

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT GENIE CLIMATIQUE

Thèse En Vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat Troisième Cycle (LMD)

Spécialité : **Génie Climatique**

Option : **Réfrigération et Climatisation Énergie et Environnement**

Présenté par : Mehdi BENCHARIF

Intitulé de la thèse :

Modélisation et expérimentation d'une installation frigorifique à éjection Gaz-Gaz

Soutenue le:19 /01/2022

Jury

Président : Rabah GOMRI Prof Université frères Mentouri Constantine 1.

Encadreur : SaidZid Prof Université frères Mentouri Constantine 1.

Co-Encadreur : Hakim NESREDDINE Dr Hydro-Québec Canada.

Examineurs :

Cherif BOUGRIOU Prof Université Batna

Azzedine BELHAMRI Prof Université frères Mentouri Constantine 1.

Mme Djamilia ROUAG SAFFIDINE Prof Université Salah Boubnider Constantine 1.

Invité :

Sébastien PONCET Prof Université Sherbrooke Canada

Sergio CROQUER Dr Université Sherbrooke Canada

Remercîments

Ce projet de recherche entre dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire de Génie Climatique de Constantine (LGCC) de l'Université des frères Mentouri à Constantine (Algérie), et l'Université de Sherbrooke (Canada) département Génie. Et le laboratoire des technologies de l'énergie (LTE) Hydro-Québec Shawinigan Canada.

Je commencerais par remercier chaleureusement les membres du jury qui ont accepté de juger et examiner ma thèse de doctorat. En suite

Tout d'abord j'aimerais adresser mon profond respect et ma gratitude à mon directeur de thèse le Professeur. Mr, SaidZid: je le remercie d'avoir assuré mon encadrement tout au long de ces années d'étude License Master et Doctorat, je vous remercie pour avoir su raviver la flemme de l'espoir en moi qu'on tout aller mal. Un grand merci pour tout le temps que vous m'avez accordé avec beaucoup d'enthousiasme dans l'élaboration de ce travail de thèse de doctorat.

Je remercie chaleureusement et du fond du cœur mon Co-encadreur le Dr Hakim Nesreddine, pour avoir accepté de me guider avec sestrès précieux conseils. Je vous remercie pour les remarques, les commentaires que vous m'avez adressés tout au long de cet encadrement. Vous m'avez guidé au long de ces année et grâce à vous ainsi qu'à vos précieux conseils j'ai appris énormément de choses. Il me tient à cœur de dire que sans votre encadrement cette thèse n'aurait sûrement jamais vu le jour. Merci infiniment.

Je tiens aussi à remercier particulièrement le Professeur Sébastien Poncet pour m'avoir invité à faire ces stages de recherches sous sa direction et de m'avoir accueilli dans son équipe de recherche. Je lui suis très reconnaissant pour avoir consacré son temps pour mener ce travail à bon terme. Son efficacité, son expérience, sa modestie sa gentilles ainsi que toutes ses qualités scientifiques et humaines m'ont marqué à jamais et m'ont toujours été profitables. Encore merci.

Je remercie sincèrement Sergio Croquer pour sa disponibilité depuis le premier jour et jusqu'à ce jour, merci pour m'avoir prodigué de nombreux conseils tout au long de ces années de recherche qui m'ont permis de progresser dans mon travail de scientifique. Encore une fois merci d'avoir été toujours été là.

Je tiens également à exprimer ma gratitude à mes amis et collègue de l'équipe de recherche du Laboratoire de Génie Climatique de Constantine (LGCC) qui m'ont entourée tout au long de mes années de doctorat. Je m'adresse à tous les chercheurs qui m'ont accompagné pendant ma thèse pour leurs remarques, leurs suggestions pertinentes, leurs encouragements et leurs confiances qui m'ont énormément servi et permis d'apprendre rapidement, je les remercie.

Mes chaleureux remerciements vont aussi à ma famille spécialement pour mes parents, maman, papa merci infiniment pour tous ce que vous avez fait pour moi, je ne vous remercierais jamais assez

Merci à mes frères Skander et Adel pour avoir toujours été là pour moi dans le meilleur et dans le pire, merci à ma grande sœur pour avoir su m'encourager à aller de lavant

Merci à ma femmepour m'avoir soutenu et su être à mes cotes dans les moments les plus difficiles, merci pour sa patience pendant mon absence a des heures très tardives et tous ces sacrifices

« Je vous présente mes années d'étude dont ce modeste travail juste pour pouvoir contempler je l'espère les étincelles de fierté dans vos yeux »

الهدف الرئيسي من هذا المشروع البحثي هو دراسة تأثير حقن القطرات عند مخرج القاذف في نظام تبريد طرد مخصص لتكييف الهواء والتبريد، لمعرفة التأثيرات المحتملة للقطرات على معاملات أداء القاذف دورة تبريد قائمةتحقيقا لهذه الغاية، تم وضع نهج عددي وتجريبي في مكانه وتم فصله إلى قسمين لدراسة الظاهرة بشكل جيد

مع أكثر من مائة اختبار تم تطويره Hydro-Quebec Shawinigan Canada يتم إجراء الجزء التجريبي في مختبر أبحاث على نموذج أولي بقدرة تبريد اسمية تبلغ 35 كيلو واط واستخدام المبرد تم إجراء الاختبارات من خلال تغيير المعلمات المحددة التالية: (يتراوح من 0.33 0.43 / ثانية)

85 درجة مئوية) (13 15 درجة مئوية) (20 28) 81) كسوائل عملتم تطوير تحليل إحصائي لتقييم أفضل لنتائج التجربة R245fa(مئوية

Matlab تم تطوير العديد من النماذج الديناميكية الحرارية لكل مكون من مكونات الدورة باستخدام برنامج ، مع التركيز بشكل خاص على النموذج الديناميكي الحراري أحادي البعد للقاذف بناءً على معادلات الحفظ لـ R2017b والطاقة ، الطريقة جهاز حقن القطرات عند مخرج القاذف ، ثم يتم التحقق من صحة النتائج العددية من خلال البيانات التجريبية التي تم لكل نموذج من نماذج المبادلات الحرارية () (NUT -) Hydro-Quebec. LTE إجراؤها في مختبر

لحصول عليها وثيقة الصلة بفهم الظواهر المعقدة التي تسود داخل القاذفمع توافق جيد بين النتائج العددية والتجريبية

، قطرات ، مبادلات حرارية ، نموذج ديناميكي حراري ، معامل الأداء R245fa

Résumé

Ce projet de recherche a pour objectif principale d'étudier l'effet de l'injection de gouttelettes à la sortie de l'éjecteur dans un système de réfrigération à éjection destiné à la climatisation et la réfrigération, pour voir les effets potentiels des gouttes sur les paramètres de performance du cycle de réfrigération à base d'éjecteur. A cette fin, une approche numérique et expérimentale est mise en place et a été séparée en deux parties pour bien étudier le phénomène.

La partie expérimentale est réalisée dans le laboratoire de recherche Hydro-Québec Shawinigan Canada avec plus d'une centaine de tests élaborés sur un prototype d'une puissance frigorifique nominale de 35 kW. Utilisant le frigorigène R245fa comme fluide de travail. Les tests ont été réalisés en variant les paramètres déterminants suivants : le débit du fluide primaire (allant de 0.33 à 0.43 kg/s) ainsi que les températures des fluides caloporteurs à l'entrée du générateur (81 à 85 °C) et l'évaporateur (13 à 15 °C) et du frigoporteur à l'entrée du condenseur (20 à 28 °C). Une analyse statistique est mise au point pour une meilleure valorisation des résultats expérimentaux.

Dans la partie numérique, plusieurs modèles thermodynamiques sont développés pour chaque composante du cycle sous le logiciel Matlab R2017b, avec une emphase particulière sur le modèle thermodynamique à une seule dimension de l'éjecteur basé sur les équations de conservation de mouvement de masse et d'énergie, la méthode (\square -NUT) est utilisée pour chaque l'un des modèles des échangeurs de chaleur (générateur, condenseur, et l'évaporateur). Le dispositif de l'injection de gouttes à la sortie de l'éjecteur, les résultats numériques sont validés par la suite avec les données expérimentales faites au laboratoire LTE d'Hydro-Québec. Shawinigan. Canada.

Les résultats obtenus sont très pertinents pour la compréhension des phénomènes complexes qui se passent au sein de l'éjecteur. Avec une bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux. Avec une amélioration du coefficient de performance.

Mots clés :

Éjecteur, R245fa, gouttelettes, échangeurs de chaleur, modèle thermodynamique, coefficient de performance.

Abstract

The main objective of this research project is to study the effect of droplet injection at the outlet of the ejector in an ejector refrigeration system destined for air conditioning and refrigeration, to see the potential effects of drops on the performance parameters of the ejector-based refrigeration cycle. To this end, a numerical and experimental approach is put in place and has been separated into two parts to study the phenomenon.

The experimental part is carried out in the Hydro-Québec Shawinigan Canada research laboratory with over a hundred tests developed on a prototype with a nominal cooling capacity of 35 kW. Using the refrigerant R245fa as a working fluid. The tests were realized by varying the following parameters: the flow rate of the primary fluid (ranging from 0.33 to 0.43 kg / s) as well as the temperatures of the heat transfer fluids at the inlet of the generator (81 to 85 °C) and the evaporator (13 to 15 °C) and coolant at the condenser inlet (20 to 28 °C). Statistical analysis is developed for a better evaluation of the experimental results.

In the numerical part, several thermodynamic models are developed for each cycle component under Matlab R2017b software, with a particular emphasis on the one-dimensional thermodynamic model of the ejector based on the energy, mass, and momentum conservation equations. The ϵ -NUT method is used for each one of the models of the heat exchangers (generator, condenser, and evaporator). The device of the injection of drops at the exit of the ejector, the numerical results are validated thereafter with the experimental data made in the LTE laboratory of Hydro-Quebec. Shawinigan. Canada.

The obtained results are very interesting for understanding the complex phenomena that have occurred within the ejector. With a good match between the numerical and experimental results. With an improvement in the coefficient of performance.

Keywords:

Ejector, R245fa, drops, heat exchangers, thermodynamic model, coefficient of performance.

Table des matières

Chapitre 1

1	Introduction :	15
1.1	Contexte :	15
1.2	Objectif et originalité	16
1.3	Organisation de la thèse :	16
1.2	Etat de l'art	17
1.2.1	Les systèmes de réfrigération à éjection	17
1.2.2	Contexte générale de l'éjecteur	19
1.2.3	Les types d'éjecteur	20
1.2.4	Domaine d'application	22
1.2.5	Paramètre de Performance	24
1.2.6	Les coefficients d'éjecteur	26
1.2.2	Fluide de travail	27
1.2.3	Revue Littéraire	28
1.2.3	Modèle thermodynamique et théorique	29
1.2.4	Etude expérimentale	30
1.2.5	Injection de goutte dans les éjecteurs	31
1.2.7	Energie de rupture	32
1.2.8	Conclusion	33

Chapitre 2

2	Introduction	35
2.1	Montage expérimentale	35
2.2	Description du prototype	36
2.3	Description du prototype d'injection de gouttes	39
2.4	Instrumentation et donnée d'acquisition	41
2.5	Fluide de Travail	41
2.5.1	Critère thermodynamique	41
2.5.2	Critère de sécurité	41
2.5.3	Critère environnementaux	Erreur ! Signet non défini.
2.6	Caractéristique de l'éjecteur	42
2.7	Évaluation des données expérimentale	43
2.7.1	Analyse statistique	43
2.7.2	Les différents types d'erreurs expérimentales	44
2.7.3	Propagation des erreurs dans les opérations algébriques	47
2.7.4	La courbe de gausse (gaussienne)	50

2.7.5	L'intervalle de confiance :	52
2.7.6	Rejet des données excentriques.....	53
2.8	La précision :	56
Chapitre 3		
3	Introduction :	60
3.1	Modèle mathématique.....	61
3.2	Éjecteur	61
3.2.1	Hypothèse	61
3.2.2	Les équations gouvernantes	62
3.2.3	Coefficient polytropique	63
3.2.4	Entrés primaire.....	64
3.2.5	Entré secondaire.....	64
3.2.6	Le mélange.....	65
3.2.7	Choc Normal	65
3.2.8	Le diffuseur	65
3.3	Injection de goutte.....	65
3.4	Echangeurs de chaleur :	67
3.4.1	Le générateur :	68
3.4.2	Le condenseur	74
3.4.3	Evaporateur	79
3.5	Pompe de circulation.....	82
3.6	La valve d'expansion	82
3.7	Accumulateur de liquide	83
Chapitre 4		
4	Résultat et discussion.....	85
4.1	Modèle thermodynamique de l'éjecteur	85
4.1.1	Injection de gouttes	88
4.2	Echangeur de chaleur	90
4.2.1	Condenseur	90
4.3	Pompe de circulation :	97
4.4	Effet des gouttes sur le coefficient de performance	98
Chapitre 5		
5	Conclusion et Perspective future.....	102
5.1	Perspective et travaux future :	103

Liste des Figures

Figure 1 Vu schématique d'un système de réfrigération a éjection conventionnel.....	18
Figure 2: Aperçus des différents systèmes de réfrigération avec éjecteur.	19
Figure 3: Représentation schématique de la géométrie de l'éjecteur.	20
Figure 4: les types d'éjecteurs.....	21
Figure 5: Mélange a pression constant (a) et mélange a section constante (b).	22
Figure 6: la géométrie changement de mouvement a taux constant.	22
Figure 7: Application des éjecteurs dans différentes technologies.	23
Figure 8: Courbe caractéristique de l'éjecteur avec mode d'opération Cardemil et Colle 2012 [17]..	25
Figure 9: Carte typique du fonctionnement de l'éjecteur.	26
Figure 10: Définition des efficacités polytropiques et isentropiques pour l'accélération du fluide primaire.	27
Figure 11: les trois types de fluides (Sec, humide et isentropique).	28
Figure 12: Variation de l'énergie de surface des gouttelettes pendant la rupture Croquer et al 2017[48].	33
Figure 13: Photo du prototype réaliser au laboratoire LTE d'Hydro-Québec Shawinigan Canada....	36
Figure 14: Schémas représentative du prototype SRE du laboratoire LTE (Hamzaoui et al 2018). ...	38
Figure 15 : Diagramme schématique de la configuration expérimentale du SRE, y compris l'injection de gouttelettes.	39
Figure 16 : Vue agrandi sur la zone d'injection de goutte (a) et le schéma de principe de la valve (buse) d'injection (b).....	40
Figure 17: Courbe des caractéristiques thermodynamiques de certains fluides frigorigènes (Aidoun et al 2019).	42
Figure 18: La géométrie de l'éjecteur (a) et photo de l'éjecteur utilisé au LTE.	43
Figure 19 : Différence entre Précision est exactitude.	44
Figure 20: Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés du générateur.	51
Figure 21 : Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés du condenseur.	52
Figure 22 : Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés de l'évaporateur.	52
Figure 23 : Bande de probabilité pour l'identification des valeurs aberrantes avec le critère de Chauvenet.	56
Figure 24 : Évolution de la pression en fonction du temps a l'entrée (a) et la sortie (b) du condenseur.	58
Figure 25 : Schéma de la configuration expérimentale de l'ERS, comprenant toutes les composantes.	60
Figure 26: Vue schématique de l'éjecteur étudié. Toutes les dimensions sont données en (mm).	61
Figure 27: Procédure de calcul pour le modèle thermodynamique de l'éjecteur.	63
Figure 28 : Procédure de calcul pour l'injection de goutte.	66
Figure 29 : Vus schématique d'un échangeur de chaleur à plaque.	67
Figure 30 : Transfert de chaleur le long des trois zones du générateur (a) plan thermique des deux côtés (b). [68].	69
Figure 31 : Organigramme de calcul pour le modèle du générateur.	70
Figure 32 : Diagramme de transfert de chaleur le long des trois zones du condenseur b) plan thermique des deux côtés Narimani et al 2019.	75
Figure 33: Organigramme de calcul pour le modèle thermodynamique du condenseur.	76

Figure 34: Diagramme de transfert de chaleur le long des deux zones de l'évaporateur (a) Plan thermique des deux côtés (b) (Narimani et al 2019).....	80
Figure 35 : Comparaisons entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour le débit massique du flux primaire contre quatre températures du fluide refroidisseur (glycol) T_{gly} : () 20 °C, () 22 °C, () 24 °C, (ú) 26 °C.	87
Figure 36 : Comparaison entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour le rapport d'entraînement contre quatre températures du fluide refroidisseur (glycol) T_{gly} : () 20 °C, () 22 °C, () 24 °C, (ú) 26 °C.	88
Figure 37 : Effet de l'injection de goutte sur la température du condenseur pour quatre températures de glycol T_{gly} : () 20 °C, () 22 °C, () 24 °C, (ú) 26 °C.	89
Figure 38: Effet de l'injection de goutte sur la température du condenseur pour quatre températures de glycol T_{gly} : () 20 °C, () 22 °C, () 24 °C, (ú) 26 °C.....	90
Figure 39 : Profils de température le long du condenseur pour une température de glycol $T_{gly}=20.3$ °C et une pression de $P_c=171$ kPa sans injection de goutte.....	91
Figure 40 : Profile de température le long du condenseur pour une température de glycol $T_{gly}=20.3$ °C et une pression de $P_c=169$ kPa avec injection de goutte.	92
Figure 41 : Effet de l'injection de goutte sur la capacité calorifique des trois zones du condenseur. .	93
Figure 42 : Profile de température le long du générateur pour une température de glycol $T_{gly}=85$ °C et une pression de $P_c=499$ kPa sans injection de goutte.	95
Figure 43 : Effet de l'injection de goutte sur la puissance calorifique du générateur.....	96
Figure 44 : Effet de l'injection de goutte sur la capacité calorifique du générateur pour quatre températures de glycol T_{gly} : () 20 °C, () 22 °C, () 24 °C, (ú) 26 °C.....	97
Figure 45 : Effet des gouttes sur COPm (a) et le COPt (b) avec et sans injection de gouttelettes pour différentes températures d'entrée de glycol.	99

Liste des Tableaux

Tableau 1: différents types d'éjecteurs Elbel, 2011 [6].	20
Tableau 2 : Calculs des erreurs aléatoires pour différents paramètres.	46
Tableau 3: La moyenne et l'écart-type pour les variables entrants dans le calcul des COPs.	49
Tableau 4: Intervale de confiance pour une distribution normale entre les limites.	53
Tableau 5 : Les valeurs critiques de Q Skoog,D,A et al 2013.	54
Tableau 6 : Tableau des valeurs critiques de Grubbs.	55
Tableau 7 : Rendement polytropique constant utilisée dans le modèle d'éjecteur.	63
Tableau 8 : Comparaison entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour ce qui est des flux primaires et secondaires.	86
Tableau 9 : Validation du modèle numérique pour le condenseur en comparaison avec les données expérimentales sans injection [S/i] ou Avec injection [A/i] de gouttelettes.	91
Tableau 10 : Validation du modèle numérique pour le générateur en comparaison avec les données expérimentales sans injection [S/i] ou Avec injection [A/i] de gouttelettes.	94
Tableau 11 : Résultats du modèle de la pompe de circulation avec et sans injection de gouttes sans injection [S/i] ou Avec injection de gouttelettes [A/i].	98

Nomenclature

A	section transversal [m^2] capacité thermique spécifique [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
D	diamètre [mm]
D_h	longueur caractéristique de l'échangeur de chaleur [mm]
E	surface d'énergie [$J.kg^{-1}$]
G	flux massique [$kg.m^{-2}.s^{-1}$]
h	enthalpie spécifique [$J.kg^{-1}$]
h_c	coefficient de transfert de chaleur convective [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
L	longueur [mm] débit massique [$kg.s^{-1}$]
Ma	nombre de Mach [-]
Nu	nombre de Nusselt [-]
Oh	nombre de Ohnesorge [-]
P	pression [kPa]
P_{cr}	rapport de pression [-]
P_{lim}	pression limite [kPa]
Pr	nombre de Prandtl [-]
Q	charge thermique [W]
Re	nombre de Reynolds [-]
S	entropie spécifique [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
S_{dr}	surface des gouttelettes [m^2]
T	température [$^{\circ}C$]
U	Coefficient global de transfert de chaleur [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
V	vitesse de flux [$m.s^{-1}$]
\bar{v}	volume spécifique [$m^3.kg^{-1}$]
W_e	nombre de Weber [-]
W_p	Puissance de la pompe [kW]

Symboles grecs

	rendement [-]
	densité [$kg.m^{-3}$]
	rapport d'entraînement [-]
	tension surfacique [$J.m^{-2}$]
	diamètre de goutte [mm]
	facteur d'efficacité [-]
μ	viscosité dynamique [Pa.s] conductivité thermique [$W m^{-1}.K^{-1}$]

Les indices

c	condenseur
ccd	caloporteur dans la zone de condensation
cdes	caloporteur dans la zone désurchauffe
cin	entrée du caloporteur
co	sortie du caloporteur
csb	caloporteur dans la zone de sous-refroidissement
d	diffuseur
dr	goutte
e	évaporateur
eev	valve d'expansion électronique
g	générateur
gly	glycole
in	entrée
inj	injection

m	mécanique
mix	mélange
out	sortie
p	primaire
rcd	réfrigérant dans la zone de condensation
rco	réfrigérant à la sortie du condenseur
rdes	réfrigérant dans la zone de désurchauffe
rin	entrée du réfrigérant
rsb	réfrigérant dans la zone de sous-refroidissement
s	secondaire
t	thermodynamique
th	gorge de l'éjecteur
z	zone

Abbreviations

<i>SRC</i>	Section a région constante
<i>COP</i>	Coefficientde performance
<i>SRAPC</i>	System de réfrigération alimentée par la chaleur
<i>CVAC</i>	chauffage, ventilation et conditionnement d'air
<i>LTE</i>	Laboratoire des Technologies de l'Énergie
<i>PST</i>	Position de sortie de la tuyère
<i>SRE</i>	Système de réfrigération a éjection
<i>DFC</i>	Dynamique des fluides computationnels

Chapitre 1

Chapitre 1

1 Introduction :

1.1 Contexte :

La croissance rapide de la consommation énergétique mondiale suscite déjà de grandes inquiétudes quant aux difficultés d'approvisionnement, l'épuisement de ressources naturelles ainsi qu'aux lourds impacts sur l'environnement (destruction de la couche d'ozone (**ODP**), le réchauffement climatique (**GWP**) et les changements climatiques). La contribution globale des secteurs résidentiels et commerciaux à la consommation d'énergie a considérablement augmenté pour atteindre des taux entre 20 et 40 %, cette augmentation est due à plusieurs facteurs, la croissance de la population mondiale jumelée à une forte demande pour le confort humain comme le chauffage, la réfrigération, la ventilation et l'air conditionné, ces systèmes connus sous le nom de (**HVAC** systèmes). Ces machines sont majoritairement basées sur des cycles à compression mécanique de vapeur [1]. Ces unités sont très performantes et très répandues mais réputées pour être énergivores en matière de consommation électrique puisqu'elles fonctionnent exclusivement à base d'énergies fossiles en tant qu'énergie primaire. L'agence internationale d'énergie **IEA** (<http://www.iea.org/statistics>) a rassemblé des données alarmantes sur les tendances de consommation d'énergie. Durant les deux dernières décennies (1984-2004) l'énergie primaire a augmenté de 49% et les émissions de CO₂ de 43 %, avec une augmentation annuelle moyenne de 2%.

Les récentes recherches sur les technologies alternatives de conservation d'énergie et les nouvelles gammes de fluides de travail dédiés à la réfrigération et la climatisation sont toujours d'actualité, avec la valorisation de la chaleur à basse température qui est devenue une partie importante de l'effort global visant à réduire les impacts du réchauffement climatique sur l'environnement est la couche d'ozone. Dans ce contexte, les systèmes de réfrigération à éjection fonctionnant avec l'énergie thermique qui offrent une solution très prometteuse pour les domaines de réfrigération, de rafraîchissement et les processus industriels. Ils peuvent récupérer l'énergie de faible qualité disponible sous forme de chaleur perdue dans la plupart des processus industriels mais aussi utiliser les énergies renouvelables (solaire, biomasse, géothermale) ou bien toute autre source thermique à faible coût. C'est nombreux avantages suscite un vif intérêt chez les développeurs d'applications en réfrigération et dans d'autres domaines du même type. Cependant, les performances des systèmes de réfrigération à éjection, restent modestes avec un coefficient de performance relativement faible si on le compare avec les systèmes de réfrigération à compression de vapeur conventionnelle. A cet effet, il est nécessaire d'améliorer les performances de l'éjecteur particulièrement sensible à la contre pression générée par le condenseur.

L'amélioration de l'efficacité énergétique dans tous les secteurs économiques, occupe une place importante dans les stratégies énergétiques de tous les pays qui se sont engagés dans des politiques de transition écologique. La rareté des ressources naturelles et des énergies fossiles non renouvelables, favorisent ainsi le changement de comportement vers des modes de productions et de consommations plus durables. Les ressources de l'Algérie en matière d'énergie nouvelle sont très prometteuses selon le **CEREF 2020**, elle possède un des potentiels solaires qui compte parmi les plus importants au monde, avec une durée solaire annuelle moyenne supérieure à 2500 heures par an et un rayonnement solaire moyen de l'ordre de (3000 kWh /m² /ans). Le potentiel éolien disponible est également appréciable avec l'existence de nombreux sites caractérisés par une vitesse moyenne du vent supérieure à 5 (m/s). De même, l'Algérie possède plusieurs ressources géothermiques dont la température dépasse les 90 (°C), la transformation des déchets en énergie offre également d'importantes opportunités pour la production d'énergie en Algérie. Ce qui favorise l'utilisation des systèmes de réfrigération à éjection propice à un tel environnement.

Dans le but d'améliorer les performances des systèmes frigorifiques à éjection plusieurs études ont été menées en se basant sur les conditions d'opérations, les paramètres de désigne et les fluides de travail, Certaines recherches dans la littérature ont étudié l'impact de l'injection de gouttes a l'intérieure de l'éjecteur au niveau du fluide primaire pour réduire les irréversibilités pourtant il s'est avéré que ça à détériorer les performances de l'éjecteur. Notre étude consiste à faire une injection du R245fa en forme de gouttelettes à la sortie du diffuseur est de voir l'effet sur les performances du cycle.

1.2 Objectif et originalité

Ce projet de recherche a pour objectif principale d'étudié l'effet de l'injection de gouttes entre la sortie de l'éjecteur est l'entrés du condenseur sur les performances du cycle de réfrigération ainsi que sur chaque composantes du cycle. Pour cela, une approche numérique et expérimentale est employée pour une meilleure description du phénomène.

- Une centaine de tests ont été réalisé sur un prototype d'une puissance frigorifique nominale de 35 kW au laboratoire des technologies d'Hydro-Québec. Shawinigan. Canada. Les tests ont été établie en variant les paramètres déterminant comme le débit primaire ainsi que les températures des fluides caloporteurs et frigoporteurs a l'entrés du générateur, du condenseur et de l'évaporateur. Il est à noter que ces paramètres sont totalement indépendants les uns des autres.
- Plusieurs modèles numériques nécessaires à la prédiction du comportement énergétique des composantes du système de réfrigération ont été développés. L'emphase est mise sur l'éjecteur, les échangeurs de chaleur et le dispositif d'injection de frigorigène ainsi que la pompe de circulation et la vanne de détente. La validation des différents modèles a été réalisée en comparant les résultats numériques avec les données expérimentales.

1.3 Organisation de la thèse :

La structure du manuscrit et constitué de la manière suivante :

Le **Chapitre 1** inclus une introduction générale à la problématique. Dans le **Chapitre** numéros **2**une présentation sur l'état de l'Art descriptif qui englobe les différentes recherches et combinaison des cycles de réfrigérations à éjection, les principes de fonctionnement en passant par les différents travaux réalisés sur les éjecteurs à la fois numériques et expérimental. Le **Chapitre 3** inclut les différents tests expérimentaux réalisés au sein du laboratoire de recherche Hydro-Québec Shawinigan Canada avec une présentation du prototype expérimental ainsi qu'une analyse statistique complète pour la valorisation des données expérimentales. Le **Chapitre 4** décrit les différents modèles thermodynamiques en mettant l'emphase sur toutes les composantes du système en commençant par le modèle à une seule dimension de l'éjecteur et celui du procédé de l'injection de gouttelettes suivit par les trois modèles des échangeurs de chaleur le condenseur, le générateur ainsi que l'évaporateur en terminant par un modèle pour la pompe de circulation et la vanne de détente pour compléter le cycle. Par la suite dans le **Chapitre5** résultats et discussion des modèles numériques et leur validation avec les données expérimentales plus une description détaillée sur les différents résultats obtenus. En finle **Chapitre 6** avec une conclusion générale et les perspectives, avec les références correspondantes.

1 Etat de l'art

Dans ce chapitre nous présentons en premier lieu une vue globale sur les systèmes de réfrigération à éjections. Leurs principes de fonctionnement et leurs domaines d'applications dans différents secteurs. Ensuite, une description de l'éjecteur et ces différents types, suivie des paramètres de performance les plus influentes et leur relation avec les conditions de fonctionnement. Par la suite une recherche bibliographique mettant l'accent sur les différentes recherches numérique et expérimental réalisé sur les éjecteurs dans la littérature. Enfin les différentes études et hypothèses concernant l'injection de gouttelettes sous forme liquide avec leurs potentiels sur les performances du système a été introduits afin d'avoir une meilleure compréhension sur le phénomène.

1.1.1 Les systèmes de réfrigération à éjection

Un système de réfrigération classique à base d'éjecteur comme illustré dans **la figure 1**. Est une combinaison d'un cycle de Rankine avec l'effet des gaz dynamique de l'éjecteur à travers un processus de compression thermique. Ça ressemble à première vus a un système de réfrigération à compression de vapeur, excepté que le compresseur de ce dernier est remplacé par les composantes suivantes : une pompe de circulation, un générateur et un éjecteur connu comme étant un compresseur thermomécanique, le cycle peut être divisé en deux boucles : une boucle motrice en haut (la pompe, le générateur, le condenseur et l'éjecteur) et une boucle frigorifique en bas (la vanne de détente, l'évaporateur, le condenseur et l'éjecteur). Une des caractéristiques remarquables de ces systèmes et leur consommation minimale d'électricité, ce qui entraîne généralement un gain substantiel d'efficacité pour l'ensemble du cycle. Cependant, l'éjecteur est caractérisé par un faible rendement thermodynamique, qui se traduit par un faible coefficient de performance. Les cycles utilisant les énergies renouvelables avec la récupération de chaleur interne en combinaison avec d'autres systèmes de réfrigération sont considérés comme les plus prometteurs. L'éjecteur peut être activé par n'importe quelle source de chaleur à faible grade comme les chaleurs perdues des déchets industriels ou bien les énergies nouvelles comme le solaire, la géothermie et la biomasse. De plus aucune lubrification n'est nécessaire à l'usure ou à la réduction de la friction, n'importe quel fluide frigorigène peut être utilisé comme fluide de travail. En outre les systèmes de réfrigération à éjection peuvent être intégrés avec un ou plusieurs éjecteurs, la configuration la plus simple est celle juste illustré dans **la figure 1** en bas. Cependant, diverses variations de cycle avec différents degrés de complicité sont catégorisé dans **la figure 2** comme les cycles de réfrigération combiné, ou bien cycle hybride avec éjecteur.

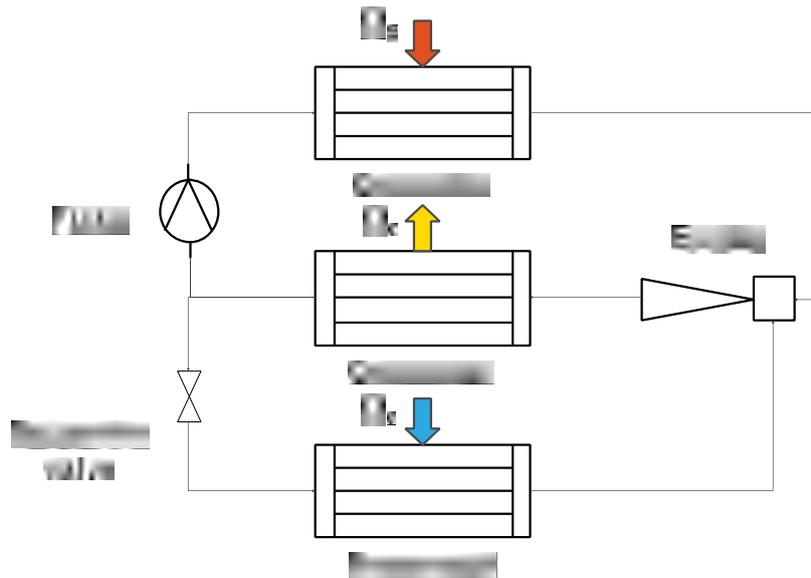


Figure 1 Vu schématique d'un système de réfrigération a éjection conventionnelle.

Plusieurs recherches sur la conception et les principaux aspects des éjecteurs ont été étudié dans la littérature [Sun et Eames\[2\]](#) qui on établit un état de l'art sur les conceptions théoriques et les différentes études sur les éjecteurs supersoniques, en plus de donner un aperçu de leur application expérimentale, les auteurs discutent sur les concepts de modèle mathématique pour la conception, basé sur des approches thermodynamiques, ils ont aussi souligné les limitations des modèles monodimensionnels et bidimensionnels, qui dépendent de plusieurs coefficients empiriques, qui les rendent difficile à utiliser. [Abdulateef et al 2009\[3\]](#) on examiner l'état des technologies d'éjecteurs à énergie solaire et présenté un résumé de plusieurs options de cycle pour les systèmes de refroidissements à éjecteurs d'énergie solaire, ainsi que des aspects économiques et environnementaux de la réfrigération correspondante. [Chen et al 2013\[4\]](#) on réviserle développement de nouvelle technologies dans le cadre de l'amélioration des performances des éjecteurs et les cycles de réfrigérationsà base d'éjecteur. Il a été souligné que la plupart des travaux effectués se limitaient à des analyses théoriques réduisant ainsi la compréhension des applications pratique. [Besagni et al 2016\[5\]](#) on présenter une revue littéraire sur les systèmes de réfrigérations a éjection et les fluides de travail, avec une profonde analyse sur les technologies et les comportements des éjecteurs, les propriétés des réfrigérants et leur influence sur les performances des éjecteurs. La plupart de ces études se focalise sur l'éjecteur comme étant l'élément principal, un classement approximatif sur les éjecteurs utiliser dans différentes technologies de réfrigération est indiqué dans **la figure 2**.



Figure 2: Aperçus des différents systèmes de réfrigération avec éjecteur.

1.1.2 Contexte générale de l'éjecteur

Un éjecteur est un dispositif de compression passive sans pièces mobiles, une construction et un mode d'opération simple ponctué par un cout de construction faible est un minimum de maintenance lui procure des avantages qui attirent les chercheurs malgré les modestes performances.

L'éjecteur comme le montre la **Figure 3** se compose essentiellement d'une première tuyère qui peut être convergente ou convergente-divergente à travers laquelle le flux primaire est accéléré à la vitesse supersonique ce qui génère une région à basse pression à la sortie de la tuyère qui se traduit par une aspiration du fluide secondaire par effet d'entraînement. Suivie par une chambre de forme cylindrique à section constante où les deux flux se retrouvent. Cette partie de la chambre d'aspiration permet le positionnement de la buse principale (qui peut coulisser dans la chambre), ainsi que l'interaction et le mélange des flux. Dans la littérature actuelle, cette zone et la seconde gorge sont également appelées chambre de mélange. Enfin le diffuseur qui ressemble à un cône inversé d'une forme divergente, où une onde de choc normale quand le mélange supersonique entre dans le diffuseur, la vitesse diminue et la pression augmente jusqu'à atteindre les conditions de sortie par l'effet de compression.

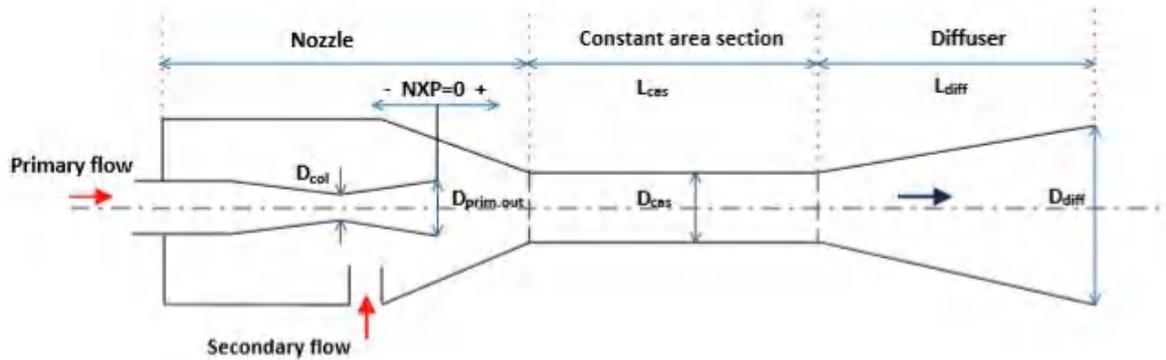


Figure 3: Représentation schématique de la géométrie de l'éjecteur.

1.1.3 Les types d'éjecteur

Les types d'éjecteurs sont principalement classés en fonction de leur géométrie et de la nature des flux internes comme le résume **la figure 4**. L'éjecteur peut être monophasique ou bien diphasique, compressible ou incompressible en fonction de la nature du flux le tableau 1 regroupe les éjecteurs courants.

	Flux Primaire	Flux secondaire	Sortie de flux	Remarque
Ejecteur à vapeur	Vapeur	Vapeur	Vapeur	Un écoulement diphasique peut se produire, onde de choc possible
Éjecteur à liquide	Liquide	Liquide	Liquide	Un flux monophasique sans onde de choc
Ejecteur à condensation	Vapeur	Liquide	Liquide	Flux diphasique avec condensation du flux primaire, onde de choc puissante
Ejecteur-bi phasique	Liquide	Vapeur	Deux-phase	Flux diphasique, onde de choc possible

Tableau 1: différent type d'éjecteur Elbel, 2011 [6].

En principe, l'éjecteur peut avoir différentes formes de géométries, avec une tuyère (buse) primaire de forme cylindrique il peut aussi y avoir plusieurs buses primaires (pas très fréquentes). La section transversale peut être de forme rectangulaire ou circulaire.

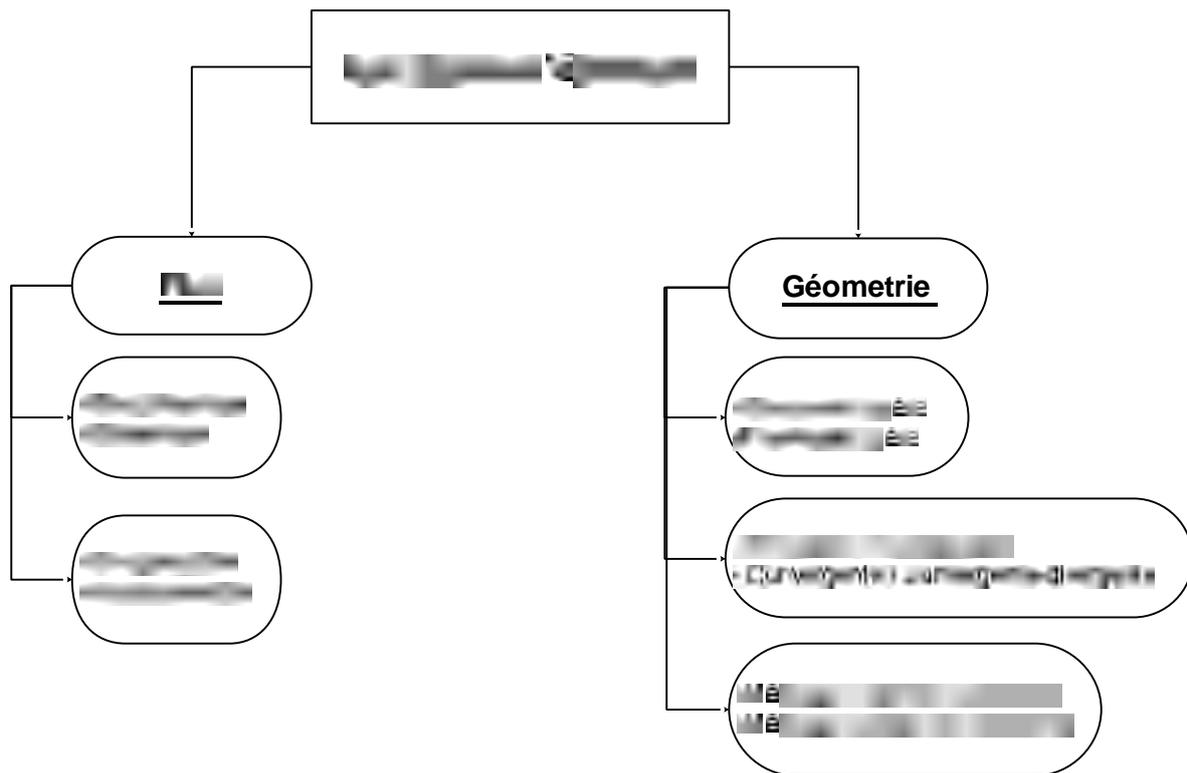


Figure 4: les types d'éjecteurs.

Selon la position de la sortie de la buse (NXP), il existe deux types d'éjecteurs, à savoir l'éjecteur avec un mélange à surface constante (MSC) et l'éjecteur ou le mélangeur se fait à pression constante (MPC) [B.J.Huang1999](#)[6]. Deux méthodes mathématiques sont appliquées dans la littérature pour décrire le phénomène physique du mélange.

[Keenan et al 1942, 1950](#). [7, 8] A proposé les deux méthodes de conception de désigne pour l'éjecteur. Le mélange a section constante 1942 était le premier à introduire la région de la section constante pour toute la chambre de mélange, à l'entrée de laquelle est positionnée la sortie primaire de la tuyère, favorisant des flux massiques entraînés élevés figure 5(a). Le deuxième concept du mélange a pression constante a ensuite été introduit en 1950, la géométrie d'une conception à pression constante comprend une zone à section transversale variable juste avant la partie à section constante figure 5(b), la tuyère primaire se retrouve à l'entrée ou bien à travers cette zone ce qui fournit une gamme plus large en termes de pression de condensation.

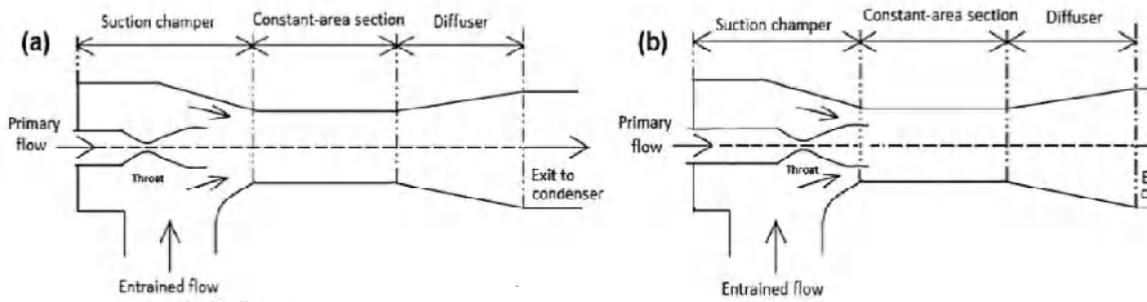


Figure 5: Mélange a pression constant (a) et mélange a section constante (b).

Certains chercheurs ont comparé numériquement et expérimentalement les deux concepts (MSC) et (MPC), ils ont montré que l'éjecteur a pression constante offre de meilleur performance que l'éjecteur avec section-constante [Y-M Chen 1997](#)[9] généralement utilisé pour les systèmes de réfrigérations à éjection. Toutefois, ils ont conclu qu'avec les mêmes conditions d'opération le model de mélange a section constante offre un plus grand rapport d'entraînement mais un taux de compression faible que le modèle de mélange a pression constante.

Afin de tirer meilleure partie des deux concepts précédents (MSC et MPC) pour améliorer le rapport d'entraînement. [Eames et al 2002](#)[10] a proposé une nouvelle méthode de conceptions. Basé sur le concept du changement de mouvement à rapport constant (CMTC) comme le montre la figure 6. Le profil géométrique résultant du corps de l'éjecteur comme le montre la figure est telle qu'au point de conception.

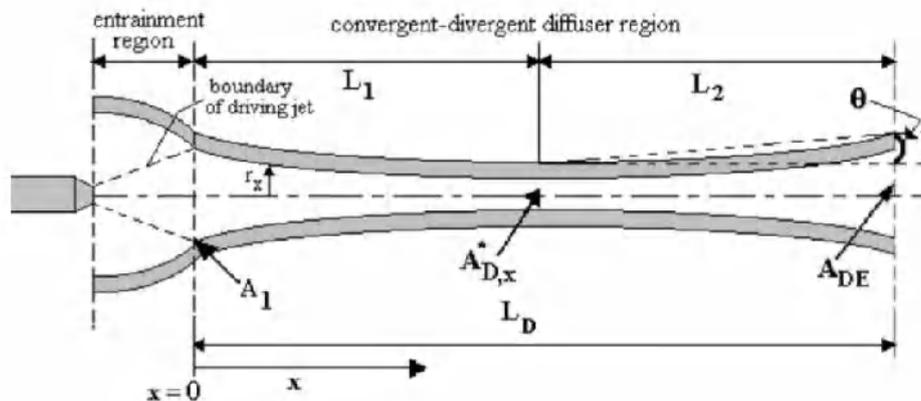


Figure 6: la géométrie changement de mouvement a taux constant.

[Eames et al \[11\]](#) ont fait une comparaison théorique d'un cycle a jet de pompe bi-étager avec le concept (CMTC), les résultats montrent qu'avec une réduction considérable du taux du flux primaire offrent une meilleure performance globale des systèmes adoptant le concept (CMTC).

1.1.4 Domaine d'application

L'utilisation des éjecteurs remonte à très longtemps dans le passé au milieu des années 1950 pour des applications industrielles et les fluides compressibles, ils ont été utilisés comme pompes à jet de vapeur ou éjecteur de gaz. Un des atouts majeurs de l'éjecteur et qu'il nécessite aucune pièce mobile,

il peut être activé thermiquement par une source d'énergie à faible grade allant des énergies renouvelables comme (le solaire, la biomasse et la géothermie) est les rejets industriels (échappement et fumé de moteur thermique) ou bien toute autre source d'énergie à basse température pour cette raison les éjecteurs peuvent être pertinent dans de nombreux domaines d'application particulièrement dans la réfrigération et les systèmes de climatisation en passant par des applications commercial et industriel Figure 7.

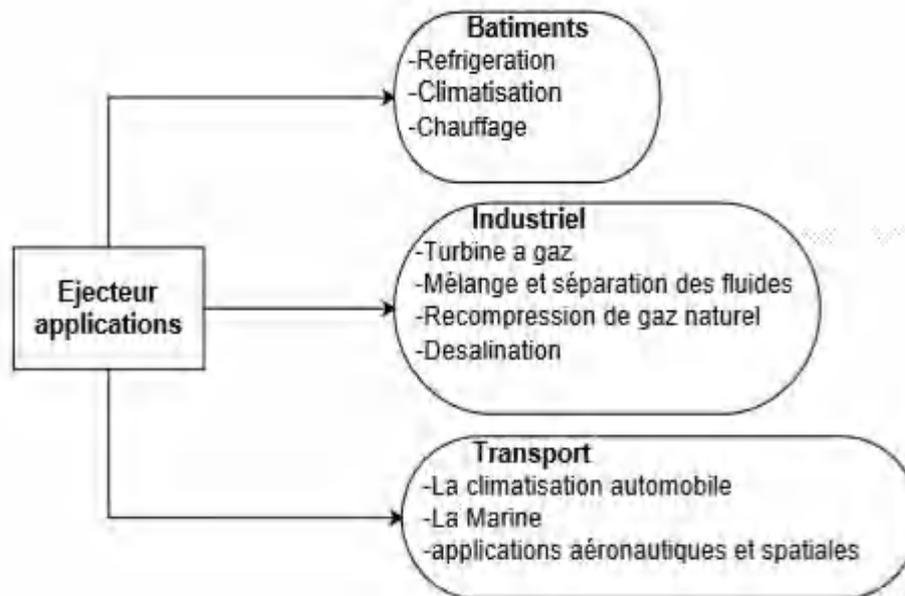


Figure 7: Application des éjecteurs dans différentes technologies.

La plupart des recherches sur les éjecteurs se focalise généralement sur des applications de rafraichissement, dans de tel système l'éjecteur remplace le compresseur, le flux secondaire est aspiré à partir de l'évaporateur, le mélange et ensuite compresser pour atteindre les conditions de condensation. Le premier prototype a été installé et testé vers l'année 2001 dans un bâtiment par [Nguyen et al 2001](#)[12]. Les moteurs à combustion interne gaspillent jusqu'à 17% du carburant par dissipation de chaleur. Le liquide de refroidissement du radiateur est à environ 80 ° C et en quantité suffisante pour alimenter un éjecteur pour la climatisation. Plusieurs chercheurs ont proposé de récupérer la chaleur du liquide de refroidissement du radiateur afin d'activer un éjecteur supersonique pour refroidir l'habitacle du véhicule [Salim, M 2004](#)[13]. En raison de leur fiabilité de fonctionnement, les éjecteurs trouvent des applications dans les processus des industries chimiques pour le mélange de fluides de différents types. [Daubert et al 2006](#)[14]. Ils ont considéré comme une solution alternative aux schémas d'intégration énergétique dans un large éventail d'industries à l'image des processus de désalinisation Ces installations utilisent des éjecteurs à activation solaire pour comprimer la vapeur d'eau avant la condensation pour produire de l'eau distillée [Samaké et al. 2014](#)[15]. Avec la diffusion accrue des connaissances sur le potentiel des éjecteurs et les progrès de la puissance de calcul numérique au cours des dernières années, de nouvelles applications continuent à émerger. [Cai et He](#) [16] ont appliqué une Procédure basée sur la CFD pour concevoir un éjecteur intégrer dans un système de

turbine à vapeur. Le but est de maintenir un vide, et de pomper du gaz non condensable, en améliorant indirectement l'efficacité du cycle de Rankine

1.1.5 Paramètre de Performance

Les éjecteurs ont la capacité de produire l'effet d'entraînement et de compression nécessaire dans la réfrigération. Ils ont également été appropriés pour produire l'effet d'aspiration et créer un vide où améliorer le mélange, selon les besoins d'applications comme les procédés industriels. La performance de l'éjecteur est définie selon le domaine d'application (la réfrigération, la climatisation et le chauffage...), l'éjecteur est caractérisé par deux paramètres d'opération et de performance, le rapport d'entraînement \tilde{S} et le rapport de compression P_{cr} , ces deux paramètres ;

Le rapport d'entraînement est défini comme :

$$\tilde{S} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

Et le rapport de compression comme :

$$P_{cr} = \frac{P_c}{P_s} \quad (2.2)$$

En termes de performance pour le cycle de réfrigération au complet, le paramètre le plus courant est le COP qui peut être vu comme la contribution de deux composants :

Le COP thermodynamique (noté COP_t), qui est le rapport du refroidissement utile généré par l'évaporateur sur l'apport d'énergie brut dans le cycle, et le COP mécanique (noté COP_m) défini comme le rapport du refroidissement utile généré par l'évaporateur sur l'énergie consommée par la pompe. L'apport d'énergie au générateur de vapeur n'est pas pris en compte car il est considéré comme une source d'énergie libre dans le SRE.

Les COP thermodynamiques et mécaniques sont respectivement

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + W_p} \quad (2.3)$$

$$COP_m = \frac{\dot{Q}_e}{W_p} \quad (2.4)$$

Dans un éjecteur avec une géométrie fixe, la performance est évaluée aux conditions de conception, et qui correspond à trois zones d'opération comme indiqué sur la figure 8 :

- Le mode double étouffement ($P_c < P_{crit}$) : les deux flux primaire et secondaire sont étouffés ce qui se traduit par un rapport d'entraînement constant ; $\tilde{S} = \tilde{S}_{crit}$
- Le mode à un seul étouffement ($P_{crit} < P_c < P_{co}$) : seulement le flux primaire est étouffé, et le rapport d'entraînement change avec la contre pression du condenseur.

- Le mode de refoulement ($P_c > P_{co}$) : les deux flux primaire et secondaire ne sont pas étouffés ce qui se traduit par le renversement du flux.

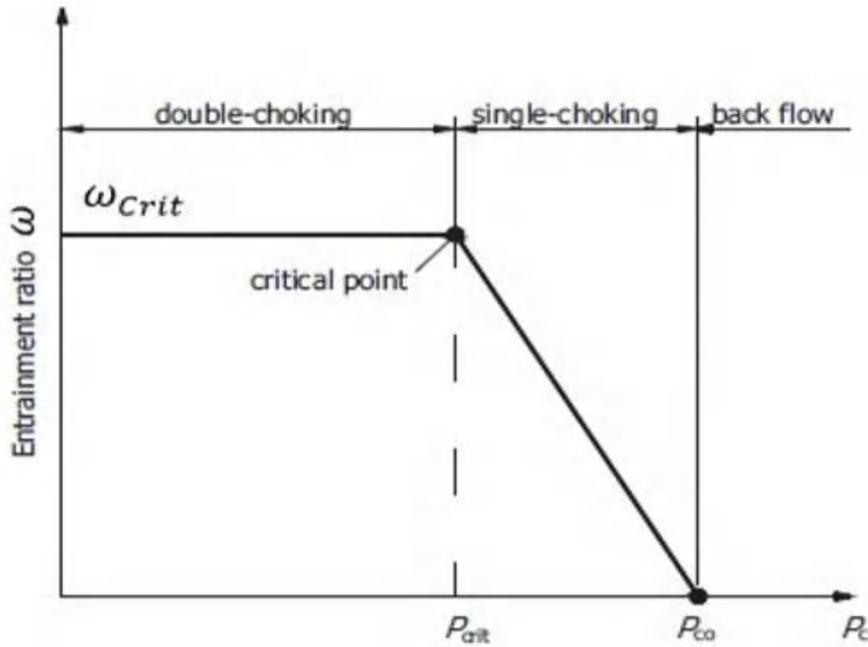


Figure 8: Courbe caractéristique de l'éjecteur avec mode d'opération [Cardemil et Colle 2012](#) [17].

Le taux d'entraînement reflète la capacité de l'éjecteur à aspirer et à faire circuler de la vapeur à basse pression. Alors que le taux de compression se rapporte à la plage de fonctionnement des conditions de travail. Il est évident que plus ω est élevé, meilleures seront les performances du système intégrant l'éjecteur. Les cartes de performances caractérisant ces dispositifs sont établies en termes de conditions de fonctionnement optimales, comme indiqué sur la figure 9.

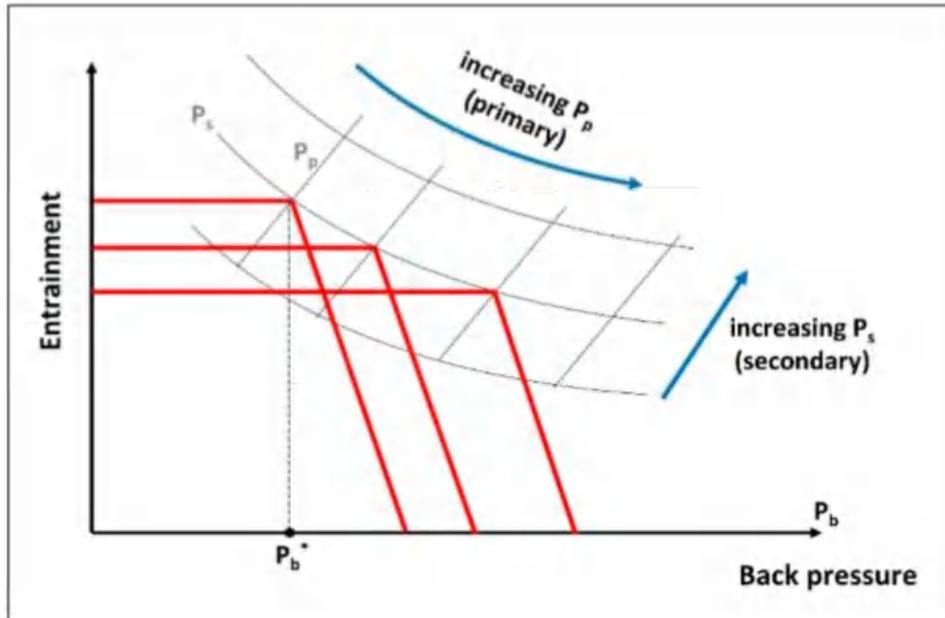


Figure 9: Carte typique du fonctionnement de l'éjecteur.

1.1.6 Les coefficients d'éjecteur

L'utilisation des rapports d'entraînement et de compression pour quantifier l'efficacité ou la commodité d'une conception particulière par rapport à d'autres solutions est limitée. Par conséquent, diverses définitions de l'efficacité ont été proposées, différant en particulier sur leur interprétation de la comptabilité énergétique et les états requis pour leur calcul.

Il y a quatre rendements pour l'éjecteur, le rendement du le flux primaire (y_p), pour le flux secondaire (y_s), le mélange (y_m) et le diffuseur (y_d). La définition des rendements isentropiques pour chaque part comme le montre la figure 10 est comme suit :

$$y_p = \frac{h_4 - h_{7p}}{h_4 - h_{is,7p}} \quad (2.5)$$

$$y_s = \frac{h_6 - h_{7s}}{h_6 - h_{is,7s}} \quad (2.6)$$

$$y_d = \frac{h_{is,1} - h_8}{h_1 - h_8} \quad (2.7)$$

Où le « h » est l'enthalpie, les indices « is » pour processus isentropique est les nombres indiqués les points sur le cycle

Les coefficients polytropique est une innovation récemment introduite par Galanis et Sorin pour les éjecteurs

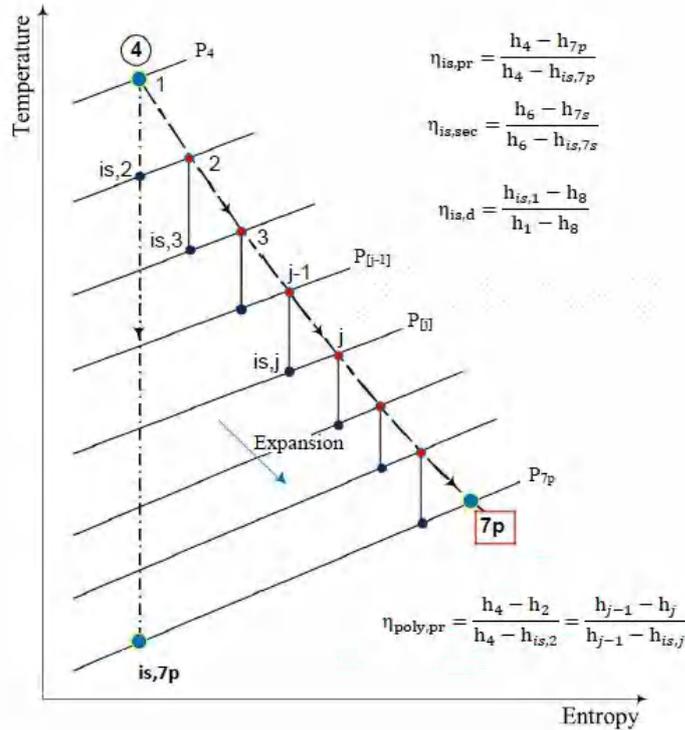


Figure 10: Définition des efficacités polytropiques et isentropiques pour l'accélération du fluide primaire[17].

1.2 Fluide de travail

Le fluide de travail peut significativement affecter les performances de l'éjecteur et l'ensemble du cycle frigorifique. La sélection d'un fluide frigorigène approprié est d'une importance fondamentale pour le désigne d'un système de réfrigération à éjection, Le produit de la chaleur latente de vaporisation et du débit massique du réfrigérant définit la capacité du système. Ainsi, plus la chaleur de vaporisation latente est élevée pour une capacité donnée, plus le débit massique est faible, moins l'énergie de pompage et la taille des conduites sont faibles, et généralement, moins le coût global sera requis pour exécuter le cycle. Les réfrigérants à masse moléculaire élevée peuvent augmenter le taux d'entraînement et la performance de l'éjecteur.

Le principe de base pour la sélection était la maximisation de la performance, plus récemment, plusieurs critères sont considérés comme (la sécurité, le cout), est au finale le choix dépendras su un compromis entre l'impact sur l'environnement et les performances.

Les fluides de travaux dans un système de réfrigération à éjection peuvent être catégorisés en trois groupes illustrés sur **la figure 11** : fluide sec, fluide isentropique et les fluides humides, en se basant sur la pente de la courbe de saturation à vapeur sur le diagramme.

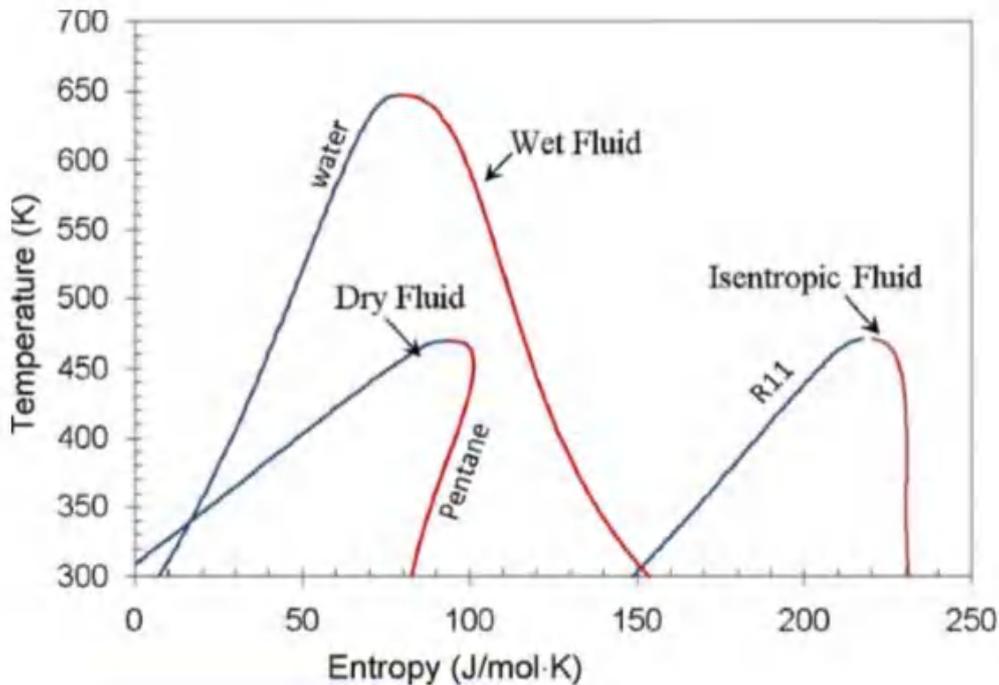


Figure 11: les trois types de fluides (Sec, humide et isentropique).

Les fluides secs et isentropiques ne subissent aucun changement de phase pendant le processus de détente traversant la tuyère primaire, tandis que de petites gouttelettes peuvent se former à la sortie de la buse pour un fluide de travail humide pouvant être éliminé par surchauffe des flux entrants [Chen et al 2010](#)[18].

[Cizungu et al 2001](#)[19], ont fait une simulation sur un système de réfrigération à éjection utilisant quatre fluides de travail (R1123, R134a, R152a et le R717) avec la même géométrie pour l'éjecteur. Les résultats en démontraient que le R134a et le R152a sont souhaitables pour des sources entre 75 °C et 85°C au niveau du générateur, tandis que le R717 (Ammoniac) est recommandé pour des températures dépassant les 90°C.

1.3 Revue Littéraire

L'application des éjecteurs en technique de réfrigération a été étudiée théoriquement et expérimentalement depuis longtemps. Les travaux correspondants ont été résumés dans plusieurs articles de synthèse mettant l'accent sur différentes perspectives. Par exemple, [Chunnanond et Aphornratana 2004](#) [20] ont présenté une introduction générale sur les applications des éjecteurs dans les systèmes de réfrigération; [Riffat et al. 2005](#) [21] ont présenté une revue des principales études sur les éjecteurs et leurs applications de 1995 à 2005. [Sarkar 2012](#)[22] et [Sumeru et al. 2012](#) [23] ont signalé l'état de l'éjecteur à deux phases en tant que dispositif de détente pour améliorer les systèmes de réfrigération à compression de vapeur et les pompes à chaleur. [Elbel 2011](#) [24] s'est concentré sur les systèmes de réfrigération transarctiques au CO₂ améliorés par éjecteur. [Chen et al b](#)[4]. Ont mis à jour sur l'intégration des éjecteurs dans les applications de réfrigération. Ils ont conclu que l'éjecteur étant le cœur des systèmes ERS et des combinaisons avec d'autres technologies, une modélisation plus fiable des éjecteurs et des systèmes, dans des conditions stables et instables, devait encore être réalisée. Par la suite [Besagni et al 2016](#)[5] comme décrit au paravent il ont présenté une profonde analyse sur les différentes technologies sur les éjecteurs. [Little and Garimella 2016](#)[25] a proposé un autre aperçu des travaux récents, en se concentrant sur certains aspects des caractéristiques des éjecteurs et de leur utilisation dans les applications de refroidissement. Plus récemment, [Tashtoush et](#)

al 2019[26] on fournit une revue compréhensive sur les différents aspects de la géométrie qui affecte les performances des éjecteurs ainsi que les différentes revues des modèles mathématiques et les différents fluides utilisés. En fin Aidoun et al. 2019[27, 28]Présentent une analyse approfondie et très pertinente de la littérature sur les éjecteurs en deux parties concernant les éjecteurs monophasiques et bi-phasiques et les différents systèmes de réfrigération à base d'éjecteur.

1.4 Modèle thermodynamique et théorique

Les flux à l'intérieur de l'éjecteur sont très complexes et impliquent une expansion, un flux supersonique, des phénomènes d'étouffement, un mélange de flux, une interaction de flux, des ondes de chocs, etc. Les informations détaillées sur les flux ne sont pas encore tout à fait claires. Les processus d'éjection ne sont pas faciles à formuler mathématiquement. Cependant, en utilisant des hypothèses et des simplifications appropriées, l'éjecteur peut être modélisé à l'aide des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, des équations dynamiques de gaz, d'équations d'état et de relations isentropiques ou plus récemment les coefficients polytropiques.

L'un des premiers modèles thermodynamiques de l'éjecteur a été proposé par Keenan 1950 [8] qui ont proposé deux méthodes pour décrire le processus de mélange. En résolvant analytiquement la relation des gaz parfaits, ces deux concepts sont devenus par la suite la base de plusieurs modèles fondamentaux d'éjecteurs. Néanmoins, ils ne peuvent pas prédire un rapport d'entraînement constant pour un éjecteur à géométrie fixe, ce qui a été par la suite expliqué par Munday and Bagster 1977 [29] qui a mis une importante hypothèse, révélant que deux étouffements se produisent à l'intérieur de l'éjecteur. Un se produit avec le flux primaire à la gorge de la tuyère, la seconde concerne le flux secondaire qui s'étouffe à « la gorge hypothétique » ou bien « la région effective » laquelle résulte de l'hypothèse que le flux primaire sort de la tuyère primaire sans se mélanger immédiatement avec le flux secondaire. Eames et al 1995 [30] a modifié le modèle de Keenan's en introduisant trois rendements dans la tuyère, la chambre de mélange et le diffuseur. Huang et al 1999[6] a développé un modèle à une seule dimension plus sophistiqué, qui a été largement cité par la suite, pour prédire les performances de l'éjecteur pour les conditions d'opération en mode critique.

Plus récemment dans les deux dernières décennies, les efforts sont basés sur l'extension des applications des modèles est résoudre les problèmes spécifiques. Chou et al 2001[31] a proposé qu'il y avait un troisième flux étouffé dans le mélange de flux qui prend place avant le diffuseur. Chen et al 2013a[32] a réalisé un modèle d'éjecteur capable de prédire les performances de l'éjecteur pour les modes d'opérations critique et sous-critique. Galanis et al 2014[33] a appliqué le principe de génération d'entropie pour compiler la pression limite et introduire les coefficients polytropiques qui s'adaptent mieux aux changements de pression à travers les modes sur la conception et hors la conception.

Les modèles d'éjecteur à une seule dimension ont montré leurs efficacités pour prédire les performances de l'éjecteur. Des modèles à multi-dimensions ont fait leurs apparitions. Comme le modèle de Zhu et al 2007[34] a adopté une expression exponentielle à 2D dimension pour la distribution de la vitesse près de la paroi intérieure de l'éjecteur en introduisant « cercle de choc » à l'entrée de la chambre de la région constante pour calculer la performance. Des modèles d'éjecteurs avec deux et trois dimensions ont été largement étudiés en utilisant la dynamique des fluides computationnels (DFC). Cette dernière est un domaine de la mécanique des fluides qui utilise des méthodes numériques pour décrire toutes les caractéristiques des flux gaz ou bien liquide basés sur les équations de Navier-Stokes. Ces techniques permettent d'étudier avec un niveau de détail exceptionnel une large gamme de configurations et de conceptions à un coût modéré comparé à un banc expérimental équivalent. À cet égard, Riffat et al 1996[35] a appliqué de la DFC pour comparer différentes tuyères et leurs positions à l'intérieur de la chambre de mélange, en utilisant le R134a, le R290 et le R717 comme fluides de travail. Yen et al 2013 [36] ont utilisé la simulation numérique

pour analyser un éjecteur à col variable, une relation d'ajustement de la courbe entre la région du col optimal et la température de fonctionnement sont dérivé sur la base des résultats de simulation. Ça été utiliser pour ajuster la taille du col, de sort que l'éjecteur peut toujours obtenir des performances optimales et stables avec une alimentation en chaleur solaire variable.

Un des problèmes communs des systèmes de réfrigération a éjection ainsi que les autres configurations, est l'interaction entres les composantes, particulièrement entre l'éjecteur et les échangeurs de chaleur (générateur, condenseur et évaporateur), et avec le compresseur dans les autres configurations. Plusieurs études ont démontré que le comportement et les performances d'un cycle a éjecteur dépendait principalement des paramètres suivants : les conditions d'opération, la géométrie, et le fluide de travail. D'autre part, en seconde lieu l'amélioration des pertes interne, y compris l'étranglement et l'inadéquation des composantes dans le système compte aussi. Une insertion correcte de l'éjecteur dans un cycle de réfrigération est déjà une procédure d'optimisation.

Des travaux antérieurs dans ce sens ont t'été réaliser. [Dahmani et al 2011](#) [36] ont proposé une méthodologie de conception pour les SRE avecune capacité de refroidissement fixe, fonctionnant à des températures fixes pour les fluides externes entrant dans le générateur. Le condenseur et l'évaporateur ont été appliqués à une combinaison particulière de paramètres de fonctionnement. Les résultats ont établi l'existence de valeurs optimales pour la pression du réfrigérant dans le générateur et la différence de température dans les échangeurs de chaleur, ce qui minimisait la conductivité thermique totale du système. Ces différences de pression et de température optimale, déterminer pour quatre fluides de travail (le R134a, le R290, le R152a et le R600a), a abouti à des valeurs élevées du coefficient de performance et de l'exergie du système. [Thongtip et Aphornratana 2015](#) [37]a souligné que l'effet de la pression du générateur sur la température de l'évaporateur et d'autres paramètres devait être étudié de manière plus approfondie afin d'avoir une image plus précise des différentes interactions entre les paramètres de fonctionnement

[Sadeghi et al2015](#)[38] ont fait une étude exérgeo-economic et d'optimisation dans un système de réfrigération a éjection pour la climatisation automobile alimenter par les gaz d'échappement du véhicule. Dans le but de maximiser les performances et minimiser les couts, ils ont conclu que les conditions d'opération optimale étaient les suivantes 94.54 °C au niveau du bouilleur, 33.44 °C pour le condenseur et de 0.03 °C pour l'évaporateur.

1.5 Etude expérimentale

Les études expérimentales sont toujours irremplaçables. Ils servent à valider les modèles d'éjecteur et à étudier les caractéristiques de fonctionnement de l'éjecteur et les systèmes de réfrigération à base d'éjecteur.Plusieurs études expérimentales sur les éjecteurs sont disponibles dans la littérature. L'éjecteur a été inventé il y a très longtemps en 1858 par Henry Giffard, leurs premières applications été de pomper l'eau liquide vers le réservoir d'une chaudière à vapeur pour remplacer une pompe mécanique.

Les premiers systèmes de réfrigération a éjection des années 1910 fonctionnait avec l'eau, sauf que le principal inconvénient de l'utilisation de l'eau comme réfrigérant est la limite par apport à la température de réfrigération auxalentours de 0 °C. [Pollerberg et al2008](#)[39] ont tester un SRE avec une capacité frigorifique de 1 kW fonctionnant avec l'énergie solaire et l'eau comme fluide de travail, avec des conditions d'opération de 120-135 °C pour le générateur, 24-36 °C pour le condenseur et 7 °c pour l'évaporateur, ils ont obtenus une gamme de COP de 0,38-0,86. [Allouche et al 2012](#)[40].

Vers les années 1930 Les Halocarbure ont fait leurs apparitions. Ils ont été par la suite largement utilisé dans les SREs, [Eames et al 1995](#)[30], ont construit un système de réfrigération a éjection a petit échelle pour étudier ces performances, ils ont utilisé un éjecteur a géométrie fixe, les températures de fonctionnement au niveau du générateur, du condenseur et de l'évaporateur sont respectivement 120-

140 °C, 26,5-26,3 °C et 5-10 °C. LeCOP obtenus se situent entre 0,18-0,59. [Huang. B.J 1999](#)[6] et al effectués une expérience en utilisant 11 éjecteurs avec le R141b comme fluide de travail pour vérifier le modèle d'éjecteur et déterminer les coefficients introduits dans le modèle, le rapport d'entraînement obtenu était entre 0.18-0.61. Dépendant des conditions d'opération et de la géométrie de l'éjecteur. [Scott et al 2011](#) [41] ont réalisé une expérience avec le R245fa avec les conditions d'opérations suivantes $T_g = 80-120$ °C, $T_c = 15-40$ °C et $T_e = 0-20$ °C. Les rapports d'entraînement obtenus sont 0,1-0,58. [Eames](#) a démontré la faisabilité d'un cycle de réfrigération à éjecteur d'une capacité de 1.5 kW destiné à la climatisation fonctionnant au R245fa. Le COP était dans l'ordre de (0,25-0,7). [Shestopalov et al 2015](#)[42, 43] ont étudié expérimentalement le fonctionnement d'un SRE avec condition de conception on-design et hors design avec trois tuyères supersonique, trois régions de la section constante et le R245fa comme fluide de travail avec les conditions d'opérations suivantes ; $T_g = 80-105$ °C, $T_c = 24-42$ °C, $T_e = 4-20$ °C. Les résultats obtenus pour les conditions critiques sont un rapport d'entraînement de 0,241-0, et un COP de l'ordre de 0,186-0,570. [Hamzaoui et al 2018](#)[44] ont aligné leurs recherches sur l'objectif de fonctionnement des éjecteurs dans un cycle de réfrigération à éjection (ERS). Leurs expériences étaient basées sur un prototype utilisant le R245fa comme fluide de travail, ils ont démontré les performances d'opération et les caractéristiques de conceptions d'un système de réfrigération à éjection, ils ont trouvé que l'augmentation de la pression du générateur hausserait le rapport de compression à son maximum. [Smierciew et al 2017](#)[45] a expérimenté un nouveau réfrigérant, le HFO-1234_{ze} (E) sur un SRE avec une capacité frigorifique qui varie entre 10 et 36kW, alimenté par une chaleur à faible grade inférieure à 60 °C au niveau du générateur, pour les températures de condensation et d'évaporation à la saturation elles sont de 18-30.2 °C et de 6.7-12.5 °C respectivement pour un COP de 0.16 pour une source de chaleur très basse et de 0.25 pour les conditions optimales.

1.6 Injection de goutte dans les éjecteurs

Les sections précédentes décrivent les études numériques et expérimentales portées sur les SREs, différentes approches ont été adoptées pour améliorer les performances de ces systèmes, en se focalisant d'une manière générale sur l'éjecteur comme l'élément principal, les recherches sont basées sur sa géométrie, les conditions d'opération et le fluide de travail. D'autre configuration pour améliorer les performances consiste à envisager des modifications de la configuration de base, par exemple en ajoutant des régénérateurs et des étages de pré-refroidissement (voir les revues littéraires). Néanmoins, ceux-ci entraînent souvent une modeste augmentation du COP au détriment de plus d'équipement et de coûts d'exploitation. À cet égard, une approche porte sur l'influence de l'injection de gouttelettes sur les paramètres de performances. Les gouttelettes affectent le flux en modifiant ces propriétés thermodynamiques et extraient l'énergie de rupture. Cependant, ces efforts se concentrent principalement sur l'éjecteur en tant qu'unité isolée et font état de résultats quelque peu contradictoires, [Al-Ansary and Jeter 2004](#) [46] ont observé une augmentation du rapport d'entraînement à une seule bobine d'un éjecteur d'air lors du mélange de gouttelettes avec le flux primaire. Un comportement similaire a été observé par [Hemidi et al. 2009](#) [47, 48] pour des fractions de masse liquide d'entrée primaire aussi faibles que 1%. Ces travaux utilisaient l'air comme fluide de travail, manipulant son humidité pour contrôler l'injection de gouttelettes. Concernant les réfrigérants plus courants, [Little et Garimella 2016](#) [25] ont fait varier le degré de surchauffe à l'entrée principale d'un éjecteur R134a comme moyen de manipuler la qualité à la sortie de la buse principale. On a

constaté que le rapport d'entraînement diminuait à mesure que la condensation du flux primaire augmentait, ce que les auteurs ont associé à moins d'énergie disponible dans le flux primaire pour entraîner le flux secondaire.

Plus récemment [Croquer et al 2017](#)[49] ont utilisé un modèle thermodynamique pour estimer l'effet de l'injection de gouttelettes dans la section à surface constante d'un éjecteur fonctionnant avec le R134a, montrant d'importantes réductions de la pression limite de l'éjecteur et des performances exergetique. Néanmoins il s'est avéré que l'atténuation des ondes de chocs à l'intérieure de l'éjecteur réduirais l'efficacité de l'éjecteur.

1.7 Energie de rupture

L'énergie absorbée par le gaz pour la rupture des gouttelettes peut être déterminée en utilisant l'énergie de rupture des gouttelettes, E_{br} , qui est liée aux changements d'énergie de surface E_s , pour une gouttelette sphérique de diamètre d et une tension surfacique σ ,

$$E_s = S_d \sigma = f \pi d^2 \sigma \quad (2.8)$$

Durant la rupture, E_s variés le long de la transition comme le montre la figure 11 de telle sorte que l'énergie absorbée par le gaz par une gouttelette de diamètre mère d_1 qui se rompt à n_3 de diamètre fille d_3 :

$$\Delta E_{br} = f \pi (n_3^2 d_3^2 - d_1^2) \sigma = f \pi d_1^2 \sigma \left(\frac{W_1}{W_3} - 1 \right) \quad (2.9)$$

L'équation de la conservation de mass est appliquée pour éliminer n_3 , le diamètre de la goutte fille peut être déterminé utilisant le nombre de Weber critique ainsi

$$W_3 = \frac{\sigma d_1}{\rho_g W_s^2} We_c \quad (2.10)$$

À noter que $E_{br} > 0$ est assuré par le fait que $W_3 < W_1$, montrant la nature du processus endothermique

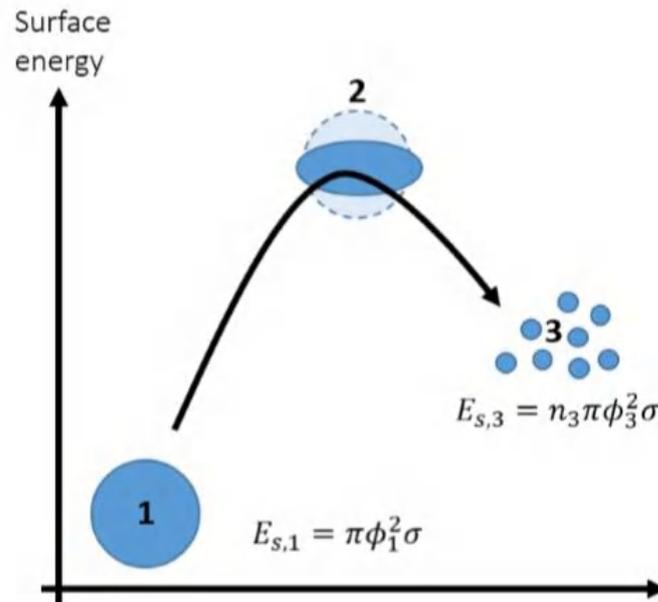


Figure 12: Variation de l'énergie de surface des gouttelettes pendant la rupture Croquer et al 2017[48].

1.8 Conclusion

Les éjecteurs ont gagné un grand intérêt ces dernières années, ce sont des appareils simples sont pièce mobile offrant un moyen fiable pour comprimer le flux avec des coûts réduits tout en préservant l'impact environnemental, ce qui fait des SREs un candidat idéal pour remplacer les systèmes de réfrigération conventionnelle pour des applications de rafraîchissement, de réfrigération et de chauffage.

Durant les deux dernières décennies, plusieurs études ont été réalisées avec des approches numérique et expérimentale se focalisant globalement et principalement sur le comportement général de l'éjecteur pour différentes configurations et conditions de fonctionnement. Malgré l'énorme travail dans le domaine des éjecteurs, il y a encore un manque d'étude qui adopte une approche systématique et plus d'efforts sont nécessaires pour une compréhension approfondie de l'interaction entre les paramètres gouvernants et leur effet combiné sur la performance ERS. Néanmoins, malgré ces efforts les performances des SRE demeurent toujours modestes par rapport aux cycles conventionnels. De plus, les caractéristiques globales des éjecteurs sont largement connues.

Aujourd'hui l'objectif principal est d'améliorer la compétitivité et les performances des systèmes de réfrigération à éjection à long terme, l'attention se tourne maintenant vers des manières plus spécifiques pour améliorer leurs efficacités. A cet égard, l'injection de gouttelettes pour améliorer les performances de l'éjecteur, en réduisant la pression et la température des vapeurs surchauffés à la sortie de l'éjecteur, mais aussi l'amélioration du COP. L'injection de gouttes à peine étudiée dans la littérature avec quelques résultats non concluants.

Chapitre 2

Chapitre 2 :

Dans ce chapitre nous présentons le banc expérimental sur le système de réfrigération à éjection et le processus d'injection de gouttes réalisé au laboratoire LTE d'Hydro-Québec Shawinigan Canada.

Avec une description détaillée sur les instruments de mesure est les données d'acquisitions pour chaque composante du système et le dispositif d'injection de goutte. Le tout ponctué par une analyse statistique complète sur les résultats expérimentaux obtenus.

2 Introduction

Les études expérimentales sont toujours primordiales. Ils sont utilisés pour valider les modèles numériques et aussi pour étudier les caractéristiques de fonctionnement des systèmes. Un cycle de réfrigération à éjection se compose généralement des éléments suivants l'éjecteur qui est dans la majorité des cas l'élément principale du cycle avec trois échangeurs de chaleurs générateur, condenseur et l'évaporateur en terminant par une pompe de circulation et une valve d'expansion. En peux résumer le principe de fonctionnement de la manière suivante une chaleur de faible grade (énergie renouvelable, déchet industrielle ou bien une tout autre source) est délivrée vers le générateur pour la vaporisation du fluide frigorigène. Ces vapeurs à haute pression qui sortent à partir du générateur sont appelées flux primaire ou flux propulseur, elles entrent à l'intérieur de l'éjecteur en entraînant les vapeurs à basse pression de l'évaporateur appelé flux secondaire, les deux flux se mélangent et plusieurs phénomènes se produisent à l'intérieur, le mélange sort de l'éjecteur à la pression de condensation puis, il entre au sein de l'échangeur où la chaleur sera rejetée. Cela étant, le fluide se divise en deux parties, une partie de fluide frigorigène se détend à travers le détendeur pour aller vers l'évaporateur afin de produire l'effet frigorigère, et l'autre partie remonte vers le générateur grâce à une pompe de circulation ce qui complète le cycle. Cette installation sera détaillée dans les sous-chapitres suivants

2.1 Montage expérimentale

Plus d'une centaine de tests ont été réalisés sur un prototype d'une puissance frigorifique nominale de 35 kW illustré sur la figure 13. Les tests ont été réalisés en variant les paramètres déterminants suivants : le débit primaire ainsi que les températures des fluides caloporteurs à l'entrée du bouilleur, du condenseur et de l'évaporateur. Il est à noter que ces paramètres sont totalement indépendants les uns des autres. Dans un premier temps une validation des données expérimentales en termes de stabilité (régime permanent) et de cohérence au niveau des aberrations lors de l'acquisition de données. Une analyse statistique descriptive a été réalisée pour effectuer une analyse des erreurs de mesure et de comprendre les interactions entre les variables interdépendantes à savoir les températures de génération, condensation et évaporation ainsi que le niveau de surchauffe au bouilleur.

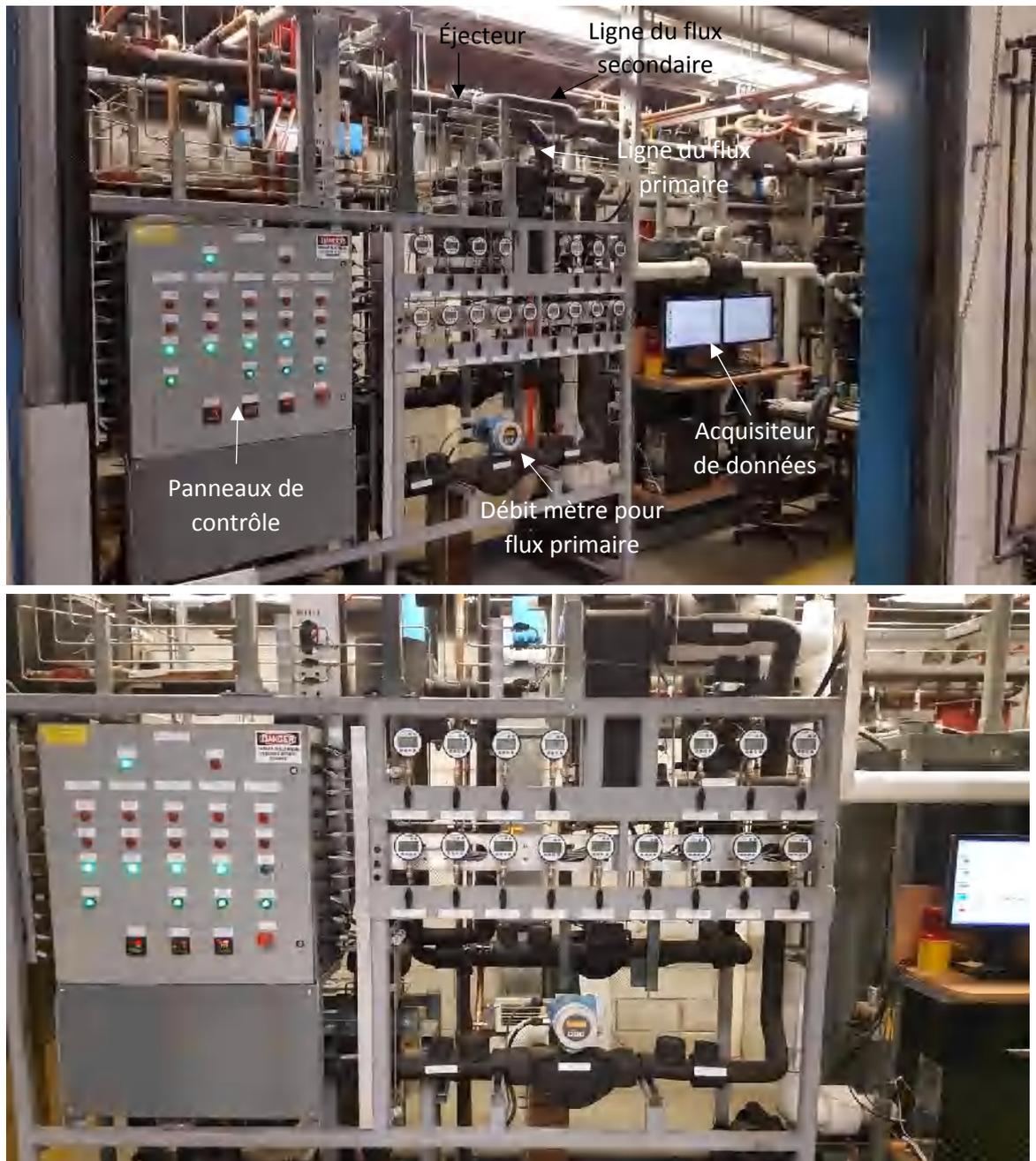


Figure 13: Photo du prototype réalisé au laboratoire LTE d'Hydro-Québec Shawinigan Canada.

2.2 Description du prototype

La figure 14 présente une vue schématique globale du prototype expérimental qui se constitue d'un système de réfrigération à éjection et trois circuits utilitaires : une boucle de chauffage, une boucle de refroidissement et une boucle de charge thermique. Ces sous-systèmes sont définis ci-dessous

En se basant sur la description de l'illustration de la figure. Un prototype d'une puissance nominale de 35 kW à une température d'évaporation de 15°C ce qui représente le point d'ébullition du R245fa dans les conditions normales. La température d'évaporation de conception a été choisie pour éviter de faire fonctionner l'évaporateur sous vide (pression sub-atmosphérique). Par conséquent, il n'y a pas de risque de contamination pour le système à travers l'air en cas de fuite dans le circuit basse pression.

L'éjecteur a été conçu en utilisant le modèle à une seule dimension développé par [Ouzzane and aidoun 2003](#)[50].

Les caractéristiques géométriques résultantes correspondre à la spécification précédente son résumé dans la figure 13 ou toutes les dimensions sont en millimètre, en ce qui concerne les autres composantes du système une analyse thermodynamique basée sur les principes de conservation de masse, de mouvement et d'énergie a été effectuée pour déterminer les spécifications requises pour leur sélection. Afin d'assurer un transfert de chaleur à haute efficacité de la boucle frigorigène dans le système. Des échangeurs de chaleur au cuivre brasé sont utilisés avec une configuration à contre-courant dans le condenseur (300kW), Le générateur à vapeur (250kW) et l'évaporateur (35kW). Le dispositif d'étranglement et une valve d'expansion électronique avec 2500 mesures connecter à un contrôleur qui détecte la température et la pression à la sortie de l'évaporateur et réagit et réagit en fonction de la surchauffe prévue. La pompe alimente le générateur avec le R245fa est basé sur une turbine régénérative a technologie de roue aussi connus sous le nom de pompe vortex et conduit par un moteur 3 HP (chevaux). Ce type de pompe rotative est bien adapté pour des applications où des fluides volatils sont impliqués et que des conditions de cavitations transitoires sont susceptibles de se produire, de plus, cette pompe est équipé d'un joint mécanique en céramique sur mesure pour éviter toute fuite à travers l'arbre. Le débit massique délivrer à l'entrée du générateur et contrôler par un variateur de fréquence qui fait varier la vitesse de rotation de la pompe.

La boucle de chauffage se constitue d'un bouilleur électrique de 250 kW qui délivre une énergie thermique au générateur à vapeur du système de réfrigération à éjection afin de simuler une source de chaleur perdue. Du propylène glycolé (50/50) est utilisée comme fluide thermique pompée par une pompe centrifuge équipée avec un variateur de vitesse auto-monté pour permettre un contrôle précis du débit. A l'entrée du générateur à vapeur, la température est finement ajusté par les contrôles PID de la chaudière pour obtenir un écart dans la plage de $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$.

La boucle de refroidissement se compose d'une tour de refroidissement avec une capacité nominale de 400kW, à laquelle est connecté le condenseur du système de réfrigération à éjection. Le fluide caloporteur utilisé dans cette boucle est le propylène glycolé (20/80), sa température à l'entrée du condenseur est contrôlé par une valve de mélange à trois voies avec une déviation de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ tandis que le débit est ajusté à travers un variateur de fréquence sur la pompe correspondante.

Enfin la boucle de la charge thermique simule la charge frigorifique : l'évaporateur du système de réfrigération à éjection extrait l'apport de chaleur fourni par 45kW de cartouche chauffante électrique et transportée par le fluide thermique (éthylène glycolé 50/50). Similaire à la boucle de refroidissement, le débit est contrôlé manuellement par l'usage d'un variateur de fréquence pour ajuster la vitesse rotationnelle de la pompe de circulation. La température du fluide thermique à l'entrée de l'évaporateur est mise sur PID pour contrôler la chaleur de chauffage entrante. Par conséquent, le débit est fixe tel que la température de sortie du fluide caloporteur soit approximativement inférieure de 5°C à sa température d'entrée.

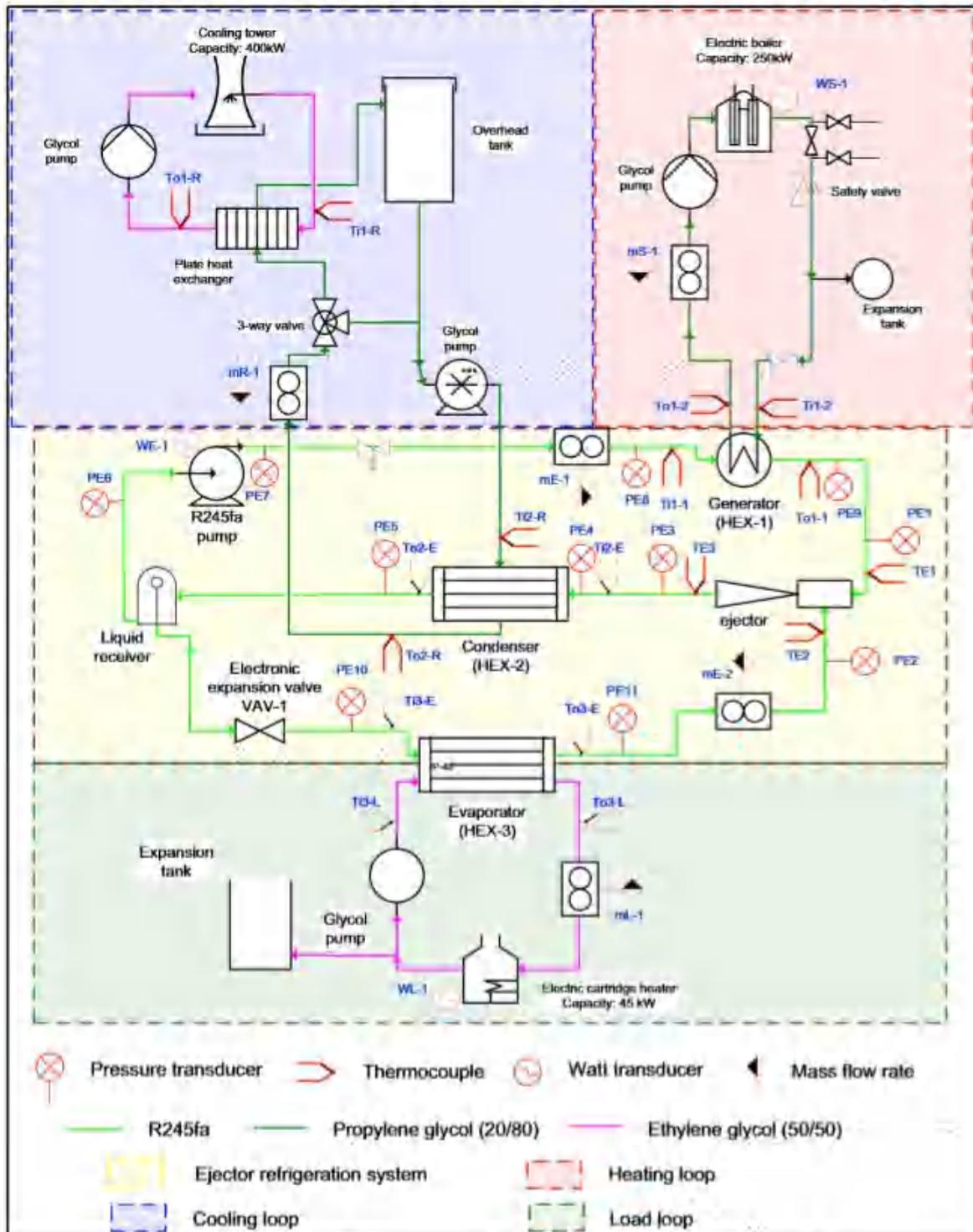


Figure 14: Schémas représentative du prototype SRE du laboratoire LTE (Hamzaoui et al 2018).

2.3 Description du prototype d'injection de gouttes

Pour l'injection de gouttes, le réfrigérant à haute pression provenant de la sortie de la pompe de circulation à l'état liquide à travers un tuyau de 12.7 mm de diamètre qui se divise en deux parties avec un diamètre de 6.35 mm chacun pour alimenter deux pulvérisateurs parallèles. Le pulvérisateur consiste en une vanne d'accès à la réfrigération standard installée entre la sortie de l'éjecteur et l'entrée du condenseur respectivement à une distance de 0,254 m en aval et de 1,07 m en amont, comme le montre la configuration expérimentale de la figure 15. La distance séparant les pulvérisateurs et le condenseur a été adoptée sur la base de la distance minimale de 0,745 m obtenue avec la loi d2 pour l'évaporation complète de gouttelettes de 10 μm de diamètre. Par conséquent, la désurchauffe maximale du gaz chaud de l'éjecteur avant d'entrer dans le condenseur est atteinte. La figure 16 illustre une vue agrandie du processus d'injection de gouttes avec un diamètre hydraulique de buse d'environ 2 mm et un coefficient de refoulement de 3,45, chaque vanne est capable de délivrer environ un débit massique de 0,0325 kg/s sous une pression différentielle de 275 kPa.

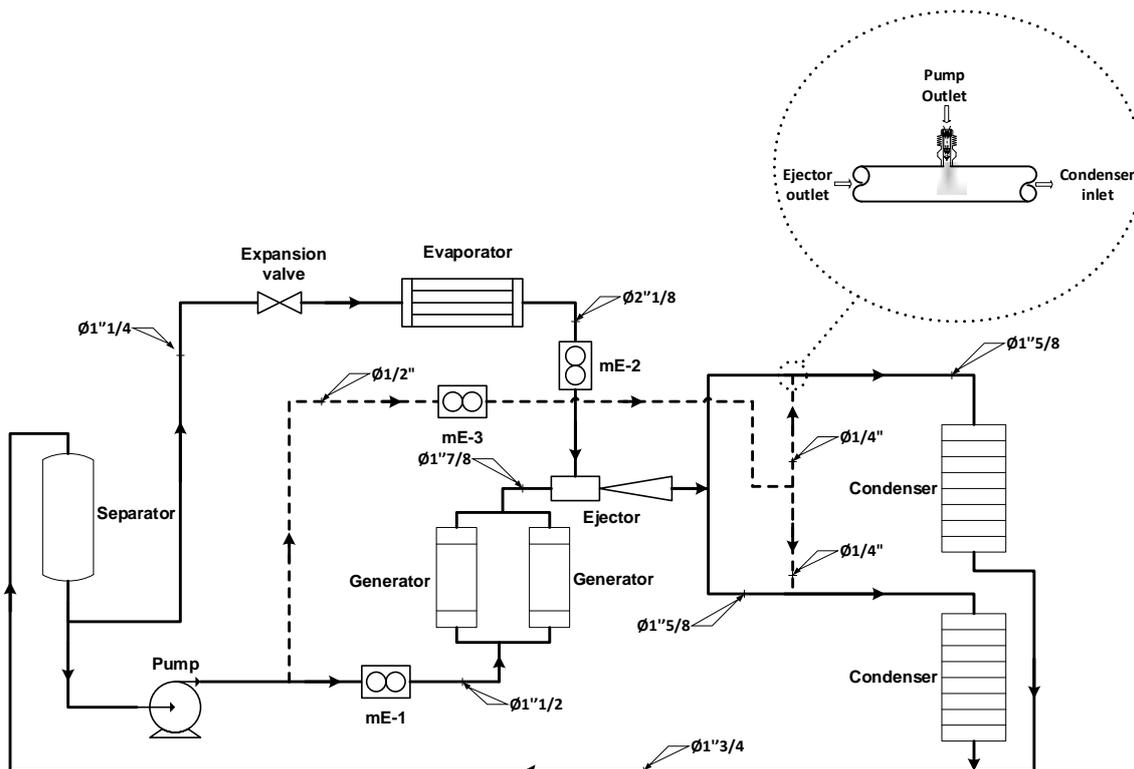


Figure 15 :Diagramme schématique de la configuration expérimentale du SRE, y compris l'injection de gouttelettes.

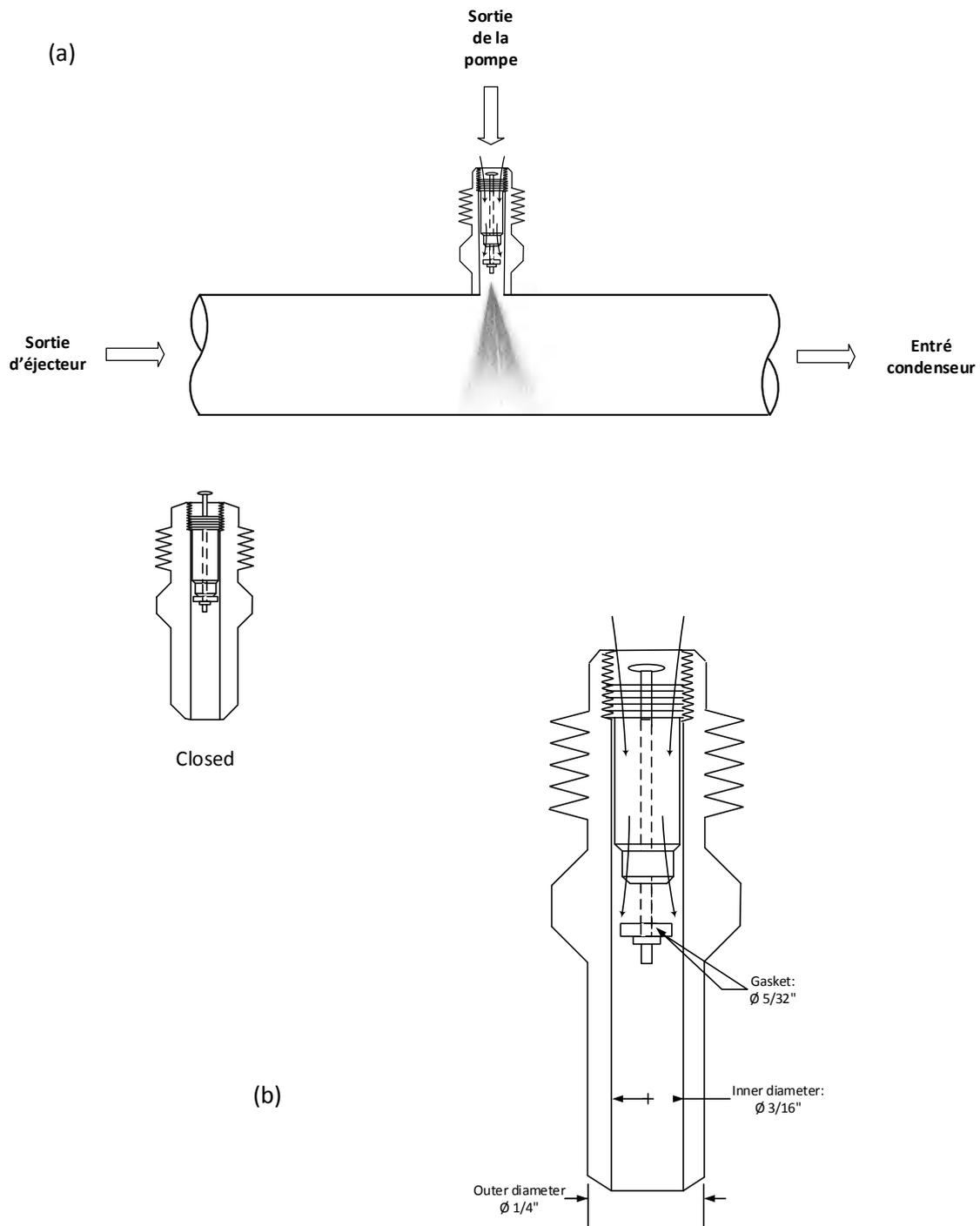


Figure 16 :Vue agrandi sur la zone d'injection de goutte (a) et le schéma de principe de la valve (buse) d'injection (b).

2.4 Instrumentation et donnée d'acquisition

Le schéma simplifié de la figure 14 fournit les emplacements de mesure pour 17 points de température, 11 points de pression, 3 points de puissance et 5 points pour le débit massique dans les différents sous-systèmes décrits précédemment. La température est mesurée avec un thermocouple de type-T en contact direct avec le fluide (une précision de ± 0.5 °C après calibration), la pression avec des capteurs de pression (une précision de $\pm 0.25\%$ de lecture dans la plage de la pression de fonctionnement) et le débit massique dans le système de réfrigération à éjection avec des débitmètres Coriolis (une précision de $\pm 0.05\%$ d'incertitude sur les plages de débit respectives) tandis que les débitmètres électromagnétiques sont utilisés dans différents circuits utilitaires (précision : l'incertitude de mesure et typiquement entre $\pm 0.2\%$). La puissance électrique fournit au générateur, le réchauffeur de charge thermique et la pompe d'alimentation sont mesurés utilisant des transducteurs de courant alternatif en watt (une précision : 0.2% à la lecture). Les données d'acquisition du système sont utilisées pour enregistrer les données générées dans un intervalle de 5 secondes. L'interface graphique pour la surveillance, le contrôle et l'analyse a été programmé en utilisant le logiciel HP-VEE.

2.5 Fluide de Travail

L'un des points sensibles de l'éjecteur est le fluide de travail en termes de condition d'opération et de performance. Le R245fa et le fluide frigorigène utilisé dans cette étude, il a beaucoup été utilisé pour les différentes applications à base d'éjecteur. [Mazzelli et al 2015](#) [51] Il est principalement utilisé avec des sources de chaleur à basse température ($T < 150$ °C). De nombreux aspects ont été pris en compte pour sa sélection parmi les autres candidats potentiels. Le choix se repose sur plusieurs critères en matière de propriétés thermodynamique, d'environnement et de sécurité suivant :

2.5.1 Critère thermodynamique

- Une température critique très élevée ($154,01$ °C), ce qui le rend pratique pour la récupération de chaleur.
- Une pression critique de (3.651 MPa) est des pressions de fonctionnement relativement faible, ces niveaux de pression relativement bas lui procurent un accès à plusieurs variétés de pompe et mécanique à des coûts très compétitifs.
- La densité de masse liquide du R245fa est significativement élevée en raison de sa masse molaire (134.05 kg kmol⁻¹).

2.5.2 Critère de sécurité

- Le R245fa est un fluide non inflammable avec une faible toxicité.
- Sa durée de vie dans l'atmosphère est relativement courte environ 7,2 ans.

2.5.3 Critères environnementaux

Pour décrire l'action sur la couche d'ozone, cette couche permet d'arrêter en partie les rayons ultraviolets, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone. Un coefficient nommé ODP (Ozone depletion potential) ou PAO= Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone, dont la référence est le R11 qui a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit

être le plus faible possible, l'ODP du R245fa est de 0 prouvant ainsi qu'il n'a aucun effet néfaste sur la couche d'ozone. Une autre réglementation très importante concernant l'effet de serre le GWP (Global warming potential) ou PRG= Potentiel de Réchauffement Global) qui est l'indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre. La référence est le CO₂ avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif. Le GWP du R245fa est de 950 qui est cependant faible par rapport à d'autres fluides frigorigènes.

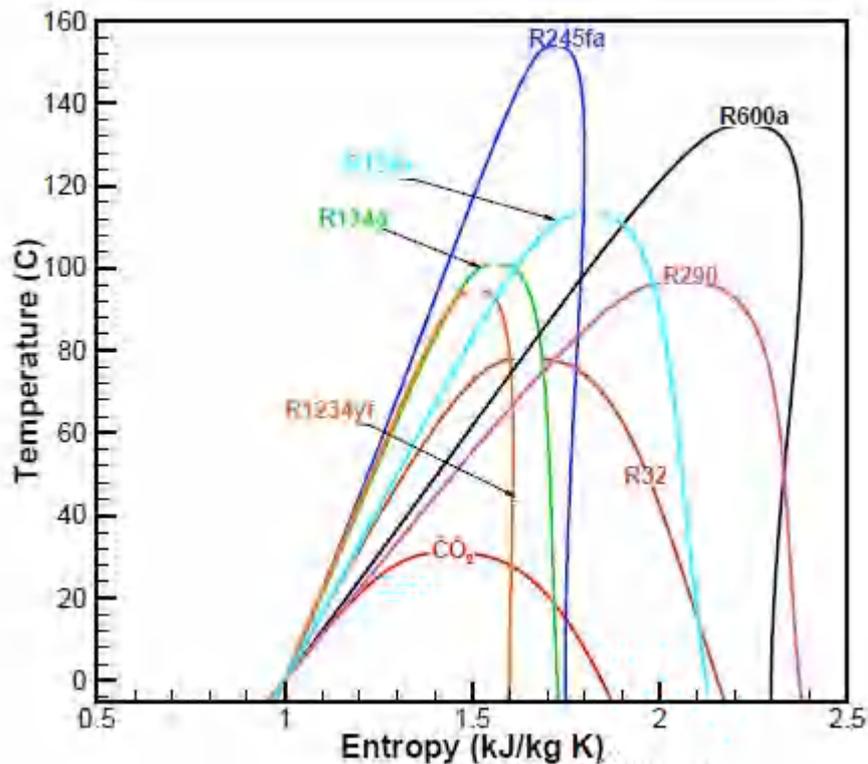


Figure 17: Courbe des caractéristiques thermodynamiques de certains fluides frigorigènes (Aidoun et al 2019).

Le R245fa est un fluide sec comme illustré dans la courbe de saturation asymétrique à travers la figure 17. Les fluides secs sont préférés aux réfrigérants humides à cet égard. Car ils ne se condensent pas lorsqu'ils se dilatent dans la buse primaire. La condensation peut être évitée dans les réfrigérants humides en fournissant une surchauffe limitée, mais cela affecte quelque peu les performances. Dans un cycle de réfrigération, et selon le type de fluide, la quantité de surchauffe doit donc être maintenue dans des limites raisonnables, afin de ne pas gaspiller d'énergie et de réduire le COP de cycle.

2.6 Caractéristique de l'éjecteur

Comme déjà mentionné dans la partie état de l'Art du chapitre 2, il y a plusieurs types d'éjecteur ; avec plus de considération pour les deux types suivants : le mélange à section constante (MSC) ou la sortie de la buse est située dans la conduite de la section constante, le mélange du flux primaire et secondaire se produit à l'intérieur de cette section. Pour le mélange à pression constante (MPC) la sortie de la buse est située dans la partie convergente de la chambre d'aspiration et le mélange se produit à pression constante [Chen, W et al 2017](#) [52].

L'éjecteur utilisé dans cette étude Figure 18, à des caractéristiques différentes du modèle d'éjecteur utilisé par Hamzaoui et al 2018 [44]. Les propriétés géométriques de cet éjecteur sont résumées dans la figure 16.

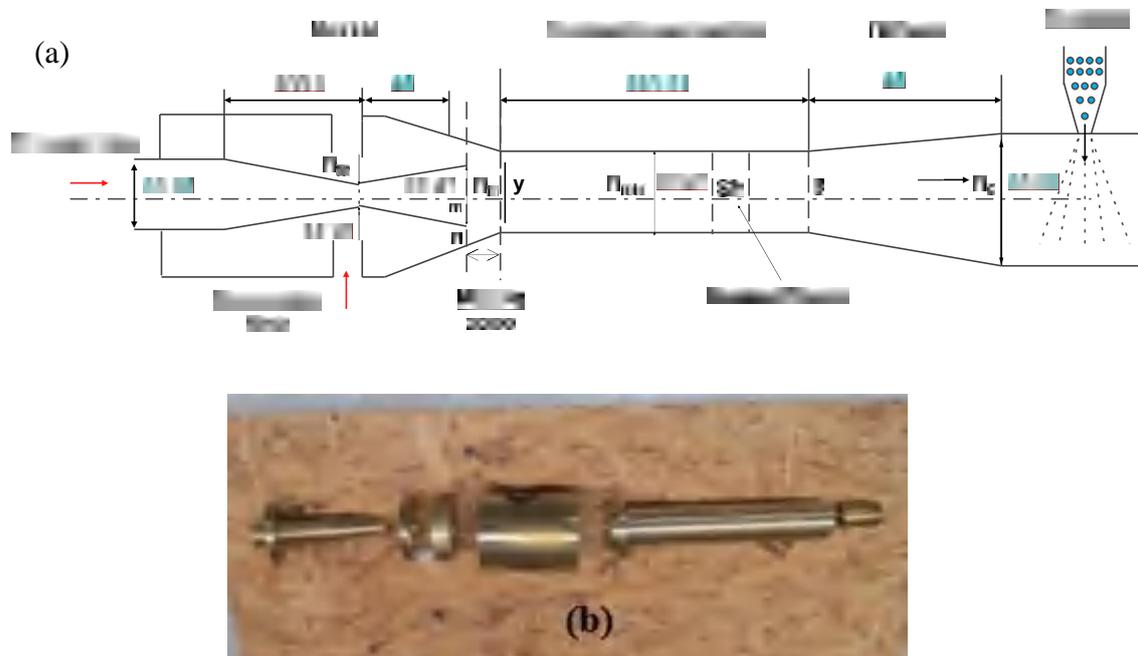


Figure 18: La géométrie de l'éjecteur (a) et photo de l'éjecteur utilisé au LTE.

2.7 Évaluation des données expérimentale

Le résultat d'une mesure n'est qu'une approximation de la valeur réelle de la quantité spécifique. Ils doivent toujours être accompagnés d'une analyse d'incertitude. Les instruments de mesure sont décrits dans cette section. Les pressions, les températures et les débits sont les paramètres à mesurer, et les incertitudes associées sont discutées.

2.7.1 Analyse statistique

Aucune quantité physique ne peut être mesurée avec une certitude parfaite et il y a toujours des erreurs dans toute mesure. Ce qui veut dire en d'autres termes que si en mesure une quantité, et que par la suite on essaye de refaire le même test sur la même quantité on aura à la fin deux mesures différentes et qu'il est impossible d'obtenir le même résultat. L'erreur expérimentale est connue comme la différence entre les mesures et la valeur réelle ou entre deux valeurs mesurées définies respectivement par l'exactitude et la précision. La précision montre comment une mesure est proche de la valeur vraie ou acceptée et comme la valeur réelle est généralement inconnue, il est généralement impossible de déterminer la précision d'une mesure. La précision mesure à quel point deux mesures ou plus sont en accord et appelées « répétabilité » ou « reproductibilité ». La précision des résultats est principalement déterminée par le nombre N des échantillons collectés figure 19.

En fait, les erreurs expérimentales sont inhérentes à tout processus de mesure et ne peuvent être éliminées simplement en répétant l'expérience ou en les effectuant avec soin. Généralement, il existe

deux types d'erreurs expérimentales : les erreurs aléatoires (indéterminées) et systématiques (déterminées)[53][54].

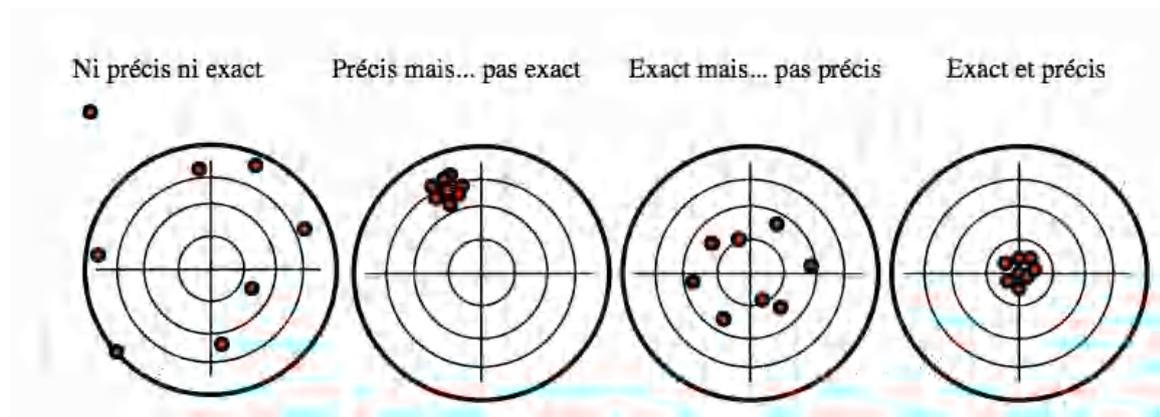


Figure 19 :Différence entre Précision et exactitude.

2.7.2 Les différents types d'erreurs expérimentales

Lorsque les scientifiques font référence aux erreurs expérimentales, ils ne font pas référence à ce que l'on appelle communément les erreurs, les échecs et les mauvais calculs. Généralement appelé erreurs humaines ou bien les erreurs illégitimes. Ces types d'erreurs peuvent résulter de la mesure d'une largeur alors que la longueur aurait dû être mesurée, ou de la mesure de la tension à travers la mauvaise partie d'un circuit électrique, ou de la lecture erronée de l'échelle sur un instrument, ou de l'oubli de diviser le diamètre par deux avant de calculer l'aire d'un cercle. De telles erreurs sont sûrement importantes, mais elles peuvent être éliminées en effectuant à nouveau l'expérience correctement la prochaine fois.

Les erreurs expérimentales, en revanche, sont inhérentes au processus de mesure et ne peuvent pas être éliminées simplement en répétant l'expérience, quelle que soit la précision. Il existe deux types d'erreurs expérimentales : les erreurs systématiques et les erreurs aléatoires.

2.7.2.1 Les erreurs aléatoires

Les erreurs aléatoires affectent la précision des mesures ils sont connus sous le nom d'erreurs « bilatérales » ou « a deux aspect » car en l'absence d'autres types d'erreurs, les mesures répétées entraînent des fluctuations supérieures et inférieures à la valeur vraie ou acceptée. Elles sont causées par des fluctuations intrinsèquement imprévisibles dans la manipulation des échantillons pendant les analyses, les lectures d'un appareil de mesure ou dans l'interprétation de la lecture instrumentale par l'expérimentateur. Les erreurs aléatoires sont imprévisibles et ont une valeur attendue nulle, à savoir qu'elles sont dispersées sur la valeur réelle et ont une moyenne arithmétique nulle lorsqu'une mesure est répétée plusieurs fois avec le même instrument. Toutes les mesures ont tendance à avoir des erreurs aléatoires. Ce type d'erreurs est réduit en remesurant les variables (en faisant n fois autant de mesures indépendantes, on réduira généralement les erreurs aléatoires d'un facteur n). Une erreur aléatoire peut être évaluée à l'aide des statistiques. Ce type d'erreur est inévitablement disponible dans chaque expérience et ne peut être totalement éliminé. Une erreur aléatoire affecte la précision.

Généralement les causes des erreurs aléatoires sont dues aux :

- seuil de mesure (plus petite valeur mesurable)

- résolution (plus petite variation mesurable)
- hystérésis
- parasites
- influences du milieu sur le capteur

2.7.2.2 Erreurs systématiques

Les erreurs systématiques affectent l'exactitude des mesures ils sont connus comme des erreurs « unilatérales », comme en l'absence d'autres types d'erreurs, les mesures répétées donnent des résultats qui diffèrent de la valeur réelle ou acceptée par la même quantité. Il est plus important lors de l'analyse des échantillons plus petits. Si la cause de l'erreur systématique peut être identifiée, elle peut généralement être éliminée. Il peut y avoir plusieurs sources d'erreurs déterminées ; chaque source a une ampleur et un signe spécifiques. Toutefois, l'effet cumulatif final de ces erreurs déterminées est une erreur nette d'exactitude positive ou négative.

Les erreurs déterminées peuvent être classées en quatre groupes : les erreurs d'échantillonnage, les erreurs de méthode, les erreurs de mesure et les erreurs personnelles. Ce type d'erreur peut être éliminé par un étalonnage ou une maintenance correcte de l'instrumentation, avec le développement de méthodes expérimentales appropriées et par une formation et une expérience appropriée....

Certaines erreurs peuvent être difficiles à détecter. Sans connaître la valeur attendue d'une analyse, la situation habituelle dans toute analyse qui importe, il n'y a rien à quoi nous puissions comparer notre résultat expérimental. L'ampleur des incertitudes systématiques est moins bien connue que celle des erreurs purement statistiques ou aléatoires. Cependant, il existe plusieurs méthodes pour détecter et traiter les erreurs systématiques, y compris l'analyse d'échantillons standards, l'analyse indépendante (analyse utilisant une "méthode de référence" ou "laboratoire de référence"), des déterminations à blanc et une variation de la taille de l'échantillon qui ne détecte qu'une erreur constante. Les erreurs systématiques ou déterminées influencent la précision. Ils peuvent être évaluée en utilisant l'évaluation de l'erreur relative ou absolue qui est une mesure de la proximité d'une mesure de tendance centrale à la valeur attendue ou vraie. Nous pouvons exprimer la précision soit comme une erreur absolue [55]:

$$E = \bar{x} - \sim \quad (3.1)$$

Ou en pourcentage d'erreur relative :

$$E_r = \frac{\bar{x} - \sim}{\sim} \times 100 \% \quad (3.2)$$

Ou \bar{x} et \sim sont respectivement la moyenne expérimentale déterminée et la valeur attendue sous-jacente, Dans cette analyse, nous considérant le type d'erreur expérimentale qui affectent exactitude et précision. Plusieurs valeurs expérimentales ont été menées pour évaluer les différents paramètres tel que les températures T_g , T_c , T_e , les pressions P_g , P_c , P_e et les débits massiques m_g , m_p , ces paramètres proviennent directement des mesures expérimentales comme le rapport d'entraînement μ , le rapport de compression P_{cr} et le coefficient de performance COP.

Pour analyser les erreurs expérimentales des différents paramètres cité dans le précédent paragraphe, une analyse statistique va être établie, la différence entre la population et les échantillons doit d'abord être clarifiée. « La population » est un ensemble de tous les objets qui doivent être étudiés. Cependant,

la population est si grande à analyser et généralement un sous-ensemble limité de celui appelé « échantillon » est analysé dans des analyses statistiques. Dans cette étude, on suppose que les données disponibles sont des échantillons de paramètres étudiés.

L'impact de la température du fluide caloporteur à l'entrée du générateur ($T_{g,i}$) sur la pression du générateur et de l'évaporateur ont été examinés. Nous effectuerons les analyses statistiques pour un ensemble d'expériences réalisées à la température $T_{g,c}$ de qui montre la valeur vraie ou attendue de ce paramètre. La taille de cet échantillon ou le nombre de mesures est de 1258 pour le test de T_g 85, T_c 20 et T_e 15

Étant donné un ensemble de mesures d'une seule grandeur, x (T_g, i), la meilleure estimation de la vraie valeur sera la valeur moyenne de \bar{x} qui est évaluée comme suit :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.3)$$

Qui est simplement la somme des résultats divisée par le nombre de mesures. Une mesure plus significative des erreurs aléatoires est la variance de l'échantillon, # \$ calculée comme suit :

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (3.4)$$

S est appelé l'écart-type de l'échantillon. Cependant, avec le grand nombre de répétitions d'une mesure, l'écart type et la moyenne de l'échantillon peuvent être une estimation approximative de l'écart type (σ) et de la moyenne (μ) de la population.

$$N \rightarrow \infty \quad (3.5)$$

Ensuite

$$\bar{x} \rightarrow \sim \text{ et } s \rightarrow \dagger \quad (3.6)$$

Par conséquent, on suppose que dans ce cas, les valeurs évaluées de l'écart-type et de la moyenne pour ce grand échantillon peuvent estimer ces paramètres pour la population. Les calculs ont été effectués en utilisant les fonctions disponibles dans EXCEL. La quantité mesurée est alors connue pour avoir une meilleure estimation égale à la moyenne, mais elle peut également varier.

$$\sim \pm \dagger \quad (3.7)$$

Dans le Tableau 2, les résultats des analyses expérimentales en tant que valeurs de la moyenne et de l'écart-type ont été rapportés pour plusieurs paramètres :

Variable	μ	\dagger	Rapport
$T_{g,e}$ (°C)	85.034	0.049	85.034±0.049
$T_{c,e}$ (°C)	20.324	0.035	20.324±0.035
$T_{e,e}$ (°C)	14.959	0.044	14.959±0.044
P_g , (Psi)	57.705	0.392	57.705±0.392
P_c , (Psi)	9.398	0.134	9.398±0.134
P_e , (Psi)	-4.488	0.386	-4.488±0.386

Tableau 2 : Calculs des erreurs aléatoires pour différents paramètres.

L'erreur ou la précision déterminée peut être évaluée pour T_g , T_c , T_e car leur vraie valeur pour ce test est de 85 () pour le générateur, 20 () pour le condenseur et de 15 () pour l'évaporateur en utilisant les équations suivantes :

$$E_{r,g} = \frac{85.034 - 85}{85} \times 100 = 0.04 \quad (3.8)$$

$$E_{r,c} = \frac{20.324 - 20}{20} \times 100 = 1.62 \quad (3.9)$$

$$E_{r,e} = \frac{14.959 - 15}{15} \times 100 = -0.27 \quad (3.10)$$

2.7.3 Propagation des erreurs dans les opérations algébriques

Dans un cas on calcule les grandeurs physiques à partir des données expérimentales, plusieurs mesures se combinent pour donner un résultat final et chacune de ces mesures est sujette à des erreurs aléatoires, l'erreur aléatoire dans le résultat final peut être calculée à l'aide de quelques règles appelées « propagation d'erreur ». Si Q est une combinaison de sommes et de différences

$$Q = a + b + \dots - (x + y + \dots) \quad (3.11)$$

Ensuite

$$\dagger_Q = \sqrt{(\dagger_a^2 + \dagger_b^2 + \dagger_x^2 + \dagger_y^2 + \dots)} \quad (3.12)$$

Et Q sera comme suit :

$$\begin{aligned} Q &= \sim_Q \pm \dagger_Q \\ \sim_Q &= \sim_a + \sim_b + \dots - (\sim_x + \sim_y + \dots) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Si Q est la multiplication ou la division de certains facteurs :

$$Q = \frac{ab..c}{xy..z} \quad (3.14)$$

Ensuite

$$\frac{\dagger_Q}{|\sim_Q|} = \sqrt{\left(\frac{\dagger_a}{\sim_a}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_b}{\sim_b}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\dagger_c}{\sim_c}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_x}{\sim_x}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_y}{\sim_y}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\dagger_z}{\sim_z}\right)^2} \quad (3.15)$$

$$\sim_Q = \frac{\sim_a \sim_b \dots \sim_c}{\sim_x \sim_y \dots \sim_z} \quad (3.16)$$

Où μ fait référence à la valeur moyenne des variables.

Dans cette étude, il y a des paramètres qui sont les multiplications d'autres paramètres, y compris COP, et P_{cr} . Dans cette section, un ensemble de tests est utilisé pour étudier et évaluer l'erreur pour les paramètres suivants.

- Pour le rapport de compression

On a supposé que le taux de compression et le rapport de la pression du condenseur P_c à la pression de l'évaporateur P_e . Un ensemble de tests comprenant mesures est utilisé pour évaluer l'erreur pour ce paramètre sur la base de laquelle P_c et P_e sont signalés comme suit :

$$p_c = 166.126 \pm 0.129(kpa) \quad (3.17)$$

$$P_e = 70.3747 \pm 0.386(kpa) \quad (3.18)$$

Le rapport de compression est égal à :

$$P_{cr} = \frac{P_c}{P_e} \quad (3.19)$$

Pour évaluer l'erreur propagée pour CR, la règle mentionnée ci-dessus dans l'équation (26) pour la propagation d'erreur dans la multiplication et la division sera utilisée comme suit :

$$\sim_{P_{cr}} = \frac{\sim_{P_c}}{\sim_{P_e}} = \frac{166.126}{70.374} = 2.360 \quad (3.20)$$

$$\frac{\dagger_{P_{cr}}}{\sim_{P_{cr}}} = \sqrt{\left(\frac{\dagger_{P_c}}{\sim_{P_c}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{P_e}}{\sim_{P_e}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0.129}{166.126}\right)^2 + \left(\frac{0.386}{70.374}\right)^2} = 0.0055 \quad (3.21)$$

$$\dagger_{P_{cr}} = 2.360 \times 0.005 = 0.018 \quad (3.22)$$

$$\text{Donc : } P_{cr} = 2.360 \pm 0.018 \quad (3.23)$$

- Pour le rapport d'entraînement

Le rapport d'entraînement et le rapport de fraction du débit massique pour le fluide secondaire sur celui du fluide primaire. Pour évaluer les erreurs expérimentales du rapport d'entraînement, les mêmes étapes pour le rapport de compression sont appliquées :

$$\begin{aligned} \dot{m}_p &= 0.331 \pm 0.001 \\ \dot{m}_s &= 0.088 \pm 0.003 \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\check{S} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

$$\sim_{\check{S}} = \frac{\sim_{\dot{m}_s}}{\sim_{\dot{m}_p}} = \frac{0.003}{0.331} = 0.009 \quad (3.25)$$

$$\frac{\dagger_{\check{S}}}{\sim_{\check{S}}} = \sqrt{\left(\frac{\dagger_{\dot{m}_p}}{\sim_{\dot{m}_p}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{\dot{m}_s}}{\sim_{\dot{m}_s}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0.001}{0.331}\right)^2 + \left(\frac{0.003}{0.088}\right)^2} = 0.034 \quad (3.26)$$

$$\dagger_{\check{S}} = 0.009 \times 0.034 = 0.0003 \quad (3.27)$$

$$\check{S} = 0.009 \pm 0.0003 \quad (3.28)$$

- Pour le coefficient de performance COP

Le coefficient de performance pour un système de réfrigération à base d'éjecteur, est comme expliquer dans le chapitre précédent peut être devise en deux :

Le coefficient de performance thermique qui est le rapport entre la puissance frigorifique utile fournit par l'évaporateur sur la puissance thermique du générateur plus la puissance électrique de la pompe.

$$COP_t = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{\dot{m}_{ce} C_{p,ce} \Delta T_{ce}}{\dot{m}_{cg} C_{p,cg} \Delta T_{cg} + W_p} \quad (3.29)$$

Pour le coefficient de performance mécanique il est le rapport entre la puissance calorifique du générateur sur la puissance électrique de la pompe

$$COP_m = \frac{Q_e}{W_p} = \frac{\dot{m}_{ce} C_{p,ce} \Delta T_{ce}}{W_p} \quad (3.30)$$

Ou $\dot{m}_{ce}, \dot{m}_{cg}$ sont les débits massiques, $C_{p,ce}, C_{p,cg}$ les chaleurs spécifiques est $\Delta T_{ce}, \Delta T_{cg}$ les températures (entré, sortie) du fluide caloporteur aux niveaux de l'évaporateur et le générateur respectivement enfin W_p et la puissance consomme par la pompe de circulation.

Variables	Moyenne	Ecart-type
\dot{m}_{ce} (Kg/s)	1.016	0.002
\dot{m}_{cg} (Kg/s)	6.728	0.027
$C_{p,ce}$ (j/kg. °C)	3,285	0.014
$C_{p,cg}$ (j/kg. °C)	3,778	0.008
ΔT_{ce} (°C)	3.636	0.102
ΔT_{cg} (°C)	2.837	0.185
W_p (kw)	0.686	2.145

Tableau 3: La moyenne et l'écart-type pour les variables entrants dans le calcul des COPs.

Donc :

Pour évaluer la valeur moyenne du COP en utilise la relation en dessous :

$$COP = \frac{1.016 \times 3.285 \times 3.636}{6.728 \times 3.778 + 0.686} = \frac{12.135}{17.689} = 0.166 \quad (3.31)$$

$$\sim_{COP_m} = \frac{1.016 \times 3.285 \times 3.636}{0.686} = \frac{12.135}{0.686} = 17.689 \quad (3.32)$$

En ce qui concerne l'écart-type des deux COP_s il est évalué de la manière suivante :

$$\frac{\dagger_{COP_t}}{\sim_{COP_t}} = \sqrt{\left(\frac{\dagger_{\dot{m}_{ce}}}{\sim_{\dot{m}_{ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{C_{p,ce}}}{\sim_{C_{p,ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{\Delta T_{ce}}}{\sim_{\Delta T_{ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{\dot{m}_{cg}}}{\sim_{\dot{m}_{cg}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{C_{p,cg}}}{\sim_{C_{p,cg}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{\Delta T_{cg}}}{\sim_{\Delta T_{cg}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{W_p}}{\sim_{W_p}}\right)^2} = \quad (3.33)$$

$$\frac{\dagger_{COP}}{\sim_{COP}} = \sqrt{\left(\frac{0.002}{1.016}\right)^2 + \left(\frac{0.014}{3.285}\right)^2 + \left(\frac{0.102}{3.636}\right)^2 + \left(\frac{0.027}{6.728}\right)^2 + \left(\frac{0.008}{3.778}\right)^2 + \left(\frac{0.185}{2.837}\right)^2 + \left(\frac{2.145}{0.686}\right)^2} = 0.071 \quad (3.34)$$

$$COP_i=0.166\pm 3.127 \quad (3.35)$$

$$\frac{\dagger_{COP_m}}{\sim_{COP_m}} = \sqrt{\left(\frac{\dagger_{\dot{m}_{ce}}}{\sim_{\dot{m}_{ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{C_{p,ce}}}{\sim_{C_{p,ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{\Delta T_{ce}}}{\sim_{\Delta T_{ce}}}\right)^2 + \left(\frac{\dagger_{W_p}}{\sim_{W_p}}\right)^2} = \quad (3.36)$$

$$\frac{\dagger_{COP}}{\sim_{COP}} = \sqrt{\left(\frac{0.002}{1.016}\right)^2 + \left(\frac{0.014}{3.285}\right)^2 + \left(\frac{0.102}{3.636}\right)^2 + \left(\frac{2.145}{0.686}\right)^2} = \quad (3.37)$$

$$COP_m=17.689\pm 3.126$$

2.7.4 La courbe de gausse (gaussienne)

La distribution continue la plus connue pour les données expérimentales est la gaussienne, ou la distribution normale qui est définie avec la relation suivante :

$$f(X) = \frac{1}{\sqrt{2f\ddagger^2}} e^{-\frac{(x-\ddagger)^2}{2\ddagger^2}} \quad (3.38)$$

Où μ et σ sont respectivement la moyenne et l'écart-type attendus d'une population de n membres, respectivement. $F(X)$ représentera la densité de probabilité. Le calcul intégral est nécessaire pour calculer directement les probabilités associées :

$$P(X \leq C) = \int_{-\infty}^C f(x)dx = \frac{1}{\ddagger\sqrt{2f}} \int_{-\infty}^C e^{-\frac{(x-\ddagger)^2}{2\ddagger^2}} dx \quad (3.39)$$

La distribution normale est une distribution idéale théorique et les distributions empiriques réelles ne correspondent jamais parfaitement à ce modèle, Cependant, avec quelques hypothèses simplificatrices, nous pouvons supposer que les données expérimentales peuvent être considérées comme un ensemble normalement distribué.

Il existe plusieurs caractéristiques remarquables de ce graphique. Il est en forme de cloche avec un seul pic au centre et il est symétrique. Si la distribution est parfaitement symétrique avec un seul pic dans le centre, alors la valeur moyenne, le mode et la médiane seront tous les mêmes. De plus, il est montré qu'environ 68% des valeurs se situent à $\pm \sigma$ de la moyenne, 95% d'entre elles se situent à $\pm 2\sigma$ de la moyenne et 99,9% des valeurs se situent entre la moyenne et trois écarts types.

Il convient de tenir compte du fait que la distribution normale continue ne peut pas être obtenue à partir d'un échantillon car elle nécessiterait un nombre infini de valeurs de données. Cependant, dans ce cas, en raison d'un grand nombre d'observations, nous avons supposé que les valeurs de la moyenne et de l'écart-type pour l'échantillon sélectionné pouvaient estimer ces valeurs pour une population afin de pouvoir générer la courbe gaussienne.

Il serait préférable de calculer les probabilités sur la base de la distribution normale standard. Le principal avantage de la normalisation de la distribution normale est que, quels que soient les détails du problème, nous pouvons calculer les probabilités pour toute distribution normale en utilisant la distribution standardisée. Il y aura une seule moyenne (zéro) et un écart type (unité) et un seul tableau sera utilisé pour calculer les probabilités pour toute distribution normale.

Pour normaliser la distribution normale, le facteur $\frac{X - \mu}{\sigma}$ dans la fonction exponentielle peut être défini comme un score Z ou un score standard. En utilisant des techniques de calcul intégral, nous pouvons montrer que:

(3,40)

$$P(X \leq C) = \int_{-\infty}^C f(x) dx = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^C e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{Z_1} e^{-\frac{Z^2}{2}} dZ$$

Où $Z_1 = \frac{C - \mu}{\sigma}$ et la valeur de la moyenne et la déviation standard sont respectivement 0 et 1, la courbe de distribution normale est générée pour $T_{g,e}$, $T_{c,e}$ et $T_{e,e}$ utilisant la fonction LOI.NORMALE.N (X,espérance,écart type,cumulative) dans Excel comme le montre les figures 20, 21 et 22 :

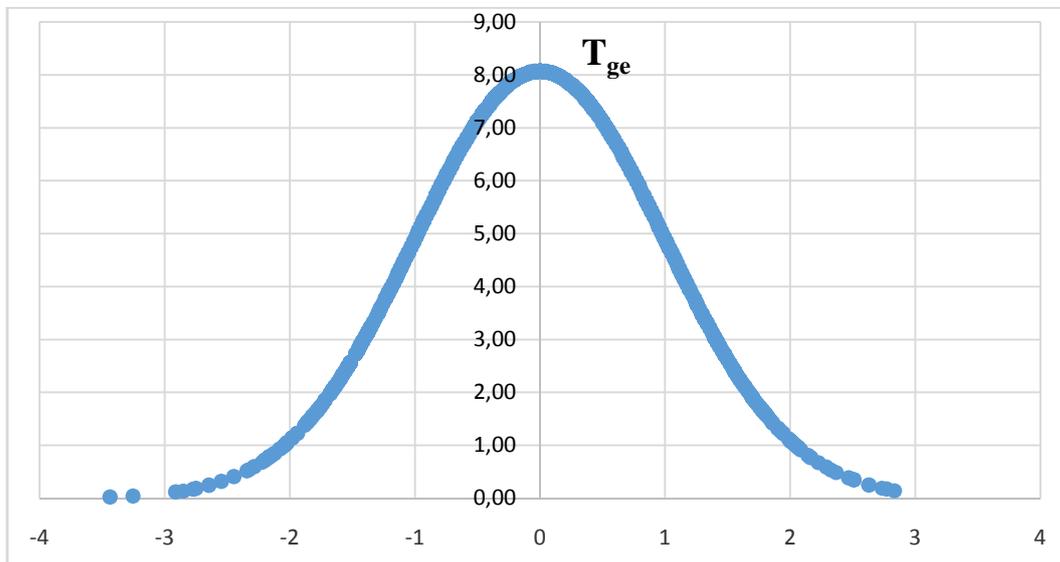


Figure 20: Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés du générateur.

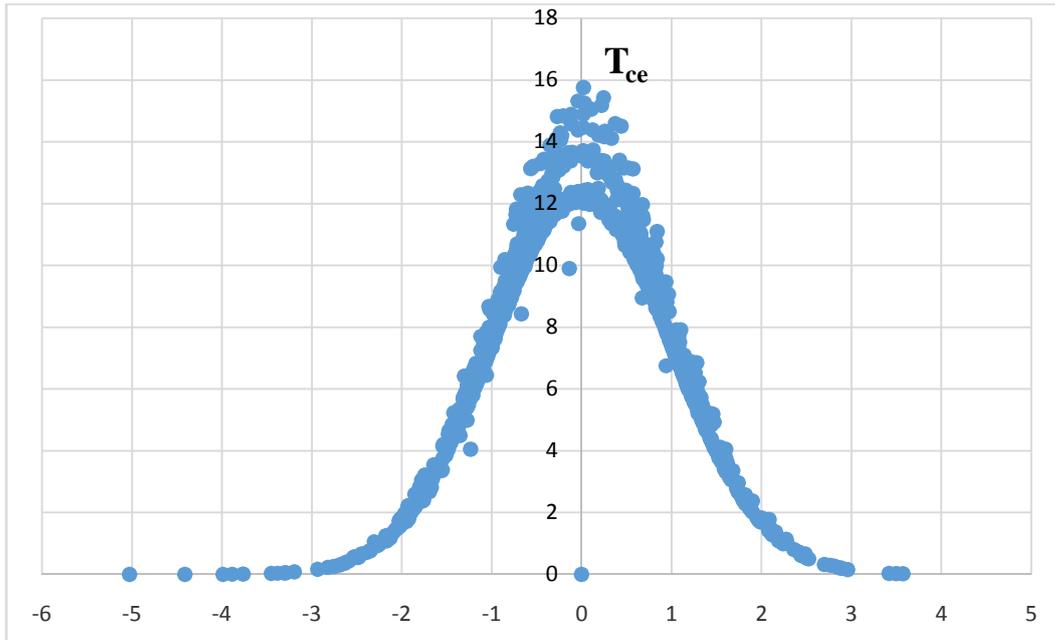


Figure 21 : Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés du condenseur.

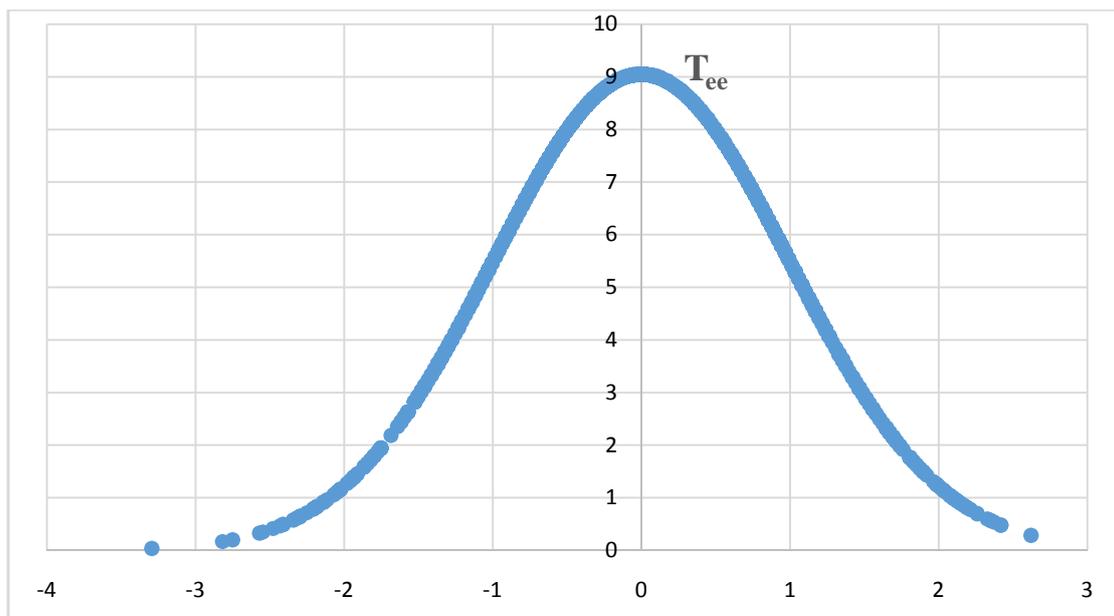


Figure 22 : Courbe de la gaussienne pour la température du glycol a l'entrés de l'évaporateur.

2.7.5 L'intervalle de confiance :

Si nous sélectionnons au hasard un seul membre d'une population, quelle sera sa valeur la plus probable ? C'est une question importante et, sous une forme ou une autre, il est le problème fondamental de toute analyse. Une des caractéristiques les plus importantes de la probable distribution d'une population c'est qu'il fournit un moyen de répondre à cette question[55].

Pour une distribution normale, 68,26% des membres de la population se trouvent dans la plage de $\mu \pm 1$. En d'autres termes, il y a une probabilité de 68,26% que le résultat pour un seul échantillon tiré d'une population normalement distribuée est dans l'intervalle $\mu \pm 1$.En règle générale, si un seul échantillon est sélectionné, il est prévu que sa valeur, X_i , soit dans la plage :

$$X_i = \bar{x} \pm z \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (3.41)$$

Où la valeur de Z est notre confiance dans l'attribution de cette plage. Les valeurs signalées de cette manière sont appelées intervalles de confiance. Les intervalles de confiance pour plusieurs valeurs de Z Sont rapportés dans le Tableau 4.

Z	Intervalle de confiance %
0.5	38,30
1	68,26
1.5	86,64
1.96	95,00
2	95,44
2.5	98,76
3	99,73
3.5	99,95

Tableau 4: Intervalle de confiance pour une distribution normale entre les limites.

$$T_{g,i} = 85.034 \pm 1.96 \times 0.049 = 85.034 \pm 0.096 \quad (3.42)$$

$$T_{c,i} = 20.324 \pm 1.96 \times 0.035 = 20.324 \pm 0.068 \quad (3.43)$$

$$T_{e,i} = 14.959 \pm 1.96 \times 0.044 = 14.959 \pm 0.086 \quad (3.44)$$

2.7.6 Rejet des données excentriques

Les données qui ne sont pas cohérentes avec les données restantes sont appelées valeurs aberrantes. Une valeur aberrante peut exister pour plusieurs raisons : la valeur aberrante peut provenir d'une population différente, la valeur aberrante peut être un échantillon contaminé ou autrement altéré ou la valeur aberrante peut résulter d'une erreur dans l'analyse. Quelle que soit sa source, la présence d'une valeur aberrante compromet toute analyse significative de nos données. Il existe de nombreux tests de signification pour identifier les valeurs aberrantes potentielles, dont trois seront décrits ici.

a) Le test Q

En statistiques, le test Q est un test utilisé pour éliminer des valeurs aberrantes d'une série de données. Pour appliquer ce test, il faut calculer une valeur Q, et la comparer aux valeurs de Q_{crit} fournies dans des tables, pour un niveau de confiance donné.

$$Q = \frac{\text{écart}}{\text{étendus}}$$

Ou :

-Écart est la différence entre la valeur testée et la valeur la plus proche de celle-ci

-Étendue est la différence entre la valeur la plus grande et la valeur la plus petite de la série.

Le test de signification le plus couramment utilisé pour identifier les valeurs aberrantes est le Q-test de Dixon. L'hypothèse nulle est que la valeur aberrante apparente est tirée de la même population que les données restantes. L'hypothèse alternative est que la valeur aberrante provient d'une population différente et doit donc être exclue de la considération

Le test Q compare la différence entre la valeur aberrante suspectée et son voisin numérique le plus proche à la plage de l'ensemble de données. Les données sont classées du plus petit au plus grand de sorte que la valeur aberrante suspectée soit la première ou la dernière donnée

Point. La statistique de test, Q_{exp} , est calculée à l'aide de l'équation suivante si la valeur aberrante suspectée est la plus petite valeur (X1)

$$Q_{exp} = \frac{\text{ecart}}{\text{intervalle}} = \frac{\text{valeur aberrante} - \text{valeur proche}}{\text{plus grande valeur} - \text{plus petite valeur}} \quad (3.45)$$

La valeur de Q_{exp} est comparée à une valeur critique, Q qui est indiquée dans le Tableau 5. Cette valeur critique doit correspondre au niveau de confiance (CL) que nous avons décidé d'exécuter le test (généralement : CL= 95%). Cela signifie que lorsque nous rejetons une mesure, nous sommes certains que la probabilité (p) de rejet erroné de l'hypothèse nulle (erreur de type 1) est inférieure à 0,05.[56]

Nombre de données :	3	4	5	6	7	8	9	10
Q90 %:	0,941	0,765	0,641	0,560	0,507	0,468	0,437	0,412
Q95 %:	0,970	0,829	0,710	0,625	0,568	0,526	0,493	0,466
Q99 %:	0,994	0,926	0,821	0,740	0,680	0,634	0,598	0,568

Tableau 5 : Les valeurs critiques de [Q Skoog,D,A et al 2013](#)[56].

b) Le test de Grubb's

Le test de Grubbs [Velasco, F et al 2000](#) [57] est utilisé pour détecter une seule valeur aberrante dans un ensemble de données uni variées qui suit une distribution approximativement normale. La statistique pour le test de Grubbs, G_{exp} , est la distance entre la moyenne de l'échantillon, \bar{x} , et la valeur aberrante potentielle, X_{out} , en termes d'écart type de l'échantillon, s :

$$G_{exp} = \frac{|x_{out} - \bar{x}|}{s} \quad (3.46)$$

La valeur de G_{exp} est comparée à une valeur critique $G(\alpha, n)$ indiquée dans le tableau 6 , où α est la probabilité de rejet d'un point de données valide et n est le nombre de points de données dans l'échantillon. Si G_{exp} est supérieur à $G(\alpha, n)$, le point de données peut être rejeté comme une valeur aberrante.

N	Alpha				
	0.1	0.075	0.05	0.025	0.01
3	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
4	1.42	1.44	1.46	1.48	1.49
5	1.6	1.64	1.67	1.71	1.75
6	1.73	1.77	1.82	1.89	1.94
7	1.83	1.88	1.94	2.02	2.1
8	1.91	1.96	2.03	2.13	2.22
9	1.98	2.04	2.11	2.21	2.32
10	2.03	2.1	2.18	2.29	2.41
11	2.09	2.14	2.23	2.36	2.48
12	2.13	2.2	2.29	2.41	2.55
13	2.17	2.24	2.33	2.46	2.61
14	2.21	2.28	2.37	2.51	2.66
15	2.25	2.32	2.41	2.55	2.71
16	2.28	2.35	2.44	2.59	2.75
17	2.31	2.38	2.47	2.62	2.79

Tableau 6 : Tableau des valeurs critiques de Grubbs.

c) Le critère de Chauvenet

L'idée du critère de Chauvenet[58, 59] est de trouver une bande de probabilité centrée sur la moyenne et distribuée par la distribution normale, comme le montre la figure 23. Cette bande de probabilité contient tous les échantillons normaux et les points de données situés en dehors de cette bande sont valeurs aberrantes. Contrairement aux deux méthodes précédentes, le critère de Chauvenet peut être utilisé pour toute distribution tant que la probabilité d'un résultat particulier est connue. Cette technique définit une dispersion acceptable, au sens statistique, autour de la valeur moyenne d'un échantillon donné de N mesures. Le critère stipule que tous les points de données qui se trouvent dans une bande autour de la moyenne qui correspond à une probabilité de $1 - 1 / (2N)$ doivent être conservés. En d'autres termes, les points de données ne peuvent être pris en compte pour le rejet que si la probabilité d'obtenir leur écart par rapport à la moyenne est inférieure à $1 / (2N)$. Cette méthode est calculée par l'équation suivante :

$$D_{\max} \geq \left| \frac{x - \bar{x}}{s} \right| \quad (3.47)$$

Où D_{\max} représente l'écart maximal admissible, x représente la valeur suspectée, μ et la moyenne et s l'écart-type. Ou dans ce cas le $\frac{x - \bar{x}}{s}$ correspond à la note Z.

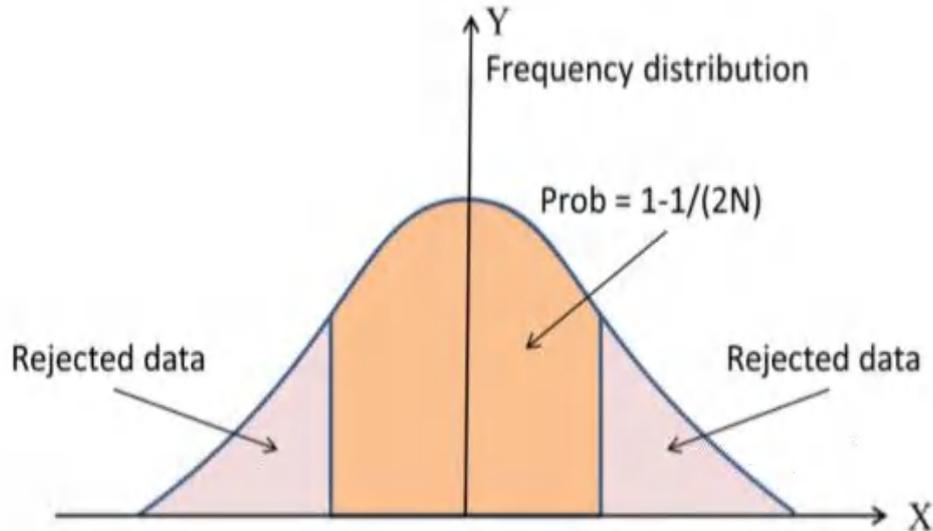


Figure 23 : Bande de probabilité pour l'identification des valeurs aberrantes avec le critère de Chauvenet.

Afin de trouver D_{\max} , la note z correspondant à P_z dans un tableau de la note z doit être trouvée. D_{\max} est égal à la note z pour P_z qui peut être déterminé pour n'importe quelle taille d'échantillon. Dans EXCEL, la fonction « Loi.normale.standart.inversé.n (1 / (4_n)) » est utilisée pour évaluer ce paramètre. Cette méthode est testée pour un échantillon évaluant les températures des fluides caloporteurs à l'entrées de chaque échangeurs de chaleurs $T_{c,g}$, $T_{c,c}$ et $T_{e,e}$. Sur la base du critère de Chauvenet et en utilisant la fonction sur EXCEL mentionnée un peu plus haut, D_{\max} a été évalué pour $n = 1258$ qui est égal à 3,541.

$$D_{\max} = \left| \frac{x - \bar{x}}{s} \right| = \text{LOI.NORMALE.STANDARD.INVERSE.N}(1/(4*1258))=3.541, \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} \dagger_{g,e} = 0.049 &\rightarrow |x - \bar{x}|_{\max} = 0.173 \\ \dagger_{g,e} = 0.035 &\rightarrow |x - \bar{x}|_{\max} = 0.123 \\ \dagger_{g,e} = 0.044 &\rightarrow |x - \bar{x}|_{\max} = 0.155 \end{aligned} \quad (3.49)$$

2.8 La précision :

La précision est une mesure de la propagation des données autour d'une valeur centrale et peut être exprimée sous forme de plage, d'écart type ou de variance. La précision est généralement divisée en deux catégories : répétabilité et reproductibilité. La répétabilité est la précision obtenue lorsque toutes les mesures sont effectuées par le même analyste au cours d'une même période de travail en laboratoire, en utilisant les mêmes solutions et équipements. La reproductibilité, en revanche, est la précision obtenue dans tout autre ensemble de conditions, y compris celle entre analystes, ou entre les sessions de laboratoire pour un seul analyste. Étant donné que la reproductibilité comprend des sources supplémentaires de variabilité, la reproductibilité d'une analyse ne peut être meilleure que sa répétabilité.

Les erreurs affectant la distribution des mesures autour d'une valeur centrale sont appelées indéterminées et sont caractérisées par une variation aléatoire à la fois en amplitude et en direction. Les erreurs indéterminées ne doivent pas affecter la précision d'une analyse. Étant donné que les

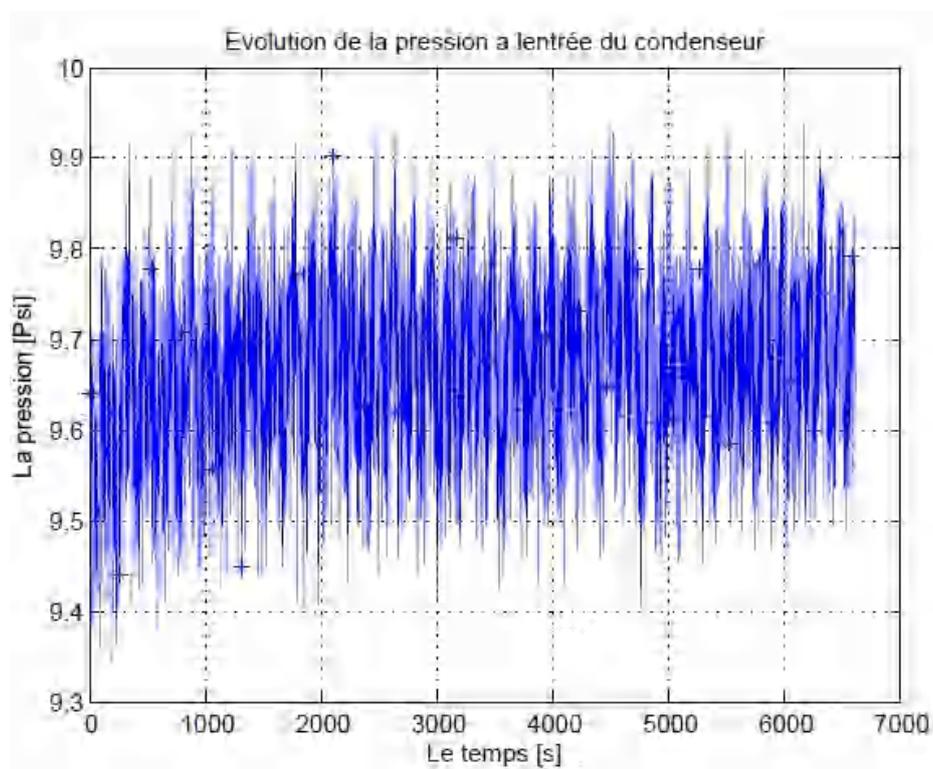
erreurs indéterminées sont dispersées de manière aléatoire autour d'une valeur centrale, les erreurs positives et négatives ont tendance à s'annuler, à condition que suffisamment de mesures soient faites. Dans de telles situations, la moyenne ou la médiane n'est pas affectée par la précision de l'analyse.

Les erreurs indéterminées peuvent être attribuées à plusieurs sources, notamment la collecte d'échantillons, la manipulation d'échantillons au cours de l'analyse et la réalisation de mesures.

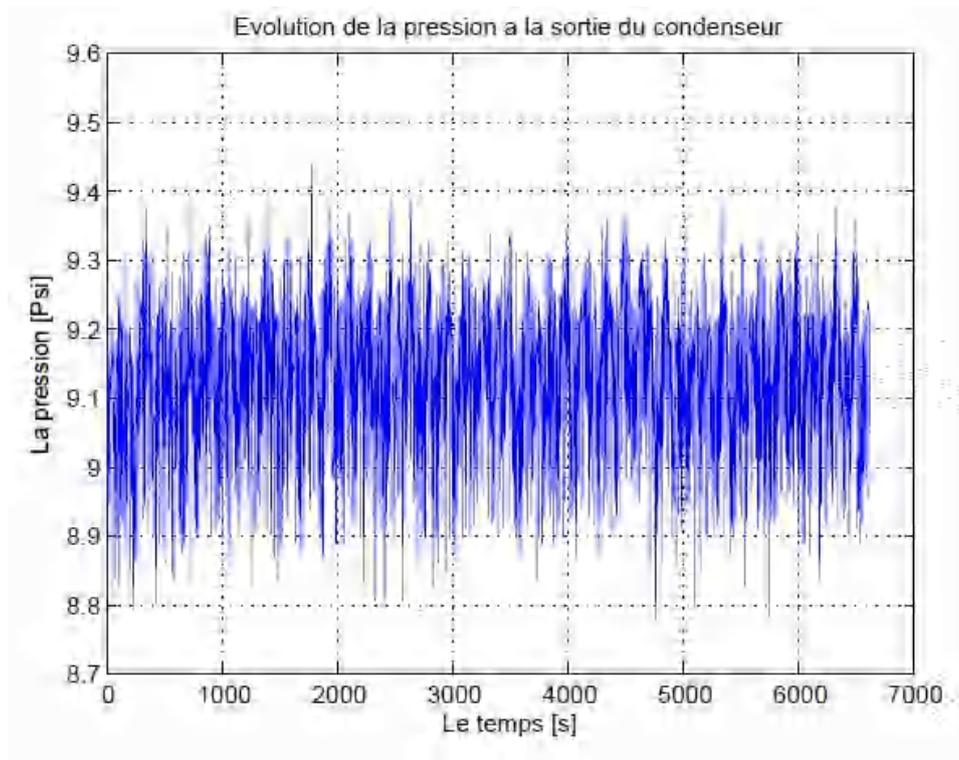
Lors de la collecte d'un échantillon, par exemple, seule une petite partie du matériel disponible est prélevée, ce qui augmente la probabilité que des inhomogénéités à petite échelle dans l'échantillon affectent la répétabilité de l'analyse. Les pièces de monnaie individuelles, par exemple, devraient montrer des variations de plusieurs sources, y compris le processus de fabrication, et la perte de petites quantités de métal ou l'ajout de saleté pendant la circulation. Ces variations sont sources d'erreurs indéterminées associées au processus d'échantillonnage.

Enfin, tout appareil de mesure est soumis à une erreur indéterminée dans la lecture de son échelle, le dernier chiffre étant toujours une estimation sujette à des fluctuations aléatoires, ou bruit de fond. Par exemple, une burette avec des divisions d'échelle tous les 0,1 ml a une erreur indéterminée inhérente de $\pm 0,01$ à $0,03$ ml lors de l'estimation du volume au centième de millilitre. Bruit de fond dans un compteur électrique peut être évaluée en enregistrant le signal sans analyte et en observant les fluctuations du signal au fil du temps.

Le traitement des données expérimentaux a été réalisé avec le logiciel commerciale MATLAB utilisant un algorithme pour éliminer les bruits de mesures, les figures en bas (24 et 25) montrent les fluctuations de la pression à l'entrée et à la sortie du condenseur



(a)



(b)

Figure 24 :Évolution de la pression en fonction du temps a l’entrée (a) et la sortie (b) du condenseur.

Conclusion

Les données expérimentales se caractérisent par leur tendance centrale (où les valeurs sont regroupées), et leur propagation (la variation de leurs valeurs individuelles autour de la valeur centrale). La tendance centrale est signalée en indiquant la moyenne ou la médiane. La plage, l'écart type ou la variance peuvent être utilisés pour signaler la propagation des données est qui sont également caractérisées par leurs erreurs, qui incluent des erreurs déterminées affectant l'exactitude des données et les erreurs indéterminées affectant la précision des données. La propagation de l'incertitude nous permet d'estimer l'effet de ces erreurs déterminées et indéterminées sur les résultats déterminés à partir des données expérimentales. La distribution des résultats d'analyse autour d'une valeur centrale est souvent décrite par une distribution de probabilité. Connaître le type de distribution nous permet de déterminer la probabilité d'obtenir des résultats dans une plage spécifiée. Pour une distribution normale, cette plage est mieux exprimée sous forme d'intervalle de confiance. L'analyse statistique nous permet de déterminer si nos résultats sont significativement différents des valeurs connues, ou des valeurs obtenues par d'autres analystes.

D'autres méthodes d'analyse existent dans la littérature sur des échantillons. Comme le test-t pour comparer les valeurs moyennes ou le test-F pour comparer les précisions. Le test-Q de Dixon afin de savoir s'il faut conserver une valeur périphérique ... etc.

Les résultats de ce chapitre sont très satisfaisants en matière de précision et d'exactitude, ils seront utilisés pour valider les modèles thermodynamiques du chapitre quatre.

Chapitre 3

Chapitre 3 :

Ce chapitre expose les différents modèles thermodynamiques développées pour chaque composante du système de réfrigération à éjection à partir de modèle antérieur de la littérature. Dans le but d'estimer la performance et l'effet de l'injection de gouttes sur le cycle de réfrigération d'une part, mais aussi étudier les interactions entre les paramètres gouvernantes du cycle avec et sans injection de gouttelettes.

3 Introduction :

Les systèmes de réfrigération à éjection sont connus pour être très bonne solution alternative pour les cycles de réfrigération mécanique à compression de vapeurs en vertu de leurs avantages économique et environnementales. Leurs habiliter à récupérer la chaleur perdue sous différentes formes et à utiliser des fluides frigorigènes inoffensifs écologiquement suscite un grand intérêt dans plusieurs domaines d'applications résidentiels et industriels. Cependant, les performances des systèmes de réfrigération à éjection sont globalement modestes et généralement sensibles à la contre pression provenant du condenseur d'où la nécessité d'améliorer leurs efficacités. L'injection de gouttelettes à la sortie de l'éjecteur affecte le flux en réduisant sa température et sa pression avant d'entrer dans l'échangeur de chaleurs qui se traduit à la fin par une amélioration du coefficient de performance. La figure 25 présente un schéma de la configuration expérimentale du SRE avec le processus d'injection de goutte. Afin de mieux expliquer le phénomène et compléter l'approche expérimentale plusieurs modèles thermodynamique sont réalisées pour chaque composante gouvernante du cycle et seront détaillé dans la suite de ce chapitre.

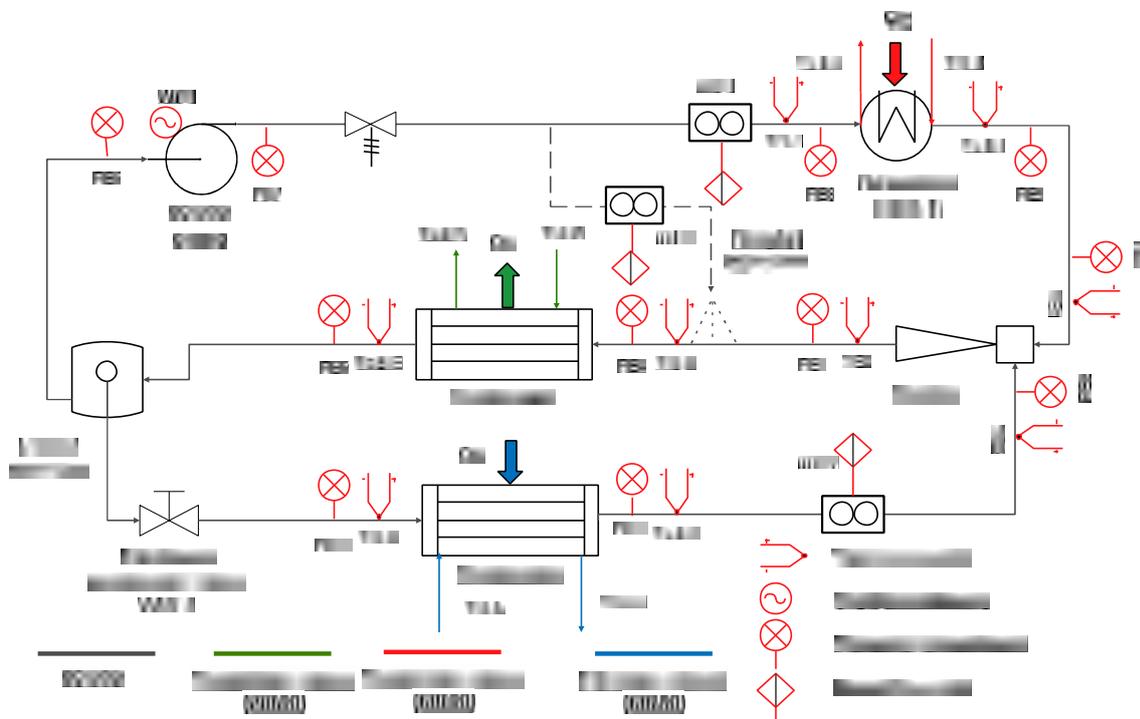


Figure 25 : Schéma de la configuration expérimentale de l'ERS, comprenant toutes les composantes.

3.1 Modèle mathématique

Plusieurs modèles thermodynamiques ont été développés pour chaque composant du système afin de prédire les performances avec et sans injection de gouttelettes. Ceux-ci ont été résolus à l'aide du logiciel MATLAB et validés avec des données expérimentales obtenues au LTE d'Hydro-Québec. Les propriétés des fluides ont été déterminées à l'aide de la bibliothèque d'équations CoolProp, qui s'appuie sur la formulation d'énergie libre de Helmholtz pour fournir des propriétés thermodynamiques et de transport avec une précision de 1% pour une large gamme de fluides (Bell et al, 2014)[60].

3.2 Éjecteur

Le nombre d'articles consacrés à la modélisation thermodynamique des éjecteurs supersoniques est considérable. Le flux à travers l'éjecteur est très complexe. Les modèles thermodynamiques (0-D) sont un moyen simple et peu coûteux d'estimer ses performances dans différentes conditions de fonctionnement. Ceux-ci sont souvent basés sur des équations de conservation explicites en régime permanent pour trouver l'état et les paramètres de fonctionnement à des positions spécifiques à travers le dispositif illustré sur la figure 26.

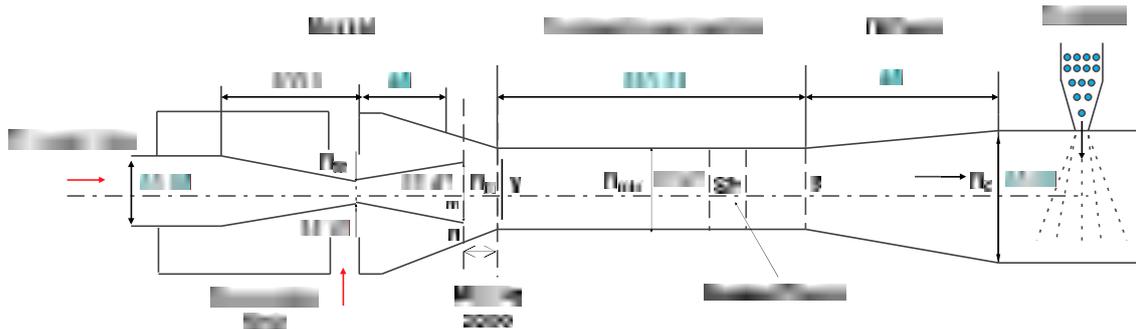


Figure 26: Vue schématique de l'éjecteur étudié. Toutes les dimensions sont données en (mm).

3.2.1 Hypothèse

Le modèle thermodynamique de l'éjecteur est un modèle 0-D basé sur le concept de la pression constante. Il résout les équations de conservation de la masse, de mouvement et de l'énergie. Le modèle est validé à l'aide de nouvelles données expérimentales à quatre valeurs de la température du glycol à l'entrée du condenseur comprises entre 20 et 26 °C, comme indiqué dans la section suivante.

- Le flux à l'intérieur de l'éjecteur est constant, unidimensionnel et adiabatique.
- Les propriétés des fluides sont uniformes à chaque section et déterminées en utilisant une approche au gaz réel.
- Un choc normal se produit avant l'entrée du diffuseur.
- Les pertes le long des processus d'accélération et de compression sont représentées en utilisant des rendements polytropiques.
- L'énergie cinétique au niveau des deux entrées de la buse primaire, de la chambre d'aspiration et à la sortie du diffuseur sont négligeable.
- La variation de l'énergie potentielle au niveau de l'éjecteur est négligée.

Pour les données d'entrées

- La géométrie de l'éjecteur comprenant les diamètres de la gorge de la tyère D_{th} , la section à aire constante D_{mix} et la sortie du diffuseur D_d .
- Les températures et les pressions d'entrée des débits primaire et secondaire.
- Les coefficients de perte pour le primaire, l'entrée du secondaire, la section de mélange et le diffuseur.

3.2.2 Les équations gouvernantes

Les principes de conservation de la masse, de mouvement et de l'énergie sont utilisés dans chaque partie de l'éjecteur. Lorsqu'elles sont appliquées à un volume de contrôle avec deux entrées et une sortie, les équations de conservation prennent la forme suivante :

- Conservation de la masse :

$$\dots_{in,1} V_{in,1} A_{in,1} + \dots_{in,2} V_{in,2} A_{in,2} = \dots_{out} V_{out} A_{out} \quad (4.1)$$

- Conservation de mouvement :

$$\left(\dots_{in,1} \rho V_{in,1}^2 A_{in,1} + \dots_{in,2} \rho V_{in,2}^2 A_{in,2} \right) = \left(\dots_{out} \rho V_{out}^2 A_{out} \right) \quad (4.2)$$

- Conservation d'énergie :

$$\dot{m}_{in,1} \left(h_{in,1} + \frac{1}{2} V_{in,1}^2 \right) + \dot{m}_{in,2} \left(h_{in,2} + \frac{1}{2} V_{in,2}^2 \right) = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{1}{2} V_{out}^2 \right) \quad (4.3)$$

Où ... est la densité du fluide, V est la vitesse d'écoulement, A est l'aire de la section transversale, P est la pression, est le débit massique et h est l'enthalpie spécifique. Ces équations sont appliquées successivement à chaque section de l'éjecteur en suivant la procédure indiquée sur l'organigramme de la figure 27.

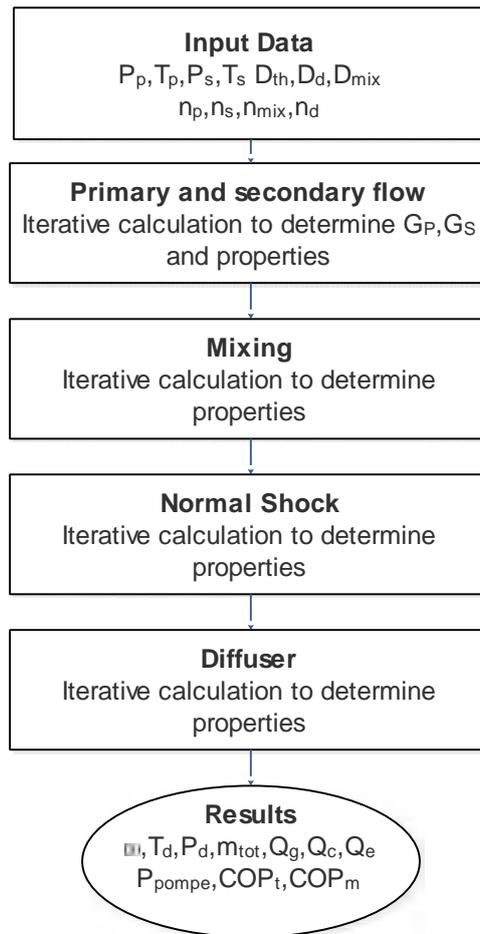


Figure 27: Procédure de calcul pour le modèle thermodynamique de l'éjecteur.

3.2.3 Coefficient polytropique

Les rendements polytropiques appliquent un petit rapport de pression entre les sections voisines, tandis que les rendements isentropiques s'appliquent au rapport de pression entre le début et la fin du processus. [61] a démontré que l'utilisation des rendements polytropiques conduit à des résultats plus précis par rapport aux rendements isentropiques pour la modélisation des éjecteurs supersoniques. Les corrélations empiriques développées par [Haghparast et al. 2018](#) [62] à partir de modèles numériques sont ici utilisés pour calculer les quatre efficacités de l'éjecteur, à savoir les efficacités de la tuyère primaire (η_p), du flux secondaire (η_s), du mélange (η_{mix}) et du diffuseur (η_d). Les valeurs utilisées dans le présent modèle sont présentées dans le tableau 7.

Coefficient Polyropic	Valeurs
Tuyère primaire η_p	0.96
Flux secondaire η_s	0.96
Section de mélange η_{mix}	0.90
Diffuseur η_d	0.85

Tableau 7 : Rendement polytropique constant utilisée dans le modèle d'éjecteur.

3.2.4 Entrés primaire

Le débit de la tuyère principale est évalué par un processus itératif utilisant l'hypothèse du flux maximal au niveau de la gorge. Cette approche a été utilisée avec succès par [Ameur et al. 2016](#) [63]. Le débit étranglé pour un ensemble donné de conditions d'entrée est calculé en maximisant le débit massique par unité de surface [Maytal et al. 2006](#) [64].

Estimation initiale :

$$P_{th} = P_p - \Delta P \quad (4.4)$$

$$S_{th} = f(T_p, P_p) = S_p \quad (4.5)$$

$$h_{th, is} = f(S_p, P_{th}) \quad (4.6)$$

$$h_{th} = y_p (h_{th, is} - h_p) + h_p \quad (4.7)$$

$$V_{th} = \sqrt{2(h_p - h_{th})} \quad (4.8)$$

$$\dots_{th} = f(P_{th}, h_{th}) \quad (4.9)$$

$$G_p = V_{th} \dots_{th} \quad (4.10)$$

3.2.5 Entré secondaire

Le flux massique G_n correspondant aux conditions soniques du flux secondaire qui est calculé de la même procédure que pour la section précédente pour l'entrés primaire (4.2.4) mais en utilisant les deux paramètres suivant P_s et T_s .

$$P_n = P_s - \Delta P \quad (4.11)$$

$$S_n = f(T_s, P_s) = S_s \quad (4.12)$$

$$h_{n, is} = f(S_n, P_n) \quad (4.13)$$

$$h_n = y_s (h_{n, is} - h_s) + h_s \quad (4.14)$$

$$V_n = \sqrt{2(h_s - h_n)} \quad (4.15)$$

$$\dots_n = f(P_n, h_n) \quad (4.16)$$

$$G_n = V_n \dots_n \quad (4.17)$$

La section occupe par le jet principal est calculé utilisant l'équation suivante :

$$A_{t1} = \frac{m_p}{(V_t, \dots_t)} \quad (4.18)$$

Ou

$$A_n = A_c - A_{t1} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_n = G_n A_n \quad (4.20)$$

3.2.6 Le mélange

Le mélange des deux flux primaire et secondaire a lieu avant la section à surface constante. On suppose dans cette région que la pression est constante $P_m = P_n = P_y$ et le nombre de Mach est égal à l'unité : $Ma = 1$. Eqt. (1-3) sont appliqués pour calculer la vitesse, la pression et l'enthalpie du mélange en :

$$V_y = \frac{y_{mix} \cdot (V_m + \check{S} V_n)}{1 + \check{S}} \quad (4.21)$$

$$h_y = \frac{h_m + 0.5V_m^2 + \check{S}(h_n + 0.5V_n^2)}{1 + \check{S}} - 0.5V_y^2 \quad (4.22)$$

3.2.7 Choc Normal

Un choc normal est supposé se produire à la fin de la section à aire constante. En raison de ce phénomène, la pression du flux mélangé augmente considérablement tandis que sa vitesse tombe en dessous de la vitesse sonique. Par conséquent, le volume spécifique du flux est réduit. Comme la zone où ce phénomène se produit est très mince, la zone à travers l'onde de choc est considérée comme constante et les processus sont supposés adiabatiques :

$$V_{sh} = \bar{v}_{sh} \cdot \frac{V_y}{\bar{v}_y} \quad (4.23)$$

$$h_{sh} = h_y + (0.5V_y^2) - (0.5V_{sh}^2) \quad (4.24)$$

$$P_{sh} = P_y - \frac{V_{sh}^2}{\bar{v}_{sh}} + \frac{V_y^2}{\bar{v}_y} \quad (4.25)$$

3.2.8 Le diffuseur

À travers le diffuseur, l'énergie cinétique de l'écoulement est transformée en pression statique, entraînant une augmentation supplémentaire de la pression et une diminution de la vitesse. La pression et la température de sortie de l'éjecteur sont déterminées en utilisant les conditions à la fin de la section à surface constante :

$$h_3 = h_d + \frac{V_3^2}{2} \quad (4.26)$$

$$h_d = h_3 + (h_{ds} - h_3) / y_d \quad (4.27)$$

$$P_d = f(h_d, S_d) \quad (4.28)$$

$$T_d = f(h_d, S_d) \quad (4.29)$$

3.3 Injection de goutte

Les gouttelettes injectées après le diffuseur sous forme de spray flash sont supposées affecter le débit en extrayant l'énergie pour la rupture et en modifiant ses propriétés thermodynamiques, ce qui se

traduit par une réduction de la température et de la pression de la vapeur de sortie de l'éjecteur. Les hypothèses suivantes ont été faites pour la procédure de calcul de l'injection de gouttelettes figure 28 :

- La composition chimique des gouttelettes est la même que le fluide de travail R245fa.
- Les gouttelettes sont sphériques et forment une phase mono-disperse.
- Les gouttelettes sont injectées à la pression du générateur et à la température du condenseur.
- Les gouttelettes sont injectées avec un débit allant de 0,056 à 0,075 kg.s⁻¹, qui dépend de la pression et du débit massique du flux primaire
- Les effets de coalescence et de déformation des gouttelettes sont négligés.

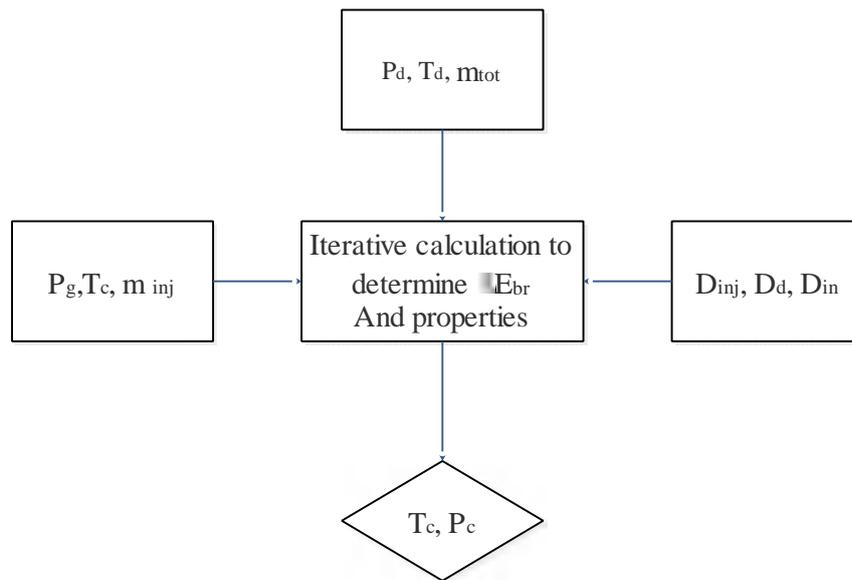


Figure 28 : Procédure de calcul pour l'injection de goutte.

Les termes liés à l'énergie de rupture de la gouttelette sont décrits ci-dessous, selon l'analyse de Croquer et al. 2017[49]. L'énergie de surface d'une gouttelette peut être définie comme le produit de sa surface S_d par sa tension superficielle σ [65]. Pour une gouttelette sphérique de diamètre, cette énergie de surface est définie comme :

$$E_s = S_d \sigma = f W_{dr}^2 \sigma \quad (4.30)$$

Afin de mieux présenter la transition énergétique de surface pendant la rupture. L'énergie de rupture des gouttelettes ΔE_{br} est la différence d'énergie de surface entre la gouttelette mère $E_{s,1}$ et la gouttelette fille $E_{s,3}$. Par conséquent, pour une gouttelette se brisant en gouttelettes filles n_3 comme le montre la figure 12, l'énergie de rupture des gouttelettes est écrite comme suit :

$$\Delta E_{br} = f \sigma (n_3 W_3^2 - W_1^2) = f \sigma W_1^2 \left(\frac{W_1}{W_3} - 1 \right) \quad (4.31)$$

Notez que n_3 a été éliminé de l'équation précédente en appliquant le principe de la conservation de masse. De plus, puisque $W_3 < W_1$, alors $\Delta E_{br} > 0$, ce qui signifie que la rupture extrait toujours l'énergie du flux principal. Le mécanisme de rupture et la taille des gouttelettes qui en résultent dépendent du contre-équilibre entre la tension superficielle et les forces de cisaillement exercées par le gaz environnant, représenté par le nombre de Weber (We) :

$$We = \frac{\rho_g V_s^2 W_{dr}}{\sigma_{dr}} \quad (4.32)$$

Où ρ_g est la densité du fluide (gaz), V_s est la vitesse relative entre les phases, et les indices g et d se réfèrent respectivement au gaz et aux gouttelettes. La rupture se produira en fonction de la valeur du We local. Aucune rupture ne devrait être attendue pour les nombres de Weber locaux sous une valeur critique We_c comme proposé par [Pilch et Erdman \(1987\)](#) [66].

$$We_c = 12.(1+1.077.Oh^{1.6}) \quad (4.33)$$

Où le nombre d'Ohnesorge (Oh) est un nombre sans dimension qui relie les forces visqueuses aux forces de tension inertielle et superficielle [67].

$$Oh = \frac{\mu_{dr}}{\sqrt{\rho_{dr} \sigma_{dr} D_{in}}} \quad (4.34)$$

La procédure de calcul pour l'injection de gouttelettes est décrite sur la figure 28. Les gouttelettes sont injectées après le diffuseur. L'équation de l'énergie de rupture totale est :

$$\Delta E_{br,in} = \frac{6 \cdot \mu_{dr} \cdot \dot{m}_{inj}}{\rho_{dr} D_{in}} \left(\frac{D_{in}}{D_{dr}} - 1 \right) \quad (35)$$

Où \dot{m}_{inj} est le débit massique des gouttelettes, D_{in} le diamètre des gouttelettes, D_d le diamètre du diffuseur et ρ_{in} la densité des gouttelettes.

3.4 Echangeurs de chaleur :

Tous les échangeurs de chaleur utilisés dans cette étude sont des échangeurs de chaleur à plaques, qui peuvent générer une zone de transfert de chaleur par volume plus élevée par rapport à d'autres types d'échangeurs de chaleur. La vue schématique de ce type d'échangeur de chaleur est présentée à la figure 29.

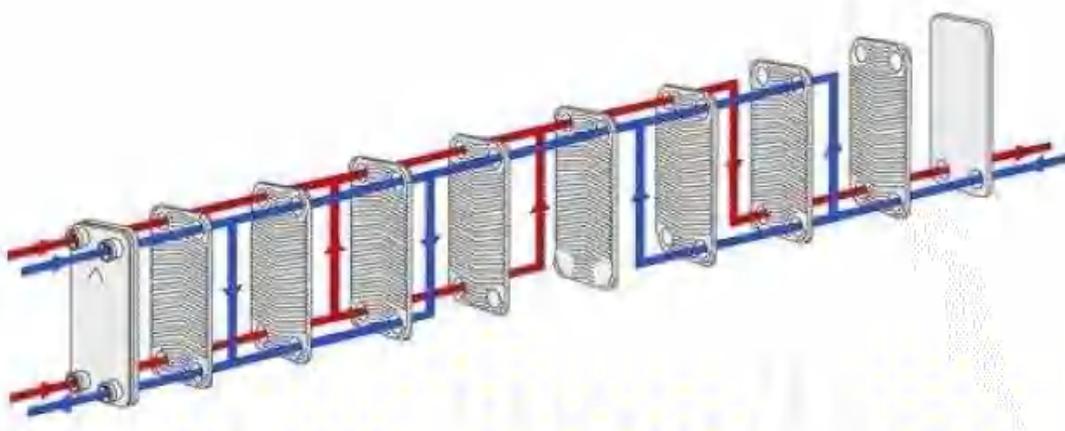


Figure 29 : Vue schématique d'un échangeur de chaleur à plaque.

La méthode ϵ -NTU couplée au modèle de zone est utilisée pour modéliser les échangeurs de chaleur (générateur, condenseur et évaporateur). Cette méthode est beaucoup plus flexible pour résoudre de tels problèmes par rapport à la méthode LMTD. Le modèle de zone de [Liu et al. 2004](#) [68] suppose

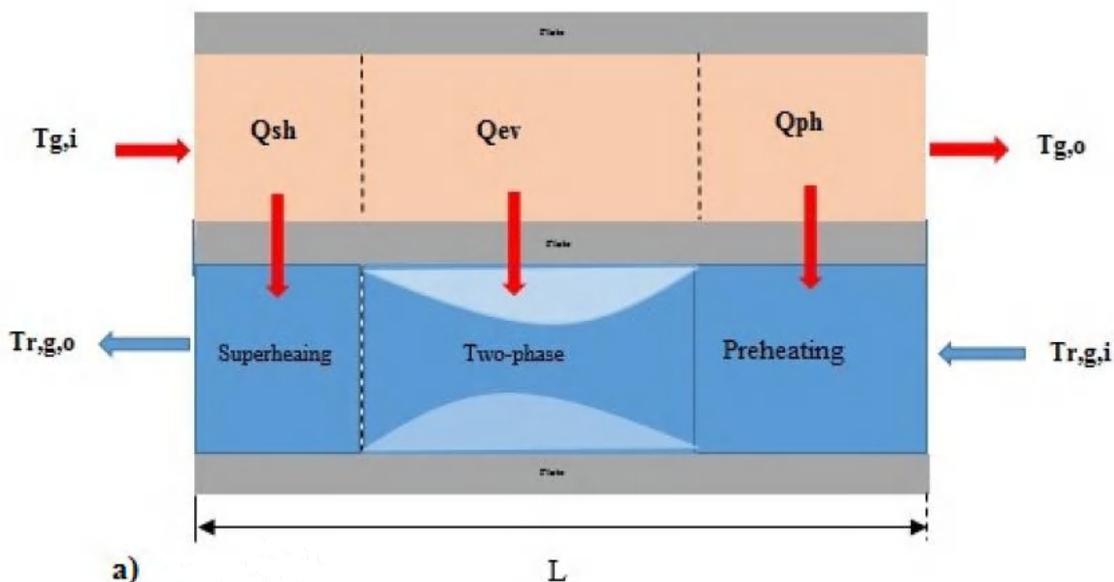
que la zone de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur est divisée en plusieurs zones en fonction du nombre de phases, à savoir les zones de surchauffe, de condensation et de sous-refroidissement dépendant du rôle de l'échangeur.

Les informations requises et résultantes pour chaque modèle, ainsi que les hypothèses de base, sont décrites dans les sous-sections suivantes :

- Les échangeurs de chaleur fonctionnent en régime permanent.
- Le réfrigérant est un fluide compressible et le débit est supposé être unidimensionnel.
- La résistance thermique des matériaux est négligée.
- Les zones de transfert de chaleur ont été définies sur la base des informations du fabricant.
- La perte de chaleur de la paroi de l'échangeur est négligeable.
- La température du réfrigérant (R245fa) T_{rin} , sa pression P_{rin} et le débit massique total \dot{m}_{rin} sont des données d'entrée.
- La température du liquide caloporteur ou frigoporteur (propylène-glycol) ou bien (Ethylène-glycol) T_{cin} et le débit massique \dot{m}_{cin} sont des données d'entrée.

3.4.1 Le générateur :

Comme mentionné précédemment, le modèle à zone dans lequel la région de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur est divisée en plusieurs zones (en fonction de la phase) est considéré comme une approche précise et simple pour modéliser les échangeurs de chaleur. Pour le Générateur, On suppose que le transfert de chaleur du générateur pour ce modèle d'étude est divisé en trois partis thermiques, à savoir les zones de préchauffage, d'évaporation et de surchauffe.



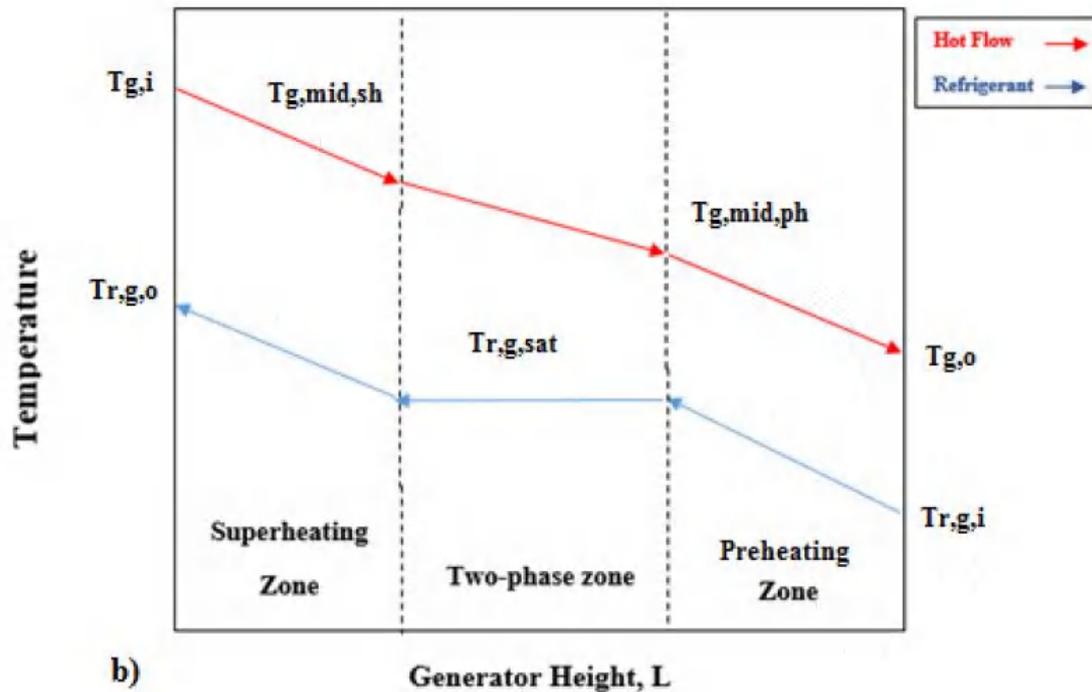


Figure 30 : Transfert de chaleur le long des trois zones du générateur (a) plan thermique des deux côtés (b).[69]

Comme on peut le voir sur la figure 30, dans chaque zone, un phénomène de transfert de chaleur distinct se produit. Le coefficient de transfert de chaleur global de l'échangeur de chaleur à plaques (générateur, condenseur et évaporateur) est une combinaison de résistances thermiques des deux côtés plus la résistance thermique du mur ainsi que le facteur d'encrassement :

$$U = \frac{1}{R} \quad (4.36)$$

$$R = \frac{1}{h_{r,g}} + \frac{1}{h_g} + R_{mur} + F \quad (4.37)$$

Les résistances thermiques et d'encrassement des parois sont négligeables ; par conséquent, le coefficient global de transfert de chaleur pour l'échangeur de chaleur serait calculé comme suit :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,g}} + \frac{1}{h_g}} \quad (4.38)$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{Kw} / \text{m}^2 \text{ C}$). Les équations ci-dessus sont utilisées dans chaque zone du générateur, du condenseur et de l'évaporateur pour évaluer les coefficients de transfert de chaleur. Trois ensembles d'équations expliquent le modèle de régime permanent du générateur qui sera décrit dans les sections suivantes. La figure 31 résume la procédure de calcul pour les trois zones.

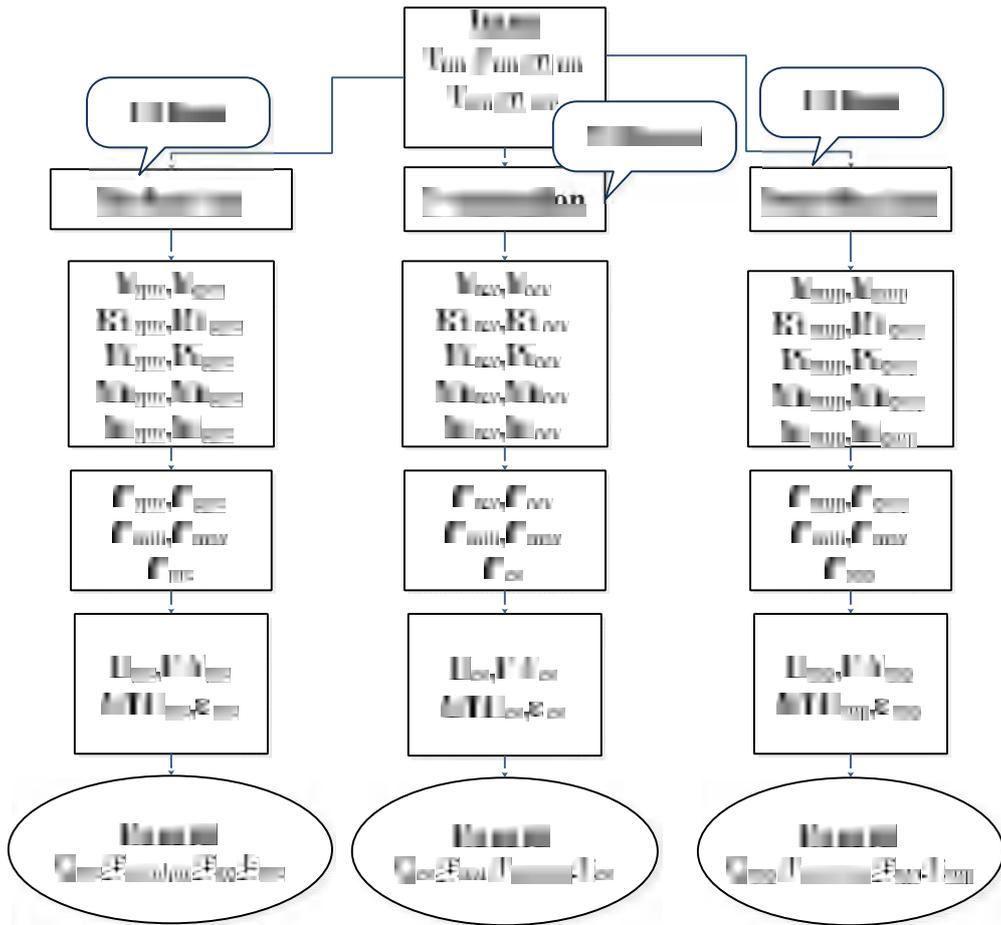


Figure 31 : Organigramme de calcul pour le modèle du générateur.

3.4.1.1 La zone de surchauffe

Les taux de capacité pour le fluide frigorigène et le fluide caloporteur dans la zone de surchauffe sont évalués comme suit :

$$\dot{C}_{r,g,sur} = (\dot{m} C_p)_{r,g,sur} \quad (4.39)$$

$$\dot{C}_{g,sur} = (\dot{m} C_p)_{g,sur} \quad (4.40)$$

$$\dot{C}_{Min,sur} = \min(\dot{C}_{r,g,sur}, \dot{C}_{g,sur}) \quad (4.41)$$

$$\dot{C}_{Max,sur} = \max(\dot{C}_{r,g,sur}, \dot{C}_{g,sur}) \quad (4.42)$$

$$\dot{C}_{sur} = \frac{\dot{C}_{Min,sur}}{\dot{C}_{Max,sur}} \quad (4.43)$$

C_{sur} est le rapport entre le taux de capacité minimum au taux de capacité maximum dans la zone de surchauffe. Il existe de nombreuses relations dans la littérature pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection pour le flux monophasé. Dans cette étude, la relation introduite par Gnielinski[70][71] a été utilisée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur en utilisant les relations adimensionnelles de Reynolds et Prandtl.

$$R_e = \frac{\dots V \cdot D_h}{\sim} \quad (4.44)$$

$$P_r = \frac{\sim \cdot C_p}{\}} \quad (4.45)$$

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad (4.46)$$

$$Nu_{sur} = \frac{\left(\frac{f_{sur}}{8}\right)(Re_{sur} - 1000) Pr_{sur}}{1 + 12.7 \left(\sqrt{\frac{f}{8}}\right) (Pr_{sur}^{2/3} - 1)} \quad (4.47)$$

Où f est le coefficient de perte de pression dans la zone de sous-refroidissement selon [Admiraal et Bullard 1993\[71\]](#)

$$f = (0.79 \text{Log}(R_e) - 1.64)^{-2} \quad (4.48)$$

$$h_{rsb} = (Nu_{sb})_r / D_h \quad (4.49)$$

$$h_{csb} = (Nu_{sb})_c / D_h \quad (4.50)$$

Le coefficient de transfert de chaleur pour la conductivité thermique et négligée donc pour la zone de surchauffe il est égal à :

$$U_{sb} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rsb}} + \frac{1}{h_{csb}}} \quad (4.51)$$

Ensuite, la zone de transfert de chaleur et la conductance globale dans cette zone sont évaluées en utilisant les formules suivantes :

$$A_{sur} = Ay_{sur} \quad (4.52)$$

Une solution itérative est nécessaire pour calculer la valeur réelle du facteur de longueur pour la zone de surchauffe

$$UA_{sur} = U_{sur} A_{sur} \quad (4.53)$$

U_{sur} est un facteur de longueur adimensionnel qui est défini comme une fraction de la plaque appartenant à la zone de surchauffe. Le nombre d'unités thermique (NTU) et le facteur d'efficacité () pour la zone de surchauffe du générateur sont évalués à l'aide des équations ci-dessus :

$$NTU_{sur} = \frac{UA_{sur}}{\dot{C}_{min,sur}} \quad (4.54)$$

$$V_{sur} = \frac{(1 - \exp(-NTU_{sur}(1 - C_{sur})))}{(1 - C_{sur}(-NTU_{sur}(1 - C_{sur})))} \quad (4.55)$$

Ensuite, la valeur du taux de transfert de chaleur dans cette zone, la température de sortie du réfrigérant et la température moyenne du fluide calorifique sont calculées en utilisant les équations suivantes :

$$Q_{sur} = V_{sur} \dot{C}_{min,sur} (T_{g,in} - T_{r,g,sat}) \quad (4.56)$$

$$T_{g,mid,sur} = T_{g,in} + \frac{Q_{sur}}{\dot{C}_{g,sur}} \quad (4.57)$$

$$T_{g,r,out} = \frac{Q_{sur}}{\dot{C}_{rg,sur}} + T_{r,g,sat} \quad (4.58)$$

3.4.1.2 Zone d'évaporation

Un ensemble d'équations similaire est utilisé pour expliquer le processus de transfert de chaleur dans la zone d'évaporation à deux phases pour le générateur.

$$\dot{C}_{r,g,ev} = (\dot{m}_r C_p)_{r,g,ev} \quad (4.59)$$

$$\dot{C}_{g,ev} = (\dot{m}_c C_p)_{g,ev} \quad (4.60)$$

Pour la méthode \square -NTU, il est supposé que le rapport de capacité des deux fluides pendant le processus de changement de phase soit égal à zéro et que le fluide qui subit un phénomène de changement de phase possède la capacité maximale.

$$C_{ev} = \frac{\dot{C}_{Min,ev}}{\dot{C}_{Max,ev}} = \text{Changement de phase} = 0 \quad (4.61)$$

Pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur d'évaporation côté réfrigérant, la corrélation introduite par Yan et Lin 1999[72], En ce qui concerne le coefficient de transfert de chaleur convectif pour le fluide côté chaud en utilise la relation Gnielinski .

$$Nu_{r,g,ev} = 1.926 Pr_r^{1/3} Bo_{eq}^{0.3} Re_r^{0.5} \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\dots L}{\dots g} \right)^{0.5} \right] \quad (4.62)$$

Ou dans ce cas Bo_{eq} est connu comme le nombre d'ébullition évalué comme suit :

$$Bo_{eq} = \frac{\ddot{q}}{G_{eq} i_{fg}} = \frac{\ddot{q}}{G[(1 - X_m) + X_m (\dots L / \dots g)^{0.5}] i_{fg}} \quad (4.63)$$

Ou G et le flux massique q et le flux de chaleur, qui sont définis comme les taux de transfert de masse et de chaleur par la surface thermique totale. ifg est la chaleur latente du réfrigérant. X_m est la qualité de l'écoulement dans la zone diphasique et dans cette étude, sa valeur moyenne a été supposé 0,5. Ensuite, un ensemble d'équations est résolu pour évaluer le taux de transfert de chaleur dans cette zone et la température moyenne du fluide chaud.

$$Nu_{r,g,ev} = \frac{h_{r,g,ev} D}{K} \quad (4.64)$$

$$U_{ev} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,g,ev}} + \frac{1}{h_{g,ev}}} \quad (4.65)$$

Comme pour le cas précédent une solution itérative est nécessaire pour calculer la valeur réelle du facteur de longueur pour la zone d'évaporation.

$$A_{ev} = Ay_{ev} \quad (4.66)$$

$$UA_{ev} = U_{ev} A_{ev} \quad (4.67)$$

$$NTU_{ev} = \frac{UA_{ev}}{\dot{C}_{g,ev}} \quad (4.68)$$

$$V_{sur} = 1 - \exp(-NTU_{ev}) \quad (4.69)$$

$$\dot{Q}_{ev} = V_{ev} \dot{C}_{g,ev} (T_{g,mid,sur} - T_{r,g,sat}) \quad (4.70)$$

$$T_{g,mid,phase} = T_{g,mid,sur} + \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{C}_{g,ev}} \quad (4.71)$$

3.4.1.3 Zone de préchauffe

Pour calculer les coefficients de transfert de chaleur dans la zone de préchauffage, tout comme pour la zone de surchauffe la corrélation de Gnielinski est utilisée pour les deux côtés et les équations ci-dessous sont utilisées pour modéliser le processus de transfert de chaleur dans la zone de préchauffe du générateur.

$$\dot{C}_{r,g,pre} = (\dot{m}_r C_p)_{r,g,pre} \quad (4.72)$$

$$\dot{C}_{g,pre} = (\dot{m}_c C_p)_{g,pre} \quad (4.73)$$

$$\dot{C}_{Min,pre} = \min(\dot{C}_{r,g,pre}, \dot{C}_{g,pre}) \quad (4.74)$$

$$\dot{C}_{Max,pre} = \max(\dot{C}_{r,g,pre}, \dot{C}_{g,pre}) \quad (4.75)$$

$$\dot{C}_{pre} = \frac{\dot{C}_{Min,pre}}{\dot{C}_{Max,pre}} \quad (4.76)$$

$$U_{pre} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,g,pre}} + \frac{1}{h_{g,pre}}} \quad (4.77)$$

Pour la zone de préchauffe une solution itérative est utilisé pour calculer le facteur de longueur réel de cette zone. La température de sortie du réfrigérant et le taux de transfert thermique de cette zone sont calculer comme suit :

$$A_{pre} = Ay_{pre} \quad (4.78)$$

$$UA_{pre} = U_{pre} A_{pre} \quad (4.79)$$

$$NTU_{pre} = \frac{UA_{pre}}{\dot{C}_{Min,pre}} \quad (4.80)$$

$$v_{pre} = \frac{(1 - \exp(-NTU_{pre}(1 - C_{pre})))}{(1 - C_{pre}(-NTU_{pre}(1 - C_{pre})))} \quad (4.81)$$

$$\dot{Q}_{pre} = v_{pre} \dot{C}_{Min,pre} (T_{g,mid,pre} - T_{r,g,i}) \quad (4.82)$$

$$T_{g,sortie} = T_{g,mid,pre} + \frac{\dot{Q}_{pre}}{\dot{C}_{g,pre}} \quad (4.83)$$

La somme de la quantité de transfert thermique pour les trois zones occupe par l'échangeur de chaleur est calculé comme suit :

$$Q_{tot} = Q_{sur} + Q_{ev} + Q_{pre} \quad (4.84)$$

3.4.2 Le condenseur

Pour modéliser le condenseur, on suppose que la zone de transfert de chaleur est divisée en trois zones comprenant la désurchauffe, la condensation et le sous-refroidissement. La figure 32 montre cette hypothèse dans les diagrammes thermiques. Les taux de transfert de chaleur dans chaque zone sont évalués au moyen de -NTU.

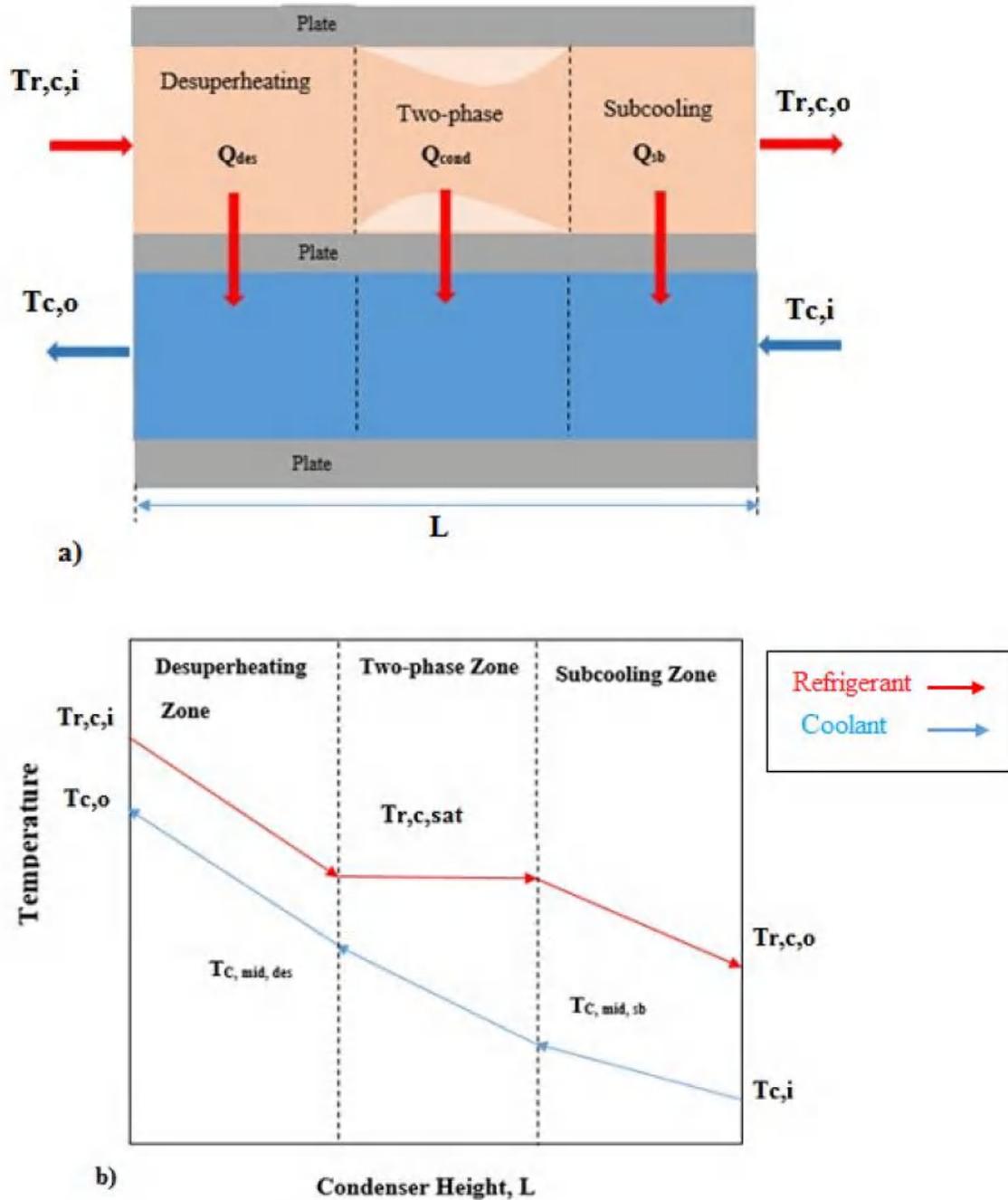


Figure 32 : Diagramme de transfert de chaleur le long des trois zones du condenseur b) plan thermique des deux côtés [Narimani et al 2019](#).

La procédure de calcul pour les trois zones (désurchauffe, condensation et le sous-refroidissement) tout le long sur l'échangeur de chaleurs sont résumés dans l'organigramme de calcul de la figure suivante avec une description détaillée dans les sections suivantes :

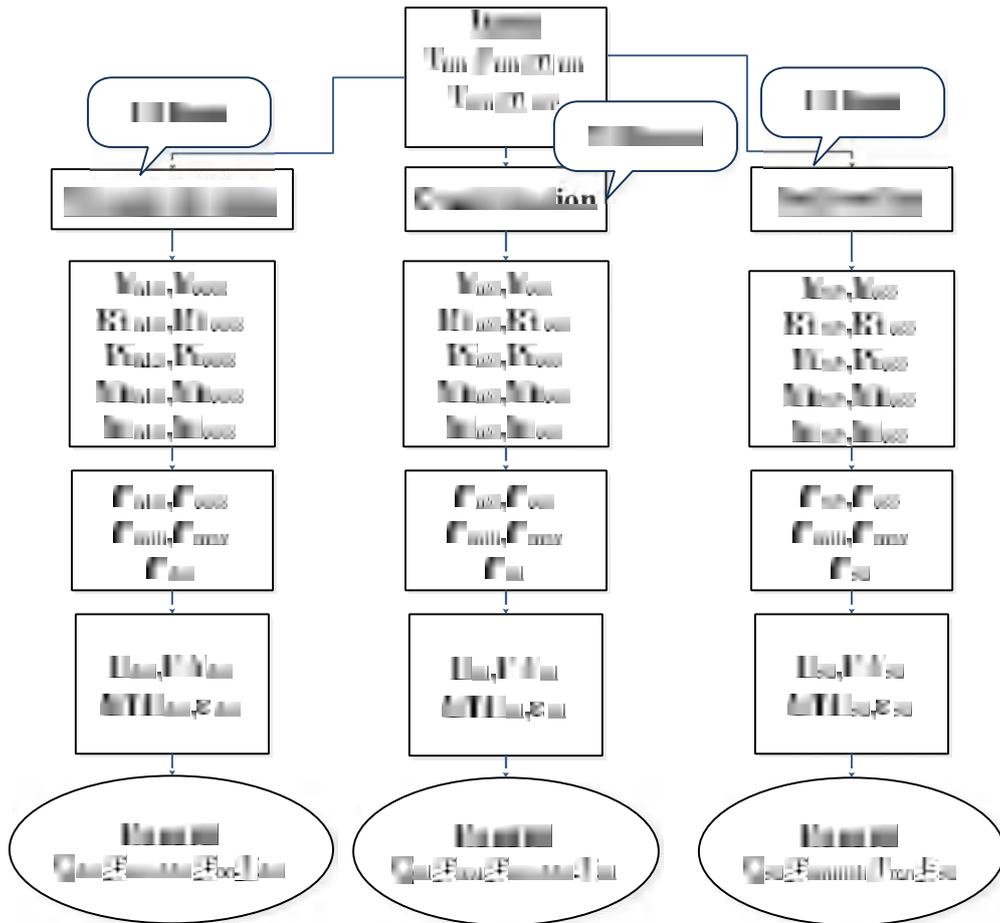


Figure 33: Organigramme de calcul pour le modèle thermodynamique du condenseur.

3.4.2.1 Zone de sous-refroidissement

Les coefficients de transfert de chaleur pour le fluide de travail et le réfrigérant sont évalués en utilisant la relation de Gnielinskis car dans la zone de sous-refroidissement, il n'y a que les écoulements monophasés des deux côtés. La température de sortie du réfrigérant et la température moyenne du réfrigérant sont évaluées de la même manière que le modèle du générateur comme suit :

$$\dot{C}_{r,c, sb} = (\dot{m}_r C_P)_{r,c, sb} \quad (4.85)$$

$$\dot{C}_{c, sb} = (\dot{m}_c C_P)_{c, sb} \quad (4.86)$$

$$\dot{C}_{Min, sb} = \min(\dot{C}_{r,c, sb}, \dot{C}_{c, sb}) \quad (4.87)$$

$$\dot{C}_{Max, sb} = \max(\dot{C}_{r,c, sb}, \dot{C}_{c, sb}) \quad (4.88)$$

$$\dot{C}_{sb} = \frac{\dot{C}_{Min, sb}}{\dot{C}_{Max, sb}} \quad (4.89)$$

$$U_{c, sb} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,c, sb}} + \frac{1}{h_{c, sb}}} \quad (4.90)$$

$$A_{c, sb} = A y_{c, sb} \quad (4.91)$$

$$UA_{c, sb} = U_{c, sb} A_{c, sb} \quad (4.92)$$

$$NTU_{c, sb} = \frac{UA_{c, sb}}{\dot{C}_{\min, sb}} \quad (4.93)$$

$$V_{sb} = \frac{(1 - \exp(-NTU_{sb}(1 - C_{sb})))}{(1 - C_{sb}(-NTU_{sb}(1 - C_{sb})))} \quad (4.94)$$

$$R_e = \frac{\dots.V.D_h}{\sim} \quad (4.95)$$

$$P_r = \frac{\sim.C_p}{\}} \quad (4.96)$$

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad (4.97)$$

$$Nu_{sb} = \frac{(f_{sb}/8)(R_{esb} - 1000)P_{rsb}}{1 + 12.7(\sqrt{f_{sb}/8})^{0.5}(P_{rsb}^{2/3} - 1)} \quad (4.98)$$

$$Q_{sb} = V_{sb} \dot{C}_{\min, sb} (T_{r, c, sat} - T_{c, i}) \quad (4.99)$$

$$T_{c, mid, sb} = T_{c, i} + \frac{Q_{sb}}{\dot{C}_{c, sb}} \quad (4.100)$$

3.4.2.2 Zone de condensation

Dans la zone de condensation, les équations similaires à celles utilisées dans la zone de sous-refroidissement sont utilisées pour évaluer le taux de transfert de chaleur.

$$\dot{C}_{r, c, cd} = (\dot{m}_r C_p)_{r, c, cd} \quad (4.101)$$

$$\dot{C}_{c, cd} = (\dot{m}_c C_p)_{c, cd} \quad (4.102)$$

Pour le rapport de capacité des deux fluides pendant le phénomène de changement de phase est égal à zéro comme le cas précédant pour le modèle du générateur.

$$C_{cd} = \frac{\dot{C}_{\min, cd}}{\dot{C}_{\max, cd}} = \text{Changement de phase} = 0 \quad (4.103)$$

Pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur du côté réfrigérant, où le réfrigérant se condense, la corrélation introduite par Yan et al. (1999) est utilisée. La relation de Gnielinskis est appliquée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur côté fluide de refroidissement.

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad (4.104)$$

$$NU_{r, cd} = 4.118 R_{er, cd}^{0.4} P_{r, cd}^{1/3} \quad (4.105)$$

Ou :

$$R_{er,cd} = G((1 - X_m) + X_m (\dots_l / \dots_g)^{0.5})(D_h / \sim) \quad (4.106)$$

$$G = v... \quad (4.107)$$

$$X_m = 0.5 \quad (4.108)$$

Ou G et Xm son le flux massique et la qualité du réfrigérant dans la zone de condensation

$$P_r = \frac{\sim.C_p}{\} \quad (4.109)$$

$$U_{cd} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,c,cd}} + \frac{1}{h_{c,cd}}} \quad (4.110)$$

$$A_{cd} = Ay_{c,cd} \quad (4.111)$$

$$UA_{cd} = U_{cd} A_{cd} \quad (4.112)$$

$$NTU_{cd} = \frac{UA_{cd}}{\dot{C}_{c,cd}} \quad (4.113)$$

$$v_{cd} = 1 - \exp(-NTU_{cd}) \quad (4.114)$$

$$\dot{Q}_{cd} = v_{cd} \dot{C}_{c,cd} (T_{r,c,sat} - T_{c,mid,cd}) \quad (4.115)$$

$$T_{c,mid,des} = T_{c,mid,cb} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{C}_{c,cd}} \quad (4.116)$$

3.4.2.3 La zone de désurchauffe

Pour la zone de désurchauffe à une seule phase, le coefficient de transfert de chaleur monophasique est calculé. La relation introduite par Gnielinski est utilisée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur des deux côtés dans cette zone.

$$\dot{C}_{r,c,des} = (\dot{m}_r C_p)_{r,c,des} \quad (4.117)$$

$$\dot{C}_{c,des} = (\dot{m}_c C_p)_{c,des} \quad (4.118)$$

$$\dot{C}_{Min,des} = \min(\dot{C}_{r,c,des}, \dot{C}_{c,des}) \quad (4.119)$$

$$\dot{C}_{Max,des} = \max(\dot{C}_{r,c,des}, \dot{C}_{c,des}) \quad (4.120)$$

$$\dot{C}_{des} = \frac{\dot{C}_{Min,des}}{\dot{C}_{Max,des}} \quad (4.121)$$

$$U_{des} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,des}} + \frac{1}{h_{c,des}}} \quad (4.122)$$

$$A_{des} = Ay_{des} \quad (4.123)$$

$$UA_{des} = U_{des} A_{des} \quad (4.124)$$

$$NTU_{des} = \frac{UA_{des}}{\dot{C}_{c,des}} \quad (4.125)$$

$$V_{des} = \frac{(1 - \exp(-NTU_{des}(1 - C_{des})))}{(1 - C_{des}(-NTU_{des}(1 - C_{des})))} \quad (4.126)$$

Les valeurs du taux de transfert de chaleur dans la zone de désurchauffe et la température de sortie du fluide caloporteur sont calculées à l'aide des équations suivantes:

$$Q_{des} = V_{des} \dot{C}_{min,des} (T_{r,cin} - T_{c,mid,des}) \quad (4.127)$$

$$T_{c,o} = T_{c,mid,des} + \frac{Q_{des}}{\dot{C}_{c,des}} \quad (4.128)$$

Enfin, le taux de transfert de chaleur total est une somme des taux de transfert de chaleur dans les trois zones :

$$Q_{tot} = Q_{sb} + Q_{cd} + Q_{des} \quad (4.129)$$

3.4.3 Evaporateur

Les équations, qui décrivent le transfert de chaleur dans l'évaporateur, sont résolues dans deux zones la surchauffe et d'évaporation. La figure 4-5 présente le diagramme de transfert de chaleur le long des deux zones de l'évaporateur et le diagramme de température des côtés réfrigérant et fluide caloporteur.

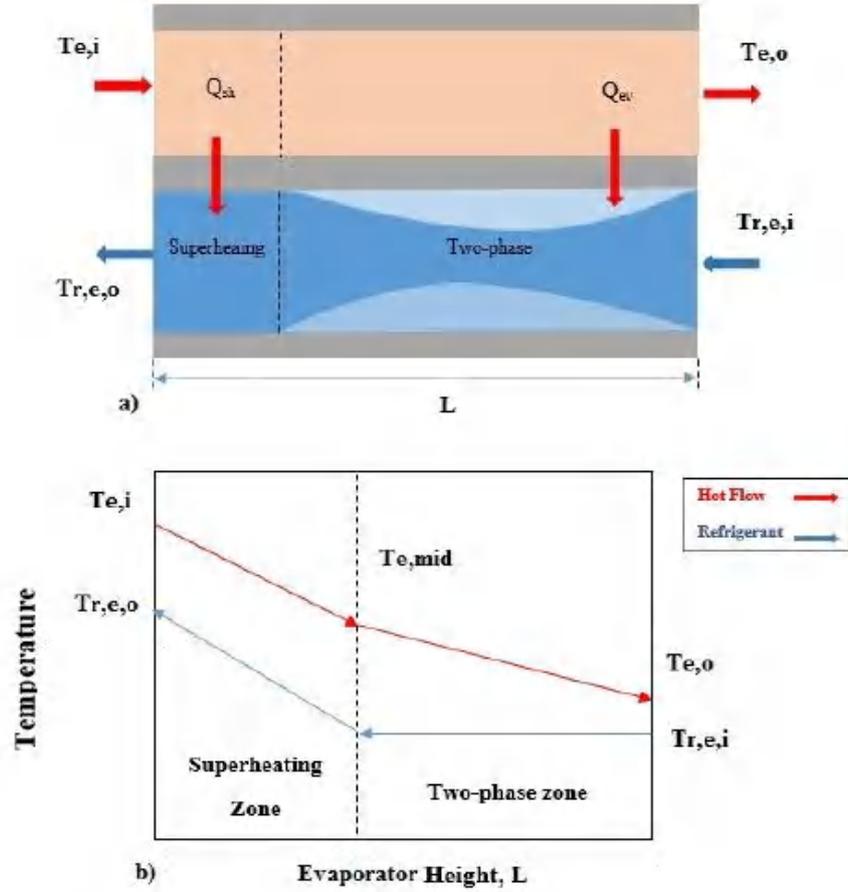


Figure 34: Diagramme de transfert de chaleur le long des deux zones de l'évaporateur (a) Plan thermique des deux côtés (b) (Narimani et al 2019).

3.4.3.1 Zone de surchauffe

La relation de Gnielinski est utilisée pour évaluer les coefficients de transfert de chaleur pour les deux côtés dans la zone de surchauffe, un ensemble d'équations décrivant le processus de transfert de chaleur en régime permanent dans cette zone est disposés comme suit. En résolvant les équations ci-dessous, on peut évaluer le taux de transfert thermique, la température de sortie du réfrigérant et la température moyenne du caloporteur.

$$\dot{C}_{r,e,sur} = (\dot{m}_r C_p)_{r,e,sur} \quad (4.130)$$

$$\dot{C}_{e,sur} = (\dot{m}_c C_p)_{e,sur} \quad (4.131)$$

$$\dot{C}_{Min,sur} = \min(\dot{C}_{r,e,sur}, \dot{C}_{e,sur}) \quad (4.132)$$

$$\dot{C}_{Max,sur} = \max(\dot{C}_{r,e,sur}, \dot{C}_{e,sur}) \quad (4.133)$$

$$\dot{C}_{e,sur} = \frac{\dot{C}_{Min,sur}}{\dot{C}_{Max,sur}} \quad (4.134)$$

$$R_e = \frac{\dots V \cdot D_h}{\sim} \quad (4.135)$$

$$P_r = \frac{\sim.C_p}{\}} \quad (4.136)$$

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad (4.137)$$

$$Nu_{sur} = \frac{(\frac{f_{sur}}{8})(Re_{sur} - 1000) Pr_{sur}}{1 + 12.7(\sqrt{\frac{f}{8}})(Pr_{sur}^{2/3} - 1)} \quad (4.138)$$

Où f est le coefficient de perte de pression dans la zone de sous-refroidissement

$$f = (0.79 \text{Log}(R_e) - 1.64)^{-2} \quad (4.139)$$

$$h_{r,sur} = (Nu_{sur})_r / D_h \quad (4.140)$$

$$h_{c,sur} = (Nu_{sur})_c / D_h \quad (4.141)$$

$$U_{e,sur} = \frac{1}{\frac{1}{h_{e,sur}} + \frac{1}{h_{e,sur}}} \quad (4.142)$$

$$A_{e,sur} = A y_{e,sur} \quad (4.143)$$

$$UA_{sur} = U_{sur} A_{sur} \quad (4.144)$$

$$NTU_{sur} = \frac{UA_{sur}}{\dot{C}_{Min,sur}} \quad (4.145)$$

$$V_{sur} = \frac{(1 - \exp(-NTU_{sur}(1 - C_{sur})))}{(1 - C_{sur}(-NTU_{sur}(1 - C_{sur})))} \quad (4.146)$$

$$Q_{sur} = V_{sur} \dot{C}_{min,sur} (T_{r,i} - T_{r,e,sat}) \quad (4.147)$$

$$T_{e,mid} = T_{e,i} + \frac{Q_{sur}}{\dot{C}_{Min,sur}} \quad (4.148)$$

$$T_{r,e,o} = \frac{Q_{sur}}{\dot{C}_{r,e,sur}} + T_{r,g,sat} \quad (4.149)$$

3.4.3.2 Zone d'évaporation

Les corrélations de Gnielinski et Yan et Lin sont utilisées pour évaluer les coefficients de transfert de chaleur dans les côtés fluide chaud et réfrigérant, respectivement. Les équations qui démontrent le transfert de chaleur au niveau de la zone d'évaporation s'expriment comme suit :

$$\dot{C}_{r,e,ev} = (\dot{m}_r C_p)_{r,e,ev} \quad (4.150)$$

$$\dot{C}_{e,ev} = (\dot{m}_c C_p)_{e,ev} \quad (4.151)$$

$$\dot{C}_{ev} = \frac{\dot{C}_{Min,ev}}{\dot{C}_{Max,ev}} = [\text{Changement de phase}] \quad (4.152)$$

$$U_{des} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,des}} + \frac{1}{h_{c,des}}} \quad (4.153)$$

$$A_{ev} = A y_{ev} \quad (4.154)$$

$$UA_{ev} = U_{ev} A_{ev} \quad (4.155)$$

$$NTU_{ev} = \frac{UA_{ev}}{\dot{C}_{e,ev}} \quad (4.156)$$

$$v_{ev} = 1 - \exp(-NTU_{ev}) \quad (4.157)$$

$$\dot{Q}_{ev} = v_{ev} \dot{C}_{e,ev} (T_{e,mid} - T_{r,e,sat}) \quad (4.158)$$

$$T_{c,mid,des} = T_{e,mid} + \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{C}_{e,ev}} \quad (4.159)$$

3.5 Pompe de circulation

Le modèle de la pompe de circulation est dérivé de la courbe de performance proposée par [Chowdhury et al. 2015](#) [73], pour la pompe sélectionnée l'efficacité mécanique y_{mec} dépend d'un volume spécifique donné ($m^3.kg^{-1}$) comme :

$$y_{mec} = \frac{\bar{v}_p (P_{out} - P_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (4.160)$$

Où $(P_{out} - P_{in})$ et $(h_{out} - h_{in})$ sont les différences de pression et d'enthalpie spécifiques du fluide de travail entre l'entrée et la sortie de la pompe. Le travail de la pompe peut être calculé comme suit :

$$W_p = \frac{\bar{v}_p \dot{m}_p (P_{out} - P_{in})}{y_{mec}} \quad (4.161)$$

3.6 La valve d'expansion

Le débit massique à travers le détendeur ($kg.s^{-1}$) est déterminé avec l'équation d'orifice utilisée par [Schurt et al. 2009](#)[74]:

$$\dot{m}_{eev} = C_d . A_{eev} \sqrt{2 \rho_{in} (P_c - P_e)} \quad (4.162)$$

Où C_d est le coefficient du débit massique, A_{eev} la surface de l'orifice, ρ_{in} la densité du réfrigérant à l'entrée du détendeur, P_c et P_e sont respectivement les pressions du condenseur et de l'évaporateur.

La surface de l'orifice est calculée comme suit:

$$A_{eev} = A_{eev,max} \frac{u_{eev}}{u_{eev,max}} \quad (4.163)$$

$A_{ev, \max}$ est la surface d'orifice maximale et peut être trouvée dans la documentation technique fournie par le fabricant. u_{ev} Et $u_{ev, \max}$ sont le signal de contrôle de la soupape et le signal de contrôle maximal de la soupape, respectivement.

3.7 Accumulateur de liquide

Il est supposé que l'accumulateur de liquide soit suffisamment grand pour maintenir l'état sous-refroidi du fluide de travail (R245fa) même si sa condition d'entrée est modifiée. Ainsi, l'accumulateur de liquide peut être considéré comme un composant à l'état stable. L'enthalpie spécifique d'entrée de l'accumulateur est égale à son enthalpie spécifique à la sortie et la chute de pression est négligeable, il n'est donc pas nécessaire de modéliser l'accumulateur et son modèle n'a pas été inclus dans le modèle dynamique global.

Conclusion

Dans ce chapitre plusieurs modèles thermodynamiques ont été réalisées afin de mieux comprendre le phénomène de l'injection de gouttes à la sortie du diffuseur. Les équations de conservation sont appliquées pour le modèle de l'éjecteur et l'injection de gouttes, la méthode ϵ -NTU est utilisée pour la modélisation des trois échangeurs de chaleurs (générateur, condenseur et évaporateur) enfin pour la pompe de circulation et le détendeur statiques des équations d'affinité et algébriques sont utilisées respectivement. Dans le chapitre suivant nous présentons les résultats obtenus par tous les modèles numériques illustrés dans ce chapitre ainsi que leur validation avec les résultats expérimentaux.

Chapitre 4

Chapitre 4 :

Les résultats de ce Chapitre ont été publiés dans le journal scientifique International Journal of Refrigeration [Bencharif et al\[75\]](#) abordant les résultats obtenus par notre étude sur l'effet de l'injection de gouttelettes sur un système de réfrigération à base d'éjecteur fonctionnant au R245fa avec des conditions de fonctionnement qui varient avec les températures du fluide de refroidissement à l'entrée du condenseur de 20 à 26 °C. En commençant par les différents modèles numériques qui ont été développés pour chaque composante du système ponctué par une comparaison avec les résultats expérimentale débutant par le modèle de l'éjecteur suivie par le modèle d'injection de goutte et les modèles des échangeurs de chaleur.

L'effet de l'injection de gouttelettes à la sortie de l'éjecteur a été analysé. Une comparaison complète entre les cas avec et sans injection de gouttelettes pour évaluer leur effet sur les performances du système a été quantifier. Les principaux résultats peuvent être résumés comme suit.

4 Résultat et discussion

Les différents résultats de l'analyse numérique sur les caractéristiques du système de réfrigération à éjection monophasique ont été résolus à l'aide du logiciel MATLAB et validés avec des données expérimentales obtenues au LTE d'Hydro-Québec. Les propriétés des fluides ont été déterminées à l'aide de la bibliothèque d'équations CoolProp (Chapitre 4).

4.1 Modèle thermodynamique de l'éjecteur

Comme rapporté dans la section 4.1 le modèle numérique de l'éjecteur est un modèle 0-D basé sur le mode de conception de la pression constante utilisant les équations de mouvement, de masse et de l'énergie le Tableau 8 illustre une comparaison en termes de débits massiques et de rapport d'entraînement entre les résultats numériques et expérimentaux pour le modèle d'éjecteur à différentes températures d'entrée de liquide de refroidissement comprise entre 20 et 26 °C pour le condenseur, 85 °C pour le générateur et 15°C pour l'évaporateur.

P_p (kPa)	T_p (°C)	$p_{exp(-)}$	$p_{num(-)}$	Deviation (%)	$s_{exp(-)}$	$s_{num(-)}$	Deviation (%)	$exp(-)$	$num(-)$	Deviation (%)
488.9558	83.95	0.3313	0.339	2.32%	0.0887	0.0787	-11.27%	0.2678	0.2321	-13.33%
513.6811	83.9	0.3505	0.3568	1.80%	0.09	0.0803	-10.78%	0.2569	0.225	-12.42%
541.9144	83.92	0.3715	0.3772	1.53%	0.0839	0.0786	6.32%	0.2258	0.2083	-7.72%
568.6109	83.9	0.3902	0.3965	1.61%	0.0875	0.0823	5.94%	0.2242	0.2075	-7.42%
593.1389	83.88	0.41	0.4144	1.07%	0.084	0.0822	2.14%	0.2048	0.1983	-7.14%
620.0037	83.87	0.4322	0.434	0.42%	0.0808	0.085	5.20%	0.1869	0.1958	4.79%
491.26	83.98	0.3332	0.3407	2.25%	0.0909	0.0826	-9.13%	0.2729	0.2424	-11.18%
516.1643	83.94	0.3527	0.3586	1.67%	0.0876	0.0786	-10.27%	0.2485	0.2191	-11.83%
543.9661	83.93	0.3733	0.3786	1.42%	0.0895	0.0817	8.72%	0.2397	0.2157	-9.97%
570.3247	83.92	0.3916	0.3977	1.56%	0.0852	0.0818	-3.99%	0.2176	0.2056	-5.48%
594.927	83.91	0.4115	0.4156	1.00%	0.0833	0.0823	-1.20%	0.2025	0.198	-2.21%
624.3689	83.91	0.4353	0.4371	0.41%	0.0804	0.0817	1.62%	0.1848	0.1869	1.14%
518.0595	83.94	0.3542	0.3599	1.61%	0.08	0.0818	2.25%	0.2258	0.2272	0.66%
545.3972	83.93	0.3745	0.3797	1.39%	0.087	0.0806	-7.36%	0.2325	0.2122	-8.70%
572.6752	83.92	0.3931	0.3994	1.60%	0.0868	0.083	-4.38%	0.2208	0.2078	-5.88%
596.5223	83.92	0.4127	0.4168	0.99%	0.0907	0.0856	-5.62%	0.2198	0.2053	-6.56%
626.1643	83.91	0.4366	0.4385	0.44%	0.0746	0.079	5.90%	0.1709	0.1801	5.42%
572.7612	83.89	0.3931	0.3995	1.63%	0.0827	0.0849	2.66%	0.2105	0.2125	0.96%
598.6239	83.92	0.4143	0.4183	0.97%	0.0891	0.0849	-4.71%	0.2151	0.2029	-5.64%
639.1569	83.91	0.4451	0.448	0.65%	0.0799	0.0841	5.26%	0.1795	0.1877	4.58%

Tableau 8 : Comparaison entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour ce qui est des flux primaire et secondaire.

Les résultats du Tableau 8 montre que la déviation d'erreur entre les résultats numérique et expérimentales est inférieure à **2.5%** pour ce qui est du débit massique pour le flux primaire, de **11.3%** pour le débit massique du fluide secondaire et de **13.4%** concernant le rapport d'entraînement sans injection de gouttelettes. Ce qui affirme que le modèle peut être utilisé pour déterminer en toute certitude le rapport d'entraînement de l'éjecteur dans les conditions évaluées.

Les figures 35 et 36 illustrent les résultats du taux d'erreur du débit primaire et le rapport d'entraînement entre les résultats numérique et expérimentale respectivement, les résultats du modèle thermodynamique de l'éjecteur montre que le pourcentage d'erreurs du flux primaire est inférieur à **5%** comme le montre la figure 35, en ce qui concerne le rapport d'entraînement qui est la déviation entre le débit massique du flux secondaire sur celui du primaire en constate sur la figure 36 que le taux d'erreur est moins de 15% ce qui confirme les résultats du tableau 8.

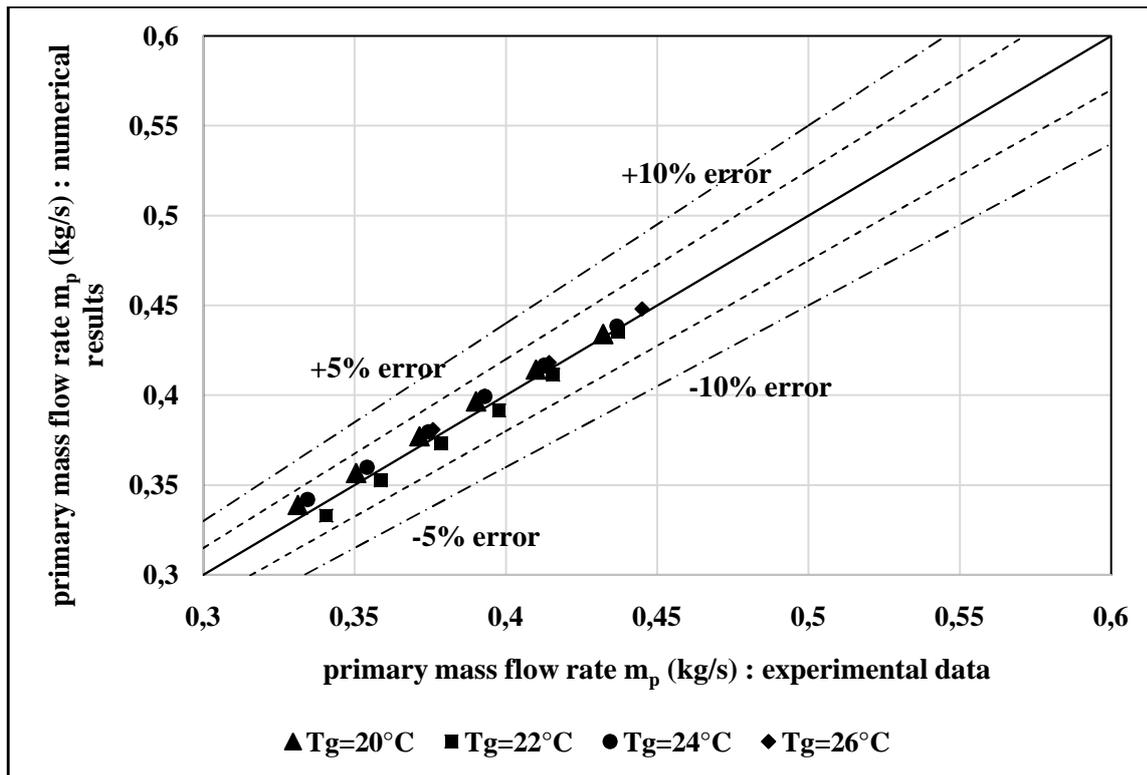


Figure 35 : Comparisons entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour le débit massique du flux primaire contre quatre températures du fluide refroidisseur (glycol) T_{gly} : (▲) 20°C , (■) 22°C , (●) 24°C , (◆) 26°C .

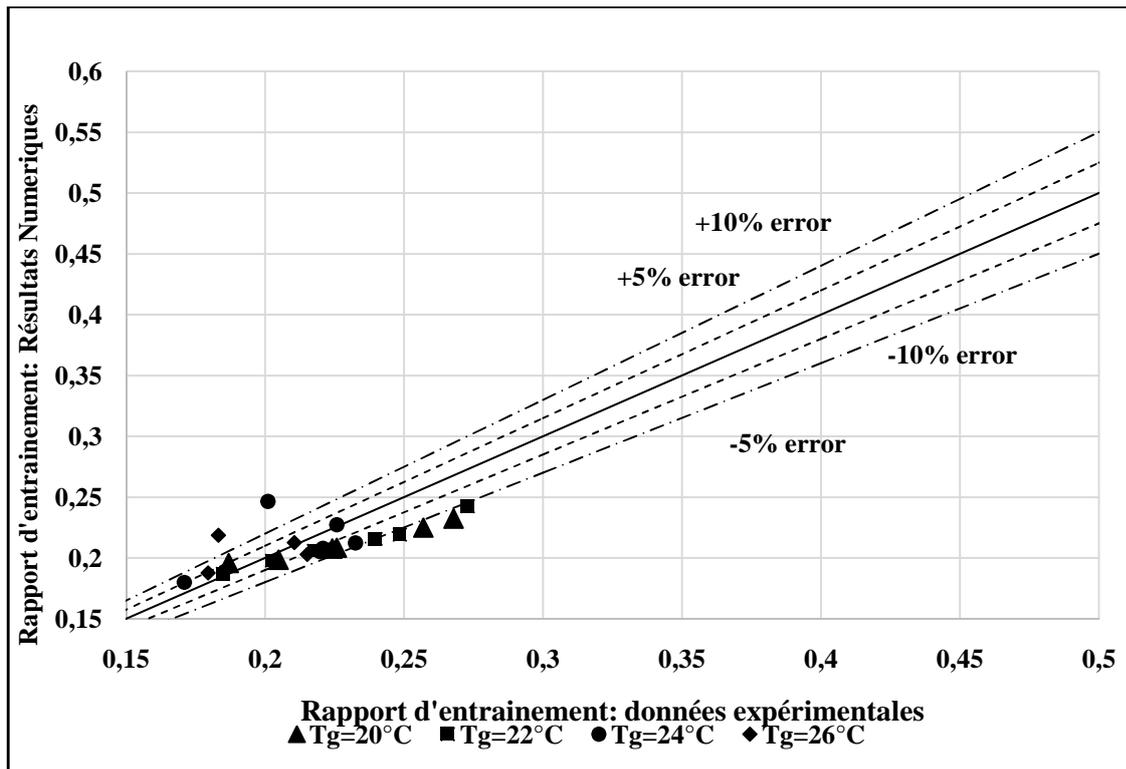


Figure 36 : Comparaisons entre modèle thermodynamique et les données expérimentales pour le rapport d'entrainement contre quatre températures du fluide refroidisseur (glycol) T_{gly} : (\blacktriangle) 20 °C, (\blacksquare) 22 °C, (\bullet) 24 °C, (\blacklozenge) 26 °C.

4.1.1 Injection de gouttes

Les gouttelettes sont injectées entre la sortie de l'éjecteur et l'entrée du condenseur, les paramètres de fonctionnement du mécanisme d'injection sont liés avec la température du condenseur et la pression au niveau du générateur pour le débit massique de l'injection il varie de 0,05 et 0,07 kg/s. La figure 37 illustre les variations de la température du réfrigérant à la sortie de l'éjecteur en fonction du débit massique du condenseur pour différentes valeurs de la température du glycol dans la plage [20 °C- 26 °C]. Les points noirs représentent la température à la sortie du diffuseur de l'éjecteur sans injection de gouttelettes avec une température moyenne de 68 °C, tandis que les points blancs montrent les boîtiers avec injection de gouttelettes. La température à l'entrée du condenseur diminue de plus de moitié, passant de 69,58 °C à 30,17 °C en moyenne lorsque des gouttelettes sont injectées, ce qui est indépendant du débit massique du condenseur. Ces résultats expérimentaux sont confirmés par les résultats numériques, qui ne sont pas affichés ici par souci de clarté.

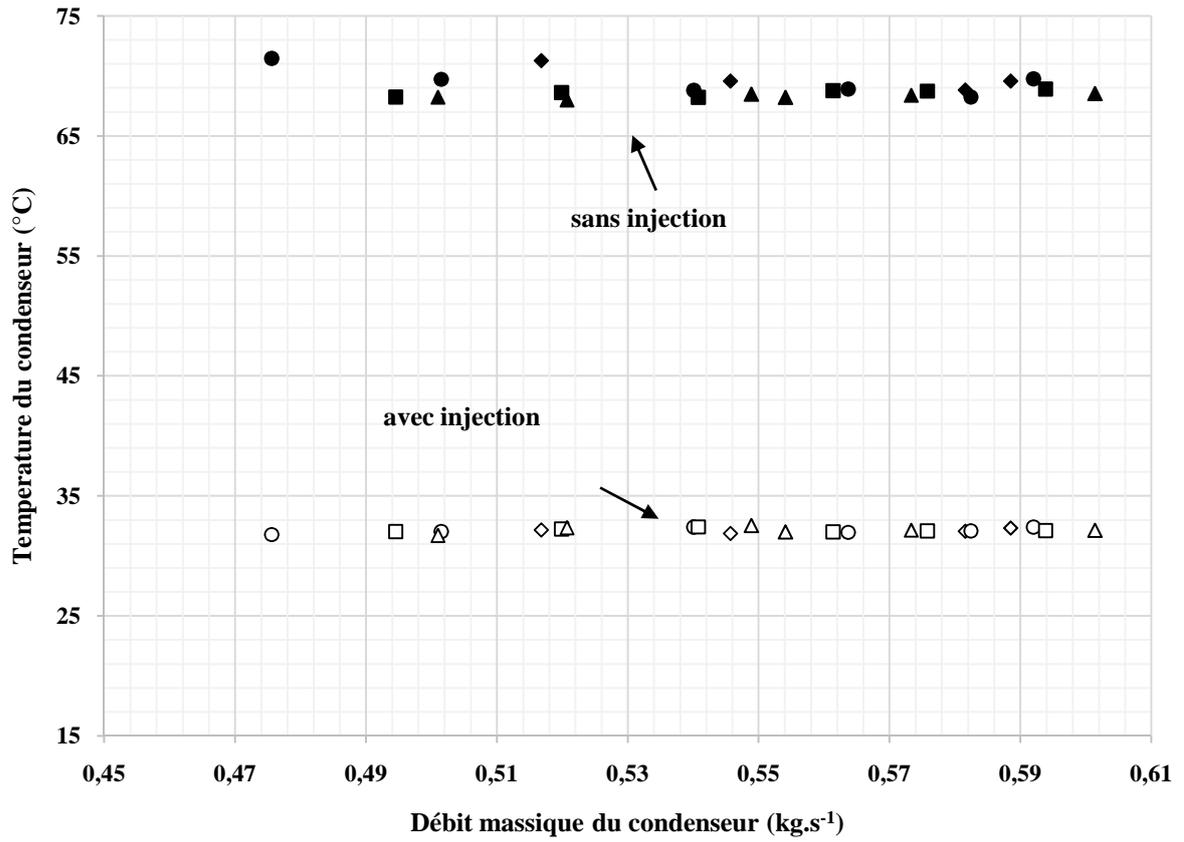


Figure 37 : Effet de l'injection de goutte sur la température du condenseur pour quatre températures de glycol T_{gly} : (●) 20 °C, (■) 22 °C, (▲) 24 °C, (◇) 26 °C.

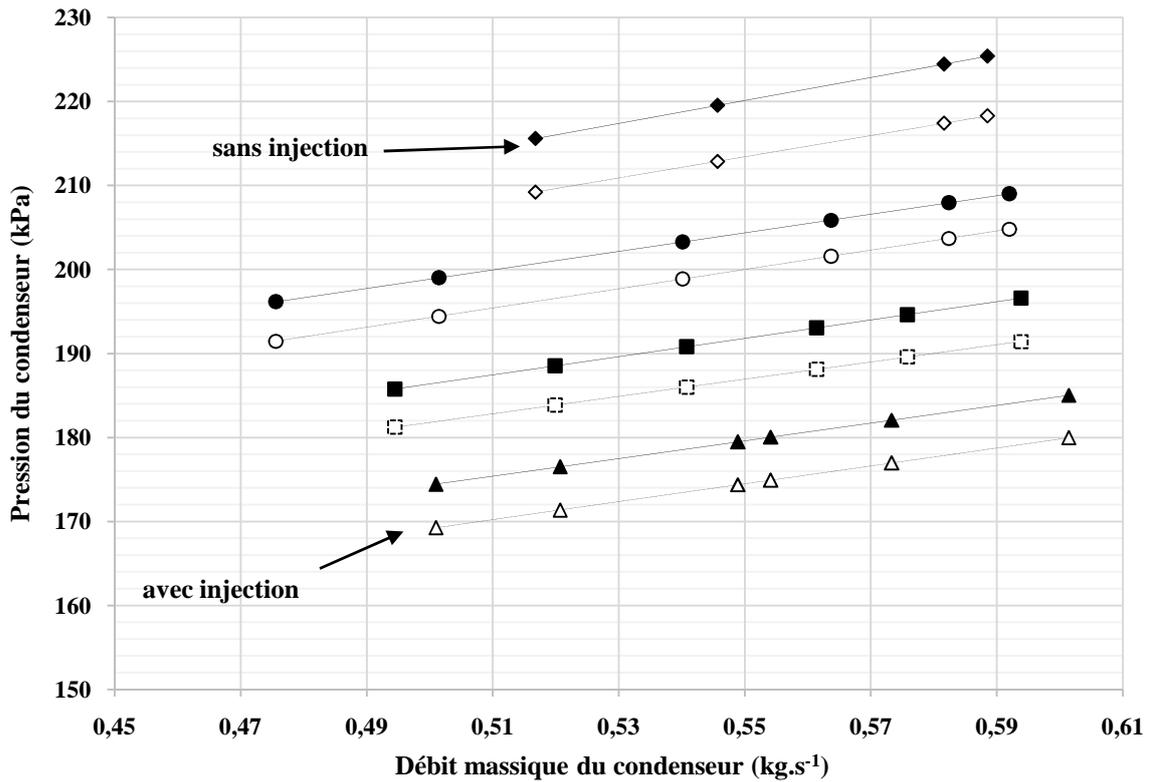


Figure 38: Effet de l'injection de goutte sur la température du condenseur pour quatre températures de glycol T_{gly} : (○) 20 °C, (□) 22 °C, (△) 24 °C, (◇) 26 °C.

4.2 Echangeur de chaleur

4.2.1 Condenseur

La fonction principale du condenseur dans le système de réfrigération à éjection comme son nom l'indique est de liquéfier (ou condenser, transformation d'un gaz en liquide) le fluide frigorigène (R245fa) qui va perdre sa chaleur au profit du fluide caloporteur (MPG) à sa sortie le fluide se divise en deux parties : une vers le générateur en passant par la pompe de circulation et l'autre vers l'évaporateur via un détendeur thermostatique. Le tableau 9 regroupe les résultats numériques obtenus par le modèle \square -NTU. Il décrit l'influence des gouttelettes injectées sur les performances du condenseur et fournit une comparaison directe entre les résultats numériques et expérimentaux. Les résultats à la fois pour les températures de sortie du réfrigérant et du caloporteur s'accordent très bien, avec une erreur relative de moins de 2% par rapport aux données expérimentales. La capacité calorifique de la désurchauffe diminue avec la longueur de sa zone de transfert thermique lorsque des gouttelettes sont injectées, tandis que dans le même temps la capacité calorifique de la condensation reste constante et la longueur de la zone de transfert thermique augmente. Enfin, pour la zone sous-refroidie, on peut observer une légère diminution à la fois de la capacité calorifique et de la zone de transfert de chaleur.

	T_{re0} (°C) (Exp)	T_{re0} (°C) (Num)	Error (%)	T_{co} (°C) (Exp)	T_{co} (°C) (Num)	Error (%)	Q_{sb} (kW)	Q_{cd} (kW)	Q_{des} (kW)	L_{sb} (m)	L_{cd} (m)	L_{des} (m)
A/i	26.43	26.43	0.03%	26.8	27.16	1.37%	1.385	78.918	17.014	0.0075	0.4282	0.0923
S/i	26.85	26.42	1.59%	26.9	27.11	0.78%	1.176	79.018	5.1383	0.0073	0.4906	0.0301
A/i	26.78	26.78	0.03%	27.1	27.45	1.30%	1.482	82.499	17.703	0.0077	0.4284	0.0919
S/i	27.03	26.78	0.92%	27.02	27.07	0.18%	1.099	82.594	4.576	0.0075	0.4945	0.0261
A/i	27.09	27.11	0.07%	27.34	27.75	1.51%	1.555	85.933	18.476	0.0077	0.4282	0.0921
S/i	27.45	27.08	1.34%	27.37	27.68	1.16%	1.077	86.047	4.8673	0.0075	0.4947	0.0258
A/i	27.45	27.45	0.03%	27.68	28.11	1.57%	1.690	90.139	19.136	0.008	0.4289	0.0911
S/i	27.82	27.45	1.31%	27.66	28.09	1.56%	1.155	90.275	4.451	0.0076	0.4981	0.0222
A/i	27.67	27.67	0.02%	27.85	28.41	2.02%	1.807	93.399	19.752	0.0083	0.429	0.0907
S/i	28.2	27.67	1.86%	28.01	28.33	1.11%	1.131	93.552	4.525	0.0079	0.4985	0.0216
A/i	28.38	28.39	0.05%	28.14	28.66	1.88%	1.646	97.499	20.424	0.0073	0.4305	0.0902
S/i	28.46	28.38	0.28%	28.26	28.58	1.15%	1.236	97.663	4.936	0.0066	0.4985	0.0229

Tableau 9 : Validation du modèle numérique pour le condenseur en comparaison avec les données expérimentales sans injection [S/i] ou Avec injection [A/i] de gouttelettes.

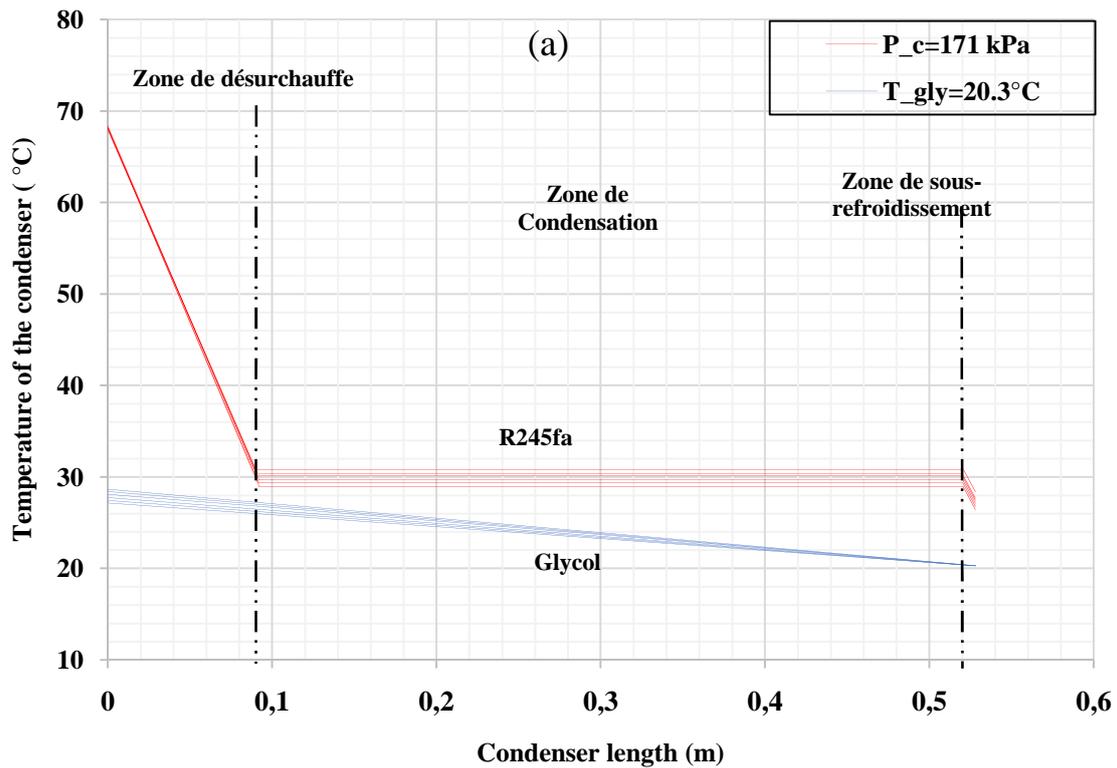


Figure 39 : Profils de température le long du condenseur pour une température de glycol $T_{\text{gly}}=20.3$ °C et une pression de $P_c=171$ kPa sans injection de goutte.

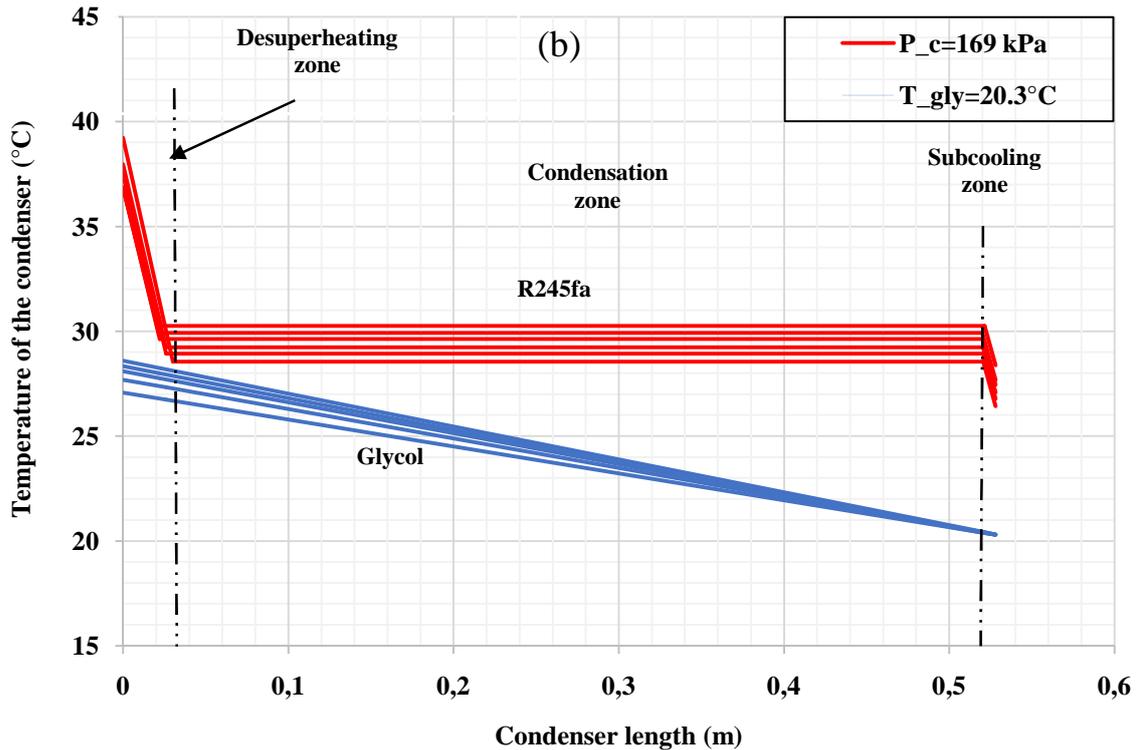


Figure 40 :Profile de température le long du condenseur pour une température de glycol $T_{gly}=20.3$ °C et une pression de $P_c=169$ kPa avec injection de goutte.

L'effet des gouttelettes peut être vu en comparant les figures 39, 40 (a, b). Des phénomènes de transfert de chaleur caractéristiques se produisent dans le condenseur, qui est divisé en trois zones : désurchauffe, condensation et sous-refroidissement. Les lignes rouges représentent le réfrigérant et les lignes bleues représentent le glycol du réfrigérant avec différentes pressions de condenseur le long du condenseur sans injection de gouttelettes sur la figure 39 et avec injection de gouttelettes sur la figure 40. Dans ces deux cas, la condensation joue un rôle important à l'intérieur de l'échangeur de chaleur suivi de la désurchauffe et enfin de la zone de sous-refroidissement. Avec l'injection de gouttelettes, la température à l'entrée du condenseur est inférieure par rapport au boîtier sans injection, ce qui réduit considérablement la longueur requise de la zone de désurchauffe, ce qui réduit par conséquent la puissance thermique de cette zone. La figure 41 illustre les puissances calorifiques en fonction du débit massique sur les trois zones d'échange thermique au niveau du condenseur avec et sans injection de goutte (A_i et S_i). On constate qu'il n'y a pas de changement en matière de capacité thermique pour les zones de condensation et de sous-refroidissement et ceux avec et sans injection de gouttelettes, par contre une diminution de la puissance thermique de la zone de désurchauffe qui est moins importante lors de l'injection de gouttelettes avec une réduction allant de 11.87 à 15.48 kW.

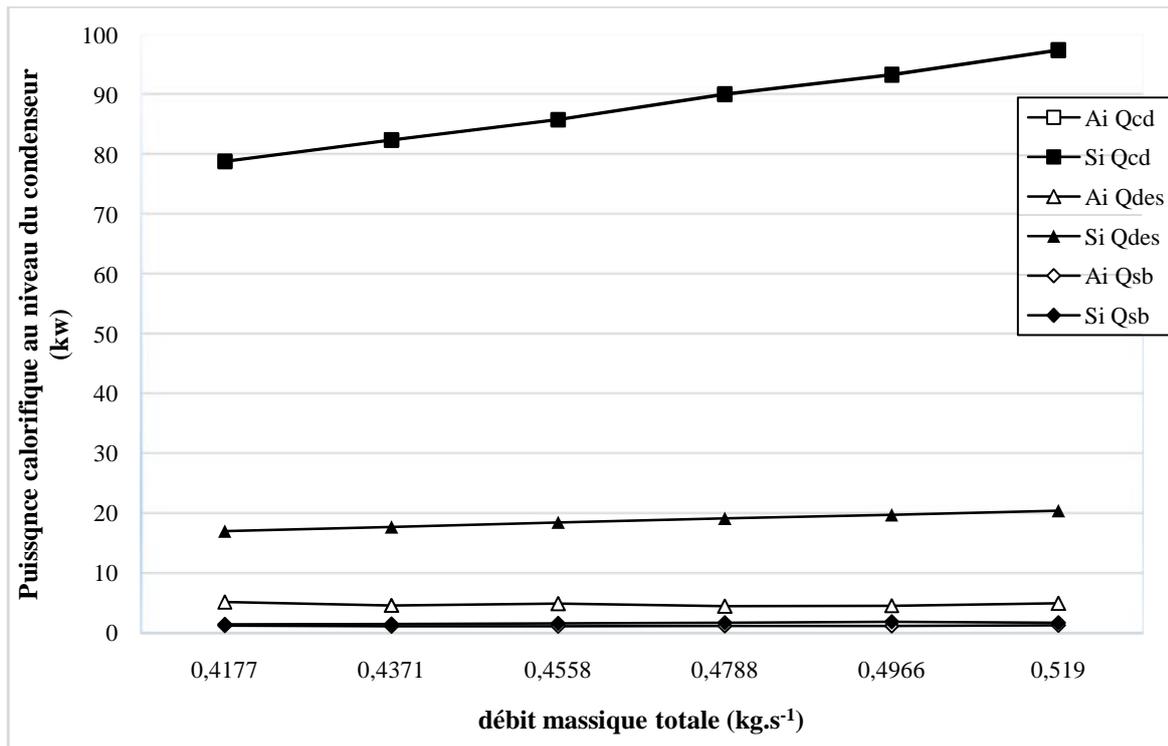


Figure 41 : Effet de l'injection de goutte sur la capacité calorifique des trois zones du condenseur.

5.2.2 Générateur :

Chaque composante du cycle a une tâche bien précise, le générateur ou le bouilleur a pour but de vaporiser un fluide à l'état liquide. Dans ce système il augmente la température et la pression du fluide primaire avant qu'il entre dans l'éjecteur une étape nécessaire pour le bon fonctionnement du système, il a l'avantage d'être alimenté par plusieurs type d'énergie comme les rejets industriel, chaleur à faible grade ou bien énergie renouvelable. Les différents résultats obtenus par le modèle thermodynamique \square -NTU son résumé dans le tableau 10 qui décrit l'influence des gouttelettes injectées sur les performances du générateur assorti d'une comparaison directe entre les résultats numériques et expérimentaux. A la fois sur les températures de sortie du fluide frigorigène (R245fa) et le fluide caloporteur MPG (mélange propylène glycol 50/50 %), les puissances calorifiques sur les trois zones d'échange avec la surface d'échange. Les résultats des températures de sortie du réfrigérant et du fluide caloporteur s'accordent très bien, avec une erreur relative de moins de 2% par rapport aux données expérimentales. La puissance thermique diminue pour les trois zones d'échange du générateur (préchauffe, évaporation et surchauffe) lors de l'injection de gouttes allant de 13.72 à 18.94 kW par contre les longueurs des surfaces d'échange demeure pratiquement les mêmes pour les trois zones d'échanges avec et sans injection de gouttes.

	T _{rgo} (°C) (Exp)	T _{rgo} (°C) (Num)	Error (%)	T _{go} (°C) (Exp)	T _{go} (°C) (Num)	Error (%)	Q _{sc} (kW)	Q _{ev} (kW)	Q _{pc} (kW)	L _{sc} (m)	L _{ev} (m)	L _{pc} (m)
S/i	83.61	84.85	1.48%	81.85	81.73	-0.15%	8.781	55.391	16.438	0.0507	0.3683	0.109
A/i	83.61	84.86	1.50%	81.85	82.28	0.53%	7.2862	45.962	13.64	0.0509	0.3676	0.1095
S/i	83.58	84.79	1.45%	81.63	81.49	-0.17%	9.6404	58.147	18.124	0.0469	0.3671	0.114
A/i	83.58	84.8	1.46%	81.63	82.09	0.56%	7.9048	47.678	14.861	0.0469	0.3671	0.114
S/i	83.55	84.85	1.56%	81.49	81.38	-0.13%	10.652	61.084	20.12	0.0432	0.3644	0.1204
A/i	83.55	84.86	1.57%	81.49	81.99	0.61%	8.6838	50.709	16.422	0.0434	0.3656	0.119
S/i	83.45	84.84	1.67%	81.29	81.22	-0.09%	11.569	63.638	21.951	0.0395	0.3627	0.1258
A/i	83.45	84.85	1.68%	81.29	81.86	0.70%	9.4581	52.026	17.946	0.0392	0.3638	0.125
S/i	83.37	84.87	1.80%	81.14	81.07	-0.09%	12.548	66.365	23.904	0.0359	0.3617	0.1304
A/i	83.37	84.88	1.81%	81.14	81.77	0.78%	10.28	54.371	19.584	0.036	0.3613	0.1306
S/i	83.26	84.85	1.91%	80.88	80.82	-0.07%	13.489	69.413	25.825	0.0324	0.3611	0.1345
A/i	83.26	84.86	1.92%	80.88	81.54	0.82%	11.139	57.32	21.326	0.0325	0.3607	0.1348

Tableau 10 : Validation du modèle numérique pour le générateur en comparaison avec les données expérimentales sans injection [S/i] ou Avec injection [A/i] de gouttelettes.

Les résultats du tableau 10 montre que les gouttelettes affectent les puissances thermique des trois zones par contre elles n'ont pas d'effet sur les surface d'échanges comme le rapporte la figure 42 qui présente le profil de température des zones de préchauffe, évaporation et de surchauffe tout le long du générateur pour une température d'entré du glycol de 85°C et un débit massique de 6.7 (kg.s⁻¹) contre une pression de génération qui varient entre 499- 635 (kPa). Le phénomène de transfert de chaleur qui se produit à l'intérieur du générateur peut être catégorisé en trois zones : préchauffe, évaporation et surchauffe, les lignes rouges représente dans ce cas-là le glycol et les lignes bleues le réfrigérants. La zone d'évaporation joue un rôle très important suivie par la zone de préchauffage et en fin la zone de surchauffe et ceux avec ou sans injection de gouttes.

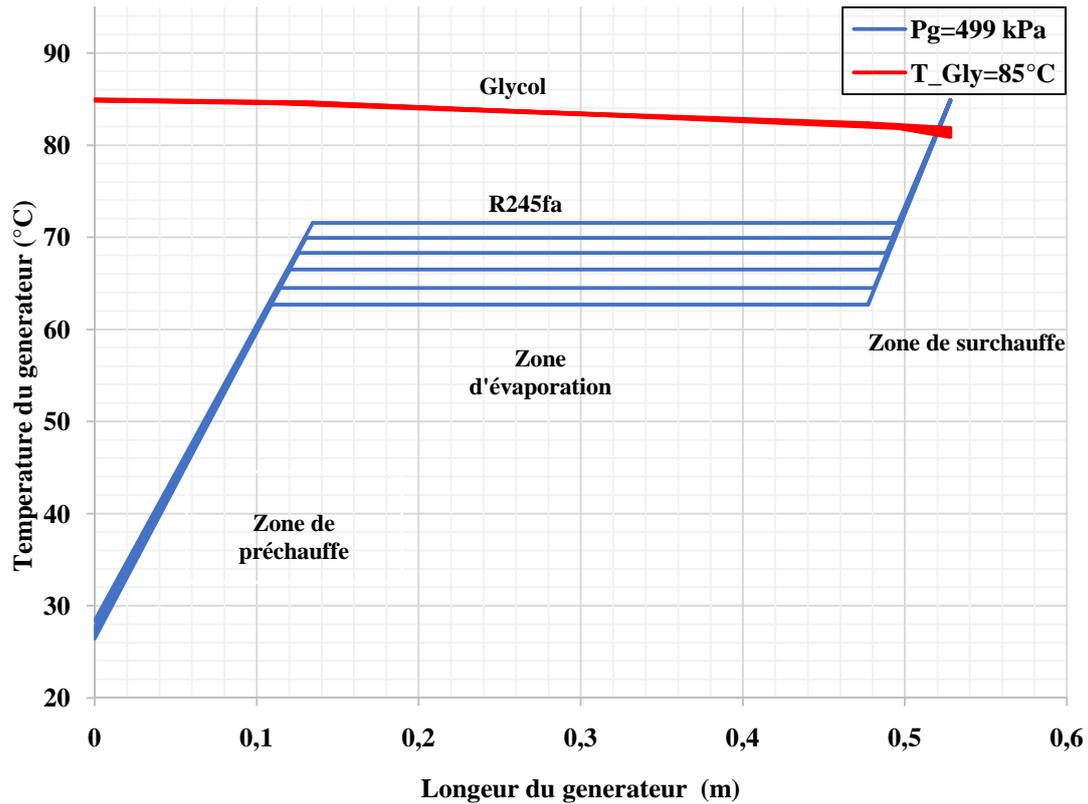


Figure 42 : Profil de température le long du générateur pour une température de glycol $T_{gly}=85\text{ °C}$ et une pression de $P_c=499\text{ kPa}$ sans injection de goutte.

Comme mentionner précédemment l'effet de l'injection de gouttes affecte aussi le générateur par la réduction de sa puissance thermique qui se traduit par une augmentation du COP après. La figure 43 nous montre l'effet de l'injection de gouttelettes sur les trois parties de la surface d'échange, une fraction du débit massique primaire et utiliser pour l'injection de gouttes variant de 0.056 à $0.075\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ tout en maintenant les pressions du générateur et les températures à la sortie du condenseur, cette fraction soustraite au flux primaire va réduire les puissances calorifique des zones de préchauffage, d'évaporation et de surchauffe diminuant ainsi la puissance thermique globale de l'échangeur de chaleur.

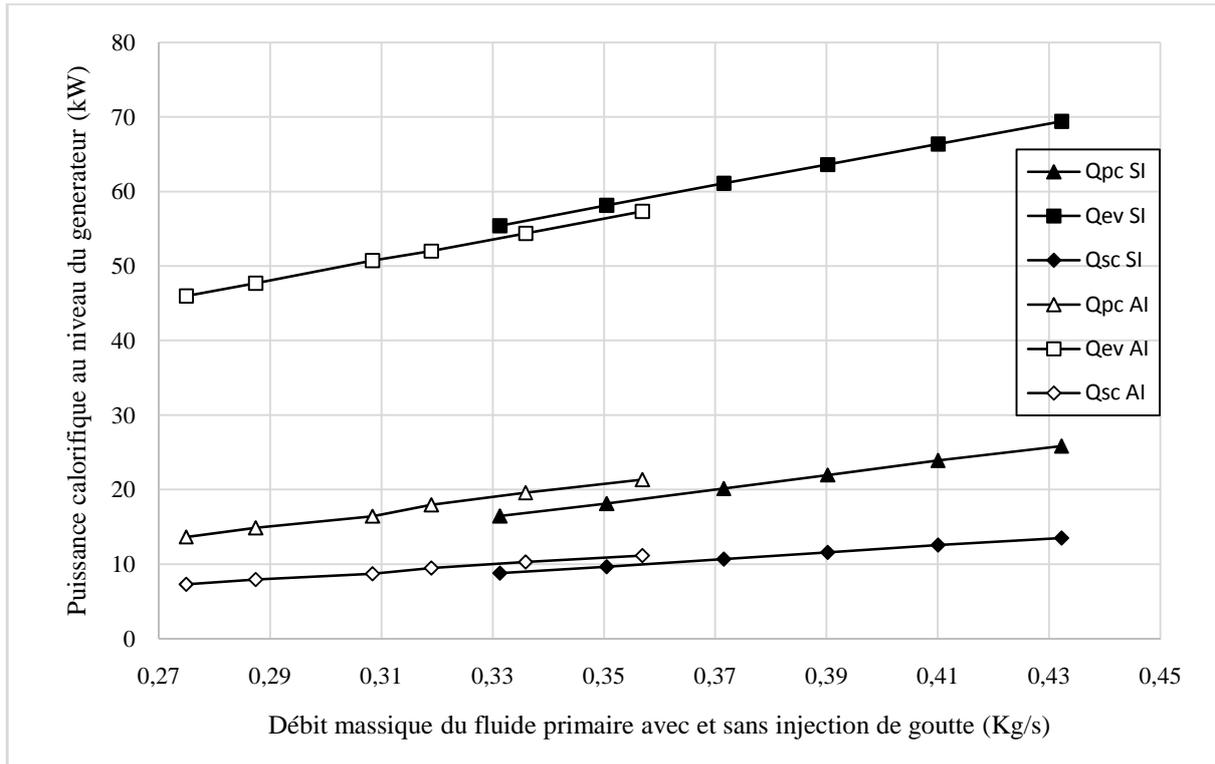


Figure 43 : Effet de l'injection de goutte sur la puissance calorifique du générateur.

Plusieurs résultats ont été obtenus par le modèle numérique du générateur pour voir l'influence de l'injection de gouttelettes sur la capacité thermique du générateur pour des températures de glycol variant de 20 à 26 °C au niveau du condenseur 85°C pour le générateur et 15 °C pour l'évaporateur comme illustrée sur la figure 44. La capacité thermique du générateur influence considérablement le COP thermodynamique, pour une augmentation totale pouvant atteindre les 22.69%.

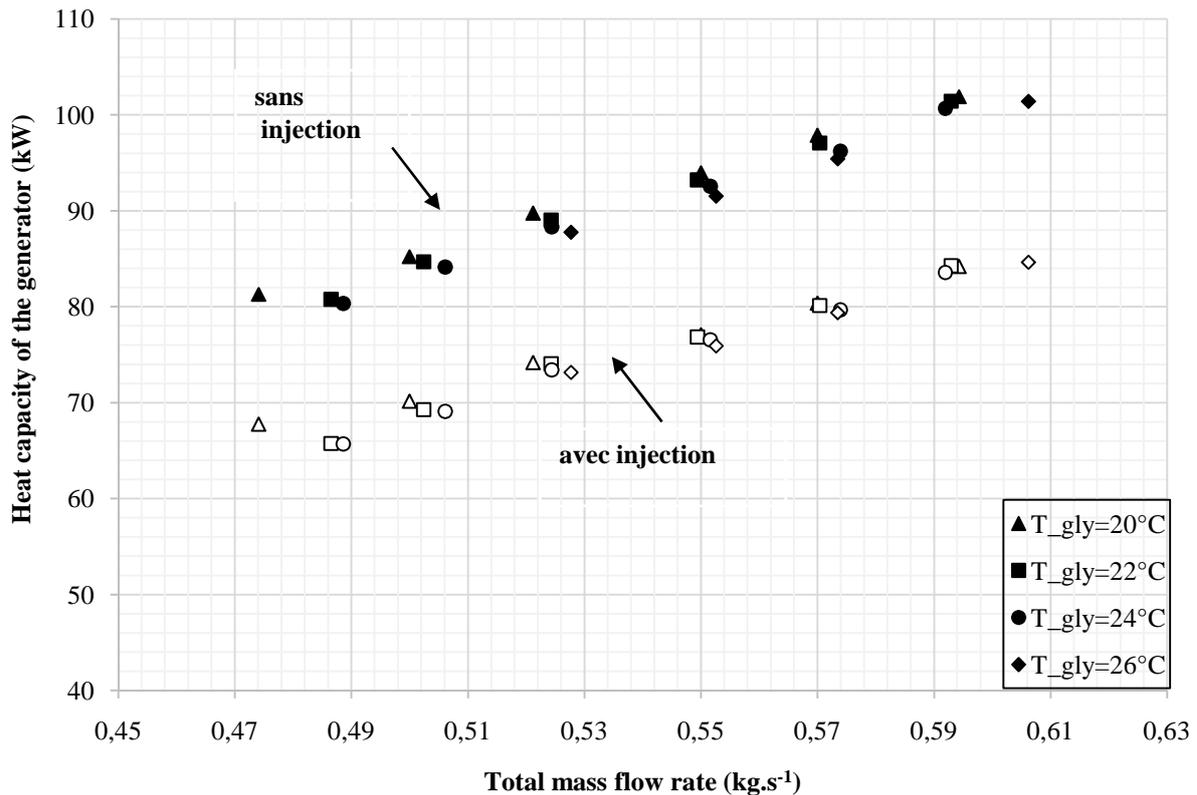


Figure 44 : Effet de l'injection de goutte sur la capacité calorifique du générateur pour quatre températures de glycol T_{gly} : (▲) 20 °C, (■) 22 °C, (●) 24 °C, (◆) 26 °C.

4.3 Pompe de circulation :

La pompe de circulation joue un rôle très important dans cette configuration avec injection de gouttelettes pour le cycle de réfrigération à éjection en augmentant la pression d'une partie de fluide frigorigène à la sortie du condenseur avant son entrée dans le bouilleur afin de maintenir le bon fonctionnement du système. Dans notre étude elle contrôle le débit d'injection de gouttelettes a mis chemin entre la sortie de l'éjecteur et l'entrés du condenseur, en réduisant une fraction du débit primaire tout en maintenant son rôle initial de faire passer le débit d'une pression intermédiaire a une pression haute.

Le Tableau 11 résume les résultats obtenus pour une température de fluide de refroidissement (caloporteur) au niveau du condenseur de 20°C, de 85°C au niveau du générateur et de 15°C pour l'évaporateur pour un débit primaire qui varie de 0.33 à 0.43 kg/s. Les résultats du tableau montrent que le rendement mécanique de la pompe est d'environ 22% pour des puissances variant de 0.38 à 0.68 kW sans injection de goutte, la puissance de la pompe augmente de 5 à 17% passant de 0.44 à 0.72 kW lors de l'injection de gouttelettes avec un rendement mécanique se situant entre 0.18 et 0.22.

Pg (kPa)	Tg (°C)	Pc (kPa)	Tc (°C)	mp (Kg/s)	Wp (kW)	Pin (kPa)	Pout (kPa)	η_m[S/i]
499.190	83.61	174.435	25.84	0.3313	0.3795	163.899	498.186	0.2194
524.735	83.58	176.510	26.15	0.3505	0.4473	165.494	524.824	0.2127
554.408	83.55	179.480	26.39	0.3715	0.5148	166.630	555.326	0.2119
582.035	83.45	180.027	26.72	0.3902	0.5566	169.252	583.159	0.2195
607.925	83.37	182.049	26.92	0.41	0.5974	169.301	609.550	0.2292
635.167	83.26	185.009	27.60	0.4322	0.6861	171.641	645.800	0.2252
Pg (kPa)	Tg (°C)	Pc (kPa)	Tc (°C)	mp (Kg/s)	Wp (kW)	Pin (kPa)	Pout (kPa)	η_m[A/i]
500.485	83.61	169.246	26.24	0.3329	0.4459	159.855	497.281	0.1887
524.361	83.60	171.352	26.50	0.3501	0.4773	159.352	525.206	0.2023
553.957	83.49	174.366	26.86	0.3717	0.5451	159.179	555.748	0.2038
584.366	83.48	174.922	27.01	0.3926	0.6371	158.743	582.948	0.1959
613.103	83.34	176.974	27.34	0.4118	0.695	158.525	611.743	0.2017
636.623	83.24	179.977	27.65	0.4313	0.7213	158.435	644.030	0.2198

Tableau 11 :Résultats du modèle de la pompe de circulation avec et sans injection de gouttes sans injection [S/i] ou Avec injection de gouttelettes [A/i].

4.4 Effet des gouttes sur le coefficient de performance

Les résultats précédents numériques et expérimentales ont montré que l'injection de gouttes affectent le fonctionnement du cycle de réfrigération à éjection en particulier la boucle motrice qui se compose des éléments suivant (générateur, condenseur, éjecteur et la pompe de circulation), non seulement elles réduisent les températures et les pressions des vapeurs à la sortie de l'éjecteur mais aussi la puissance calorifique du générateur qui diminue. Le coefficient de performance (COP) représente le terme de performance pour le cycle de réfrigération à base d'éjecteur, deux COP sont mis en évidence le COP thermique et le COP mécanique (chapitre 2 section 2.5).

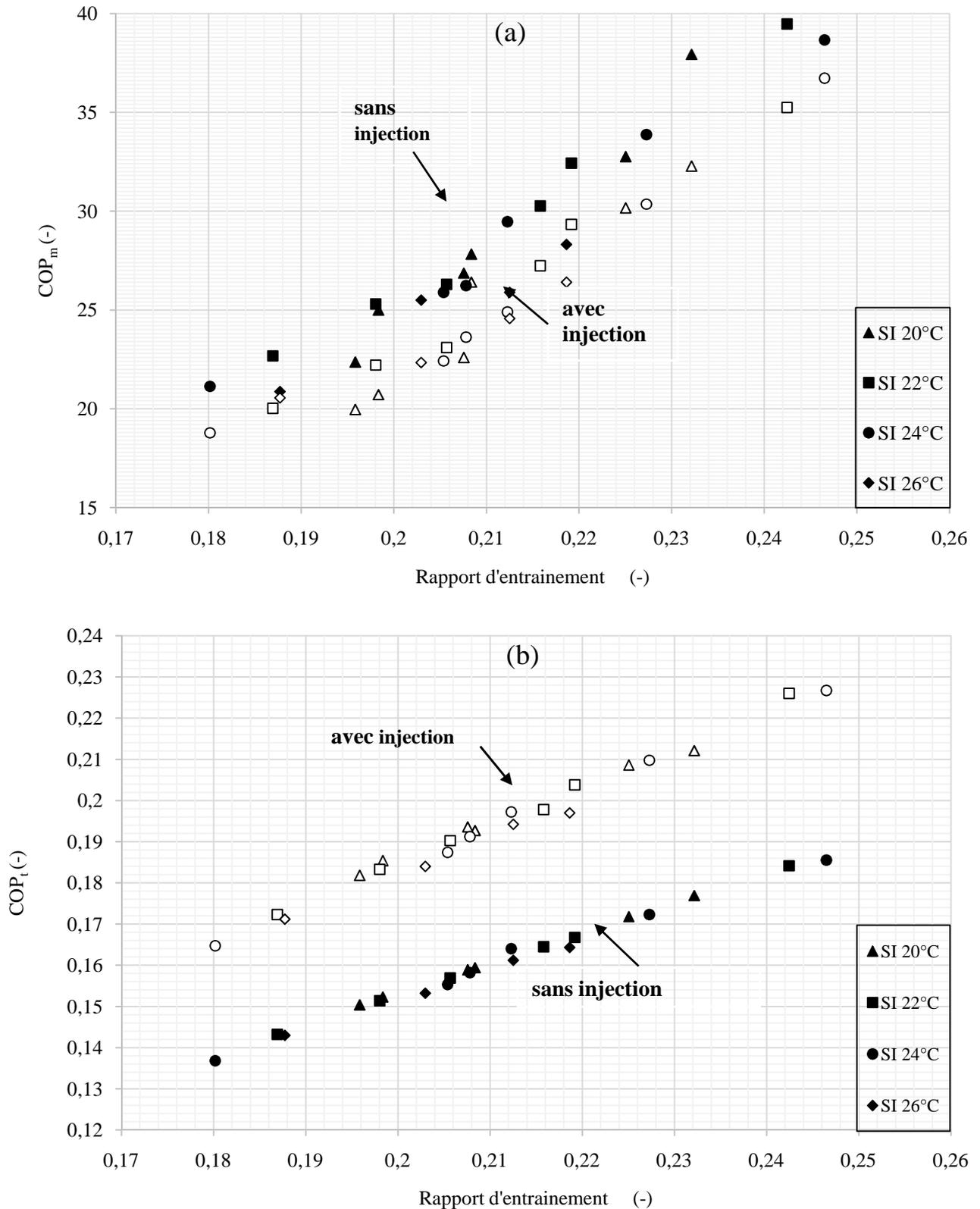


Figure 45 : Effet des gouttes sur COP_m (a) et le COP_t (b) avec et sans injection de gouttelettes pour différentes températures d'entrée de glycol.

La figure 45 affiche les résultats numériques obtenus en termes de variation de deux caractéristiques de performance pour le système de réfrigération à éjection, à savoir les coefficients de performances thermodynamique et mécanique en fonction du rapport d'entrainement pour quatre différentes

températures du liquide de refroidissement dans le condenseur ($20^{\circ}\text{C} - 26^{\circ}\text{C}$). Ces deux coefficients de performance augmentent en avec le taux d'entraînement avec et sans injection de gouttelettes.

Avec l'injection de goutte le coefficient de performance thermique peut être augmenté de plus 20% comme le montre la Figure 45(b) il est à noter que le débit massique total est maintenu constant lors de l'injection de gouttelettes, la somme du débit primaire et le débit d'injection de gouttes est égale au débit massique du primaire sans injection de gouttes. En d'autres termes, lors de l'injection de gouttelettes le flux du débit primaire est réduit et par conséquent l'apport de chaleur résultant par une augmentation du COP_1 sans affecter les performances de l'éjecteur.

En même temps pour la Figure 45 (a) en remarque une réduction du coefficient de performance mécanique qui peut être expliqué par la consommation de la pompe de circulation qui augmentes lors de l'injection de gouttes pour ne pas détériorer le flux primaire qui entre dans le générateur est assurer ainsi le bon fonctionnement du cycle. Bien que le débit massique total à travers le condenseur reste inchangé.

L'augmentation de la consommation de la pompe de circulation est due au fait que ça courbe de performance varie avec et sans injection de goutte puisque la pression perdue dans la conduite de refoulement (courbe caractéristique du système). La pression perdue lors de l'injection de gouttelettes est probablement plus élevée que le cas sans injection car ils sont plus de restrictions sur la ligne d'injection (diamètres plus petits et plus d'obstacle comme les valves, coudes, tés...etc.). Par conséquent la vitesse de rotation de la pompe doit être augmentée lors de l'injection de gouttelettes pour conserver le même débit massique totale.

Conclusion :

Dans ce chapitre une combinaison entre deux approches numérique et expérimentale a été élaborée pour étudier l'influence de l'injection de gouttelettes sur les performances d'un système de réfrigération à éjection fonctionnant avec le R245fa comme fluide de travail. L'éjecteur a été modélisé en résolvant les équations de conservation à travers chaque section du dispositif.

Le modèle d'éjecteur a été soigneusement validé par rapport à de nouvelles données expérimentales étendues obtenues en interne. Deux modèles thermodynamiques pour le condenseur et le générateur ont également été développé à l'état stationnaire basé sur la méthode ϵ -NTU qui a été validé par la suite avec des données expérimentales avec et sans injection de gouttelettes. Prédissant d'une manière satisfaisante le profil de température et la capacité thermique des deux échangeurs de chaleur. Les conclusions les plus notables de ce chapitre peuvent être résumées comme suit :

- Les résultats du modèle du condenseur ont démontré que les gouttelettes affectent positivement les performances de l'échangeur de chaleur puisqu'elles réduisent la quasi-totalité de la zone de désurchauffe avec un écart de 12%. De plus, il réduit la capacité thermique de l'échangeur de chaleur de 15,73%.
- Les puissances thermiques du générateur diminuent de près de 18% lors de l'injection de gouttes ce qui va contribuer par la suite à l'augmentation du COP thermodynamique.
- L'injection de gouttelettes affecte positivement les performances du système de réfrigération à éjection en diminuant la température et la pression de sortie de l'éjecteur, ce qui se traduit par une augmentation du COP thermodynamique jusqu'à 22,69%.

Ces conclusions montrent que l'injection de gouttelettes entre l'éjecteur et le condenseur pourrait être une alternative simple et réalisable pour augmenter la performance des ERS entraîné par la chaleur.

Chapitre 5

Chapitre 5

5 Conclusion et Perspective

Ce projet de recherche a pour objectif principal d'analyser l'effet de l'injection de gouttelette sur un système de réfrigération à éjection utilisant le R245fa comme fluide de travail. Pour réaliser cet objectif, deux approches expérimentales et numériques sont mises en évidence pour étudier l'influence de l'injection de gouttelettes liquide à la sortie de l'éjecteur, par la suite une analyse de leur effet sur les performances du cycle de réfrigération à éjection a été étudiée dans les chapitres 3, 4 et 5.

La partie expérimentale comprend un banc d'essai comprenant plusieurs tests expérimentaux réalisés sur un système de réfrigération à éjection d'une puissance frigorifique nominale de 35 kW dans le laboratoire des technologies de l'énergie d'Hydro-Québec Shawinigan Canada. En variant les paramètres déterminants, on a vu que certains sont totalement indépendants les uns des autres : le débit primaire ainsi que les températures des fluides caloporteur et frigoporteur à l'entrée du bouilleur, du condenseur et de l'évaporateur. Une analyse d'incertitude sur les erreurs systématiques et les erreurs de mesure des données expérimentales a été réalisée dans le chapitre 3, les résultats obtenus sont très satisfaisants en matière de précision et d'exactitude, ces données sont utilisées pour valider les modèles numériques du 4^{ème} chapitre.

La partie numérique inclut différents modèles numériques qui ont été acheminés pour chacune des différentes composantes du cycle de réfrigération à éjection afin d'analyser l'effet de l'injection de goutte à la sortie de l'éjecteur d'une part mais aussi sur l'ensemble des organes du système. Les modèles sont validés par la suite avec une comparaison avec les résultats de la partie expérimentale. Les différents modèles avec leurs résultats sont résumés comme suit :

- Un modèle thermodynamique 0-D de l'éjecteur basé sur le concept du mélange à pression constante. Utilisant les équations de conservation de la masse, de mouvement et de l'énergie pour la résolution. Le modèle est validé à l'aide des données expérimentales en variant les valeurs de la température du glycol à l'entrée du condenseur entre 20 et 26 °C.
- Le modèle de l'injection de gouttelettes à la sortie du diffuseur sous forme de (spray flash) en extrayant l'énergie de rupture et en modifiant les propriétés thermodynamiques du flux utilise les lois de conservation et un calcul itératif pour définir les diminutions de la température et de la pression après l'injection de goutte.
- Un modèle stationnaire utilisant la méthode ϵ -NTU couplée au concept de zone a été réalisé pour chaque échangeur de chaleur (Bouilleur, Condenseur et évaporateur) est utilisé pour modéliser le générateur, le condenseur et l'évaporateur qui suppose que la zone de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur est divisée en plusieurs zones en fonction du nombre de phases, à savoir les zones de surchauffe, de condensation et de sous-refroidissement dépendant du rôle de l'échangeur.
- Le modèle des deux dernières composantes qui sont la pompe de circulation et la valve d'expansion qui sont calculés en utilisant une courbe de performance et l'équation d'orifice respectivement.

Les différents résultats obtenus des modèles numériques sont présentés et discutés au chapitre 5, avec une comparaison des données expérimentales du chapitre 3 pour définir le taux d'erreur entre les deux approches, les conclusions peuvent être résumées comme suit :

- L'erreur entre les résultats numériques et expérimentaux pour le modèle de l'éjecteur est inférieure à 2.5% pour ce qui est du débit massique pour le flux primaire, de 11.3 % pour le débit massique du fluide secondaire et de 13.4% concernant le rapport d'entraînement.
- Le modèle d'injection de goutte a montré que les températures à la sortie du diffuseur sans injection de gouttelettes étaient en générale de 68 ° C, tandis qu'avec injection de gouttelettes. Les températures à l'entrée du condenseur diminuent de moitié, passant de 69,58 ° C à 30,17 °. Aussi en remarque une diminution des pressions qui sont réduites de près de 3%.
- Les résultats numériques du générateur et du condenseur pour les températures de sortie du R245fa et du fluide de refroidissement s'accordent très bien avec les données expérimentales, avec une erreur relative de moins de 2% pour les deux modèles d'échangeurs. Ils ont également démontré que les gouttelettes affectent positivement les performances du condenseur puisqu'elles réduisent la quasi-totalité de la zone de désurchauffe avec un écart de 12%. De plus, il réduit la capacité thermique de l'échangeur de chaleur de 15,73%. Pour le générateur sa puissance thermique est réduite de près de 18% lors de l'injection de gouttes.
- L'injection de gouttelettes affecte positivement les performances du système de réfrigération à éjecteur en diminuant la température et la pression de sortie de l'éjecteur, ce qui se traduit par une augmentation du COP thermodynamique jusqu'à 22,69%.

Ces conclusions montrent que l'injection de gouttelettes entre l'éjecteur et le condenseur influence non seulement entre ces deux parties mais aussi sur les autres composantes du cycle de réfrigération à éjection en particulier la boucle motrice qui se compose des parties suivantes (générateur, éjecteur, mécanisme d'injection de goutte, le condenseur et la pompe de circulation) ce qui va par la suite être très bénéfique pour la boucle de réfrigération (condenseur, détendeur, évaporateur et l'éjecteur).

5.1 Perspective et travaux futurs :

Les résultats obtenus dans cette étude montrent que l'injection est bénéfique pour l'efficacité du cycle et pourrait être une solution alternative simple et réalisable pour augmenter les performances de l'ERS entraîné par de la chaleur à faible grade. À cet égard, l'influence de différents paramètres d'injection doit être étudiée pour les travaux futurs comme :

- Expérimentation de l'angle d'injection des gouttelettes il peut s'avérer qu'une inclinaison de quelque degré de l'angle d'injection à co-courant ou à contrecourant du flux à la sortie de l'éjecteur peut avoir un effet sur les performances du système.
- Le débit massique injecté doit être évalué pour optimiser d'avantage le système tout en maintenant le bon fonctionnement du cycle.

Enfin, d'autres études complémentaires sont toujours favorables et encore nécessaires pour une meilleure compréhension et amélioration des systèmes de réfrigération à éjection, les suggestions pour les travaux futurs peuvent être résumées dans les points qui suivent :

- Utiliser une gamme de fluides frigorigènes comme fluide de travail totalement inoffensif pour l'environnement (avec un ODP et un GWP nulle).

- Une analyse CFD sur la structure de l'écoulement à la sortie de l'éjecteur avec et sans injection de goutte pour mieux démontrer le processus d'injection. Avec l'utilisation d'un modèle de turbulence RANS.
- Une analyse exégétique basée sur la deuxième loi de la thermodynamique, pour chaque élément du cycle de réfrigération a éjection avec et sans injection de gouttelettes, pour fournir une véritable mesure de la performance réelle et est utile pour identifier les causes, les emplacements et l'ampleur des inefficacités des processus. L'exergie est définie comme la quantité maximale de travail qui peut être produite par un processus ou un système lorsqu'il s'agit d'équilibrer avec un environnement de référence [76].
- Les résultats obtenus dans ce projet de recherche sur les échangeurs de chaleur est principalement le condenseur, a montré que l'injection de goutte réduit considérablement la zone de désurchauffe au sein du condenseur. Ce qui augmente son efficacité avec une surface d'échange moins importante. Une étude complémentaire sur les paramètres de désigne et de conception de l'échangeur de chaleur avec injection de goutte serait bénéfique.
- Etudier le temps nécessaire à faire réduire la température du flux à la sortie de l'éjecteur avec variation du débit injecter permettrai de comprendre encore davantage l'effet de l'injection de gouttelettes sur le système.
- Utiliser un modèle d'intelligence artificiel pour prédire les performances et les paramètres géométrique de l'éjecteur en utilisant les données expérimentales comme base de données et les comparer ensuite avec les résultats des modèles thermodynamiques obtenus dans cette étude.

Travaux Scientifiques

Etude d'un système de réfrigération hybride à compression-éjection

Mehdi BENCHARIF ⁽¹⁾, Said ZID ⁽¹⁾, Hakim NESREDDINE ⁽²⁾

¹Département de génie climatique, campus ahmad hamani zezara, 25000, université des frères mentouri Constantine 1

²Laboratoire des technologies de l'énergie, 600 avenue de la Montagne, Shawinigan (Québec) Canada

(mehdi.bencharif@unmc.edu.dz)

Resumé

Ce travail représente un système de réfrigération hybride à compression-éjection, utilisant des fluides frigorigènes non polluants, la méthode mise au point dans cette étude pour traiter ce système est basée sur les principes thermodynamiques et la dynamique des fluides incluant deux sous-cycles avec une interaction constante, une boucle entraînée mécaniquement par un compresseur, couplée à une boucle d'éjection activée thermiquement. Une analyse théorique et paramétrique ainsi qu'une optimisation de la performance ont été réalisées pour sélectionner les cycles prometteurs. Pour des conditions de fonctionnement destinées à la réfrigération et le conditionnement d'air. On observe ainsi une amélioration substantielle du coefficient de performance des cycles sélectionnés par rapport aux cycles à compression mécanique conventionnels [1].

Mots clés : réfrigération hybride, compression, éjection, coefficient de performance, fluides frigorigènes

Fourth International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution,
ICEMAE2018, April 26-30 2018, Constantine, Algeria
MELBAH A. BENTIL H. CHRAÏBI, R. BESSAÏE & BENTISSAAD ANDER TALBI (Eds)

ETUDE DES PERFORMANCES D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE A EJECTION

Mehdi Bencharif ¹, Said Zid ¹, Hakim Nesreddine²

¹Département de génie climatique, campus ahmad hamani zezara 25000,

Université des frères Mentouri Constantine 1, mehdi.bencharif@unmc.edu.dz

²Laboratoire des technologies de l'énergie, 600 avenue de la Montagne,
Shawinigan (Québec) Canada.

RÉSUMÉ

Ce travail présente une étude sur les performances d'un système de réfrigération à éjection fonctionnant en mode critique, l'influence des fluides frigorigènes et les paramètres de fonctionnement sur les performances de la machine ont été étudiés. Un modèle mathématique monodimensionnel basé sur la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie a été élaboré pour évaluer les performances du système frigorigère à éjection à l'aide d'un support numérique (MATLAB) par le biais de la base de données NIST REFPROP. Plusieurs fluides frigorigènes sont sélectionnés avec la considération de l'impact environnementale et les performances caractéristiques. L'écart de température des paramètres de fonctionnement pour le générateur et l'évaporateur a été étudié respectivement entre 70-100°C et 5-12°C. Les résultats montrent que le R290 a le coefficient de performance le plus élevé.

Mots Clés : Réfrigération à éjection, fluide frigorigère, Rapport d'entraînement, Coefficient de performance.

Droplet injection at the diffuser outlet in an ejector-based refrigeration cycle working with R245fa

Mehdi BENCHARIF^(a), Sébastien PONCET^(b), Hakim NESREDDINE^(c), Saïd ZID^(a)

^(a) Département de génie climatique, Université des frères Mentouri, Constantine 1, Algeria
mehdi_bencharif@umc.edu.dz

^(b) Mechanical Engineering Department, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (QC), Canada
Sebastien.Poncet@USherbrooke.ca

^(c) Laboratoire des technologies de l'énergie, Hydro-Québec, Shawinigan (QC), Canada
nesreddine.hakim@ireq.ca

ABSTRACT

This work presents a combined experimental and thermodynamic approach used to investigate the influence of droplet injection on the performance of an ejector-based refrigeration cycle developed for Heating, Ventilation and Air-Conditioning applications. A thermodynamic model has been developed within Matlab for each component of the cycle with a particular emphasis on the ejector modeling, which is based on the constant pressure mixing assumption. It is validated against the experimental data obtained on the Hydro-Québec's test rig working with R245fa. The numerical model agrees fairly well with the experiments. The results show that injecting R245fa droplets at the end of the ejector diffuser at the condensing temperature has a significant impact on the performance of the ejector itself and of the whole cycle. It reduces especially and significantly the temperature of the overheated vapors at the outlet of the ejector leading to a significant improvement of the Coefficient of Performance (COP).

Keywords: Ejector, Refrigeration system, COP, R245fa, Droplet.

*Proceedings of the International Conference on Fluid Flow and Thermal Science (ICFFTS20)
Virtual Conference - September 9-10, 2020
Paper No. XXX (The number assigned by the OpenConf System)
DOI: TBD*

Prediction of performance for an ejector refrigeration cycle working with R245fa using artificial neural network

Mehdi Bencharif^{1*}, Sergio Croquer², Sébastien Poncet², Saïd Zid¹, Hakim Nesreddine³

¹Laboratoire du Génie Climatique Constantine, Université Frères Mentouri, Constantine, Algeria

²Mechanical Engineering Department, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (QC), Canada

³Laboratoire des Technologies de l'Énergie, Hydro-Québec, Shawinigan (QC), Canada

*Corresponding author: Mehdi.bencharif@umc.edu.dz

Abstract - In this paper, an artificial neural network (ANN) model is used to predict the performance parameters of an ejector refrigeration cycle working with R245fa. Three approaches are used to achieve this objective: experimental analysis, thermodynamic modeling, and artificial neural network. Fourteen parameters were collected from eight numerical or experimental studies. The ANN input parameters include geometric features (D_{eject} , $D_{primout}$, NXP , D_{out} , L_{out} , D_{diff} , L_{diff}) and operating conditions (P_{prim} , T_{prim} , P_{sec} , T_{sec} , T_{cond}), while the outputs are the ejector performance metrics. A computer program has been written in MATLAB using a neural network toolbox. The mean-square error (MSE) and the linear coefficient of correlation (R^2) have been chosen as metrics to evaluate the performance function and accuracy of the ANN model. In terms of the limiting compression ratio (P_{cr}) and entrainment ratio (α), the ANN deviates by 3.63 (%) and 1.52 (%) respectively relative to the experimental data and by -4.01 (%) and -6.17 (%) relative to the thermodynamic model predictions.

Keywords: Artificial neural network, refrigeration cycle, ejector, R245fa.



Contents lists available at ScienceDirect

International Journal of Refrigeration

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ijrefrig



The benefit of droplet injection on the performance of an ejector refrigeration cycle working with R245fa



Mehdi Bencharif^{a,*}, Hakim Nesreddine^{b,*}, Sergio Croquer Perez^c, Sébastien Poncet^c, Said Zid^a

^a Laboratoire du Génie Climatique Constantine –LGCC, Université frères Mentouri Constantine 1, Algeria

^b Energy Technologies Laboratory, Hydro-Québec, Shawinigan, PQ G9N 7N5, Canada

^c Department of Mechanical Engineering, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, QC J1K 2R1, Canada

ARTICLE INFO

Article history:

Received 18 October 2019

Revised 18 January 2020

Accepted 21 January 2020

Available online 3 February 2020

Keywords:

Ejector-based refrigeration cycle

Droplet injection

R245fa

Coefficient of performance

ABSTRACT

This work presents a combined experimental and thermodynamic approach used to investigate the influence of droplet injection on the performance of an ejector-based refrigeration cycle developed for Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC) applications. Thermodynamic models have been developed within MATLAB for each component of the cycle. They are validated against experimental data of an R245fa test rig installed at Hydro-Québec's Energy Technologies Laboratory (LTE). The numerical models agree fairly well with the experiments. The results show that injecting R245fa droplets at the end of the ejector diffuser with different glycol temperatures ranging from 20 to 26 °C has a significant impact on the performance of the ejector itself and more interestingly on the performance of the whole cycle. It reduces especially and significantly the temperature and the pressure of the overheated vapors at the outlet of the ejector leading to a significant improvement of the thermodynamic coefficient of performance (COP) by up to 20%.

© 2020 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

Intérêt de l'injection de gouttelettes sur la performance d'un cycle frigorifique à éjecteur fonctionnant au R245fa

References

- [1] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, 40(3), 394-398.
- [2] Sun, D. W., & Eames, I. W. (1995). Recent developments in the design theories and applications of ejectors—a review. In *Fuel and Energy Abstracts* (Vol. 5, No. 36, p. 361).
- [3] Abdulateef, J. M., Sopian, K., Alghoul, M. A., & Sulaiman, M. Y. (2009). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6-7), 1338-1349.
- [4] Chen, X., Omer, S., Worall, M., & Riffat, S. (2013). Recent developments in ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 629-651.
- [5] Besagni, G., Mereu, R., & Inzoli, F. (2016). Ejector refrigeration: a comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 373-407.
- [6] Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., & Petrenko, V. A. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International journal of refrigeration*, 22(5), 354-364.
- [7] J. Keenan, E. Neumann, and F. J. T. A. Lustwerk, "J Applied Mechanics," vol. 64, pp. A75-A81, 1942.
- [8] Keenan, J. H., Neumann, E. P., & Lustwerk, F. (1950). An investigation of ejector design by analysis and experiment.
- [9] Chen, Y. M., & Sun, C. Y. (1997). Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(4), 384-394.
- [10] Eames, I. W. (2002). A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. *Applied thermal engineering*, 22(2), 121-131.
- [11] Eames, I. W., Petrenko, V. O., & Ablwaifa, A. E. (2004, October). Design and experimental investigation of a jet pump refrigerator. In *Proc. 3rd International Conference on Heat Powered Cycles, HPC (Larnaca, Cyprus)*.
- [12] Nguyen, V. M., Riffat, S. B., & Doherty, P. S. (2001). Development of a solar-powered passive ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 21(2), 157-168.
- [13] Salim, M. (2004). Thermally activated mobile ejector refrigeration system analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(9), 1055-1061.
- [14] Daubert-Deleris, I., Hoffmann, P. A., Fonade, C., & Maranges, C. (2006). Hydrodynamic and mass transfer performance of a new aero-ejector with its application to VOC abatement. *Chemical engineering science*, 61(15), 4982-4993.
- [15] Samaké, O., Galanis, N., & Sorin, M. (2014). Thermodynamic study of multi-effect thermal vapour-compression desalination systems. *Energy*, 72, 69-79.
- [16] Cai, L., & He, M. (2013). A numerical study on the supersonic steam ejector use in steam turbine system. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013.
- [17] N. Galanis and M. Sorin, "Ejector design and performance prediction," vol. 104, pp. 315-329, *International journal of refrigeration*, 2016.
- [18] Chen, H., Goswami, D. Y., & Stefanakos, E. K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, 14(9), 3059-3067.
- [19] Cizungu, K., Mani, A., & Groll, M. (2001). Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 21(5), 585-598.
- [20] Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and sustainable energy reviews*, 8(2), 129-155.
- [21] Riffat, S. B., Jiang, L., & Gan, G. (2005). Recent development in ejector technology—a review. *International journal of ambient energy*, 26(1), 13-26.
- [22] Sarkar, J. (2012). Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9), 6647-6659.[23]

- K. Sumeru, H. Nasution, F. J. R. Ani, and S. E. Reviews, "A review on two-phase
 Joshi, D. K. (2020). Ejector as an Expansion Device in Vapor Compression, Refrigeration
 Cycle—A study. *Research and Reviews on Experimental and Applied Mechanics*, 3(1).
- [24] Elbel, S. (2011). Historical and present developments of ejector refrigeration systems with
 emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal of
 Refrigeration*, 34(7), 1545-1561.
- [25] Little, A. B., & Garimella, S. (2016). Shadowgraph visualization of condensing R134a flow
 through ejectors. *International journal of refrigeration*, 68, 118-129.
- [26] Tashtoush, B. M., Moh'd A, A. N., & Khasawneh, M. A. (2019). A comprehensive review of
 ejector design, performance, and applications. *Applied energy*, 240, 138-172.
- [27] Aidoun, Z., Ameer, K., Falsafioon, M., & Badache, M. (2019). Current advances in ejector
 modeling, experimentation and applications for refrigeration and heat pumps. Part 1: single-
 phase ejectors. *Inventions*, 4(1), 15.
- [28] Aidoun, Z., Ameer, K., Falsafioon, M., & Badache, M. (2019). Current advances in ejector
 modeling, experimentation and applications for refrigeration and heat pumps. Part 2: two-
 phase ejectors. *Inventions*, 4(1), 16.
- [29] Munday, J. T., & Bagster, D. F. (1977). A new ejector theory applied to steam jet
 refrigeration. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16(4),
 442-449.
- [30] Eames, I. W., Aphornratana, S., & Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of
 a small-scale steam jet refrigerator. *International journal of refrigeration*, 18(6), 378-386.
- [31] Chou, S. K., Yang, P. R., & Yap, C. (2001). Maximum mass flow ratio due to secondary flow
 choking in an ejector refrigeration system. *International journal of refrigeration*, 24(6), 486-
 499.
- [32] Chen, W., Liu, M., Chong, D., Yan, J., Little, A. B., & Bartosiewicz, Y. (2013). A 1D model to
 predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes. *International
 journal of refrigeration*, 36(6), 1750-1761.
- [33] Khennich, M., Sorin, M., & Galanis, N. (2014). Equivalent temperature-enthalpy diagram for
 the study of ejector refrigeration systems. *Entropy*, 16(5), 2669-2685.
- [34] Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., & Li, Y. (2007). Shock circle model for ejector performance
 evaluation. *Energy Conversion and Management*, 48(9), 2533-2541.
- [35] Riffat, S. B., Gan, G., & Smith, S. (1996). Computational fluid dynamics applied to ejector
 heat pumps. *Applied thermal engineering*, 16(4), 291-297.
- [36] Yen, R. H., Huang, B. J., Chen, C. Y., Shiu, T. Y., Cheng, C. W., Chen, S. S., & Shestopalov,
 K. (2013). Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration
 system. *international journal of refrigeration*, 36(5), 1512-1520.
- [37] Thongtip, T., & Aphornratana, S. (2015). An alternative analysis applied to investigate the
 ejector performance used in R141b jet-pump refrigeration system. *International Journal of
 refrigeration*, 53, 20-33.
- [38] Sadeghi, M., Mahmoudi, S. M. S., & Saray, R. K. (2015). Exergoeconomic analysis and multi-
 objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion
 (HCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 96, 403-417.
- [39] Pollerberg, C., Ali, A. H. H., & Dötsch, C. (2008). Experimental study on the performance of a
 solar driven steam jet ejector chiller. *Energy Conversion and Management*, 49(11), 3318-
 3325.
- [40] Allouche, Y., Bouden, C., & Riffat, S. (2012). A solar-driven ejector refrigeration system for
 Mediterranean climate: Experience improvement and new results performed. *Energy
 Procedia*, 18, 1115-1124.
- [41] Scott, D., Aidoun, Z., & Ouzzane, M. (2011). An experimental investigation of an ejector for
 validating numerical simulations. *International journal of refrigeration*, 34(7), 1717-1723.
- [42] Shestopalov, K. O., Huang, B. J., Petrenko, V. O., & Volovyk, O. S. (2015). Investigation of an
 experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-
 design working conditions. Part 1. Theoretical analysis. *international journal of
 refrigeration*, 55, 201-211.
- [43] Shestopalov, K. O., Huang, B. J., Petrenko, V. O., & Volovyk, O. (2015). Investigation of an
 experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-
 design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *international journal
 of refrigeration*, 55, 212-223.

- [44] Hamzaoui, M., Nesreddine, H., Aidoun, Z., & Balistrrou, M. (2018). Experimental study of a low grade heat driven ejector cooling system using the working fluid R245fa. *International Journal of Refrigeration*, 86, 388-400.
- [45] mierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., Łukaszuk, M., & Kubiczek, H. (2017). Experimental investigation of the first prototype ejector refrigeration system with HFO-1234ze (E). *Applied thermal engineering*, 110, 115-125.
- [46] H. A. Al-Ansary, S. M. J. H. Jeter, and R. Research, "Numerical and experimental analysis of single-phase and two-phase flow in ejectors," vol. 10, no. 4, pp. 521-538, 2004.
- [47] Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J. M., & Bartosiewicz, Y. (2009). CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9), 1523-1531.
- [48] Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J. M., & Bartosiewicz, Y. (2009). CFD analysis of a supersonic air ejector. Part II: Relation between global operation and local flow features. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 2990-2998.
- [49] Croquer, S., Poncet, S., & Aidoun, Z. (2017). Thermodynamic modelling of supersonic gas ejector with droplets. *Entropy*, 19(11), 579.
- [50] Ouzzane, M., & Aidoun, Z. (2003). Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design. *Applied Thermal Engineering*, 23(18), 2337-2351.
- [51] Mazzelli, F., & Milazzo, A. (2015). Performance analysis of a supersonic ejector cycle working with R245fa. *International journal of refrigeration*, 49, 79-92.
- [52] Chen, W., Shi, C., Zhang, S., Chen, H., Chong, D., & Yan, J. (2017). Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Applied Energy*, 185, 2074-2084.
- [53] Taylor, J. (1997). *Introduction to error analysis, the study of uncertainties in physical measurements*.
- [54] Bevington, P. R., Robinson, D. K., Blair, J. M., Mallinckrodt, A. J., & McKay, S. (1993). Data reduction and error analysis for the physical sciences. *Computers in Physics*, 7(4), 415-416.
- [55] Harvey, D. (2000). *Modern analytical chemistry* (Vol. 1). New York: McGraw-Hill.
- [56] Skoog, D. A., West, D. M., Holler, F. J., & Crouch, S. (2013). Fundamentals of analytical chemistry: Nelson Education. *Fundamentals of Analytical Chemistry*.
- [57] Velasco, F., Verma, S. P., & Guevara, M. (2000). Comparison of the performance of fourteen statistical tests for detection of outlying values in geochemical reference material databases. *Mathematical Geology*, 32(4), 439-464.
- [58] Gawłowski, J., Bartulewicz, J., Gierczak, T., & Niedzielski, J. (1998). Tests for outliers. A Monte Carlo evaluation of the error of first type. *Chemia analityczna*, 43(4), 743-753.
- [59] Maresca, P., Gómez, E., Caja, J., Barajas, C., & Berzal, M. (2010). Use of coordinate measuring machines and digital optical machines for the geometric characterization of circumference arcs using the minimum zone method. *Measurement*, 43(6), 822-836.
- [60] Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & engineering chemistry research*, 53(6), 2498-2508.
- [61] Khennich, M., Galanis, N., & Sorin, M. (2016). Effects of design conditions and irreversibilities on the dimensions of ejectors in refrigeration systems. *Applied Energy*, 179, 1020-1031.
- [62] Haghparast, P., Sorin, M. V., & Nesreddine, H. (2018). Effects of component polytropic efficiencies on the dimensions of monophasic ejectors. *Energy Conversion and Management*, 162, 251-263.
- [63] Ameer, K., Aidoun, Z., & Ouzzane, M. (2016). Modeling and numerical approach for the design and operation of two-phase ejectors. *Applied Thermal Engineering*, 109, 809-818.
- [64] Maytal, B. Z. (2006). Real gas choked flow conditions at low reduced-temperatures. *Cryogenics*, 46(1), 21-29.
- [65] Adiga, K. C., Willauer, H. D., Ananth, R., & Williams, F. W. (2009). Implications of droplet breakup and formation of ultra fine mist in blast mitigation. *Fire Safety Journal*, 44(3), 363-369.
- [66] Pilch, M., & Erdman, C. A. (1987). Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. *International journal of multiphase flow*, 13(6), 741-757.

- [67] Chauvin, A., Daniel, E., Chinnayya, A., Massoni, J., & Jourdan, G. (2016). Shock waves in sprays: numerical study of secondary atomization and experimental comparison. *Shock waves*, 26(4), 403-415.
- [68] Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., & Inagaki, T. (2004). A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 965-973.
- [69] Narimani, E., Sorin, M., Micheau, P., & Nesreddine, H. (2019). Numerical Study of the Influence of the Primary Stream Pressure on the Performance of the Ejector Refrigeration System Based on Heat Exchanger Modeling. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 13(6), 449-454.
- [70] Yıldız, S. (2010). *Design and simulation of a vapor compression refrigeration cycle for a micro refrigerator* (Master's thesis, Middle East Technical University).
- [71] Admiraal, D. M., & Bullard, C. W. (1993). *Heat transfer in refrigerator condensers and evaporators*. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign..
- [72] Gullapalli, V. S. (2013). *Estimation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Compact Brazed Plate Heat Exchangers*. Lund University.
- [73] Chowdhury, J. I., Nguyen, B. K., Thornhill, D., Douglas, R., & Glover, S. (2015). Modelling of organic Rankine cycle for waste heat recovery process in supercritical condition. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 9(3), 477-482.
- [74] Schurt, L. C., Hermes, C. J., & Neto, A. T. (2009). A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *international journal of refrigeration*, 32(7), 1672-1682.
- [75] Bencharif, M., Nesreddine, H., Perez, S. C., Poncet, S., & Zid, S. (2020). The benefit of droplet injection on the performance of an ejector refrigeration cycle working with R245fa. *International Journal of Refrigeration*, 113, 276-287.
- [76] Ahmadi, P., Dincer, I., & Rosen, M. A. (2013). Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system. *Energy Conversion and Management*, 76, 282-300.