

9. Annexes

9.1. Annexe : Détermination des coefficients du modèle de Winandy

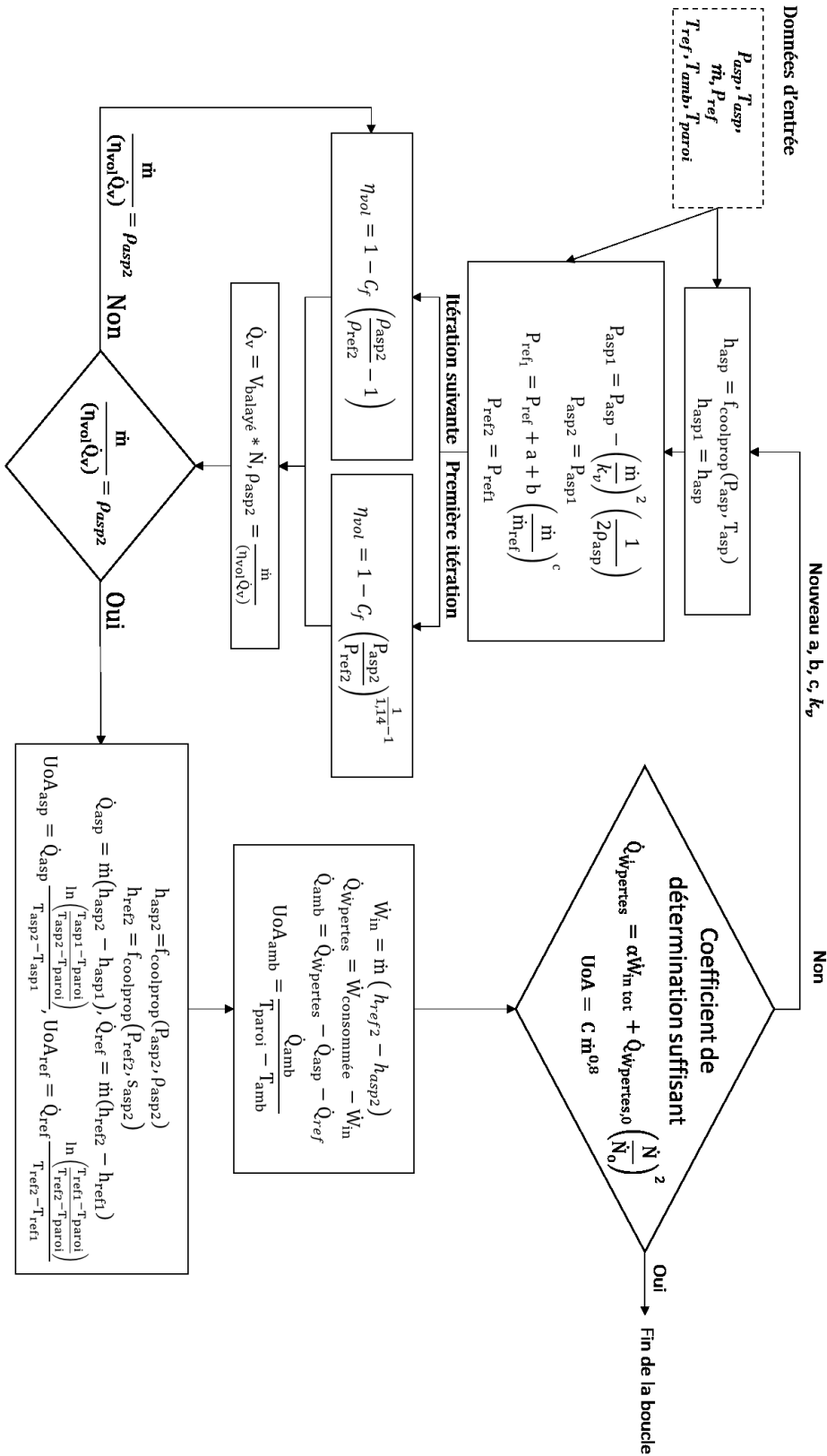


Figure 121 Détermination des coefficients du modèle de Winandy

Optimisation d'un cycle au CO₂ dans le domaine du transport frigorifique

Résumé

L'objectif de cette étude est d'optimiser une machine frigorifique au CO₂ pour une application dans le transport frigorifique. Les performances de l'unité doivent être supérieures à celles d'une machine avec une injection de vapeur et un compresseur bi-étagé, déjà commercialisée. Suite à l'étude de plusieurs solutions, un éjecteur couplé à un échangeur de chaleur interne semble la solution la plus intéressante.

Un banc expérimental est créé à partir de l'unité possédant une injection de vapeur. L'éjecteur est muni d'une aiguille pour pouvoir assurer une recherche de la haute pression optimale. L'échangeur de chaleur interne est équipé d'un by-pass pour modifier la puissance échangée. Un ensemble de points d'essais est testé avec deux températures d'évaporation : 0 °C et -20 °C, et trois températures de source chaude : 30 °C, 38 °C et 50 °C.

L'éjecteur avec aiguille est capable de s'adapter à différentes températures extérieures en modifiant la haute pression. L'échangeur de chaleur interne permet d'augmenter les performances du cycle mais présente une limite, la température au compresseur devient élevée et présente un risque de détérioration de ses performances ou de l'huile.

Avec le cycle présentant un éjecteur, une amélioration du coefficient de performance est observée pour les points avec une température d'évaporation de 0 °C mais celle-ci chute drastiquement pour les températures d'évaporation de -20 °C. Une analyse exergetique du cycle confirme les faibles performances de celui-ci pour des températures d'évaporation négatives.

À partir des résultats expérimentaux, des modèles numériques sont mis en place. Les échangeurs, vannes de détente sont modélisés de manière conventionnelle. Pour le compresseur, le modèle de Winandy est modifié afin de fonctionner pour un compresseur bi-étagé avec injection de vapeur. L'éjecteur est modélisé à travers un modèle unidimensionnel basé sur des transformations simplifiées décrites à travers des rendements isentropiques. Tous les modèles sont validés mais ceux des échangeurs ont un temps de calcul CPU trop important pour pouvoir être utilisés sur une modélisation dynamique.

Mots clés : CO₂ – Éjecteur – Échangeur interne – Cycle frigorifique – Expérimental – Numérique – Transport

Summary

The aim of this study is to optimize a CO₂ refrigeration unit for transport application. The efficiency of the unit needs to be superior that of a cycle with vapor injection and a two stages compressor. The solution proposed is to install an ejector with an internal heat exchanger.

A test bench is created from a pre-existing unit. Tests are made for two evaporation temperatures: 0 °C and -20 °C and three external temperatures: 30 °C, 38 °C and 50 °C. The ejector is equipped with a needle to seek the optimal high pressure. The internal exchanger is equipped with a by-pass to modify the thermal power exchanged.

The ejector with needle can change the high pressure to seek the optimal conditions. The internal heat exchanger increases the efficiency of the cycle but the rising of temperature at the compressor can degrade its efficiencies or the oil. The new cycle increases the COP for evaporation temperature of 0 °C but the COP is lower than without ejector for evaporation temperature of -20 °C. An exergetic analysis shows that indeed the cycle is less efficient for low evaporation temperature.

From the experimental results, numerical models are created to realize a system simulation and to test different scenarii to drive the unit. Exchangers and valves modeled with conventional tools. Wynandy's model is adapted to be used on a two-stage compressor with vapor injection. The ejector is modeled with a one-dimensional model, based on simplified transformations described with isentropic efficiencies. All models seem to work but the CPU time is too high to use the exchanger models for dynamic simulation.

Keywords: CO₂ – Ejector – Internal exchanger – Refrigeration cycle – Experimental – Numerical – Transport