

Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température

Michel Wakim

▶ **To cite this version:**

Michel Wakim. Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thermique [physics.class-ph]. Université Paris sciences et lettres, 2017. Français. NNT : 2017PSLEM037 . tel-01778402

HAL Id: tel-01778402
https://pastel.hal.science/tel-01778402

Submitted on 25 Apr 2018

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

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

THÈSE DE DOCTORAT

de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température

Ecole doctorale n°432

Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Spécialité Energétique et Procédés

COMPOSITION DU JURY :

M. Pierre NEVEU
Université de Perpignan, Président

M. Marc CLAUSSE
INSA de Lyon, Rapporteur

M. Lionel ESTEL
INSA de Rouen, Rapporteur

Mme. Florine GIRAUD
Conservatoire National des Arts et Métiers, Examinateur

M. Jürg Alexander SCHIFFMANN
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Examinateur

M. Chakib BOUALLOU
Mines ParisTech, Examinateur

M. Rodrigo RIVERA TINOCO
Mines ParisTech, Examinateur

Soutenue par Michel **WAKIM**
le 15 Novembre 2017

Dirigée par
Chakib BOUALLOU
Rodrigo RIVERA TINOCO

MINES ParisTech | PSL RESEARCH UNIVERSITY PARIS

Résumé

Cette thèse vise à étudier la valorisation des rejets thermiques de basse température (inférieure à 100 °C) par les machines à absorption, dont principalement les transformateurs de chaleur à absorption (AHT) pour générer de la chaleur à une température plus élevée, et les cycles de réfrigération par absorption (ARC) pour la production de frigories. Les performances des machines à absorption sont exprimées suivant les températures et les COP qu'elles peuvent atteindre. Ces deux paramètres dépendent de l'architecture de la machine, des composants utilisés et de la paire de fluides réfrigérant-absorbant circulant dans la machine. L'objectif principal de ce travail est l'amélioration des performances en termes de COP, et des niveaux de températures atteignables par ces cycles. On cible une nouvelle génération des machines à absorption qui puisse améliorer la valorisation de la chaleur fatale.

Les cycles conventionnels simples, SAHT et SARC qui sont les plus utilisés dans l'industrie, fonctionnent à deux niveaux de pression, mais sont limités par leurs gammes de températures opératoires. Pour cela, toutes les configurations existantes des deux machines sont examinées afin de trouver le ou les architectures répondant aux contraintes demandées. Trois cycles sont retenus, dont le DAHT (transformateur de chaleur à absorption double) et l'EAHT (transformateur de chaleur à absorption-éjection) qui peuvent remplacer le SAHT, et l'EARC (cycle de réfrigération par absorption-éjection) qui peut remplacer le SARC. Les trois cycles obtenus transforme les machines à absorption de l'opération à deux niveaux de pression vers l'opération à trois niveaux de pression.

Indépendamment des architectures des cycles, les machines à absorption existantes rencontrent des problèmes de corrosion prématurée, de cristallisation de sels, de toxicité en cas de fuite et des niveaux de pression contraignants très éloignés de la pression atmosphérique. Ces problèmes sont causés par les fluides conventionnels, l'Eau/Bromure de lithium et l'Ammoniaque/Eau. Des modèles de conception ainsi que des solutions techniques, applicables avec tous les mélanges de fluides organiques, sont proposés. Ces modèles sont implémentés dans des outils d'aide à la décision. Le choix des fluides à tester est basé sur des critères techniques et des critères environnementaux.

Le choix des architectures et des paires de fluides de travail des cycles AHT et ARC n'est pas suffisant pour atteindre les objectifs ciblés. Il est donc nécessaire d'étudier les phénomènes qui se déroulent dans les composants des cycles peu étudiés, tels que l'absorption (existante dans tous les cycles à absorption), et le découplage en termes de pression entre l'évaporateur et l'absorbeur. Ainsi, on étudie l'absorption existante respectivement dans l'absorbeur (film tombant) et l'éjecteur liquide-vapeur, et la compression existante respectivement dans les éjecteurs liquide vapeur et vapeur-vapeur.

<u>Mots clés:</u> Absorbeur à film tombant, Ejecteur liquide-vapeur, Ejecteur vapeur-vapeur, Fluides organiques, Réfrigération par absorption, Transformateur de chaleur à absorption.

Remerciements

En préambule à ce mémoire, je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite des travaux effectués durant ces trois années.

Je tiens à remercier d'abord Chakib BOUALLOU, mon directeur de thèse pour son encadrement tout le long de la thèse.

Je remercie ensuite Rodrigo RIVERA TINOCO, mon maître de thèse, pour consacrer son temps à me fournir tous les conseils et le soutien dont j'avais besoin pour terminer mon projet à temps. Aussi bien que son soutien amical lorsque certaines tâches à accomplir semblaient impossibles.

Je remercie également les membres de jury: Pierre NEVEU pour avoir accepter d'assurer la présidence, Marc CLAUSSE et Lionel ESTEL pour le temps qu'ils ont consacré à la relecture et l'évaluation de mes travaux, Florine GIRAUD et Jürg Alexander SCHIFFMANN pour avoir examiné mon travail.

L'équipe du centre Efficacité Energétique des Systèmes, qui a créé un environnement approprié pour travailler.

Enfin, je remercie ma famille pour son support affectif continuel durant mon parcours.

Sommaire

RESUME ii
REMERCIEMENTS iii
SOMMAIRE iv
LISTE DES FIGURES vii
LISTE DES TABLEAUX x
NOMENCLATURE xi
INTRODUCTION GENERALE 1
CHAPITRE 1: ETAT DE L'ART SUR LES MACHINES A ABSORPTION 6
1. INTRODUCTION 6
2. THERMO-TRANSFORMATEUR DE CHALEUR PAR ABSORPTION 7
2.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT 7
2.2. PERFORMANCES D'UN SAHT 8
2.3. FLUIDES DE TRAVAIL 11
2.3.1. H2O-LIBR 11
2.3.2. NH3-H2O 11
2.3.3. PAIRES A REFRIGERANT TETRAFLUOROETHYLENE ET GLYCOL 12
2.3.4. COMBINAISON EAU-SEL 13
2.3.5. ADDITIFS 14
2.3.6. CONCLUSION 14
3. REFRIGERATION PAR ABSORPTION 15
3.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT 15
3.2. PERFORMANCES D'UN SARC 16
3.3. FLUIDES DE TRAVAIL 19
4. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DES MACHINES A ABSORPTION 20
4.1. MACHINES A ABSORPTION SIMPLE EFFET SAHT ET SARC 21
4.2. INFLUENCE DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT SUR LES PERFORMANCES D'UN SAHT 24
4.2.1. GAIN DE TEMPERATURE 24
4.2.2. TAUX DE CIRCULATION 25
4.2.3. COEFFICIENT DE PERFORMANCE 26
4.2.4. COEFFICIENT DE PERFORMANCE EXERGETIQUE 27
4.2.5. DESTRUCTION D'EXERGIE 28
4.3. INFLUENCE DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT SUR LES PERFORMANCES D'UN SARC 30
4.3.1. TAUX DE CIRCULATION 30
4.3.2. COEFFICIENT DE PERFORMANCE 31
4.3.3. COEFFICIENT DE PERFORMANCE EXERGETIQUE 33
4.3.4. DESTRUCTION D'EXERGIE 35
5. CONCLUSION 36
CHAPITRE 2 : CYCLES AVANCES ET NOUVEAUX FLUIDES DE TRAVAIL 38
1. INTRODUCTION 38
2. CYCLES AVANCES 39
2.1. TRANSFORMATEURS DE CHALEUR PAR ABSORPTION AVANCES 39
2.1.1. CYCLE DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR PAR ABSORPTION A DOUBLE EFFET (DEAHT) 39
2.1.2. CYCLE DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR PAR ABSORPTION A DOUBLE ETAGE (DSAHT) 40
2.1.3. CYCLE DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR PAR ABSORPTION DOUBLE (DAHT) 41
2.1.4. CYCLE DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR PAR ABSORPTION EJECTION (EAHT) 44
2.1.5. CHOIX DES CONFIGURATIONS A TESTER 45
2.2. CYCLES AVANCES DE REFRIGERATION PAR ABSORPTION 47
2.2.1. CYCLE DE REFRIGERATION PAR ABSORPTION A DOUBLE EFFET (DEARC) 47
2.2.2. CYCLE DE REFRIGERATION PAR ABSORPTION EJECTION (EARC) 49
2.2.3. DISCUSSION ET PROPOSITION D'UNE NOUVELLE CONFIGURATION 51

3. PAIRES DE FLUIDES CANDIDATS 55
3.1. CONTRAINTES 55
3.2. PROCEDURE DE CHOIX 56
4. CALCUL DES NOUVEAUX CYCLES ET LEURS FLUIDES DE TRAVAIL 56
4.1. CAS DES AHT 56
4.2. CAS DES ARC 59
5. CONCLUSION 60
CHAPITRE 3 : ABSORBEUR 63
1. INTRODUCTION 63
2. PHENOMENE D'ABSORPTION 63
3. ABSORBEUR A FILM TOMBANT 66
3.1. FACTEURS D'IMPACT SUR LES PERFORMANCES D'ABSORPTION 67
3.2. INSTABILITE DU FILM ET TAUX MINIMAL DE MOUILLAGE 68
3.3. MODELISATION D'UN ABSORBEUR A FILM TOMBANT 68
3.3.1. MODELES DETAILLES DES ABSORBEURS A TUBES HORIZONTAUX ET VERTICAUX DE SECTION RONDE 69
3.3.2. MODELES SIMPLIFIES D'UN ABSORBEUR TUBULAIRE A FILM TOMBANT 73
3.3.3. PROCEDURE DE RESOLUTION DES MODELES SIMPLIFIES 79
3.4. COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE MATIERE ET DE CHALEUR 83
3.4.1. COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE MATIERE 83
3.4.2. COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR 84
4. RESULTATS DE MODELISATION DES ABSORBEURS A FILM TOMBANT 85
5. CONCLUSION 89
CHAPITRE 4 : TRANSFERT DE MATIERE DANS L'EJECTEUR LIQUIDE-VAPEUR DE L'EAHT 91
1. INTRODUCTION 91
2. MODELISATION ET CONCEPTION PRELIMINAIRE 92
3. ECOULEMENT DU JET LIQUIDE INJECTE PAR LA BUSE PRIMAIRE 93
3.1. NOMBRES ADIMENSIONNELS CARACTERISTIQUES 95
3.2. MODELES D'ATOMISATION PRIMAIRE 96
3.2.1. MODELES BASES SUR DES CORRELATIONS ISSUES DE L'EXPERIENCE 96
3.2.2. MODELES BASES SUR LA THEORIE LINEAIRES DES INSTABILITES DU FLUIDE 97
3.3. DEFORMATION DES GOUTTES PRIMAIRES 98
3.4. MODELES D'ATOMISATION SECONDAIRE 99
3.4.1. TEMPS DE RUPTURE DES GOUTTES 101
3.4.2. MODELISATION DES REGIMES D'ATOMISATION SECONDAIRE 101
4. ABSORPTION DANS UN EJECTEUR A JET 106
5. CAS D'APPLICATION 109
6. GEOMETRIE ENTRE LA BUSE PRIMAIRE ET LA GORGE 111
6.1. EQUATIONS BILAN 112
6.2. MODELE DE TURBULENCE 112
6.3. PROPRIETES DU FLUIDE 113
6.4. CONDITIONS AUX LIMITES 113
6.5. ECOULEMENT EN SORTIE DE LA BUSE PRIMAIRE 113
7. CONCLUSION 116
CHAPITRE 5 : RAPPORT D'ENTRAINEMENT DE L'EJECTEUR VAPEUR-VAPEUR DANS L'EARC 118
1. INTRODUCTION 118
2. EVALUATION DES PERFORMANCES DE L'EJECTEUR 118
2.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT 118
2.2. PARAMETRES GEOMETRIQUES 119
2.3. L'ECOULEMENT DU FLUIDE 121
2.4. ONDE DE CHOC 121
3. MODELISATION D'UN EJECTEUR 122
3.1. LOIS DE CONSERVATION ET HYPOTHESES 122
3.2. MODELE 1-D ANALYTIQUE D'UN EJECTEUR 127

3.2.1. TUYERE PRIMAIRE SUPERSONIQUE 127
3.2.2. CHAMBRE DE MELANGE A PRESSION CONSTANTE 128
3.2.3. DIFFUSEUR SUBSONIQUE 131
4. SIMULATION DE L'ECOULEMENT (CFD) 132
4.1. PARAMETRES 132
4.1.1. DIMENSIONS INITIALES DE L'EJECTEUR 132
4.1.2. EQUATIONS BILAN 133
4.1.3. MODELE DE TURBULENCE 134
4.1.4. CONDITIONS AUX LIMITES 134
4.1.5. PROPRIETES DU FLUIDE 134
4.2. RESULTATS DES SIMULATIONS 135
4.2.1. INFLUENCE DES PARAMETRES GEOMETRIQUES 135
4.1.2. RAPPORT D'ENTRAINEMENT OPTIMAL 144
5. CONCLUSION 144
CONCLUSION GENERALE 146
BIBLIOGRAPHIE 149
ANNEXES 164
ANNEXE A : RESULTATS DE LA SIMULATION DU SAHT POUR DIFFERENTES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT 164
ANNEXE B : RESULTATS DE LA SIMULATION DU SARC POUR DIFFERENTES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT 167
ANNEXE C : LISTE DES FLUIDES POTENTIELLEMENT UTILISABLES DANS LES CYCLES A ABSORPTION (TOUS LES FLUIDES POSSEDENT UN ODP=0) 175
ANNEXE C.1 : PROPRIETES THERMO-PHYSIQUES DES FLUIDES 175
ANNEXE C.2 : PROPRIETES DE TOXICITE, INFLAMMABILITE ET REACTIVITE DES FLUIDES 179
ANNEXE D : CALCUL D'UN ABSORBEUR ADIABATIQUE 184

Liste des figures

Figure 1: Evolution de la production d'énergie primaire en France par type de source [1] 1
Figure 2: Répartition de la consommation d'énergie primaire en France (2015) [1] 2
Figure 3: Consommation finale de l'industrie en France par énergie [2] 2

Figure 1.1: Schéma simplifié d'un transformateur de chaleur à absorption simple effet (SAHT) 7
Figure 1.2: Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet (SARC – Simple Absorption Refrigeration Cycle) 16
Figure 1.3: Variation du gain de température (GT) en fonction de la température opératoire du générateur et de l'évaporateur 25
Figure 1.4: Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur 25
Figure 1.5: Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température de l'absorbeur 26
Figure 1.6: Variation du COP en fonction de la température de l'absorbeur 26
Figure 1.7: Variation du COP en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur 27
Figure 1.8: Variation de l'ECOP en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur 27
Figure 1.9: Variation de l'ECOP en fonction de la température de l'absorbeur 28
Figure 1.10: DE relative des différents composants (absorbeur, générateur et évaporateur) pour différentes conditions de fonctionnement 29
Figure 1.11: Variation de la DE relative du générateur et de l'absorbeur en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur 29
Figure 1.12: Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température de l'évaporateur 30
Figure 1.13: Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur 31
Figure 1.14: Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du générateur 31
Figure 1.15: Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur 32
Figure 1.16: Variation du COP en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur 32
Figure 1.17: Variation du COP en fonction de la température du générateur 33
Figure 1.18: Variation de l'ECOP en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur 33
Figure 1.19: Variation de l'ECOP en fonction de la température du générateur 34
Figure 1.20: Variation de l'ECOP en fonction de la température de l'évaporateur 35
Figure 1.21: DE relative des différents composants (absorbeur, générateur et évaporateur) pour différentes conditions de fonctionnement 35

Figure 2.1: Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption à double effet 39
Figure 2.2: Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption à double étages 40
Figure 2.3: Schéma du transformateur de chaleur par absorption double présenté par Rivera et al. [92, 93] (type a) 42
Figure 2.4: Schéma du transformateur de chaleur par absorption double présenté par Zhao et al. [94, 95] (type b) 42
Figure 2.5: Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption double présenté par Zhao et al. [94, 95] (type c) 43
Figure 2.6: Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption - éjection 44
Figure 2.7: Schéma d'un cycle de réfrigération par absorption à double effet pour NH3-H2O 48
Figure 2.8: Schéma d'un cycle de réfrigération par absorption à double effet pour H2O-LiBr 48
Figure 2.9: Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Kuhlenschmidt [111] 49
Figure 2.10: Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Chung et al [112] 50
Figure 2.11: Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Aphornratana et Eames [114] 50
Figure 2.12: Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection vapeur-vapeur 53
Figure 2.13: Variation du COP en fonction de w à Tev =-20°C et Tge=65°C 60
Figure 3.1: Schéma représentatif montrant le processus d'absorption adiabatique (1) et diabatique (2) 65
Figure 3.2: Courbes composites d'une absorption diabatique 65
Figure 3.3: Diagramme de phase montrant le processus d'absorption adiabatique et d'échange de chaleur séquentiels 66
Figure 3.4: Courbes composites d'une absorption adiabatique et d'échange de chaleur séquentiels 66
Figure 3.5: Différents modèles d'un absorbeur à film tombant à A) tube de section ronde, B) segment plat, C) plan vertical 69
Figure 3.6: Configurations d'un tube horizontal de section ronde d'un absorbeur à film tombant 70
Figure 3.7: Configuration d'un tube vertical de section ronde dans un absorbeur à film tombant 72
Figure 3.8: Schéma représentatif du fluide caloporteur dans un absorbeur à film tombant vertical 73
Figure 3.9: Schéma d'une série de tubes horizontaux 74

Figure 3.10: Modèle physique d'un film tombant sur un tube..... 74
Figure 3.11: Organigramme qui présente la méthode de résolution de l'absorbeur à film tombant horizontal..... 80
Figure 3.12: Organigramme qui présente la méthode de résolution de l'absorbeur à film tombant vertical..... 82
Figure 3.13: Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant pour le cas 1 avec l'absorption adiabatique séquentielle (rouge) par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange) 86
Figure 3.14: Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant (vert-superposée à la courbe d'équilibre L-V) pour le cas 1 avec le film tombant par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange) 87
Figure 3.15: Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant pour le cas 2 pour les deux types d'absorption par rapport à la courbe d'un fluide caloporteur changeant de phase (orange) 87
Figure 3.16: Représentation graphique du transfert de chaleur pour le cas 1 pour les deux types d'absorption par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange)..... 88
Figure 3.17: Représentation graphique du transfert de chaleur pour le cas 2 pour les deux types d'absorption..... 88
Figure 3.18: Longueurs des tubes vertical et horizontal à différents diamètres et puissances thermiques pour le cas de transfert de chaleur à un caloporteur augmentant sa température (chaleur sensible)..... 89
Figure 3.19: Longueurs des tubes vertical et horizontal à différents diamètres et puissances thermiques pour le cas de transfert de chaleur à un caloporteur qui se vaporise (chaleur latente)..... 89

Figure 4.1: Schéma représentatif de l'EAHT et son éjecteur à jet..... 91
Figure 4.2: Forme générale de la courbe de dispersion [139]..... 94
Figure 4.3: Schéma représentatif du modèle d'atomisation de Reitz [147]..... 97
Figure 4.4: Mécanismes d'atomisation secondaire en fonction des nombres adimensionnels We et Oh, compilées par Faeth et al [155]..... 100
Figure 4.5: Régimes d'atomisation secondaire (à partir de [156]..... 100
Figure 4.6: Concept de rupture catastrophique [156]..... 105
Figure 4.7: Représentation de la théorie de Higbie..... 108
Figure 4.8: Représentation graphique des possibles parcours phénoménologiques d'absorption et de compression dans l'éjecteur..... 110
Figure 4.9: Modèle éjecteur liquide-vapeur..... 112
Figure 4.10: Profils de vitesse [m/s] d'un éjecteur de Ln-t =15mm et θ=50°C et effets de la position d'installation (verticale et horizontale)..... 114
Figure 4.11: Profils de vitesse [m/s] des cas dont θ=50° et la longueur de 10 à 25 mm..... 114
Figure 4.12: Vecteurs de vitesse pour les cas de θ=50° et la longueur de 10 à 25 mm..... 115
Figure 4.13: Profils de vitesse [m/s] pour les cas de Ln-t=15mm..... 115
Figure 4.14: Vecteurs de vitesse pour les cas de Ln-t=15mm..... 116

Figure 5.1: Schéma représentatif des profils des vitesses et des pressions dans un éjecteur vapeur-vapeur..... 119
Figure 5.2: Volume de contrôle divergent pour un écoulement 1-D..... 123
Figure 5.3: Profile de pression pour un écoulement isentropique à travers une tuyère de Lavale [182]..... 124
Figure 5.4: Formes des tuyères pour des écoulements subsonique et supersonique..... 126
Figure 5.5: Tuyère primaire convergente-divergente pour un écoulement supersonique..... 128
Figure 5.6: Modèle d'un éjecteur à chambre de mélange à pression constante..... 129
Figure 5.7: Volume de contrôle d'une chambre de mélange à pression constante..... 129
Figure 5.8: Maillage de l'éjecteur..... 133
Figure 5.9: Variation du rapport d'entrainement en fonction du diamètre de la gorge..... 135
Figure 5.10: Profils de Ma pour les éjecteurs à différents diamètres de gorge de la zone à section constante..... 136
Figure 5.11: Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur de la gorge..... 136
Figure 5.12: Profils de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante..... 137
Figure 5.13: Profils de pression statique [Pa] pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante..... 137
Figure 5.14: Profils de pression statique [Pa] pour les éjecteurs à différents angles de divergence de la tuyère primaire..... 138
Figure 5.15: Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante..... 139
Figure 5.16: Variation du rapport d'entrainement en fonction de l'angle du diffuseur..... 139

Figure 5.17: Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différents angles du diffuseur..... 140
Figure 5.18: Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur du diffuseur..... 140
Figure 5.19: Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs du diffuseur..... 141
Figure 5.20: Variation du rapport d'entrainement en fonction de l'angle de la chambre de mélange..... 141
Figure 5.21: Vecteurs vitesse dans la chambre de mélange pour les éjecteurs à différents angles de la chambre de mélange..... 142
Figure 5.22: Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différents angles de la chambre de mélange..... 142
Figure 5.23: Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur de la chambre de mélange..... 143
Figure 5.24: Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de la chambre de mélange..... 143

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Résumé des propriétés des paires de fluides principalement utilisées dans les SAHT..... 15
Tableau 1.2: Bilans massique, énergétique et exergétique des composants dans les machines à absorption à simple effet..... 21
Tableau 1.3: Conditions de fonctionnement considérées pour le calcul du SAHT..... 24
Tableau 1.4: Conditions de fonctionnement considérées pour le calcul du SAHT..... 30

Tableau 2.1: Equations des bilans de matière et d'énergie des composants dans les machines à absorption à double absorption (DAHT) et à absorption éjection (EAHT)..... 46
Tableau 2.2: Comparaison des caractéristiques et des performances des cycles de réfrigération à absorption..... 51
Tableau 2.3: Equations des bilans de matière et d'énergie des composants dans les machines à absorption à éjecteur vapeur-vapeur..... 54
Tableau 2.4: Les couples réfrigérant-absorbant testés pour les deux cycles d'AHT..... 57
Tableau 2.5: La liste des paires retenues d'après les résultats des calculs des cycles EAHT et DAHT..... 58
Tableau 2.6: Résultats obtenus avec EAHT et DAHT à différentes températures de source de chaleur pour une tab=130°C..... 58
Tableau 2.7: Liste des couples testés pour l'EARC..... 59
Tableau 2.8: Niveaux de pression des réfrigérants à des différents niveaux de température..... 59
Tableau 2.9: Pression maximale des réfrigérants pour une température de condensation de 28°C..... 60

Tableau 3.1: Coefficients A et b du nombre de Sherwoood en fonction du nombre de Schmidt [129]..... 83
Tableau 3.2: Coefficients C et m en fonction du nombre de Reynolds [131]..... 84
Tableau 3.3: Conditions aux limites à l'entrée et la sortie de l'absorbeur..... 85
Tableau 3.4: Conditions du fluide caloporteur dans les deux cas..... 85

Tableau 4.1: Diamètre des formes de ruptures observées lors du régime multi-mode, We <40..... 103
Tableau 4.2: Gamme de nombre de Weber et temps d'atomisation pour le régime multi-mode..... 103
Tableau 4.3: Propriétés aux limites de l'éjecteur liquide-vapeur..... 109
Tableau 4.4: Valeurs de Sh obtenus à partir des deux modèles de calcul de l'atomisation primaire..... 109
Tableau 4.5: Dimensions de l'éjecteur étudié..... 112
Tableau 5.1: Dimensions fixes de l'éjecteur pour tous les cas de simulations..... 133
Tableau 5.2: Dimensions variables de l'éjecteur pour tous les cas de simulation..... 133
Tableau 5.3: Conditions aux limites de l'éjecteur..... 134
Tableau 5.4: COP obtenus avec les rapports d'entrainements maximaux..... 144

Nomenclature

Symbole	Définition
A	Section [m^2]
A*	Section à la vitesse sonique [m^2]
AHT	Transformateur de chaleur par absorption
ARC	Cycle de réfrigération par absorption
a	Rayon du jet liquide non perturbé [m^2]
$\dot{a}$	Constante utilisée dans l'équilibre température-concentration de l'absorbant
Bo	Nombre d'ébullition
$\dot{b}$	Constante utilisée dans l'équilibre température-concentration de l'absorbant [K^{-1}]
COP	Coefficient de performance
C_A	Concentration massique de la solution en réfrigérant
C_{Ai}	Concentration massique en réfrigérant à l'interface
C_{Ao}	Concentration massique en réfrigérant de référence
C_d	Coefficient de décharge
C_p	Chaleur spécifique [$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$]
c	Vitesse du son [$m.s^{-1}$]
c_T	Coefficient chaleur spécifique de la solution [$kJ.kg^{-1}K^{-1}$]
c_w	Coefficient chaleur spécifique de la solution [$kJ.kg^{-1}$]
D	Diffusivité massique [m^2s^{-1}]
DAHT	Transformateur de chaleur à absorption double
DE	Destruction d'exergie [kW]
DEAHT	Transformateur de chaleur à absorption double effet
DEARC	Cycle de réfrigération par absorption à double effet
DP	Perte de charge [Pa]
d	Diamètre du tube [m]
d_0	Diamètre initial de la goutte [m]
d_{32}	Diamètre moyen de Sauter [m]
d_c	Diamètre critique de la goutte [m]
d_h	Diamètre hydraulique [m]
E	Exergie [$kJ.kg^{-1}$]
EAHT	Transformateur de chaleur à absorption-éjection
EARC	Cycle de réfrigération par absorption-éjection
ECOP	Coefficient de performance exergétique
G	Accélération de surface [$m.s^{-2}$]
GT	Gain de température [°C]
GWP	Potentiel de réchauffement planétaire
g	Accélération de la pesanteur [$m.s^{-2}$]
He	Constante de la loi d'Henry
h	Enthalpie spécifique [$kJ.kg^{-1}$]
h_{ab}	Enthalpie spécifique d'absorption [$kJ.kg^{-1}$]
h_{vs}	Différence entre l'enthalpie spécifique de vapeur et l'enthalpie de la solution [$kJ.kg^{-1}$]
k	Conductivité thermique [$W.m^{-1}K^{-1}$]
$\acute{k}$	Nombre d'onde
K_m	Coefficient de transfert de masse [ms^{-1}]
K_{ef}	Coefficient de transfert de masse effective [ms^{-1}]
K_La	Coefficient de transfert de masse volumique [s^{-1}]
L	Longueur du tube [m]
L_c	Longueur caractéristique [m]
L_{it}	Longueur de l'entre tubes [m]
L_p	Longueur effective [m]
Ma	Nombre de Mach
$\bar{\dot{m}}$	Taux moyen de transfert de masse [$kg.s^{-1}$]
$\dot{m}$	Débit massique [$kg.s^{-1}$]
$\dot{m}_l$	Débit massique de l'absorbant [$kg.s^{-1}$]

m_v	Taux d'absorption de vapeur à l'interface [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
N	Nombre total des tubes
N_A	Flux de mqtière [$kg.\ s^{-1}.m^{-2}$]
Nu	Nombre de Nusselt
ODP	Potentiel de déplétion ozonique
Oh	Nombre d'Ohnesorge
P	Pression [Pa]
P*	Pression à la vitesse sonique [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Puissance de chaleur [kW]
R	Constante universelle des gaz parfaits [$J.K^{-1}.mol^{-1}$]
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
r	Rayon [m^{-1}]
r_i	Rayon intérieur du tube [m^{-1}]
r_0	Rayon extérieur du tube [m^{-1}]
Sc	Nombre de Schmidt
Sh	Nombre de Sherwood
T	Température [°C]
T*	Température à la vitesse sonique [°C]
TC	Taux de circulation
t	Temps [s]
t*	Temps caractéristique de rupture [s]
t_c	Temps de contact [s]
U	Coefficient de transfert de chaleur [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
U_g	Coefficient de transfert de chaleur global [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
U_i	Coefficient de transfert de chaleur entre la solution et la paroi [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
U_o	Coefficient de transfert de chaleur entre l'interface et la solution [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
U_v	Coefficient de transfert de chaleur de la vapeur [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
V	Vitesse suivant la direction de l'écoulement [$m.s^{-1}$]
V_x	Vitesse suivant la direction de l'écoulement dans l'axe x [$m.s^{-1}$]
V_y	Vitesse perpendiculaire à la direction de l'écoulement [$m.s^{-1}$]
W	Travail [kW]
w	Rapport d'entrainement
X	Concentration massique en absorbant dans la solution
x	Titre de vapeur
x	Axe suivant la direction de l'écoulement [m]
x_L	Concentration massique du réfrigérant dans la phase liquide
X_G	Concentration massique du réfrigérant dans la phase vapeur
y	Axe perpendiculaire à l'écoulement [m]
z	Axe suivant la longueur du tube[m]

Symboles grecs

Symbole	**Définition**
α	Diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]
α_1, α_2	Racines de l'équation quadratique
Γ	Débit périphérique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
δ	Epaisseur du film [m]
ν	Viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]
μ	Viscosité dynamique [$kg.\ m^{-1}.s^{-1}$]
ρ	Densité [$kg.m^{-3}$]
ρ*	Densité à la vitesse sonique [$kg.m^{-3}$]
Θ	Angle [radian]
φ	Potentiel moteur de la température [°C]
ψ	Potentiel moteur de la concentration [kg absorbant/kg solution]

γ	Indice adiabatique
$\dot{\eta}$	Rendement isentropique
η	Taux de croissance des perturbations du jet
η_0	Taux de croissance des perturbations à l'état initial du jet
ξ	Taux de croissance d'une perturbation sinusoïdale
ξ_0	Amplitude de perturbation sinusoidale initiale
Ω	Coefficient de perturbation d'un jet liquide
λ	Longueur d'onde [m]
σ	Tension de surface [N.m]
ε	Taux de compression

Indices

Symbole	**Définition**
ab	Absorbeur
ae	Absorbeur-évaporateur
cal	Fluide caloporteur
co	Condenseur
d	diffuseur
de	détendeur
e	Entrée
ec	Echangeur de chaleur interne
ef	Effective
ev	Evaporateur
G	Gaz
g	Goutte
ge	Générateur
go	Gorge
if	Interface
inj	Injection
is	Isentropique
it	Entre les tubes
L	liquide
m	Moyenne, mélange
max	Maximal
min	Minimal
n	Nombre du tube
0	L'ambiant/Référence
p	Primaire
pa	Paroi
po	Pompe
ref	Réfrigérant
tot	Total
tr	Section transversale
s	Sortie, secondaire
sol	Solution
v	Vapeur
vs	Solution-vapeur

Introduction générale

En fonction de sa consommation, l'énergie peut être classée en deux catégories : la consommation d'énergie primaire et celle d'énergie finale. L'énergie primaire correspond aux sources d'énergie disponibles dans la Terre et utilisables directement. Tel est le cas du pétrole, de la biomasse, de l'hydraulique, de l'éolien, de la géothermie, de l'énergie solaire, entre autres. L'énergie finale est une partie de l'énergie primaire transformée qui correspond aux produits énergétiques fournis au consommateur, tel est le cas, par exemple, de l'électricité. Dans certains cas, le produit énergétique final est identique au produit primaire, mais très fréquemment l'énergie finale résulte d'une transformation à partir de l'énergie primaire. Indépendamment de la catégorie d'énergie, elle est utilisée sous différentes formes et avec divers objectifs : fournir de la chaleur, fournir du froid, fournir de l'énergie mécanique, et fournir de l'énergie électrique.

La différence quantitative entre l'énergie primaire et l'énergie finale produite dans l'industrie est liée aux consommations et aux pertes spécifiques dans les systèmes de production, de transport et de distribution. À la suite de la mise en place du programme nucléaire, la production nationale d'énergie primaire en France est passée de 44 Mtep en 1973 (dont 9 % de nucléaire) à 140 Mtep en 2015 (dont 81,5 % de nucléaire) (Figure 1). La production de pétrole, de charbon et de gaz naturel a poursuivi un déclin constant. La production primaire d'énergie d'origine renouvelable progresse régulièrement depuis le milieu des années 2000, notamment avec le développement de l'éolien, du photovoltaïque, des biocarburants ou encore du biogaz.

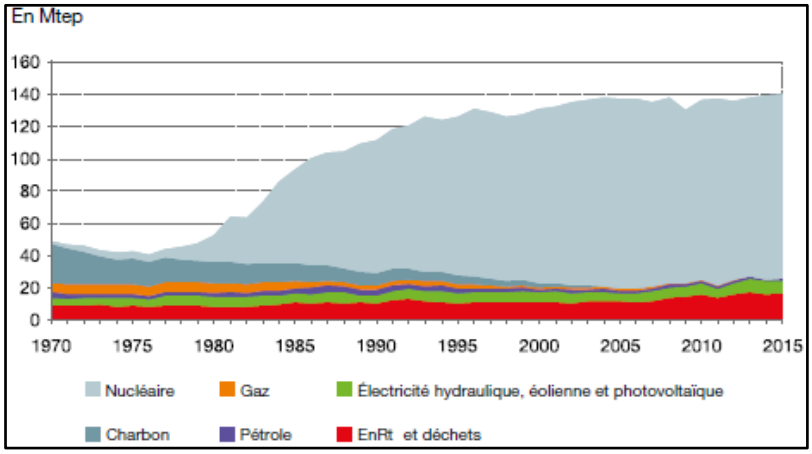


Figure 1 : Evolution de la production d'énergie primaire en France par type de source [1].

Le mix énergétique de consommation de la France se compose en 2015 de 42 % de nucléaire (électricité primaire non renouvelable), de 30 % de pétrole, de 14 % de gaz, de 3 % de charbon et de 9 % d'énergies renouvelables et déchets (Figure 2). Utilisé principalement pour le chauffage, le bois-énergie demeure la première source d'énergie renouvelable consommée en France, loin devant l'électricité d'origine hydraulique.

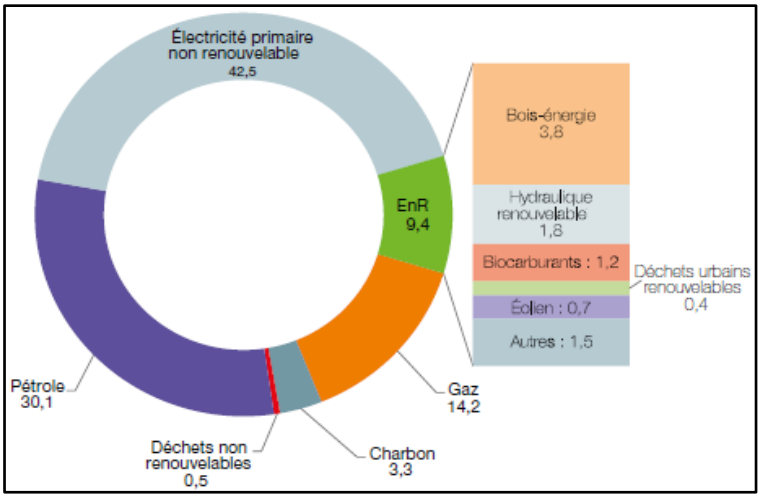


Figure 2 : Répartition de la consommation d'énergie primaire en France 2015 [1] .

La consommation énergétique du secteur industriel français représente 21 % (équivalent à 28,4 Mtep) de la consommation nationale totale d'énergie. Le gaz et l'électricité (Figure 3) y sont devenus les premières sources d'énergie, alors que le pétrole et le charbon n'en représentent plus que 14 % et 16 % respectivement. La part des énergies renouvelables et des déchets s'élève à 6 %. La consommation énergétique de l'industrie dépend de l'évolution de l'activité des différentes filières industrielles. Les fours (40 %) et les séchoirs (21 %) sont des opérations unitaires ayant une forte demande énergétique. En 2014, les secteurs les plus énergivores sont encore [2] :

- l'industrie chimique (26 %) ;
- l'industrie agro-alimentaire (16 %) ;
- la sidérurgie (15 %) ;
- l'industrie du caoutchouc, plastique, et autres produits minéraux non métalliques (14 %) ;
- l'industrie du papier et carton (9 %) ;
- la mécanique-fonderie (8 %).

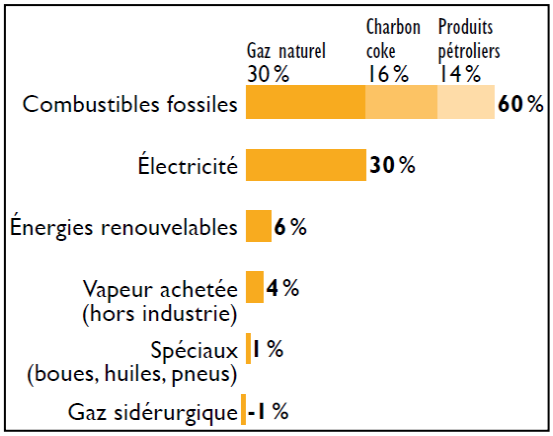


Figure 3 : Consommation finale de l'industrie en France par énergie [2].

Dans tout processus industriel, une quantité d'énergie est toujours consommée. Le rendement d'une transformation d'énergie n'est jamais égal à 100 %. Quel que soit le processus industriel, il y a des pertes d'énergie. Par exemple :

- Le rendement d'un moteur classique thermique est compris entre 25 % et 30 %.

- La production de carburant à partir du pétrole a un rendement énergétique d'un peu plus de 80 %.
- La production d'électricité a un rendement énergétique de l'ordre de 39 %, du fait des pertes dans la production dans des cycles thermodynamiques et du transport par le réseau électrique.

L'efficacité énergétique est quantifiée par la consommation énergétique finale nécessaire pour la production d'un produit. L'amélioration de l'efficacité énergétique désigne l'état de fonctionnement pour lequel la consommation énergétique serait réduite pour le même service rendu. Pour augmenter l'efficacité énergétique, on peut agir de deux façons idéalement mises en place simultanément :

- Augmenter la part de la valorisation des pertes énergétiques dans le système par une reconversion en énergie utile.
- Diminuer la consommation d'énergie exogène.

Le contexte énergétique et environnemental au début du XXIe siècle est marqué par : (1) l'épuisement progressif, incertain quant à l'échéance, des ressources planétaires de pétrole et de gaz naturel à l'horizon de quelques décennies ; (2) l'impact des Gaz à Effet de Serre sur l'avenir climatique, bien connu dans son mécanisme mais incertain quant à l'échéance et quant à la nature et à la sévérité des conséquences. Sur le plan environnemental, les émissions de CO_2 sont principalement dues au fait de la combustion des énergies fossiles dans les secteurs du transport, du bâtiment et de l'industrie. On estime que l'impact sur notre planète de la chaleur générée par les activités humaines s'élève à 0,028 W/m2 [3], alors que les gaz à effets de serre émis lors de ces mêmes activités contribuent pour 2,9 W/m2 [3].

La réduction des émissions de gaz à effet de serre et l'amélioration de l'efficacité énergétique peuvent être partiellement atteintes à travers la valorisation de la chaleur fatale. La Programmation Pluriannuelle des investissements de production de chaleur (« PPI chaleur ») pour la période 2009-2020 donne la définition suivante : « *Par chaleur fatale, on entend une production de chaleur dérivée d'un site de production, qui n'en constitue pas l'objet premier, et qui, de ce fait, n'est pas nécessairement récupérée* » [4]. Et donc, la chaleur fatale désigne l'énergie rejetée dans l'environnement sous forme de chaleur à des températures plus ou moins importantes. Le niveau de température est une caractéristique importante dans la stratégie de valorisation de la chaleur fatale. Dans l'industrie, la chaleur fatale se trouve principalement sous trois formes de rejets : gazeuse, liquide, ou diffuse, avec des niveaux de température s'échelonnant entre 30°C et 500°C. En 2015, l'ADEME estime un rejet de « chaleur fatale » industrielle de 51 TWh, soit environ 16 % de l'énergie fossile consommée par l'industrie [5]. Il faut distinguer entre la récupération et la valorisation de chaleur. En effet, la *récupération de chaleur* représente les inévitables rejets thermiques dégagés par un procédé qui sont réinjectés dans le même procédé, sans grand décalage de temps. La formule idéale consiste à faire coïncider source et récepteur de chaleur en temps et en quantité pour obtenir un meilleur rendement de l'installation. La *valorisation de la chaleur* représente les rejets thermiques inévitables dégagés par un procédé et qui sont réinjectés dans d'autres procédés, sans ou avec décalage dans le temps. La chaleur fatale peut être valorisée de différentes manières. Il peut s'agir d'une valorisation directe secondaire via un réseau des échangeurs de chaleur pour le chauffage de bâtiments, ou d'une valorisation indirecte par cogénération/trigénération pour la production de

l'électricité, ou du froid (cycles de réfrigération par absorption ou compression), ou du chaud (cycles de pompes à chaleur ou transformateurs de chaleur par absorption).

D'après les différentes techniques utilisées pour la valorisation de la chaleur fatale, cette thèse s'intéresse à la production de la chaleur et du froid par les machines à absorption. Ces machines, dont les transformateurs de chaleur (AHT) et les machines de réfrigération (ARC), sont des machines tri-thermes qui utilisent fréquemment une paire de fluides réfrigérant et absorbant dont le premier est le plus volatil. Elles fonctionnent à deux niveaux de pression, selon les mêmes principes de fonctionnement que les machines à compression mécanique. Une différence majeure est le remplacement du compresseur mécanique par un nombre d'opération unitaires constituant un compresseur chimique. La compression chimique est basée sur le principe que la solution réfrigérant-absorbant absorbe une quantité de vapeur réfrigérante dans un absorbeur et sépare la même quantité de vapeur réfrigérante dans un générateur. Les deux phénomènes se déroulent à des niveaux de pression différents et une pompe permet le passage avec une fiable consommation d'énergie du niveau de basse pression à celui à haute pression.

Ces machines présentent plusieurs verrous technologiques et phénoménologiques lorsqu'elles sont utilisées pour valoriser la chaleur fatale basse température. Principalement, on parle des limites dans les intervalles de conditions opératoires de ces machines. En utilisant une source de chaleur fatale inférieure à 100°C, l'AHT pourrait théoriquement pomper la chaleur jusqu'à 120°C et l'ARC produirait des frigories à une température minimale de -15°C. Ces limites sont principalement causées par les architectures des machines utilisées, les cycles à simple effet, dont le SAHT et le SARC. Cette limitation est aussi causée par l'utilisation de fluides de travail incommodes, qui ont des COP acceptables, mais des propriétés qui limitent leurs applications. Les paires le plus couramment utilisées sont H_2O-LiBr et NH_3-H_2O. Le générateur d'une machine opérant avec la première paire fonctionne à pression sous-atmosphérique. Cette paire provoque des problèmes de corrosion prématurée des pièces métalliques et de cristallisation à des températures des températures proches de 0°C [6]. La seconde paire est toxique et corrosive, l'absorbeur des machines fonctionne à haute pression (30-80 bars) [7] et est limitée en termes de température de la chaleur rendue utile par la température critique de l'ammoniac (132,5 °C).

L'objectif principal de cette thèse est l'amélioration de la valorisation de la chaleur fatale par l'AHT et l'ARC. On parle ainsi de l'augmentation des COP obtenus et de l'élargissement des intervalles des conditions opératoires des machines. Pour cela la thèse est divisée en deux parties :

- La première partie, comprenant les chapitres 1 et 2, vise à étudier les architectures des cycles à absorption et les paires de fluides réfrigérant-absorbant qui pourraient remplacer celles conventionnellement utilisées. Dans ces deux chapitres, les AHT et les ARC sont traités séparément. Pour cela, pour chacun des cycles, deux revues bibliographiques sont réalisées dans le chapitre 1. La première présente l'état de l'art des cycles simples dans le but de trouver les opérations unitaires critiques sur le fonctionnement des machines, et de déceler les pistes d'amélioration des performances des cycles. La deuxième revue présente l'état de l'art des travaux réalisés sur les paires de fluides réfrigérant-absorbant utilisés. L'objectif est de contourner les inconvénients des paires utilisées et de lister des paires ayant le potentiel de remplacer celles conventionnellement utilisées. La synthèse faite dans le chapitre 1 est utilisée dans le chapitre 2, où les architectures de cycle existantes sont évaluées et des

nouvelles sont proposées. Dans ce chapitre sont présentés les résultats d'un algorithme élaboré pour la recherche des fluides binaires organiques ayant le potentiel à remplacer les paires utilisées. Cette sélection est basée sur le niveau de performance de la paire et les contraintes industrielles qui incluent le niveau d'acceptabilité de toxicité des fluides, leur inflammabilité, leur réactivité, l'ODP, le GWP, les points critiques et les points triples.

- La deuxième partie comprend les chapitres 3, 4 et 5. L'objectif principal de cette partie est d'étudier les phénomènes se déroulant dans les opérations unitaires identifiées ayant un impact majeur sur la performance énergétique des cycles à absorption. Tout d'abord, dans le chapitre 3, l'absorbeur est étudié. Parmi les différents modèles de colonnes d'absorption déjà appliquées dans l'industrie, l'absorbeur à film tombant précédé d'une étape d'absorption adiabatique est choisi pour transférer la chaleur utile à un fluide caloporteur. L'absorbeur à film tombant offre l'avantage de la simultanéité des phénomènes de transferts de masse et de chaleur. Le modèle réalisé dans ce chapitre offre un dimensionnement des absorbeurs à film tombant. La pertinence sur des cas d'application et les différents avantages des absorbeurs diabatiques vis à vis les absorbeurs adiabatiques sont ainsi présentés.

  Dans le chapitre 4, une opération unitaire clé pour les cycles AHT est proposée et étudiée. En effet, il s'agit d'un éjecteur liquide-vapeur (éjecteur à jet liquide), qui représente une contribution majeure dans le domaine des cycles de thermo-transformation de chaleur à absorption-éjection (EAHT). L'importance de ce composant est qu'il permet au cycle d'opérer à trois niveaux de pression au lieu de deux sans l'ajout de complexité opératoire à la machine. Il joue le rôle d'un compresseur mécanique tout en offrant l'avantage de ne pas dépenser de l'énergie électrique ni d'avoir des pièces tournantes. Dans ce chapitre, le dimensionnement de ce composant est réalisé tout en tenant compte des phénomènes importants, c'est-à-dire, l'atomisation du jet liquide et l'absorption de la vapeur du réfrigérant par le mélange liquide composé de réfrigérant et d'absorbant.

  Dans le chapitre 5, le travail de thèse contribue à l'avancée des cycles à absorption de réfrigération par l'étude des phénomènes d'écoulement dans les éjecteurs vapeur-vapeur considérant les nouvelles paires de fluides à utiliser dans les cycles. L'éjecteur vapeur-vapeur (éjecteur supersonique) se trouve dans le cycle de réfrigération par absorption-éjection original proposé (EARC). Ce type d'éjecteur possède les mêmes avantages que l'éjecteur à jet liquide. La spécificité de cet éjecteur est l'écoulement à vitesse supersonique qui a un impact important sur les performances des cycles. Cette vitesse crée des ondes de choc dans l'éjecteur. Un travail d'optimisation est fait afin d'améliorer les performances de l'éjecteur, quantifiées par le rapport d'entrainement des gaz. L'optimisation du rapport d'entrainement est réalisée en variant les dimensions de la géométrie de l'éjecteur. Cette étude est conduite en CFD par l'intermédiaire du logiciel Fluent 15.0.

Chapitre 1: Etat de l'art sur les machines à absorption

1. Introduction

Les machines à absorption sont une invention ancienne qui remonte au milieu du 19ème siècle. Aujourd'hui, elles sont utilisées dans les domaines de la réfrigération, de la climatisation, de la production de chaleur et de la valorisation de la chaleur fatale. Malgré le temps écoulé depuis leur invention, leur évolution est restée très limitée (sauf en Asie où les machines à absorption sont utilisées dans la réfrigération) et leur utilisation est peu répandue dans l'industrie pour la valorisation de chaleur fatale à basse température (<100°C). Depuis la crise pétrolière des années 1970, les besoins d'économiser l'énergie dans l'industrie ont connu une croissance rapide. Simultanément, un regain d'intérêt a été porté aux machines à absorption, en tant que moyen pour récupérer l'énergie thermique. Malgré la capacité des machines à absorption de réduire la consommation d'énergie primaire, ces cycles thermodynamiques sont rarement utilisés dans les industries de transformation par rapport aux cycles de pompes à chaleur à compression mécanique. Une raison bien connue du récent regain d'intérêt pour les cycles thermiques d'absorption est l'évolution dans la réglementation environnementale qui cible la réduction de l'impact des fluides de travail utilisés sur la destruction de la couche d'ozone et le haut potentiel de réchauffement global (PRG). Ces impact négatifs sont induits principalement par les carbures chloro-fluorés (CFC) utilisés dans la majorité des pompes à chaleur mécaniques. Une autre raison qui signifie ce récent intérêt pour les machines à absorption est le potentiel de ces machines pour valoriser la chaleur fatale basse température avec une très faible consommation de l'énergie primaire. Ce potentiel leur permettrait de remplacer les machines à compression. Les thermo-transformateurs de chaleur à absorption remplaceraient les PAC à compression pour la production de la chaleur utile et les machines de réfrigération par absorption remplaceraient les machines de réfrigération par compression pour la production du froid.

En général, les machines à absorption se distinguent des machines à compression mécanique par leur capacité de comprimer le fluide de travail sans l'intermédiaire d'un travail de compression mécanique de gaz. Les machines à absorption peuvent s'adapter de façon intrinsèque à des changements opérationnels sans affecter les performances du système. Parmi les autres avantages des machines à absorption, on peut citer leur facilité d'intégration à divers procédés industriels, la capacité d'atteindre un bon coefficient de performance lors de la récupération de la chaleur fatale, une longue durée de vie, un faible niveau de bruit et une efficacité du système relativement constante même en cas de charge partielle du système.

Ce chapitre présente les principes de fonctionnement des deux types de machines à absorption simple effet, suivis d'une revue bibliographique contenant la plupart des études théoriques et expérimentales sur le fonctionnement des cycles et sur les différents fluides de travail utilisés. Pour terminer le chapitre, nous présentons une étude validant les modèles des cycles simples par comparaison avec la littérature et étudiant les influences des conditions de fonctionnement sur les performances des cycles. L'objectif de cet état de l'art est de définir les verrous technologiques et les phénomènes qui nécessitent une étude approfondie afin de développer une nouvelle génération de machines à absorption, à la fois performantes et simples d'utilisation, soit pour la production de chaleur utile, soit pour la production de frigories.

2. Thermo-Transformateur de chaleur par absorption

2.1. Principe de fonctionnement

Les thermo-transformateurs de chaleur par absorption (absorption heat transformer - AHT) sont des machines tri-thermes capables de convertir la chaleur d'un niveau moyen de température en chaleur utile à température plus élevée, et en chaleur rejetée vers l'atmosphère à température proche de celle ambiante. Les thermo-transformateurs utilisent une paire de fluides de travail formée d'un réfrigérant et d'un absorbant, dont le réfrigérant est le composé le plus volatil. La Figure 1.1 représente un AHT simple (SAHT), la couleur rouge présente les conduites où circule le réfrigérant pur, la couleur bleu présente les conduites dans lesquelles circule une solution réfrigérant-absorbant riche en absorbant (haute concentration d'absorbant), et la couleur verte présente les conduites dans lesquelles circule une solution pauvre en absorbant (faible concentration d'absorbant). Deux opérations unitaires des thermo-transformateurs, l'évaporateur et le condenseur, opèrent de la même façon que dans un système de pompe à chaleur classique (PAC). Dans un AHT, la compression du réfrigérant est effectuée par son absorption dans la solution liquide pauvre en absorbant, par une pompe et par une source de chaleur. Un thermo-transformateur de chaleur par absorption simple est constitué d'un générateur, d'un condenseur, d'un évaporateur, d'un absorbeur, d'un échangeur de chaleur interne, d'un détendeur et de deux pompes. Parmi ces composants, le générateur et le condenseur fonctionnent à niveau de basse pression de l'AHT, alors que le reste fonctionne à haute pression.

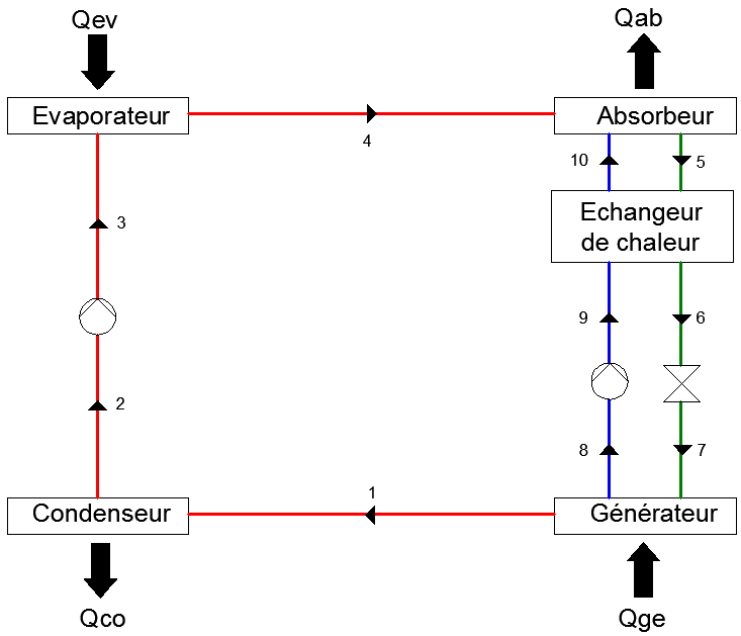


Figure 1. 1 : Schéma simplifié d'un transformateur de chaleur à absorption simple effet (SAHT).

La vapeur basse pression issue du générateur (1) passe dans le condenseur où elle se condense tout en libérant de l'énergie vers l'atmosphère. A la sortie du condenseur (2), le réfrigérant est pompé de la basse pression à la haute pression (3). Cette haute pression implique que la température d'évaporation du fluide frigorigène soit plus élevée que la température au niveau du condenseur. L'évaporation du réfrigérant est réalisée par apport d'énergie provenant de la source de chaleur ou grâce aux rejets thermiques (source chaude) dans l'évaporateur (4). La température de la source chaude fixe la pression la plus élevée de la machine à absorption.

La vapeur provenant de l'évaporateur (4) est ensuite absorbée dans le liquide. En effet, il existe une grande affinité entre le réfrigérant et l'absorbant. Lorsque les molécules du réfrigérant entrent en contact avec l'absorbant, elles sont absorbées. Ceci crée alors un phénomène d'augmentation de température de la solution et de dilution de l'absorbant, qui passe alors d'une concentration élevée (10) à une concentration plus faible (5). II est important de noter que cette absorption est exothermique et correspond à la chaleur rendue utile à une température supérieure à celle des sources chaudes disponibles. La chaleur utile est transférée à un fluide caloporteur (e.g. production de vapeur d'eau). La solution refroidie composée de réfrigérant et d'absorbant (6) est alors amenée à basse pression vers le générateur par l'intermédiaire d'un détendeur (7). Le passage de la solution à la basse pression a pour effet de diminuer sa température de bulle. Dans le générateur, l'apport d'énergie thermique, en l'occurrence de la même source de chaleur utilisée au niveau de l'évaporateur, permet de régénérer la vapeur de fluide réfrigérant. La solution riche en absorbant (8) est comprimée par une pompe (9) et injectée ensuite dans I'absorbeur (10) afin de compléter le cycle.

2.2. Performances d'un SAHT

Plusieurs travaux de recherche théoriques et expérimentales sur le thermo-transformateur de chaleur par absorption à simple effet (SAHT) ont été publiés ces dernières années études. La plupart d'entre eux cible la détermination des températures optimales dans les différentes opérations unitaires composant les SAHT. Les études les plus représentatives, les plus complètes et ciblant diverses applications sont présentées, ainsi que leurs principales conclusions :

Barragan et al. [8, 9] ont démontré expérimentalement qu'avec l'augmentation du gain de température (Gross Temperature Lift), ou l'augmentation entre la température de la chaleur résiduelle et celle rendue disponible, le taux de circulation de fluides de travail dans le SAHT augmente alors que le COP (coefficient de performance) diminue.

Sözen [10] et Rivera [11] ont montré que l'ECOP (coefficient de performance exergétique) du SAHT a des tendances similaires à celles du COP. Il augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur jusqu'à un point où le COP montre une inflexion, puis diminue drastiquement. L'ECOP augmente légèrement avant de montrer un point d'inflexion, puis de diminuer de façon indirectement proportionnelle à la température de l'absorbeur. Une diminution abrupte du COP est observée une fois qu'une certaine température critique de l'absorbeur est atteinte [11]. Aucune explication n'est donnée à cette variation d'ECOP. La variation de la température du condenseur n'affecte pas considérablement la performance du système.

Guo et al. [12] ont démontré par des modèles mathématiques que le COP du système est plus sensible aux variations du débit massique de la source de chaleur, appliquée en série sur l'évaporateur puis sur le générateur, que celle du fluide de refroidissement utilisé dans le condenseur. Cette étude affirme qu'une diminution de ce débit massique diminue le COP du cycle. Huicochea et al. [13] ont ensuite analysé expérimentalement l'effet de la variation de l'apport de chaleur fournie au générateur. Contrairement aux résultats présentés par Guo et al. [12], il a été argumenté que l'augmentation du débit massique de la source de chaleur vers le

générateur diminuerait à la fois le COP et l'ECOP du SAHT puisqu'elle cause l'augmentation des irréversibilités dans le système.

En ce qui concerne les irréversibilités exprimées en pertes exergétiques, Rivera et al. [14] ont montré expérimentalement que l'absorbeur a le plus faible rendement exergétique parmi tous les composants du SAHT. Bien que les résultats présentés par Gomri [15] sont en accord sur ce point, l'auteur affirme que le générateur est la deuxième opération unitaire la moins destructrice d'exergie dans le SAHT. Aucune explication n'a été fournie concernant ce point. Zebbar et al. [16] ont élaboré un modèle pour un SAHT à H_2O-LiBr afin d'optimiser les paramètres ayant un effet significatif sur le cycle. Les résultats ont montré que les irréversibilités dans l'absorbeur et le générateur jouaient un rôle majeur sur le bilan entropique total du système. Enfin, en variant les niveaux de pression dans l'absorbeur et le générateur, à un rapport de pression absorbeur-générateur de 1,38, ils ont obtenu un COP maximal de 0,486.

Abrahamsson et al. [17] ont construit en 1995 une unité pilote d'un transformateur de chaleur monophasé, basé sur le principe thermosiphon, utilisant comme fluide de travail NaOH-H_2O, et l'ont incorporé dans une unité d'évaporation d'une usine. Un Gain de Température (GT) de 23°C a été atteint et une période de retour sur investissement de 4,4 ans est estimée. Mostofizadeh et Kulick [18] ont ensuite construit et testé un pilote de SAHT de 100 kW utilisant comme fluide de travail LiBr-H_2O. Le coût de l'unité de 20 kW a été estimé pour en donner une période de retour sur investissement de 2,4 ans.

Ma et al. [19] ont étudié, en 2003, le premier thermo-transformateur de chaleur à l'échelle industrielle. Ce dernier récupère la chaleur résiduelle d'une usine de caoutchouc synthétique pour la réutiliser pour chauffer l'eau de 95 à 115 °C avec une puissance thermique de 5000 kW. Le COP obtenu est de 0,47 avec une élévation de température de 25°C par rapport à l'effluent contenant la chaleur résiduelle. De plus, dans ce travail, les analyses économiques ont montré une période de retour sur investissement de 2 ans.

Huicochea et al. [20] ont intégré en 2004 un SAHT à un système de purification d'eau utilisant de la chaleur résiduelle dans la plage de température de 68-78°C. Ils ont montré que le COP du SAHT s'améliore lorsque la concentration en absorbant en entrée de l'absorbeur diminue. De même que le COP, la production de l'eau purifiée augmente également. Romero et Martinez [21] ont conduit une étude théorique en 2007 sur le même système de purification d'eau. Les résultats ont montré que l'énergie recyclée avait un effet positif sur le COP puisqu'il augmente de 0,3 à 0,429. Dans la même année, Siqueiros et Romero [22] ont étudié le système de dessalement déjà mentionné. Les résultats ont démontré que ce système était capable d'améliorer le COP de plus de 120 % en recyclant l'énergie obtenue du système de purification d'eau. Ensuite, Romero et al. [23] ont conclu dans leur deuxième étude que le système combiné SAHT et purification d'eau était capable d'améliorer la valeur du COP jusqu'à 1,6 fois sa valeur initiale en recyclant l'énergie d'un système de purification d'eau. Ces diverses études montrent l'importance de l'agencement entre la source de chaleur et opérations unitaires des cycles à absorption la recevant.

Cortés et Rivera [24] ont analysé, en 2010, la faisabilité d'incorporer un transformateur de chaleur dans une usine de production de papier. Une étude exergétique et économique sur l'usine a

montré que l'inclusion d'un transformateur de chaleur pour préchauffer l'eau avant d'entrer dans une chaudière pourrait potentiellement réduire la consommation d'énergie pour produire de la vapeur de jusqu'à 25 %.

Sekar et Saravanan [25] ont couplé, en 2011, un SAHT avec des systèmes de dessalement à multiple effets pour la purification de l'eau. Ils ont effectué une analyse exergétique et ont évalué l'efficacité exergétique et les pertes d'exergie dans les composants. Les effets des paramètres de fonctionnement tels que les températures de la source de chaleur et l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur les performances ont été évalués. Le rendement exergétique varie de 11,4 % à 35,5 % selon la température de la source de chaleur disponible. Il a était constaté que la perte d'exergie la plus élevée était dans le condenseur de l'AHT. Ils ont rapporté que l'augmentation du GT améliore le rendement exergétique. Puis, pour valider leurs études, Sekar et Saravanan [26] ont mené des expériences sur un système de distillation entrainé par un SAHT de 5 kg/h de capacité, en utilisant la paire de fluide H_2O-LiBr. Ils ont rapporté un COP entre 0,3 et 0,38, et une élévation de température variant entre 15 et 20°C.

En 2012, Zare et al. [27] ont valorisé la chaleur résiduelle d'une turbine à gaz pour produire l'électricité à travers deux cycles organiques de Rankine et produire de l'eau pure au moyen d'un système de dessalement d'eau. Un SAHT a été employé afin d'augmenter le niveau de la température de la chaleur perdue pour l'utiliser dans le système de dessalement. Les performances du cycle proposé étaient ensuite optimisées sur la base de la première loi de la thermodynamique. Ils ont conclu que pour chaque augmentation de 50°C de la température d'entrée de la turbine à gaz, le COP du SAHT augmentait de 2,5-4 % et la vitesse de production de l'eau pure diminuait d'environ 6,5 %.

De même en 2012, un SAHT utilisant H_2O-LiBr a été appliqué par Yari [28] dans un cycle de cogénération où il a été proposé une compression de CO_2 dans un cycle de Brayton qui utilisait la chaleur perdue d'une centrale nucléaire. On a constaté que les rendements énergétique et exergétique de ce système étaient supérieurs à ceux du cycle conventionnel de 5,5 % à 26 %. La destruction d'exergie de ce système était en moyenne de 12,6 % à 19,1 % inférieure à celle du cycle sans SAHT. Yari et al. [29] ont proposé et analysé un cycle combiné de cogénération dans lequel la chaleur fatale provient d'un cycle de réfrigération transcritique à éjection-expansion utilisant le CO_2, qui a été utilisé simultanément pour la production d'énergie et la purification d'eau. Pour faire fonctionner le système de dessalement d'eau, un SAHT a été utilisé pour récupérer la chaleur perdue à basse température. On a constaté que dans les conditions optimales, le rendement thermique du cycle de cogénération était de 13 à 45 % plus élevé que celui du cycle à éjection-expansion transcritique (sans SAHT et sans un système de dessalement d'eau).

Huicochea et al. [30] ont étudié en 2013 le potentiel d'un nouveau système de cogénération qui consiste en une pile à combustible à membrane échangeuse de protons de 5 kW et un SAHT. La chaleur dissipée de l'opération de la pile est fournie au SAHT qui a été intégré au système de purification d'eau. Par conséquent, les produits du système de cogénération étaient la chaleur, l'électricité et l'eau distillée. Les résultats ont montré que les valeurs expérimentales des COP du SAHT et de l'efficacité globale de la cogénération pourraient atteindre respectivement 0,256 et

0,571. Une amélioration de l'efficacité de 12,4 % a été obtenue par rapport à l'efficacité de la pile à combustible travaillant individuellement.

Et finalement, Zhang et al. [31] ont examiné en 2014 l'inclusion potentielle d'un SAHT LiBr-H_2O dans un processus de captage de 3000 tonnes de CO_2 par jour à partir d'une centrale au charbon de 660 MW. Le système AHT réduit les besoins en chaleur pour le captage de CO_2 de 3,873GJ / tCO_2 à 3,772GJ / tCO_2, ce qui le réduit de 2,62 %. Cette économie d'énergie correspond à une période de retour sur investissement de 2,4 ans.

Les études théoriques citées montrent d'importantes divergences. Les résultats et les analyses des différents chercheurs concernant principalement les conditions de fonctionnement et leur influence sur les performances des SAHT et les composants les plus critiques dans le cycle. Il est important de clarifier l'origine de ces divergences. A cet effet, une étude théorique est conduite dans la section 4.

A partir des informations collectées des études expérimentales et les applications industrielles des SAHT, il est à noter qu'il est très fréquent d'intégrer les machines à absorption avec différents procédés qui rejettent de la chaleur fatale vers l'atmosphère. Ces machines à absorption améliorent le niveau de température et rendent la chaleur utile pour qu'elle soit utilisée dans un autre procédé ou opération unitaire. D'après les conclusions pour divers cas d'études, ce qui est important de mentionner est l'amélioration certaine des performances des procédés après l'intégration de SAHT. Il est donc important d'approfondir les connaissances sur les thermo-transformateurs de chaleur dans le but de les améliorer davantage.

2.3. Fluides de travail

La paire de fluides de travail utilisée dans un AHT peut influencer de façon significative la performance, le coût d'investissement initial de l'unité et les opérations d'entretien requises. Par conséquent, la sélection de ces fluides est un aspect crucial à considérer lorsqu'on détermine si l'installation d'un AHT dans une usine est pertinente.

2.3.1. H_2O-LiBr

La paire H_2O-LiBr est la combinaison de fluides de travail la plus largement utilisée dans les AHTs du commerce [32]. Ceci est dû à un certain nombre d'avantages, tels que l'enthalpie d'évaporation élevée de l'eau, les bonnes capacités de transfert de masse et de chaleur, la faible toxicité et le fait qu'aucune colonne de distillation n'est nécessaire dans le cycle puisque le LiBr n'est pas volatil et il est facile d'obtenir de la vapeur d'eau pure [33]. Cette paire a également plusieurs inconvénients, tels que la forte corrosivité de la solution saline, la solubilité limitée du LiBr dans l'eau, et le risque de cristallisation du LiBr à une température dépassant 120°C [6]. Ainsi, beaucoup d'efforts ont été consacrés à la recherche de solutions alternatives qui aient les mêmes propriétés thermodynamiques que H_2O-LiBr tout en éliminant certains de ses inconvénients.

2.3.2. NH_3-H_2O

La paire de fluides de travail NH_3-H_2O est largement utilisée dans les AHTs et présente des niveaux de corrosivité inférieurs à ceux de H_2O-LiBr [34]. Kurem et Horuz [35] ont comparé l'utilisation de NH_3-H_2O et H_2O-LiBr comme fluide de travail dans un SAHT. Il a démontré que le système à H_2O -LiBr a un COP légèrement supérieur dans toutes les conditions testées, alors qu'il nécessite également un

débit de réfrigérant plus élevé. Ils ont indiqué que pour que le cycle NH_3-H_2O ait les mêmes performances que la paire H_2O-LiBr, une architecture de l'AHT plus complexe (et donc plus coûteuse) serait nécessaire. Les améliorations à prévoir seraient la récupération de chaleur dans le générateur avec glissement de température et l'utilisation d'une colonne de distillation à la place d'un bouilleur (générateur) pour séparer les traces d'eau de l'ammoniac. L'application de NH_3-H_2O est particulièrement inadaptée pour des applications de récupération de chaleur à hautes températures en raison des pressions très élevées requises (la pression de saturation de l'ammoniac à 90°C est de 51 bar) [7]. Ainsi, bien que plusieurs analyses des thermo-transformateurs de chaleur à absorption ont été réalisées en considérant cette paire de fluides de travail [36, 37, 38, 39], il ne présente pas les caractéristiques nécessaires au remplacement de la paire H_2O -LiBr.

2.3.3. Paires à réfrigérant tétrafluoroéthylène et glycol

Plusieurs combinaisons à base de tétrafluoroéthylène (TFE) comme réfrigérant ont été testées dans les AHTs en raison de leurs propriétés favorables à son utilisation, telles que la stabilité thermique élevée, la courbe de pression de vapeur plate (presque droite) et le fort écart négatif obtenu de la loi de Raoult [33]. Genssle et Stephan [40] ont comparé les performances d'un SAHT fonctionnant avec le TFE-E181 à des SAHT fonctionnant avec NH_3-H_2O et H_2O-LiBr. Le système utilisant TFE-E181 exigeait des pressions opératoires plus faibles et avait un COP qui était toujours 1,05 à 1,1 fois supérieur au COP obtenu avec NH_3-H_2O. La paire H_2O-LiBr a atteint un COP qui était 15-20 % supérieure à la paire TFE-E181. Zhang et Hu [41] ont également testé la paire de travail TFE-E181, et comparé sa performance à des cycles similaires en utilisant H_2O-LiBr. Ils ont conclu que le TFE-E181 ne peut pas atteindre des meilleures performances que la paire H_2O-LiBr. Yin et al [33] ont proposé l'utilisation de différentes combinaisons de fluides de travail tels que le H_2O-LiBr, le TFE-NMP, le TFE-E181, et le TFE-PYR. Cette étude a montré que la combinaison H_2O-LiBr a le COP le plus élevé, mais que le GT est à son tour le plus bas. Le GT le plus élevé a été atteint par TFE-NMP. D'autres travaux mentionnent que la paire H_2O-LiBr est la plus appropriée au-dessous de 150°C, mais que les autres paires peuvent être utilisées jusqu'à 200°C. Ainsi, Wang et al. [42] ont comparé les performances de trois AHT à double étage avec plusieurs paires de fluides : H_2O-LiBr dans la première étage et TFE-NMP dans la deuxième, et TFE-NMP dans les deux étages. Le cycle utilisant les deux paires (H_2O-LiBr puis TFE-NMP) chacun dans un étage a permis d'atteindre des valeurs de GT légèrement plus élevées comparées à celles obtenues pour H_2O-LiBr dans les deux étages et un COP plus élevé à celui utilisant le TFE-NMP dans les deux étages. Le cycle utilisant seulement le H_2O-LiBr a toujours le COP le plus élevé. La forte toxicité des fluides de travail à base de TFE [33] combinée à leurs performances inférieures n'ont pas favorisé leur utilisation pour remplacer la paire H_2O-LiBr.

Plusieurs études sur les thermo-transformateurs de chaleur ont été réalisées pour la paire H_2O-Carroll comme fluide de travail. Le mélange Carroll est tout simplement un mélange de LiBr et d'éthylène glycol dans la proportion massique (1:4,5) [43]. Il semblerait que l'utilisation de ce mélange conserve les mêmes propriétés thermodynamiques que H_2O-LiBr, tout en augmentant la solubilité du LiBr contenu dans le Carroll (80 % masse de LiBr avant la cristallisation) [32] . Il n'y a aucune différence réelle dans leur corrosivité vis-à-vis des métaux. L'inconvénient est que le mélange H_2O-Carroll possède une viscosité plus élevée que la paire H_2O-LiBr [44]. Rivera et al. [44, 45] ont analysé expérimentalement le SAHT en utilisant H_2O-Carroll comme fluide de travail. Ils ont obtenu des COP légèrement supérieurs (0,3-0,4) et des GT plus élevés (environ 10°C) que ceux obtenus avec H_2O-LiBr. Le mélange H_2O-Carroll s'est révélé être un remplaçant potentiel du H_2O-LiBr, puisqu'il peut

correspondre et parfois dépasser ses performances. En utilisant ce mélange, le risque de cristallisation est réduit, mais les problèmes de corrosivité rapide et sévère restent à résoudre.

2.3.4. Combinaison eau-sel

La plupart des caractéristiques positives de la paire H_2O-LiBr sont associées à son utilisation d'eau en tant que réfrigérant (l'importante chaleur latente de vaporisation, par exemple), alors que les caractéristiques négatives sont associées à l'utilisation du LiBr (les risques de cristallisation, par exemple). Un certain nombre de chercheurs ont testé différentes combinaisons de sels et d'eau, dans le but de trouver des substituts appropriés pour le sel LiBr :

- Barragan et al. [8] ont expérimentalement testé le fluide de travail H_2O-$CaCl_2$. George et Murthy [46] ont observé que les niveaux de température atteignables avec la paire H_2O-LiBr ne pouvaient pas être égalés ni dépassés par la paire H_2O-$CaCl_2$ en raison de sa plus faible solubilité ;
- Barragan et al. [9] ont ensuite utilisé le même équipement expérimental pour tester le fluide de travail H_2O-$MgCl_2$. Ils ont démontré que le GT est inférieur à celui de H_2O-LiBr en raison de sa faible solubilité. Pour H_2O-$MgCl_2$, ils ont rapporté un COP plus faible et un GT équivalent que pour la paire H_2O-$CaCl_2$;
- Reyes et al. [47] ont modélisé un SAHT fonctionnant avec les fluides de travail H_2O-$CaCl_2$ et H_2O-LiCl, et comparé leurs résultats à ceux obtenus d'un SAHT fonctionnant avec H_2O-LiBr. La solution H_2O-LiCl a obtenu des GT plus élevés que H_2O-$CaCl_2$, mais des valeurs de COP plus basses. Bien que quelques comparaisons limitées sont faites avec H_2O-LiBr, aucune des deux paires de fluides de travail testées ne semblent montrer des performances comparables au H_2O-LiBr ;
- Barragan et al. [48] ont expérimentalement testé les fluides de travail ternaires H_2O-$CaCl_2$-$ZnCl_2$ et H_2O-LiCl-$ZnCl_2$ dans un SAHT. Les GT obtenus pour les solutions ternaires se comparent avantageusement aux GT des solutions binaires (H_2O-$CaCl_2$, H_2O-LiCl, H_2O-$ZnCl_2$) lorsque les solubilités sont augmentées par l'ajout du composant ternaire. La solution H_2O-LiCl-$ZnCl_2$ a obtenu un GT (37,5°C) plus élevé que pour la solution H_2O-$CaCl_2$-$ZnCl_2$. Ceci est également légèrement supérieur au GT d'un cycle H_2O-LiBr équivalent. La plateforme expérimentale utilisée avait trop de pertes de chaleur pour permettre une comparaison précise des valeurs de COP ;
- Bourouisa et al. [49] ont comparé l'utilisation de H_2O-(LiBr+LiCl+ LiI+$LiNO_3$) dans un SAHT à un cycle équivalent à H_2O-LiBr. Le fluide de travail contenant de ces sels était capable d'atteindre une valeur de COP plus élevée comparée à celle du système H_2O-LiBr dans les conditions examinées. Contrairement au SAHT utilisant H_2O-LiBr, son COP ne semble pas diminuer sensiblement avec une augmentation de la température de condensation ou la diminution de la température d'évaporateur/générateur. Dans certains cas, les performances du nouveau fluide étaient quasi-égales à la valeur maximale réalisable par le cycle de Carnot (le COP réel était 0,52 par rapport à 0,54 obtenu pour le cycle de Carnot). Cette combinaison de sels, réputée être moins corrosive, a une plus grande solubilité que H_2O-LiBr (réduisant aussi le risque de cristallisation) ;
- L'alkitrate est un mélange de sels de nitrate de métal alcalin et d'eau. Zhuo et Machielsen [7] ont étudié par calcul de cycles son utilisation dans les SAHT et l'ont comparé à des systèmes H_2O-LiBr équivalents. Le mélange de nitrates serait moins corrosif que H_2O-LiBr. Il a été montré que l'alkitrate atteignait des COP légèrement plus élevés que H_2O-LiBr dans les cycles

SAHT, ainsi que des taux de circulation plus faibles. Cependant, à des températures basses, il présente des problèmes de solubilité qui sont plus sévères que ceux de H_2O-LiBr. La solubilité de l'alkitrate oblige le SAHT à fixer la température du condenseur au-dessus de 50°C, alors que la plupart de systèmes ciblent une température de condenseur proche à la température moyenne ambiante (environ 25°C) ;

- Rivera et Romero [50] ont présenté des combinaisons possibles de températures et de concentrations de fonctionnement pour un SAHT utilisant comme fluide de travail NaOH-KOH-CsOH dans les proportions massiques 0,4:0,36:0,24. Aucune comparaison n'est effectuée entre ce fluide et H_2O-LiBr, mais il a suggéré qu'il peut obtenir des COP plus élevés que dans le cas de H_2O-LiBr [51].

Ainsi, on peut conclure que les sels binaires testés, tels que H_2O-$CaCl_2$, n'ont pas les mêmes capacités que H_2O-LiBr, mais toutes les combinaisons multi-sels étudiées ont présenté des attributs positifs. En particulier, le fluide de travail H_2O-(LiBr+LiCl+ LiI+$LiNO_3$) semble être un candidat viable pour de nouvelles recherches en raison de ses excellentes performances et d'une solubilité accrue. Le plus grand inconvénient reste toujours le caractère corrosif des sels et l'opération des SAHT à des pressions sous-atmosphériques lorsqu'on utilise des rejets thermiques basse température en tant que sources de chaleur.

2.3.5. Additifs

Des additifs peuvent être ajoutés à la solution H_2O-LiBr afin d'améliorer ses propriétés de transfert de chaleur et de masse. Rivera et Cerezo [34] ont analysé expérimentalement les avantages d'ajouter les additifs 1-octanol et 2-éthyl-1-hexanol dans une solution H_2O-LiBr fonctionnant dans un SAHT. Ils ont démontré que 400 ppm de 2-éthyl-1-hexanol augmenteraient le GT de jusqu'à 7°C et le COP de 40 % par rapport à valeurs correspondant à la paire H_2O-LiBr sans additifs. Suite à ces résultats, Rivera et al. [52] ont effectué une deuxième analyse expérimentale en utilisant les mêmes fluides de travail et les 400 ppm de 2-éthyl-1-hexanol. En particulier, il a été observé qu'une augmentation de jusqu'à 100 % était possible dans l'ECOP du cycle à certaines conditions de fonctionnement et que les irréversibilités thermodynamiques dans l'absorbeur étaient réduites. A partir de ces comparaisons, on peut voir que l'addition du 2-éthyl-1-hexanol peut augmenter de manière significative les performances du SAHT. Cependant, cet additif ne traite pas les deux problèmes principaux de la solution H_2O-LiBr, à savoir sa faible solubilité et sa forte corrosivité.

2.3.6. Conclusion

Les propriétés des différentes paires de fluides de travail présentées dans cette section sont résumées dans le Tableau 1.1. Aucune paire n'a été identifiée en tant que seule et unique option pour favoriser des performances fortement améliorées dans les cycles SAHT. Certaines combinaisons multi-sels augmentent à la fois les performances et les propriétés thermo-physiques de la solution. Peu de références montrent un intérêt spécifique à la solution du problème de corrosivité des métaux par la paire de fluides de travail. C'est une question qui doit être traitée, car elle représente un facteur important dans la détermination des coûts d'investissement et de maintenance d'un AHT.

Tableau 1. 1 : Résumé des propriétés des paires de fluides principalement utilisées dans les SAHT.

Paire de fluide	Avantages	Inconvénients
H_2O-LiBr	• Excellentes performances de transfert de matière et de chaleur • Faible toxicité	• Corrosivité élevée • Faible solubilité
NH_3- H_2O	• Faible corrosivité	• Toxicité élevée • Pression élevée • Nécessité d'une colonne de distillation
Paires à TFE réfrigérant	• Stabilité thermique élevée • Courbe étendue de pression de vapeur	• Toxicité élevée • Faible COP
H_2O-Carroll	• COP équivalents à ceux de H_2O-LiBr • Solubilité élevée	• Corrosivité élevée
H_2O-LiBr + additifs	• COP supérieures à ceux de H_2O-LiBr	• Corrosivité élevée • Faible solubilité
Combinaison avec un sel alternatif	• Faible corrosivité	• COP inférieures à ceux de H_2O-LiBr
Combinaison avec un multi-sel alternatif	• Solubilité élevée • Un potentiel de COP supérieur à celui de H_2O-LiBr	• Peut avoir une corrosivité élevée si LiBr est utilisé dans la combinaison

3. Réfrigération par absorption

3.1. Principe de fonctionnement

Une machine de réfrigération par absorption (absorption refrigeration cycle - ARC) est un transformateur de chaleur fonctionnant à pressions inversées par rapport aux thermo-transformateurs. Les composants fonctionnant à haute pression dans un AHT fonctionnent dans un cycle de réfrigération par absorption à basse niveau de pression et inversement. Les machines de réfrigération par absorption sont aussi des machines tri-thermes capables d'absorber la chaleur à un moyen niveau de température. Elles permettent de la transformer en froid utile et en chaleur rejetée vers l'atmosphère à une température proche à celle ambiante.

La vapeur haute pression issue du générateur (1) passe dans le condenseur où elle se condense tout en libérant ainsi de l'énergie vers l'atmosphère (Figure 1.2). A la sortie du condenseur (2), le réfrigérant est donc à l'état liquide saturé et à haute pression. Un détendeur permet le passage de la haute pression à la basse pression par une expansion isenthalpique (3). A cette basse pression la température d'évaporation du réfrigérant est plus basse que la température au niveau du condenseur. Le réfrigérant s'évapore tout en produisant le froid utile de la machine. A la sortie de l'évaporateur (4), le fluide frigorigène est par conséquent à l'état de vapeur saturée.

La température de la source chaude utilisée dans le générateur fixe la basse pression de la machine à absorption. La vapeur basse pression provenant de l'évaporateur (4) est absorbée dans l'absorbeur. La solution contenant l'absorbant passe de l'état riche en absorbant (10) à l'état pauvre (5). Il est important de noter que cette absorption est exothermique, il convient donc d'évacuer cette énergie par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (le plus simple est d'évacuer la chaleur à l'atmosphère par ventilation forcée). Il est fréquent d'ajuster la température de l'absorbeur à égalité à celle du condenseur. La solution réfrigérant-absorbant (6) est alors amenée à haute pression par l'intermédiaire d'une pompe vers le générateur (7). Le passage de la solution au niveau de haute pression a pour effet d'augmenter la température de saturation du réfrigérant. Le réfrigérant à l'état vapeur qui va être utilisée au niveau du condenseur est générée par une évaporation partielle en utilisant l'énergie de la source de chaleur fatale (rejets thermiques). La solution riche en absorbant (8) et contenant le réfrigérant non évaporé va subir une détente isenthalpique (9) avant être injectée dans l'absorbeur (10) afin de compléter le cycle.

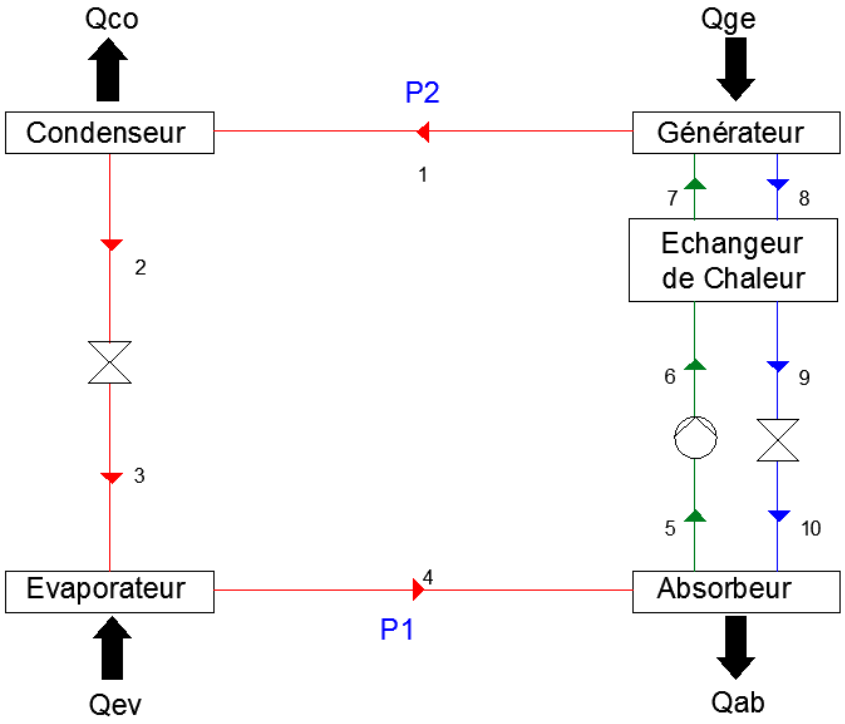


Figure 1. 2 : Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet (SARC – Simple Absorption Refrigeration Cycle).

3.2. Performances d'un SARC

Un grand nombre de chercheurs ont effectué des recherches dans le domaine de la réfrigération par absorption de vapeur en utilisant les paires de travail les plus courantes : H_2O- LiBr et NH_3-H_2O.

Alizadeh et al. [53] ont mené une étude théorique sur la conception et l'optimisation du cycle de réfrigération H_2O-LiBr. Ils ont conclu que pour une capacité de réfrigération donnée, une température plus élevée du générateur provoque un taux de refroidissement élevé avec une surface de transfert de chaleur plus petite et un faible coût. Il existe un facteur limitant pour les cycles H_2O-LiBr, l'eau ne peut pas produire des frigories en dessous de son point triple à cause de

la problématique de formation de givre d'eau. Ce givrage conduit au colmatage des composants du cycle.

Tyagi [54] a réalisé une étude détaillée d'un SARC utilisant le NH_3-H_2O et a présenté la variation du coefficient de performance dans le SARC en fonction des conditions opératoires du cycle, c'est-à-dire, les températures de l'absorbeur, de l'évaporateur et du générateur. Il a montré que le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur.

En 2005, Sencan et al. [55] ont effectué l'analyse énergétique et exergétique d'un système de réfrigération à absorption à H_2O-LiBr à simple effet et calculé les pertes d'exergie dans les composants du système. Ils ont calculé l'effet de la température de la source de chaleur sur le COP et le rendement exergétique. Cette étude était en accord avec les résultats obtenus par Tyagi [54]. Elle a aussi montré que l'ECOP diminue au moment où le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur et du générateur. En 2010, Zhu et Gu [56] ont reproduit la même étude avec différentes conditions de fonctionnement. Autre que l'analyse énergétique des cycles SARC, il y a eu des études considérant à la fois les deux principes de la thermodynamique pour effectuer une analyse exergétique du SARC. Ercan et Gogus [57] ont étudié en 1991 les irréversibilités générées dans les composants du système de réfrigération à absorption de NH_3-H_2O. Ils ont calculé les pertes exergétiques de chaque composant, le rendement exergétique, le coefficient de performance et le taux de circulation. Ils ont conclu que, pour atteindre une haute performance, le système NH_3-H_2O a besoin des concentrations élevées en ammoniac dans le générateur (en augmentant sa température). Ils ont observé que la perte d'exergie la plus élevée existe dans l'évaporateur, suivie de celle perdue dans l'absorbeur. Aphornratana et Eames [58] ont étudié en 1995 le SAHT à H_2O-LiBr en utilisant une approche d'analyse exergétique. Il a été mentionné que l'irréversibilité dans le générateur était la plus élevée, suivie par celles de l'absorbeur et de l'évaporateur. Ceci représente une contradiction avec les résultats obtenus par Ercan et Gogus [57], affirmant que la perte exergétique dans le générateur est la plus élevée quelque soit la paire de fluides utilisée dans le cycle.

En 2000, Talbi et Agnew [59] ont effectué une analyse exergétique sur le cycle de réfrigération par absorption à simple effet avec H_2O-LiBr. Le cycle recueille l'énergie libre de l'échappement d'un moteur diesel. Ils ont calculé la perte exergétique de chaque composant et la perte exergétique totale. Ils ont constaté que, pour les conditions de fonctionnement prises dans leur étude, l'absorbeur a la plus forte perte d'exergie, de 59,06 % du total, suivie par celle du générateur. Ce qui constitue une contradiction avec les résultats obtenus par Aphornratana et Eames [58] et en accord avec ceux obtenus par Ercan et Gogus [57].

Sözen [60] a étudié en 2001 l'effet des échangeurs de chaleur sur la performance d'un système de réfrigération à absorption NH_3-H_2O. Il a calculé le COP, l'ECOP, le taux de circulation et les pertes exergétiques de chaque composant du système. Il a conclu que l'évaporateur, l'absorbeur, le générateur, l'échangeur de chaleur de mélange et le condenseur présentent des pertes exergétiques élevées. Il a également conclu que l'utilisation d'un échangeur récupérateur situé entre l'évaporateur et le condenseur n'augmente pas les performances du système. Les résultats de cette étude contredisent les résultats obtenus dans toutes les études mentionnées en concluant qu'il n'y a pas un composant ayant des pertes exergétiques dominantes.

En 2007, Kilic et Kaynakli [61] ont considéré la première et la deuxième loi de la thermodynamique pour analyser les performances d'un système de réfrigération par absorption avec H_2O-LiBr en faisant varier certaines conditions opératoires. Ils ont constaté que le COP du SARC augmente proportionnellement à la température du générateur et de l'évaporateur, mais diminue de façon inversement proportionnelle à la variation des températures du condenseur et de l'absorbeur. Ils ont conclu que la perte d'exergie la plus élevée se produit dans le générateur indépendamment des conditions de fonctionnement et il est donc le composant le plus important du système. Kaynakli et Yamankaradeniz [62] ont effectué des calculs pour un système de refroidissement de 10 kW. Les températures de l'évaporateur et du condenseur étaient respectivement 4°C et 38°C. La température du générateur était de 90°C. L'efficacité de l'échangeur de chaleur interne a été estimée à 0,5 et l'efficacité isentropique de la pompe a été supposée égale à 90 %. Similairement aux travaux précédents, ils ont conclu que la génération d'entropie du générateur est une fraction importante de la génération totale d'entropie dans le système, essentiellement en raison de la différence de température entre la source de chaleur et le fluide de travail.

D'autres études théoriques réalisées ont tenté de tester expérimentalement les machines de réfrigération par absorption. Bell et al. [63] ont développé en 1996 un système de réfrigération par absorption expérimental H_2O-LiBr piloté par la chaleur générée à partir d'un collecteur d'énergie solaire. Les composants du système sont logés dans des cylindres en verre sous vide pour observer tous les processus. Ils ont déterminé le COP du système en appliquant les bilans de matière et d'énergie pour tous les composants. Ils ont conclu que le COP du système dépend de la température du générateur et qu'il y a une valeur optimale de la température du générateur à laquelle le COP est maximum. Ils ont également conclu qu'en opérant le système à des températures de condenseur et d'absorbeur faibles, on obtient un COP satisfaisant à une température de générateur aussi basse que 68°C.

En 2002, De Francisco et al. [64] ont développé et testé le prototype d'un SARC NH_3-H_2O de 2 kW fonctionnant à l'énergie solaire. Le système a également souffert de fuites dans différentes composantes et a nécessité d'autres améliorations. Et, Castro et al. [65] ont développé un système de refroidissement par absorption H_2O-LiBr de 3kW et ont comparé théoriquement et expérimentalement les performances du système pour des températures de l'eau chaude allant de 80°C à 95°C. Les résultats indiquent des écarts entre la capacité de refroidissement et le COP. Ce qui a conduit à des résultats théoriques et expérimentaux divergents. Enfin en 2004, Horuz et Callander [66] ont décrit l'étude expérimentale de la performance d'un système de réfrigération à absorption disponible dans le commerce. Le système est alimenté au gaz naturel avec une capacité de 10 kW. Ils ont étudié la réponse du système de réfrigération aux variations de la température de l'évaporateur et de la source disponible.

D'après toutes les études théoriques consacrées aux COP et ECOP du cycle de réfrigération par absorption, il y a un accord sur l'impact des températures de fonctionnement sur le COP. Mais, pour l'ECOP du cycle, quelques études ont conclu que les pertes exergétiques maximales sont produites par l'absorbeur [57, 59] alors que d'autres études ont conclu qu'elles sont produites par le générateur [58, 61, 62]. Ce constat nécessite plus d'approfondissement concernant l'influence des

conditions de fonctionnement des cycles sur leurs performances. L'objectif est de préciser les critères importants dans les conditions opératoires composant les cycles ARC.

3.3. Fluides de travail

Conventionnellement, les mêmes mélanges binaires des thermo-transformateurs, ammoniac-eau (NH_3-H_2O) et eau-bromure de Lithium (H_2O-LiBr) sont les seules paires de fluides utilisées commercialement dans les cycles à absorption [67].

La paire de fluides NH_3-H_2O est surtout utilisée dans des systèmes de réfrigération à absorption, à cause de ses propriétés thermodynamiques intéressantes [7]. Cependant, malgré leurs avantages, ces fluides présentent des inconvénients déjà cités pour le SAHT. Pour la paire H_2O-LiBr, même si elle permet d'atteindre les valeurs de COP les plus élevées et les plus faibles puissances de pompage (comme c'est montré dans une étude comparative entre les deux couples réalisée par Horuz [68]), elle possède des inconvénients tels que l'impossibilité de fonctionner à des températures négatives, les pressions opératoires sous-atmosphériques et le risque de cristallisation.

Ainsi, dans les cycles de réfrigération par absorption, il est très important de choisir les fluides de travail appropriés car leurs propriétés ont un grand effet sur la performance des cycles. Ces dernières années, de nombreuses études se sont concentrées sur la sélection de fluides.

Ajib et Karno [69] ont présenté la solution d'acétone et bromure de zinc (acétone-$ZnBr_2$) pour les systèmes de réfrigération par absorption. Pour cette paire, l'acétone serait utilisée comme réfrigérant et les avantages de la solution sont que la chaleur peut être fournie à basse température. L'étude théorique et expérimentale du système a été réalisée par Karno et Ajib [70]. Ils ont rapporté que le système peut fonctionner à 50°C de température du générateur et donc, il peut être considéré comme une solution appropriée pour les applications de réfrigération de 5°C à partir de l'énergie solaire. Ils ont constaté que le COP était de 0,4 (par mesure) et de 0,6 (par simulation).

Pilatowsky et al. [71] ont suggéré la paire mono-méthylamine-eau (CH_3NH_2-H_2O) pour des systèmes fonctionnant à de basses températures, entre 60°C et 80°C. La performance du système de réfrigération avec cette nouvelle paire de travail a été analysée théoriquement. Le COP variait de 0,05 à 0,55 à une température du générateur de 60°C et des températures d'évaporateur de -5°C à 10°C. Selon l'étude, l'inconvénient de la paire proposée est que le COP était faible et une rectification pour la vapeur produite dans le générateur était nécessaire. Pilatowsky et al. [72] ont ensuite étudié le système de réfrigération utilisant l'énergie solaire et fonctionnant avec la paire mentionnée. Ils ont suggéré que CH_3NH_2-H_2O comme un bon candidat pour les systèmes fonctionnant à des températures d'évaporateur de 5°C à 10°C. Romero et al. [73] ont davantage étudié la paire de travail CH_3NH_2-H_2O. Ils ont également constaté les mêmes performances pour cette paire.

De Lucas et al. [74] ont suggéré l'absorbant (bromure de lithium + formiate de potassium [LiBr + CHO_2K]) au lieu du LiBr pur en tant qu'absorbant. Leur objectif était d'abaisser la température requise pour la séparation du réfrigérant (H_2O) dans le générateur. Dans l'étude la plus récente des auteurs, De Lucas et al. [75], ont indiqué l'effet de l'addition d'un surfactant (n-octanol) sur les solutions H_2O-LiBr pour améliorer la capacité d'absorption. Riffat et al. [76] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'absorption et de dissociation du formiate d'eau-potassium

(H_2O-CHO_2K) et de mélanges binaires eau-bromure de lithium (H_2O-LiBr). Ils ont trouvé que les taux de dissociation de H_2O-CHO_2K étaient plus élevés que ceux de H_2O-LiBr. Ils ont souligné que l'augmentation du taux de dissociation diminuerait l'énergie requise dans le générateur et améliorerait ainsi l'efficacité du cycle d'absorption. De plus, dans cette étude, il a été indiqué que les propriétés thermo-physiques du H_2O-CHO_2K sont plus convenables que celles du H_2O-LiBr, avec un coût réduit et moindre corrosivité.

Les propriétés thermodynamiques et thermo-physiques des paires ammonium-nitrate de lithium (NH_3-$LiNO_3$) et ammoniac-thiocyanate de sodium (NH_3-NaSCN) ont été présentées par Ferreira [77]. Des comparaisons intéressantes entre l'absorption de systèmes NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN peuvent être trouvées dans Sun [78] et Abdulateef et al. [79]. Parmi les paires à base d'ammoniac, Sun [78] a souligné que la paire NH_3-NaSCN ne peut pas être opérée à des températures d'évaporateur inférieures à -10°C à cause du risque de cristallisation. Dans une des études les plus récentes, Zhu et Gu [80] ont effectué une analyse théorique du cycle de réfrigération par absorption en utilisant la solution NH_3-NaSCN. Ils ont trouvé que la paire est avantageuse pour des températures de générateur inférieures à celles requises pour les cycles opérant avec la paire NH_3-H_2O et le COP est environ 10 % plus élevée que pour le système NH_3-H_2O aux mêmes conditions de travail.

Safarov [81] a présenté les propriétés de la paire méthanol-bromure de lithium (CH_3OH-LiBr), dont la viscosité est inférieure à celle de H_2O-LiBr et son utilisation offre la possibilité d'opérer le système à des températures inférieures au point de congélation de l'eau. Safarov [82] a ensuite présenté les pressions de vapeur expérimentales des solutions CH_3OH-LiBr et méthanol-chlorure de lithium (CH_3OH-LiCl) de 25°C à 50°C.

Muthu et al. [83] ont expérimentalement analysé le système de réfrigération à absorption R134a-DMAC. A la température d'évaporation de 7°C, les COPs théoriques et réels ont été évalués respectivement à 0,50 et 0,45 pour les températures de condensation de 20°C et de sources de chaleur à 65°C. Ils ont démontré que le R134a-DMAC peut être utilisé comme fluide de travail dans la valorisation de chaleur à basse température.

Bulgan [84] a étudié l'utilisation de sources d'énergie à basse température, en particulier dans la gamme de 85°C -110°C, dans l'ARS en utilisant de l'ammoniac-eau. Dans cette étude, Bulgan a examiné la variation des valeurs du COP du système et du rapport de circulation pour différentes températures de source de chaleur. Suite à ces travaux, les propriétés thermodynamiques des solutions CH_3OH-LiBr et CH_3OH-LiCl dans les plages de 0,1-40 MPa, 25°C-225°C, 2 %-12 % ont été étudiées expérimentalement et présentées dans l'étude de Bulgan et al. [85].

4. Analyse thermodynamique des machines à absorption

D'après la revue bibliographique faite sur les deux types cycles simples (thermo-transformateur et réfrigération), plusieurs incohérences ou contradictions ont été relevées, surtout l'influence des conditions de fonctionnement sur les performances des cycles et le classement des composants les plus critiques du cycle en termes de pertes exergétiques. Il est important de trouver l'origine de ces divergences afin d'éviter des conclusions hâtives. La démarche choisie pour déceler l'origine des divergences est de simuler les cycles suivant la première et la deuxième loi de la thermodynamique. Les plages de valeurs pour les conditions opératoires sont celles utilisées dans les diverses études

citées et ont été considérées plus larges afin de balayer des intervalles complets d'opérabilité des cycles à absorption. Ceci est fait avec l'objectif de simultanément valider les outils numériques développés pour l'analyse des cycles et d'étudier des nouvelles conditions opératoires.

Dans le but de faire évoluer les niveaux de températures et les performances atteignables par les cycles à simple effet, les étudier permet de cibler les opérations unitaires nécessitant d'améliorations. L'impact attendu de la thèse est de proposer une nouvelle génération des machines à absorption.

4.1. Machines à absorption simple effet SAHT et SARC

L'analyse des performances des cycles à absorption (AHT et ARC) est faite en tenant compte des propriétés thermodynamiques aux conditions opératoires des fluides dans chacun des composants du cycle. Certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites :

- Les pertes de charge et de chaleur des composants du cycle sont considérées comme négligeables ;
- Le réfrigérant liquide quittant le condenseur et la vapeur quittant l'évaporateur sont dans les conditions de saturation respectives ;
- La solution pauvre en absorbant sortant de l'absorbeur et la solution riche en absorbant sortant du générateur sont saturées dans les conditions d'équilibre à leurs températures respectives ;
- La vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur est supposée surchauffée à la température du générateur ;
- Les pompes sont considérées isentropiques ;
- Le liquide dans l'évaporateur est évaporé totalement et seulement de la vapeur passe à l'absorbeur ;
- Les détentes sont considérées isenthalpiques ;
- Les pertes exergétiques dans les échangeurs de chaleurs sont négligeables côté des fluides caloporteurs.
- Le modèle thermodynamique UNIFAC est utilisé .

Avec ces hypothèses, la première et la deuxième loi de la thermodynamique ont été considérées pour déterminer, respectivement, la quantité d'énergie et d'exergie entrants et sortants de chacun des composants et du cycle à absorption entier. Les principes de conservation de matière et d'énergie sont considérés. Les équations des bilans de matière et d'énergie pour chaque composant des SAHT et SARC sont présentées dans le Tableau 1.2.

Tableau 1. 2 : Bilans massique, énergétique et exergétique des composants dans les machines à absorption à simple effet.

	AHT (Figure 1.1)	ARC (Figure 1.2)
Evaporateur	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 (\text{éq. } 1.1)$ $Q_{ev} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3)$ (éq. 1.2) $DE_{ev} = \dot{m}_3 (E_3 - E_4) + Q_{ev}(1 - \frac{T_0}{T_{ev}})$ (éq. 1.3)	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ (éq. 1.25) $Q_{ev} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3)$ (éq. 1.26) $DE_{ev} = \dot{m}_3 (E_3 - E_4) + Q_{ev}(1 - \frac{T_0}{T_{ev}})$ (éq. 1.27)

Absorbeur	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5$ (éq. 1.4) $\dot{m}_{10}X_{10} = \dot{m}_5X_5$ (éq. 1.5) $Q_{ab} = \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{10}h_{10}$ (éq. 1.6) $DE_{ab} = \dot{m}_4E_4 + \dot{m}_{10}E_{10} - \dot{m}_5E_5 + Q_{ab}\left(1 - \frac{T_0}{T_{ab}}\right)$ (éq. 1.7)	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5$ (éq. 1.28) $\dot{m}_{10}X_{10} = \dot{m}_5X_5$ (éq. 1.29) $Q_{ab} = \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{10}h_{10}$ (éq. 1.30) $DE_{ab} = \dot{m}_4E_4 + \dot{m}_{10}E_{10} - \dot{m}_5E_5$ (éq. 1.31)
Générateur	$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7$ (éq. 1.8) $\dot{m}_8X_8 = \dot{m}_7X_7$ (éq. 1.9) $Q_{ge} = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_7h_7$ (éq. 1.10) $DE_{ge} = \dot{m}_7E_7 - (\dot{m}_8E_8 + \dot{m}_1E_1) + Q_{ge}(1 - \frac{T_0}{T_{ge}})$ (éq. 1.11)	$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7$ (éq. 1.32) $\dot{m}_8X_8 = \dot{m}_7X_7$ (éq. 1.33) $Q_{ge} = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_7h_7$ (éq. 1.34) $DE_{ge} = \dot{m}_7E_7 - (\dot{m}_8E_8 + \dot{m}_1E_1) + Q_{ge}(1 - \frac{T_0}{T_{ge}})$ (éq. 1.35)
Condenseur	$m_1 = m_2$ (éq. 1.12) $Q_{co} = m_1(h_1 - h_2)$ (éq. 1.13) $DE_{co} = m_1(E_1 - E_2)$ (éq. 1.14)	$m_1 = m_2$ (éq. 1.36) $Q_{co} = m_1(h_1 - h_2)$ (éq. 1.37) $DE_{co} = m_1(E_1 - E_2)$ (éq. 1.38)
Pompes	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ (éq. 1.15) $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ (éq. 1.16) $W_{po} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) + \dot{m}_8(h_9 - h_8)$ (éq. 1.17) $DE_{po} = \dot{m}_2(E_2 - E_3) + \dot{m}_8(E_8 - E_9) + W_{po}$ (éq. 1.18)	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (éq. 1.39) $W_{po} = \dot{m}_5(h_6 - h_5)$ (éq. 1.40) $DE_{po} = \dot{m}_5(E_5 - E_6) + W_{po}$ (éq. 1.41)
Echangeur de chaleur interne	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (éq. 1.19) $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ (éq. 1.20) $Q_{ec} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) = \dot{m}_9 * (h_{10} - h_9)$ (éq. 1.21) $DE_{ec} = \dot{m}_5E_5 + \dot{m}_9E_9 - \dot{m}_6E_6 - \dot{m}_{10}E_{10}$ (éq. 1.22)	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ (éq. 1.42) $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ (éq. 1.43) $Q_{ec} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_7(h_7 - h_6)$ (éq. 1.44) $DE_{ec} = \dot{m}_6E_6 + \dot{m}_8E_8 - \dot{m}_7E_7 - \dot{m}_9E_9$ (éq. 1.45)
Détendeur	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ (éq. 1.23) $DE_{de} = \dot{m}_6(E_6 - E_7)$ (éq. 1.24)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ (éq. 1.46) $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ (éq. 1.47) $DE_{de} = \dot{m}_2(E_2 - E_3) + \dot{m}_9(E_9 - E_{10})$ (éq. 1.48)

Afin de permettre des comparaisons entre différents cycles des machines à absorption, les variables qui quantifient la performance thermodynamique d'un transformateur de chaleur sont décrites dans cette section. Celles-ci peuvent être divisées en deux catégories, à savoir les variables issues de la première loi et de la seconde loi de la thermodynamique. Les paramètres de la première loi sont le coefficient de performance du système (COP) et le taux de circulation (TC), tandis que les paramètres de la seconde loi sont le coefficient de performance exégétique (ECOP) et la destruction d'exergie (DE). Le gain de température (GT) est une grandeur de l'AHT seulement.

Le COP du cycle est défini comme le ratio de la chaleur utile produite et sortante du cycle par rapport aux quantités de chaleur consommées. Le COP peut généralement être considéré comme la variable à maximiser la plus importante et qui quantifie la performance de fonctionnement du cycle.
Pour un AHT, le COP est :

$$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{Q_{ab}}}{\mathrm{Q_{ge}+Q_{ev}+W_{po}}} \quad \text{(éq. 1.49)}$$

Pour un ARC, le COP est :

$$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{Q_{ev}}}{\mathrm{Q_{ge}+W_{po}}} \quad \text{(éq. 1.50)}$$

Où la puissance de la pompe ou la somme des puissances des pompes (W_{po}), selon le cycle étudié, est divisée par 0,33. Ceci équivaut à une hypothèse faite sur le rendement de conversion thermique-électrique.

L'exergie est définie comme le travail maximal qui peut être extrait d'une source de chaleur. L'exergie est conservée dans un processus idéal, mais détruite dans les processus réels. L'ECOP du système représente l'efficacité du système en ce qui concerne l'usage de l'exergie. Il est défini comme le rapport de l'exergie utile à l'exergie investie et il doit également être maximisé.

Pour un AHT, l'ECOP est :

$$\mathrm{ECOP} = \frac{\mathrm{Q_{ab}}\left(1-\frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_{ab}}}\right)}{\mathrm{Q_{ge}}\left(1-\frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_{ge}}}\right)+\mathrm{Q_{ev}}\left(1-\frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_{ev}}}\right)+\mathrm{W_{po}}} \quad \text{(éq. 1.51)}$$

Pour un ARC, l'ECOP est :

$$\mathrm{ECOP} = \frac{\mathrm{Q_{ev}}\left(\frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_{ev}}}-1\right)}{\mathrm{Q_{ge}}\left(1-\frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_{ge}}}\right)+\mathrm{W_{po}}} \quad \text{(éq. 1.52)}$$

Le taux de circulation représente le ratio de débit massique total de la solution faible en absorbant entrant dans le générateur par rapport au débit massique de vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur. Le taux de circulation donne une indication de la taille de la machine à absorption par unité de production de chaleur, l'objectif général est de minimiser sa valeur :

$$\mathrm{TC} = \frac{\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{ab}}}{\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{ref}}} \quad \text{(éq. 1.53)}$$

A partir du bilan de matière dans l'absorbeur ou le générateur, le TC peut être réécrit en termes de la concentration des solutions, telles que :

$$\mathrm{TC} = \frac{\mathrm{X_{ge}}-\mathrm{X_{ref}}}{\mathrm{X_{ge}}-\mathrm{X_{ab}}} \quad \text{(éq. 1.54)}$$

En supposant que l'absorbant ne s'évapore pas ou qu'il est empêché de circuler en dehors de l'absorbeur et du générateur par la rectification du réfrigérant, X_{ref} est nul. Par conséquent, TC peut être réécrit comme :

$$\mathrm{TC} = \frac{\mathrm{X_{ge}}}{\mathrm{X_{ge}}-\mathrm{X_{ab}}} \quad \text{(éq. 1.55)}$$

La destruction d'exergie (DE) est une mesure quantitative du potentiel de travail perdu par rapport à celui alimenté au système. C'est la quantité de cette énergie d'entrée qui peut ne plus être utilisée pour produire un travail mécanique après le processus de transformation thermique. Elle est généralement utilisée comme un moyen d'estimer la quantité d'irréversibilité dans le système (un système réversible n'a pas de destruction exergie), et donc il doit être minimisée en tout temps. Il est simplement quantifié en additionnant la destruction d'exergie pour chaque composant donnée par :

$$DE_{tot} = DE_{co} + DE_{ge} + DE_{ev} + DE_{ab} + DE_{po} + DE_{ec} + DE_{de} \quad \text{(éq. 1.56)}$$

Finalement, l'objectif d'un transformateur de chaleur est de rendre une source de chaleur résiduelle à une température pertinente. Une variable appelée gain de température brute (GT) est introduite pour quantifier cette augmentation de température. Dans les cycles de réfrigération à absorption cette notion de GT n'est pas considérée. Le GT d'un thermo-transformateur est défini comme la différence de température entre l'absorbeur et l'évaporateur :

$$GT = T_{ab} - T_{ev} \quad \text{(éq. 1.57)}$$

4.2. Influence des conditions de fonctionnement sur les performances d'un SAHT

Dans le but de déceler les causes des conclusions divergences trouvées dans l'état de l'art, de valider le fonctionnement des modèles développés des SAHT et d'étudier l'influence des conditions de fonctionnement sur leurs performances dans tout l'intervalle de fonctionnement, une étude a été réalisée en considérant la paire NH_3-H_2O et les conditions opératoires présentées au Tableau 1.3. Les conditions opératoires étudiées couvrent l'intervalle de fonctionnement plus large que celui considéré dans les documents consultés dans l'état de l'art. En effet, les études de valorisation de chaleur à basse température sont rares. Dans le cadre de la valorisation de la chaleur fatale, il est impératif d'étudier des intervalles de température opératoire pertinents. Un pas de 5°C est pris pour la discrétisation des intervalles de température opératoire de chaque composant du cycle.

Tableau 1. 3 : Conditions de fonctionnement considérées pour le calcul du SAHT.

Température de l'évaporateur et du générateur	60°C à 90°C
Température de l'absorbeur	65°C à 150°C
Température du condenseur	25°C

Les résultats de calcul de toutes les combinaisons des conditions de fonctionnement sont présentées dans l'annexe A.

4.2.1. Gain de température

D'après les résultats présentés dans la Figure 1.3, l'intervalle et les valeurs maximales des GT atteignables par le SAHT deviennent plus large et plus élevée lorsque la température de la source disponible augmente. La température de la chaleur rendue utile dans l'absorbeur augmente lorsque la température de la source disponible augmente. Il est observé qu'une source des rejets thermiques à température donnée peut couvrir seulement un certain intervalle d'opération de la température

d'absorbeur. Par exemple, à des températures d'évaporateur et de générateur de 65°C, le SAHT fonctionne avec une température d'absorbeur entre 70 et 110°C. Au-delà de cette température de 110°C, le cycle ne peut pas fonctionner.

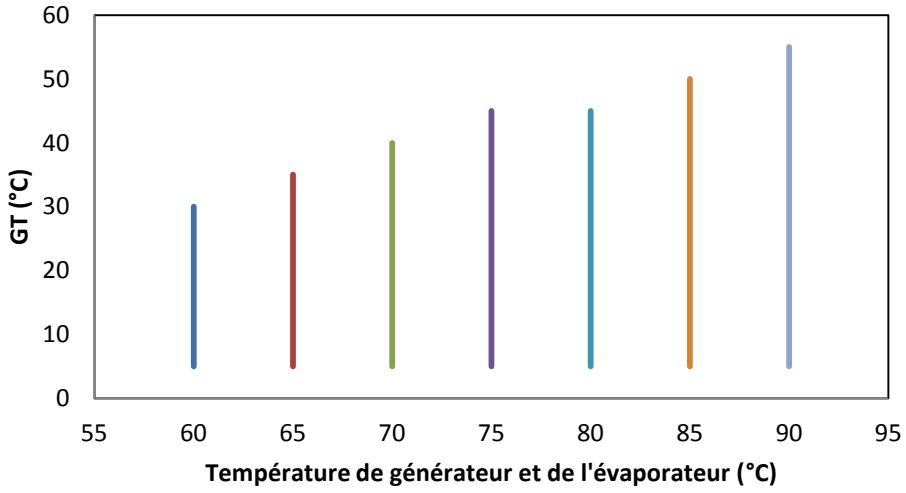


Figure 1. 3 : Variation du gain de température (GT) en fonction de la température opératoire du générateur et de l'évaporateur.

4.2.2. Taux de circulation

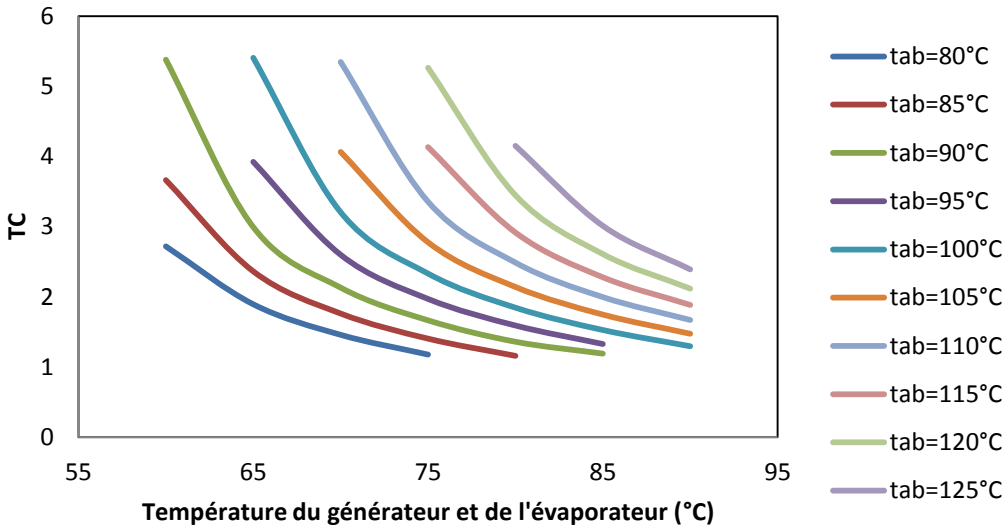


Figure 1. 4 : Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur.

Le taux de circulation se voit affecté différemment par chacune des conditions de fonctionnement. La Figure 1.4 présente la variation du taux de circulation, pour différentes températures d'absorbeur et de la source disponible (T_{ev} et T_{ge}). Tout d'abord, on peut remarquer que les courbes ne couvrent pas tous les cas du Tableau 1.3 (pour toutes les figures de 1.4 à 1.9). La limite d'opération est observé lorsque la concentration en absorbant dans l'absorbeur devient supérieure à celle dans le générateur et donc le taux de circulation acquière une valeur négative (ce qui est impossible). L'augmentation de la température du générateur entraine une augmentation de la concentration en absorbant dans le générateur. En même temps, l'augmentation de la température de l'évaporateur entraine l'augmentation de la pression de saturation dans l'évaporateur et dans l'absorbeur. Ceci conduit à

une diminution de la concentration en absorbant dans l'absorbeur. Ces changements combinés dans les concentrations en absorbant provoquent la diminution du taux de circulation.

La Figure 1.5 présente la variation du taux de circulation en fonction de différentes valeurs de température de la source de chaleur disponible et de l'absorbeur. L'augmentation de la température de l'absorbeur entraine l'augmentation de la concentration en absorbant de la solution dans l'absorbeur, et par conséquent, le taux de circulation augmente.

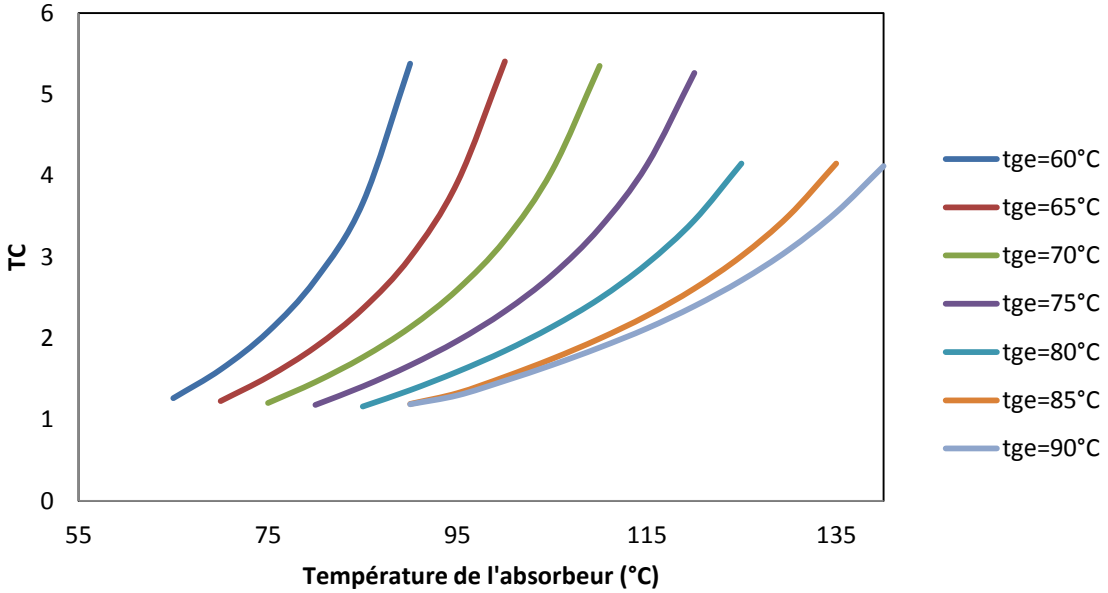


Figure 1. 5 : Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température de l'absorbeur.

4.2.3. Coefficient de performance

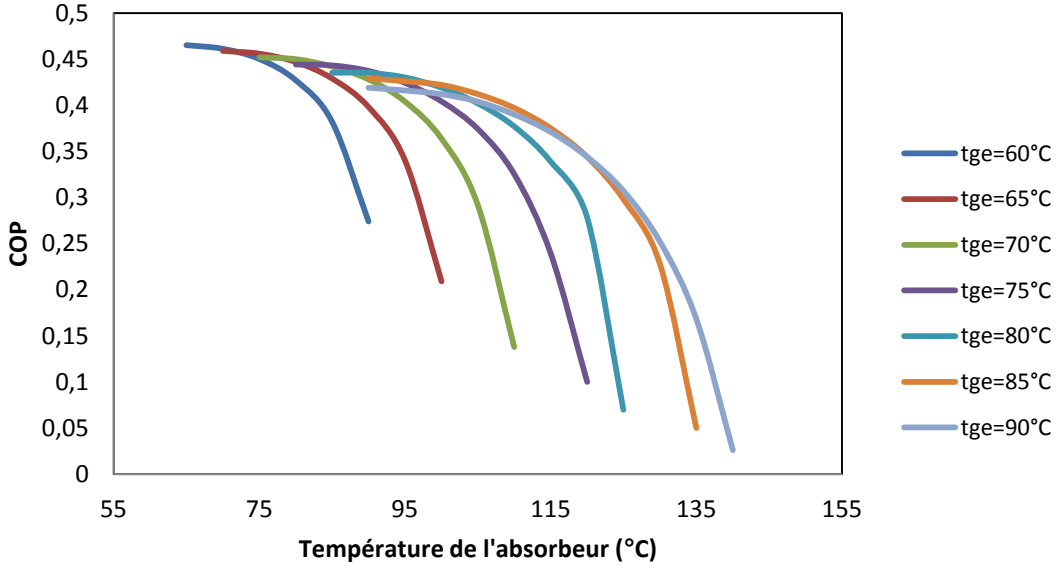


Figure 1. 6 : Variation du COP en fonction de la température de l'absorbeur.

La Figure 1.6 présente la variation du COP en fonction de la température de l'absorbeur. Pour une température de source de chaleur fixe, elle montre que le COP diminue lorsque la température de l'absorbeur augmente. Ceci s'explique par le fait que le taux de circulation augmente et conduit à des

pertes exergétiques de plus en plus importantes par rapport à la récupération de chaleur contenue dans le réfrigérant évaporé à haute pression. En ce qui concerne l'augmentation de la température de la source de chaleur disponible, le COP présente un profil parabolique (comme c'est montré dans la Figure 1.7) de telle sorte que le COP augmente de façon inversement proportionnelle à la variation du GT jusqu'à atteindre une valeur maximale. Au-delà de ce maximum, le gain de température et le COP diminuent.

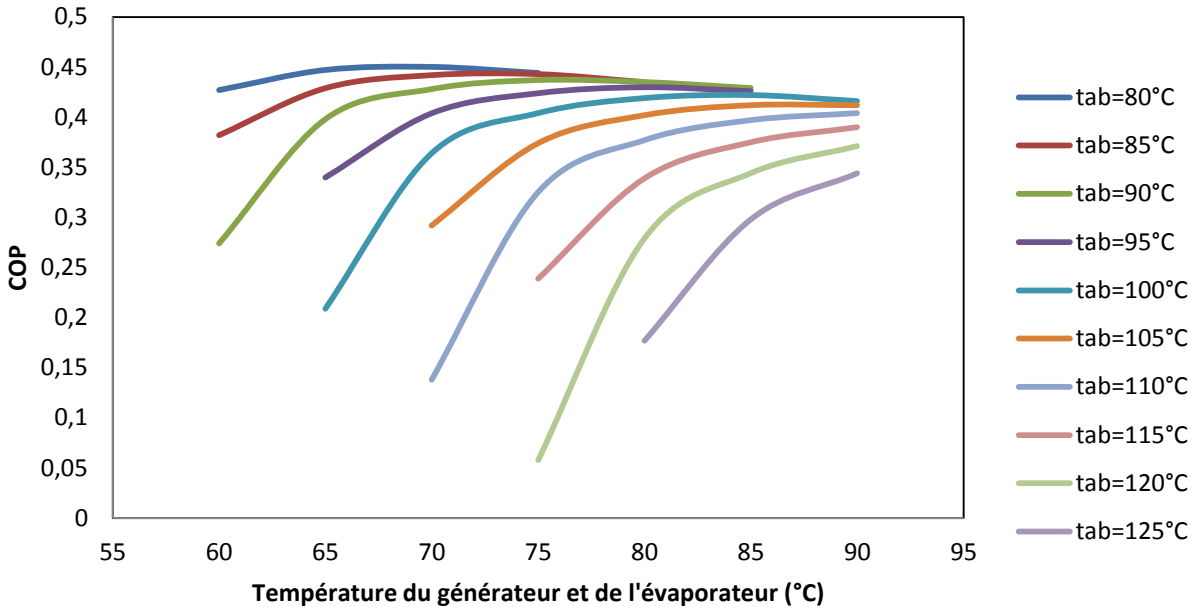


Figure 1. 7 : Variation du COP en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur.

4.2.4. Coefficient de performance exergétique

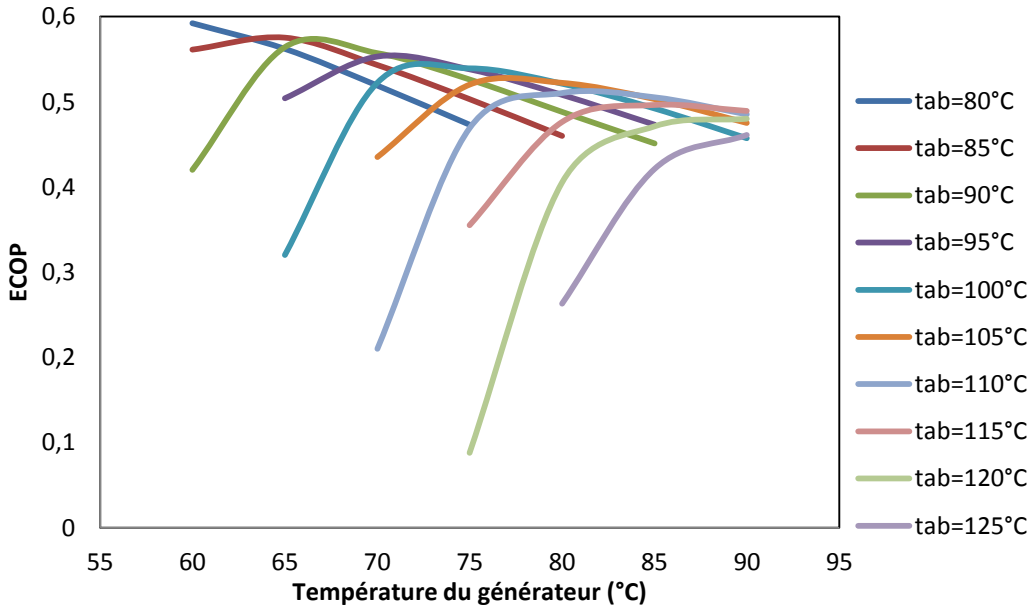


Figure 1. 8 : Variation de l'ECOP en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur.

La Figure 1.8 présente la variation de l'ECOP en fonction de la température de la source de chaleur disponible. Il est à noter que le profil de la variation de l'ECOP ressemble à celui du COP présenté dans la Figure 1.7. L'ECOP est égal au COP multiplié par le facteur $(1-T_0/T_{ab})/(1-T_0/T_{ge})$ lorsque le travail des pompes est négligeable en comparaison avec la puissance thermique de la source

disponible. Pour une température d'absorbeur constante et une température de source disponible qui augmente, la valeur de ce facteur diminue. Ce qui indique que l'ECOP diminue lorsque le COP diminue en variant la température de la source disponible. Cependant, lorsque le COP augmente avec la température de la source disponible, la tendance haussière n'est observée à l'identique pour l'ECOP. Dans la plupart des cas, comme c'est montré dans les tableaux de l'annexe A, avec la variation de la température de source disponible, l'ECOP augmente lorsque le COP augmente.

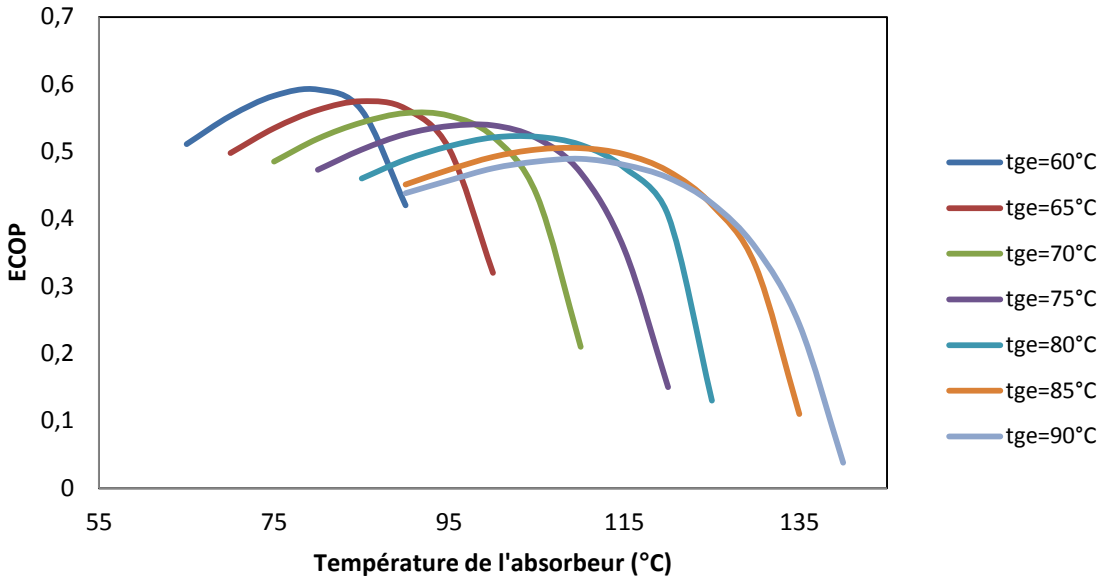


Figure 1. 9 : Variation de l'ECOP en fonction de la température de l'absorbeur.

La variation de l'ECOP, en fonction de la température de l'absorbeur à des températures de condensation et de source disponible constantes est présentée par la Figure 1.9. La forme de la courbe représentant la variation de l'ECOP est parabolique de telle sorte que la valeur maximale de parabole se trouve à un intervalle de GT entre 20°C et 25°C. Au delà du maximum, la valeur maximale de l'ECOP diminue avec l'augmentation de la température de la source de chaleur disponible et de la GT.

4.2.5. Destruction d'exergie

D'après la Figure 1.10, la destruction d'exergie de l'évaporateur est négligeable devant celles de l'absorbeur et du générateur. Ceci est conforté par les résultats obtenus par diverses équipes de recherche [14, 15, 16]. Une découverte faite dans cette section sur ces cycles est que la forme de la courbe de destruction d'exergie relative de l'absorbeur est concave, alors que celle du générateur est convexe.

Pour une température d'absorbeur de 90°C, quelle que soit la température de la source de chaleur disponible, la destruction d'exergie dans le générateur est supérieure à celle de l'absorbeur. Avec l'augmentation de la température de l'absorbeur, les deux courbes se rapprochent de telle façon que la destruction d'exergie relative du générateur diminue et celle de l'absorbeur augmente. Pour une température d'absorbeur de 120°C, les deux courbes se croisent et la destruction d'exergie relative de l'absorbeur dépasse celle du générateur pour une source disponible au-dessus de 80°C.

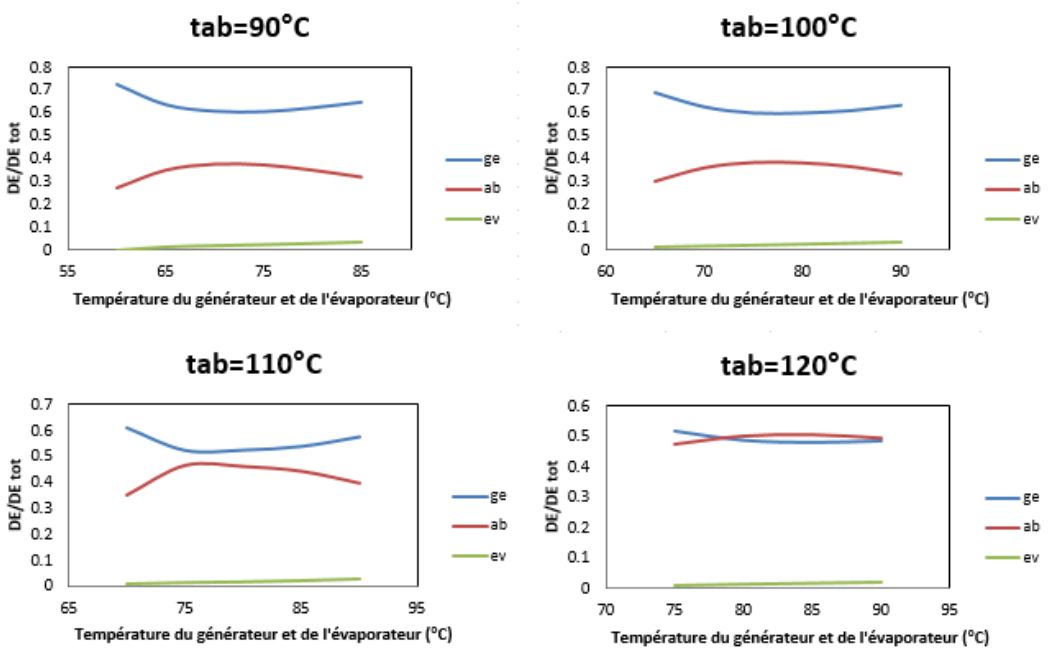


Figure 1. 10 : DE relative des différents composants (absorbeur, générateur et évaporateur) pour différentes conditions de fonctionnement.

Il est important d'étudier la variation de la destruction d'exergie relative du générateur pour différentes températures de source disponible et d'absorbeur. D'après les résultats de la Figure 1.11, avec l'augmentation de la température de l'absorbeur, la valeur minimale de la parabole présentant la destruction d'exergie relative du générateur diminue légèrement. A partir d'une température d'absorbeur de 105°C, une baisse de la destruction d'exergie relative du générateur est entrainée et sera accentuée lorsque la température de l'absorbeur dépasse 110°C. Au-delà de 110°C, la Figure 1.11 montre que la courbe décrivant la destruction d'exergie dans l'absorbeur présente la forme inversée de celle du générateur.

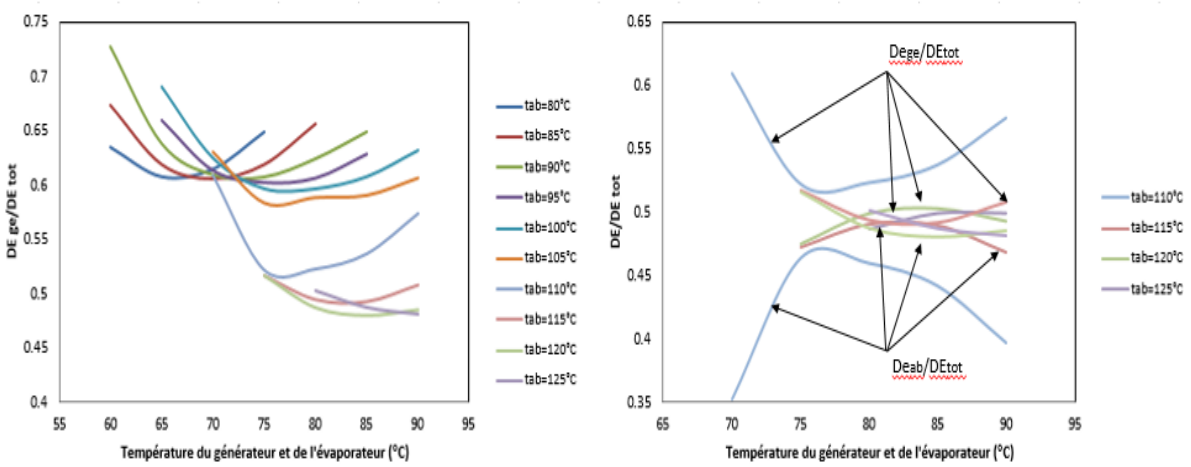


Figure 1. 11 : Variation de la DE relative du générateur et de l'absorbeur en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur.

4.3. Influence des conditions de fonctionnement sur les performances d'un SARC

De façon similaire au sous-chapitre précédent, l'influence des conditions de fonctionnement sur les performances du SARC est étudiée. Il est aussi considéré la paire NH_3-H_2O et les conditions de fonctionnement présentées dans le Tableau 1.4. De façon similaire à la section précédente, des intervalles plus larges des conditions de fonctionnement que celles dans l'état de l'art sont considérés.

Tableau 1. 4 : Conditions de fonctionnement considérées pour le calcul du SAHT.

Température du générateur	50°C à 100°C
Température de l'évaporateur	10°C à -15°C
Température du condenseur et de l'absorbeur	15°C à 30°C

Les résultats de calcul de toutes les combinaisons des conditions de fonctionnement sont présentées dans l'annexe B.

4.3.1. Taux de circulation

La Figure 1.12 présente la variation du taux de circulation en fonction de la température de l'évaporateur. De même que dans l'étude du SAHT, on peut remarquer que les courbes ne couvrent pas tout l'intervalle affiché dans le Tableau 1.4 (pour toutes les figures de 1.12 à 1.20). La limite d'opération est reliée à une différence de valeur positive de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur. Avec l'augmentation de la température de l'évaporateur, la pression de saturation de l'évaporateur et de l'absorbeur augmente, ce qui entraine la diminution de la concentration en absorbant dans l'absorbeur, et cause par la suite la diminution du taux de circulation.

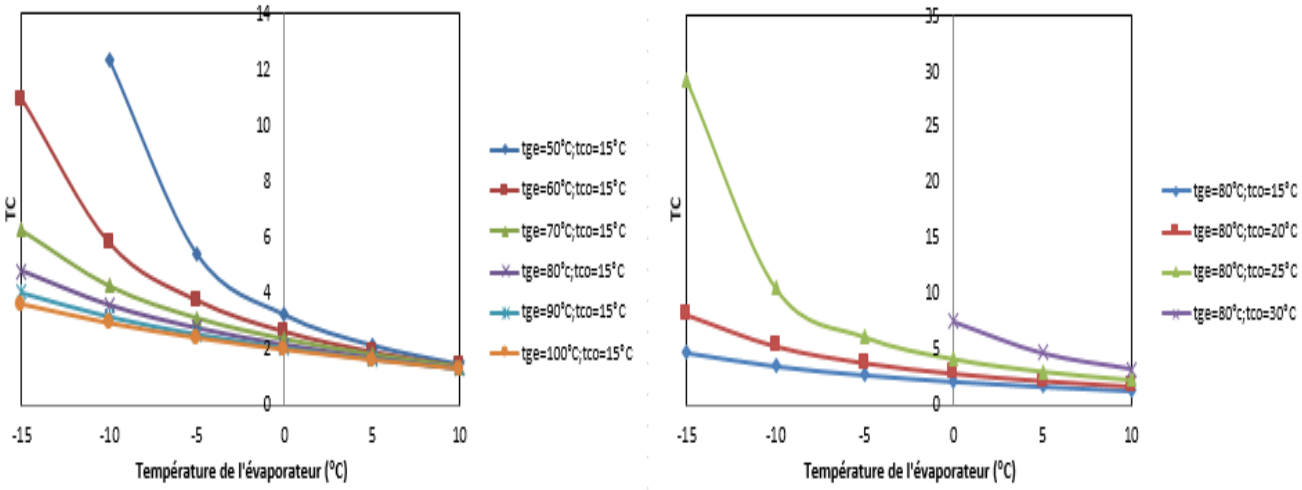


Figure 1. 12 : Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température de l'évaporateur.

Dans la Figure 1.13 est présentée la variation du taux de circulation en fonction de la température du condenseur. Avec l'augmentation de la température du condenseur, tout d'abord la pression de

saturation du condenseur et du générateur augmente et conduit à une diminution de la concentration en absorbant dans le générateur. Simultanément, l'augmentation de la température de l'absorbeur entraine l'augmentation de la concentration en absorbant dans l'absorbeur. Par conséquent, la différence de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur diminue plus rapidement que la diminution de la concentration en absorbant dans le générateur. Suivant la formulation du TC (éq. 1.57), l'augmentation de la température de l'absorbeur et du condenseur entraine l'augmentation du taux de circulation.

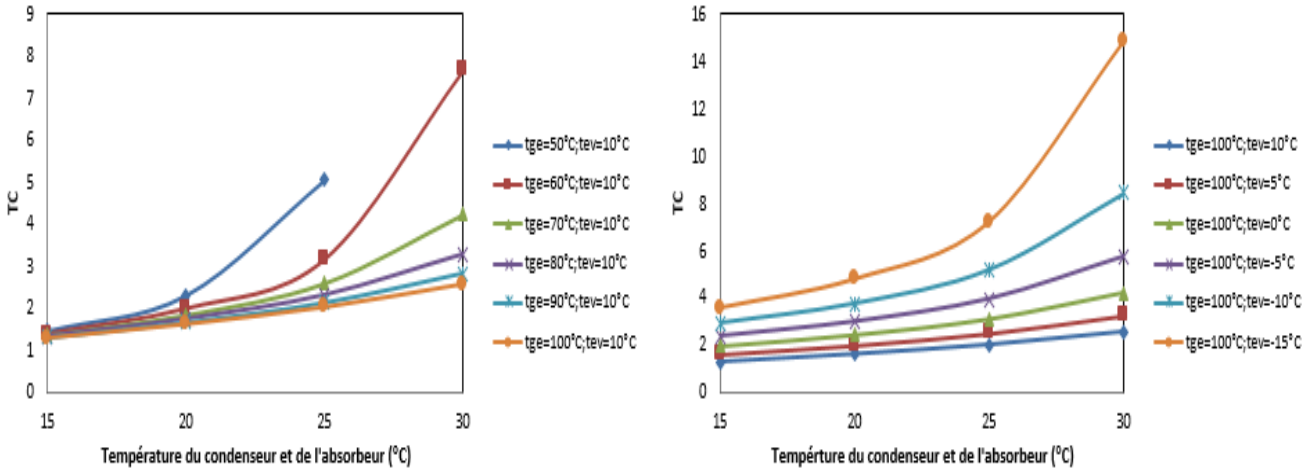


Figure 1. 13 : Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur.

La Figure 1.13 présente la variation du taux de circulation en fonction de la température du générateur. Une augmentation de la température du générateur entraine l'augmentation de la concentration en absorbant dans le générateur. En s'appuyant sur la formulation du taux de circulation, le taux de circulation diminue à cause de cette variation de concentrations à l'absorbeur et au générateur.

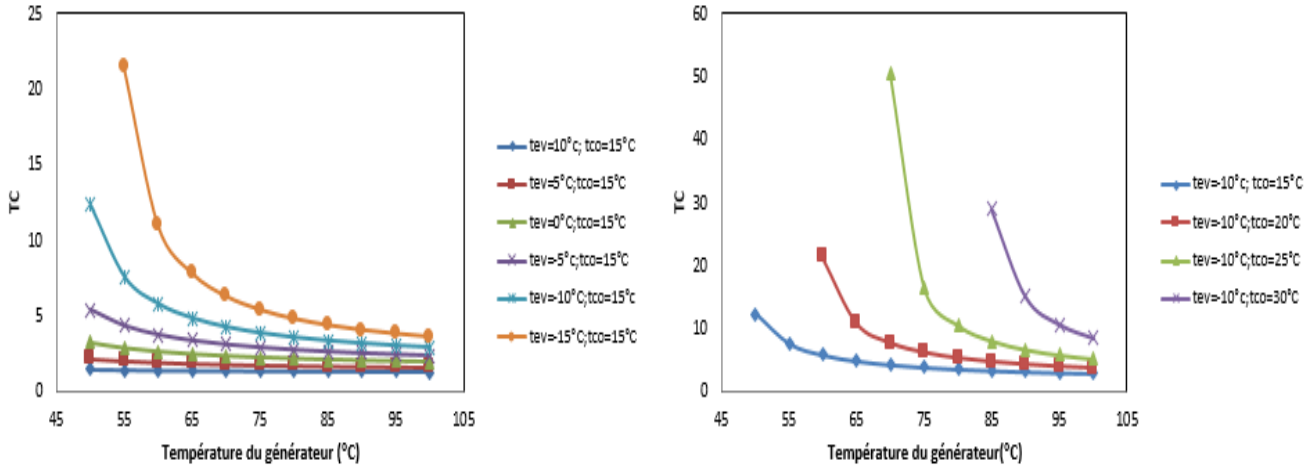


Figure 1. 14 : Variation du taux de circulation (TC) en fonction de la température du générateur.

4.3.2. Coefficient de performance

Avec l'augmentation de la température de l'évaporateur, le COP augmente (Figure 1.15). Cette variation s'explique par un équilibre entre la chaleur latente disponible dans l'évaporateur et la puissance thermique requise dans le générateur pour séparer une quantité donnée de réfrigérant. En

considérant un débit de réfrigérant fixe, l'augmentation de la température de l'évaporateur provoque la diminution de la chaleur latente de vaporisation puisque la pression de saturation de l'évaporateur augmente. En même temps, la diminution du taux de circulation avec l'augmentation de la température d'évaporation implique la diminution du débit de solution pauvre en absorbant circulant de l'absorbeur vers le générateur. Par conséquent, la puissance nécessaire pour séparer la solution dans le générateur diminue. Cette diminution est supérieure à la diminution de la puissance de l'évaporateur, ce qui entraine une augmentation du COP.

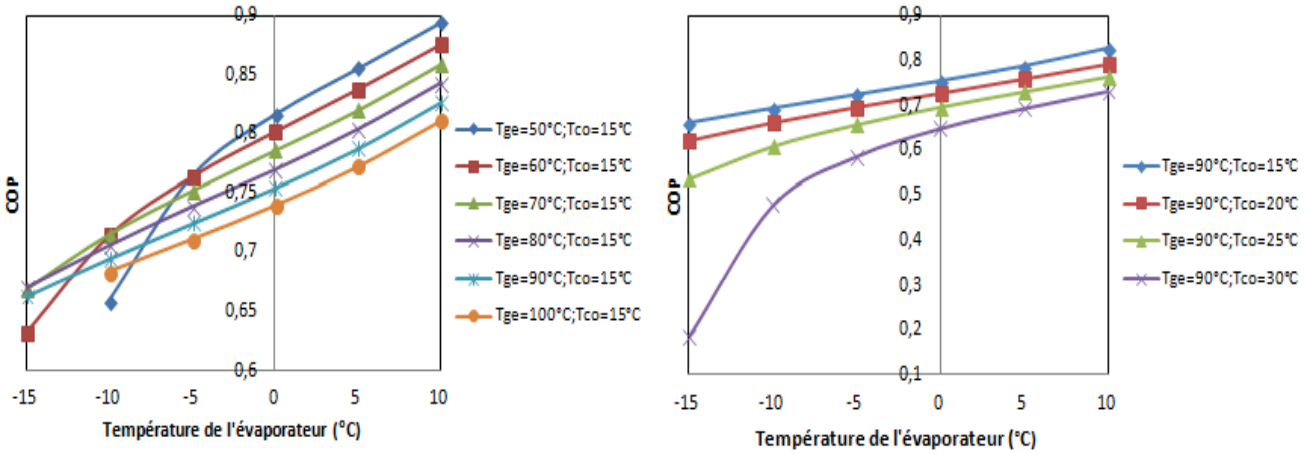


Figure 1. 15 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur.

D'après les valeurs dans la Figure 1.16, le COP diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur et du condenseur. Comme expliqué auparavant, pour une température de générateur constante, la puissance du générateur diminue lorsque le taux de circulation diminue et inversement. Pour une température d'évaporation constante où la puissance de l'évaporateur est constante, le COP diminue.

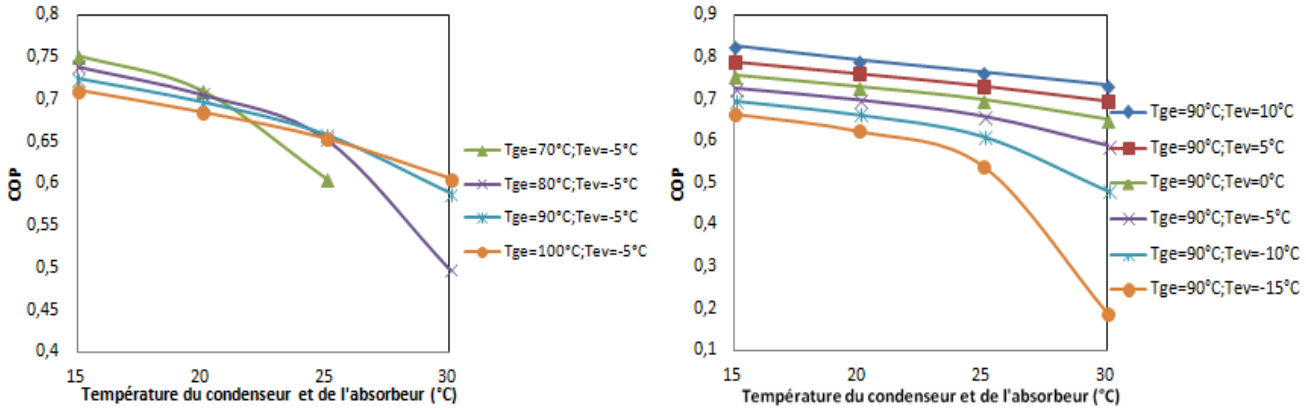


Figure 1. 16 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur.

La Figure 1.17 présente la variation du COP en fonction de la température du générateur. Les Figures 1.14 et 1.17 montrent que la variation du COP en fonction de la température de générateur n'est pas inversement proportionnelle à la variation du taux de circulation, mais plutôt dépend de la variation de la température du générateur. Avec l'augmentation de la température du générateur, la chaleur par unité de masse de solution nécessaire pour séparer le réfrigérant de la solution pauvre en absorbant augmente puisque la différence de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur augmente. D'autre part, le taux de circulation diminue et conduit à une réduction du

débit de solution pauvre à chauffer dans le générateur. La variation du COP dépend du caractère dominant, soit du besoin de chaleur nécessaire à la séparation, soit au débit nécessaire de solution à chauffer. En fonction des valeurs de la température de l'évaporateur et de la température du condenseur (et absorbeur) il est possible de définir laquelle des deux a un caractère dominant.

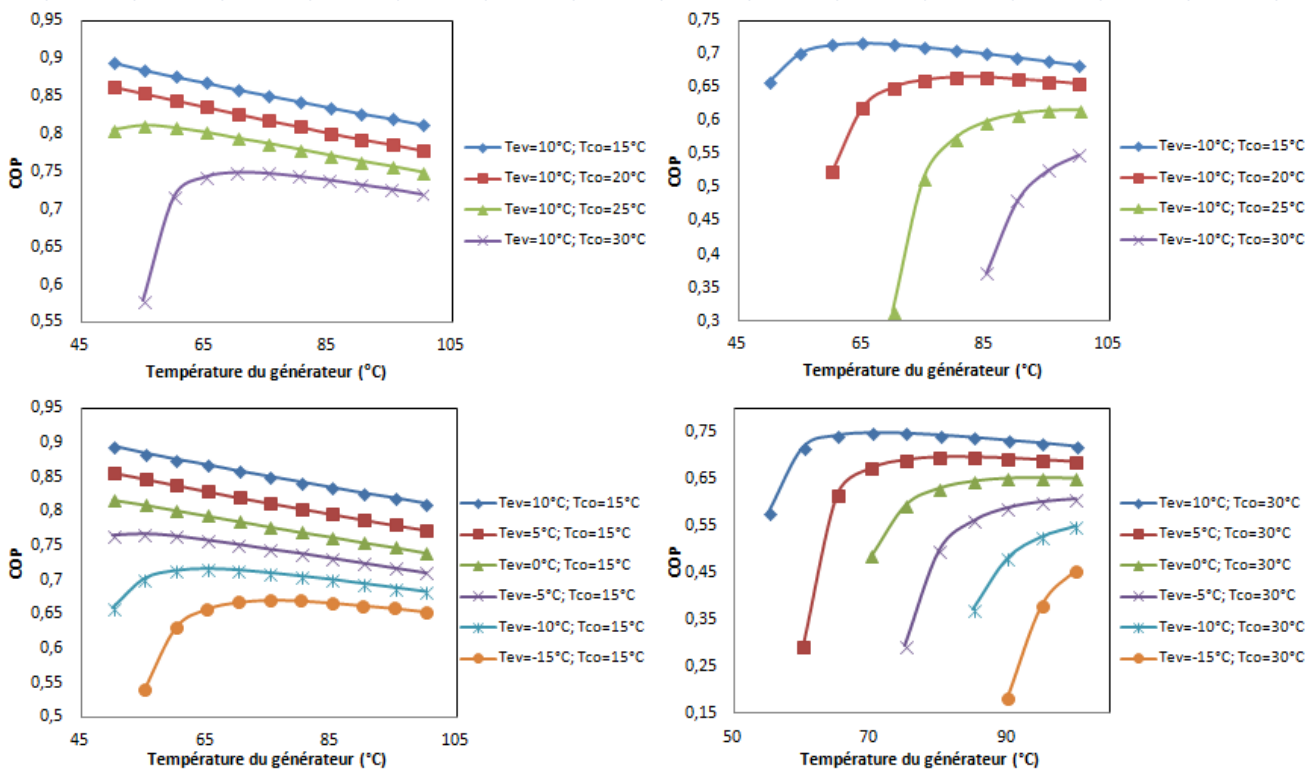


Figure 1. 17 : Variation du COP en fonction de la température du générateur.

D'après les résultats présentés dans la Figure 1.17, l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur, et la diminution de la température de l'évaporateur, conduisent à l'augmentation du COP avec l'augmentation de la température du générateur.

4.3.3. Coefficient de performance exergétique

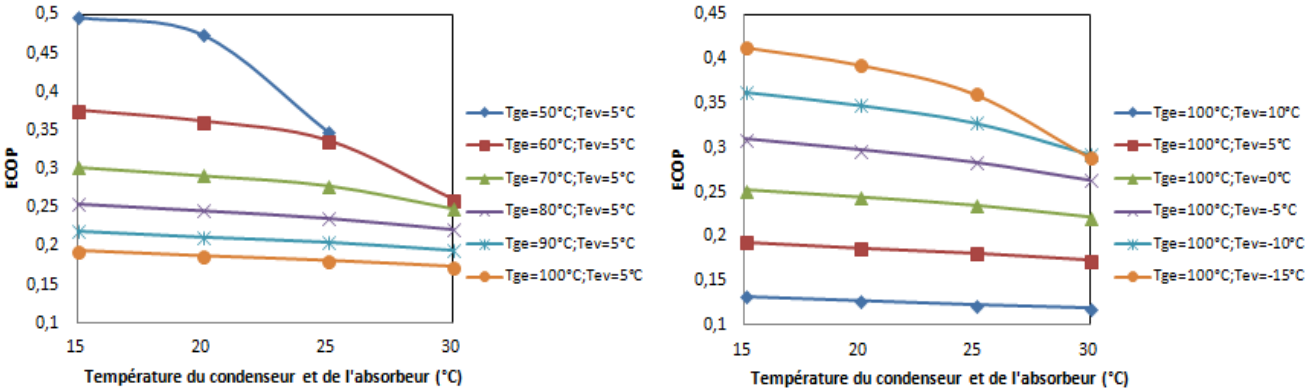


Figure 1. 18 : Variation de l'ECOP en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur.

La Figure 1.18 présente la variation de l'ECOP en fonction de la température du condenseur et de l'absorbeur. Ce qui est à noter est que l'ECOP diminue avec l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur. En partant de la formulation de l'ECOP qui est égale au COP multiplié

par le facteur $(1/T_{co}-1/T_{ge})/ (1/T_{ev}-1/T_{co})$, tant que la température de l'évaporateur est inférieure à celle du condenseur, l'évaporateur sera influencé plus par la variation de la température du condenseur. Ainsi, avec l'augmentation de la température du condenseur, la valeur du facteur $(1/T_{co}-1/T_{ge})/ (1/T_{ev}-1/T_{co})$ diminue, ce qui conduit à la diminution de l'ECOP.

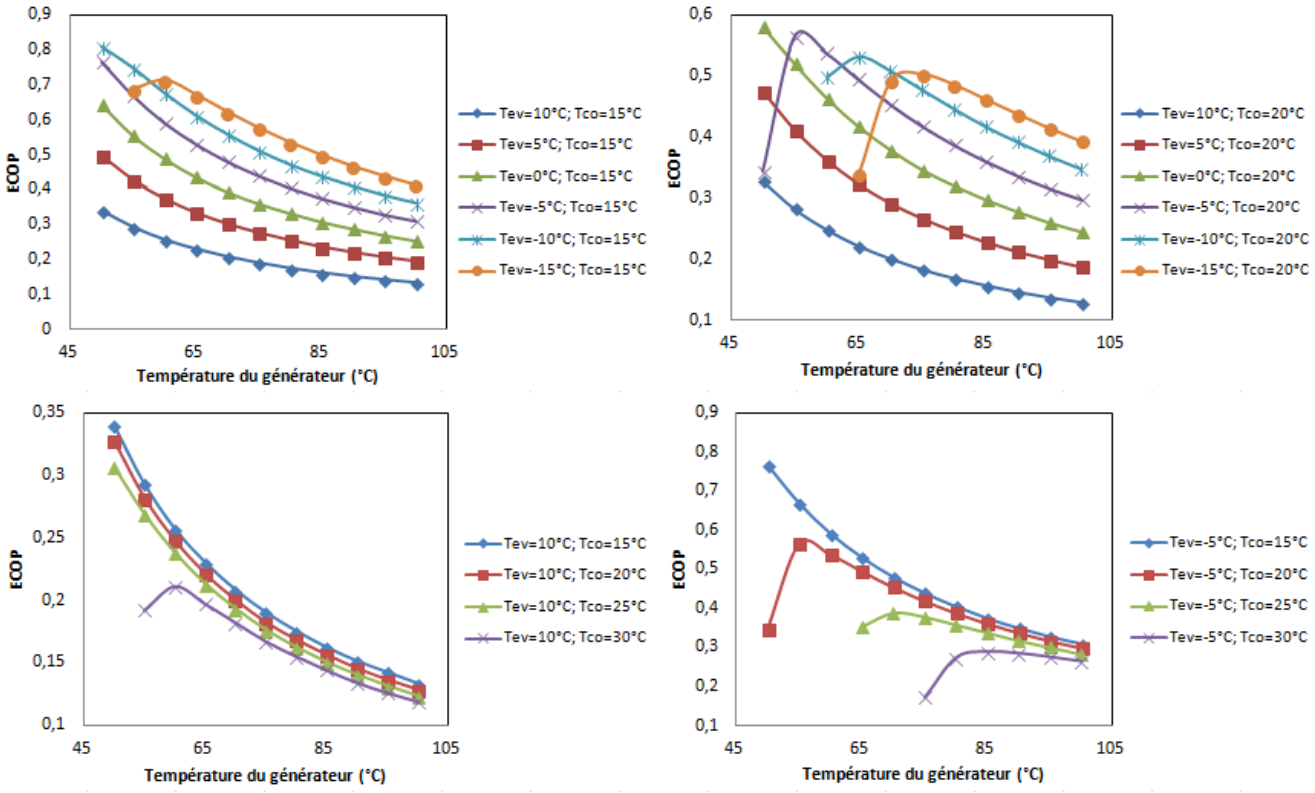


Figure 1. 19 : Variation de l'ECOP en fonction de la température du générateur.

La Figure 1.19 présente la variation de l'ECOP en fonction de la température du générateur. La variation du COP en fonction de la température du générateur influe sur la variation du l'ECOP puisque l'ECOP est égal au produit du COP et d'un terme contenant la température du générateur. Lorsque la température du générateur augmente, la valeur de ce terme diminue.

La Figure 1.20 présente la variation de l'ECOP en fonction de la température de l'évaporateur. L'augmentation de la température de l'évaporateur conduit à l'augmentation du COP et à la diminution du facteur $(1/T_{co}-1/T_{ge})/ (1/T_{ev}-1/T_{co})$ de l'expression de l'ECOP. Par conséquent, la variation de l'ECOP en fonction de la température d'évaporation dépend des valeurs de la température du générateur et de la température du condenseur qui expriment par quoi la variation de l'ECOP est la plus influencée. L'augmentation de la température du générateur et la diminution de la température du condenseur favorise la diminution de l'ECOP.

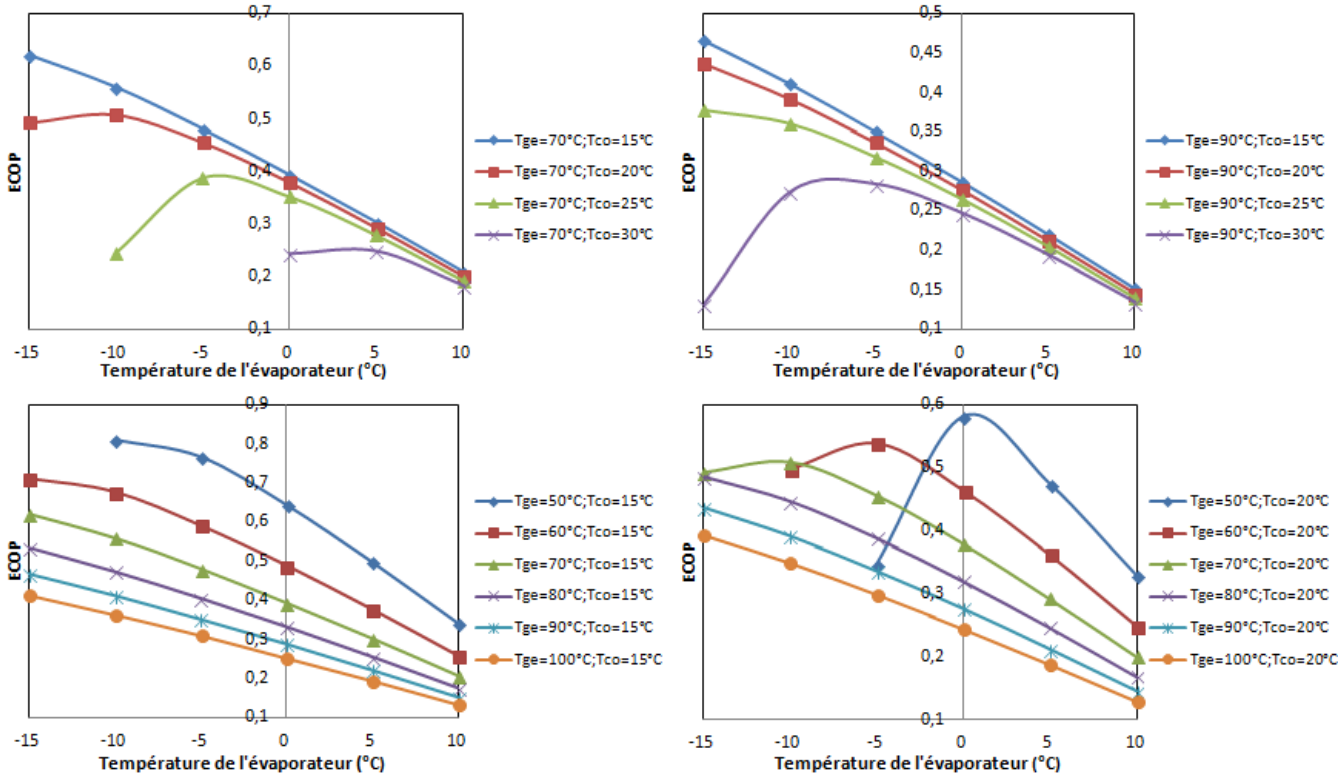


Figure 1. 20 : Variation de l'ECOP en fonction de la température de l'évaporateur.

4.3.4. Destruction d'exergie

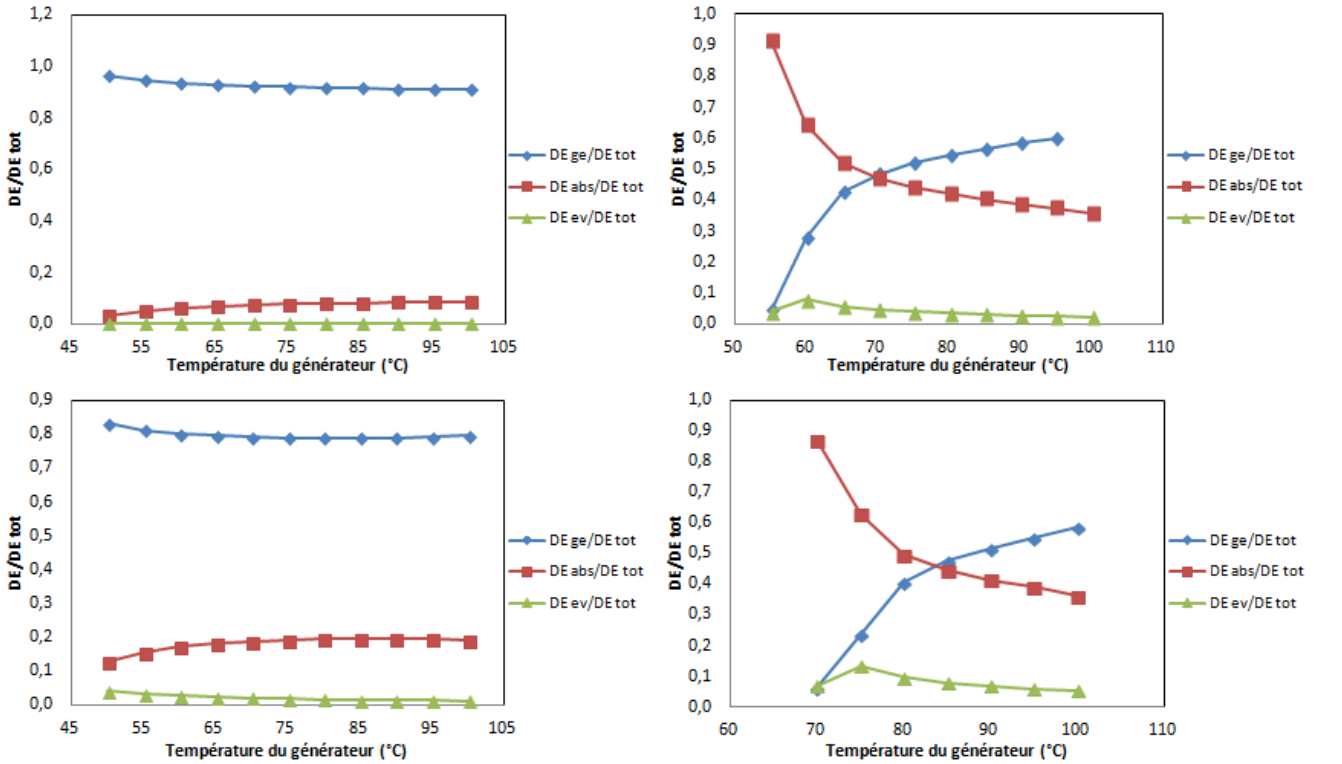


Figure 1. 21 : DE relative des différents composants (absorbeur, générateur et évaporateur) pour différentes conditions de fonctionnement.

D'après la Figure 1.21, quelles que soient les conditions le fonctionnement du SARC, la destruction d'exergie de l'évaporateur est négligeable devant celle de l'absorbeur et du générateur, ce qui est en

totale divergence avec les travaux de Sözen [60]. Pour des températures basses de condenseur (15°C) et des températures élevées de l'évaporateur (10°C), la destruction d'exergie relative du générateur est la plus importante. Avec l'augmentation de la température du condenseur et la diminution de la température de l'évaporateur, la destruction d'exergie relative du générateur diminue et celle de l'absorbeur augmente jusqu'au moment où elle la dépasse pour les températures du générateur basses (65°C).

5. Conclusion

Les machines à absorption peuvent jouer un rôle important dans la transition énergétique en raison de leur capacité à réduire les émissions de chaleur fatale à basse température (<100°C), tels que les rejets industriels de chaleur, à valoriser les sources d'énergie renouvelables de type solaire et géothermique et à rendre cette chaleur utile pour plusieurs applications industrielles.

Actuellement, les machines de réfrigération à absorption et les transformateurs de chaleur par absorption font l'objet de nombreuses recherches, spécifiquement sur leurs applications potentielles, les fluides de travail et l'évaluation des performances. Pour des applications de réfrigération, les machines à absorption commercialisées utilisent la paire de fluides de travail composée d'ammoniac-eau (réfrigération inférieure à 0°C) et la paire d'eau-bromure de lithium (refroidissement supérieure à 0°C). Les machines commercialement disponibles de thermo-transformation de chaleur utilisent la paire d'eau-bromure de lithium. Pour remédier aux problèmes liés à la corrosion, la cristallisation, les pressions d'opération sous-atmosphériques et la grande taille d'équipements avec des solutions H_2O-LiBr, à la toxicité et aux problèmes de haute pression avec la paire l'ammoniac-eau, il est nécessaire de trouver des paires de fluides capables de les remplacer. Les fluides organiques sont une alternative possible. Il convient de mentionner les liquides ioniques qui pourraient constituer une autre solution mais, pour la plupart de ces fluides, les données d'équilibre liquide-vapeur et leurs propriétés thermo-physiques ne sont que très rarement disponibles. Pour en revenir aux fluides organiques, on conclut qu'ils n'ont pas obtenu leur juste part d'études théoriques ni expérimentales alors que de part leur grand nombre, ils présentent un potentiel important de remplacement des fluides de travail utilisés dans les machines à absorption.

Hormis les fluides de travail utilisés dans les machines à absorption, les limites opérationnelles de celles-ci posent une deuxième problématique. Les cycles à absorption fonctionnent dans des intervalles de température bien limités. Le cycle de réfrigération simple effet ne peut pas atteindre une température inférieure à -15°C. Le transformateur de chaleur par absorption simple effet ne peut pas produire un gain de température supérieur à 35°C à un COP acceptable par l'industrie. Il est nécessaire de trouver ou de créer d'autres configurations des machines à absorption qui peuvent répondre à cette problématique, tout en restant simples et en évitant la complexité des cycles imbriqués (e.g. machines à triple effet). Les calculs réalisés sur les cycles simples n'ont pas seulement l'intérêt de valider les résultats de nos modèles à ceux de la littérature, mais aussi de comprendre l'évolution des performances du cycle en fonction des conditions de fonctionnement. Ces conditions de fonctionnement ont été considérées de façon très ponctuelle par les divers auteurs à leurs cycles spécifiques dans leurs cas d'application. Le travail réalisé dans ce chapitre permet de donner une vue globale de l'interaction des conditions de fonctionnement des cycles et de préciser les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques à étudier sur les cycles pour améliorer leurs performances. Ceux-ci sont :

- l'amélioration des phénomènes d'absorption et leurs équipements associés en vue de la réduction des pertes exergétiques,
- l'amélioration du gain de température absorbeur-générateur,
- la diminution de la génération d'entropie dans les générateurs. Pour ce dernier point, le travail a été fait dans le cadre d'une thèse confidentielle du centre, soutenue en 2015.

Les pistes d'amélioration des cycles seront étudiées, dans un premier temps, par une recherche dans la littérature pour identifier des configurations des cycles candidats au remplacement des cycles simples et une recherche concernant les divers fluides organiques qui peuvent substituer les paires de fluides conventionnellement utilisées. Dans un deuxième temps, l'étude des phénomènes d'absorption nécessaires au fonctionnement des cycles est conduite.

Chapitre 2 : Cycles avancés et nouveaux fluides de travail

1. Introduction

Les technologies des machines à absorption nécessitent une amélioration des performances pour qu'elles puissent avoir un plus fort déploiement industriel, voire remplacer les machines à compression. Les objectifs principaux d'amélioration sont soit la maximisation du COP, soit la maximisation du gain de température. Ces objectifs peuvent être atteints par la modification des architectures de cycle et par le bon choix des fluides du travail.

Jusqu'à présent, les cycles utilisés dans les industries sont principalement les cycles simples et les fluides de travail dans les cycles d'absorption sont principalement le NH_3-H_2O et le H_2O-LiBr. Cependant, ces deux paires de fluides présentent des inconvénients listés dans le chapitre précédent, et ils ne conviennent pas pour la valorisation des rejets thermiques industriels à basse température.

Les cycles conventionnels opèrent à deux niveaux de pression, tandis que les cycles modifiés ciblent une opération à trois niveaux de pression. Ceci facilite l'augmentation de la pression de l'absorbeur indépendamment de celle de l'évaporateur, ou celle du générateur par rapport à celle du condenseur. On parle de l'inclusion des composants additionnels aux cycles simples, tels qu'un deuxième générateur ou un deuxième absorbeur/évaporateur ou un éjecteur. Ces modifications sont étudiées et discutées dans ce chapitre.

Les cycles modifiés sont étudiés en considérant des nouvelles paires de fluides organiques ayant le potentiel de remplacer le NH_3-H_2O et le H_2O-LiBr. Il n'a pas été décidé de les étudier avec les deux fluides conventionnels, puisque l'un des objectifs de la thèse est de montrer le potentiel de développement des machines à absorption par rapport à l'état de l'art. La recherche des fluides à utiliser dans ces cycles à absorption doit être faite en tenant compte des tests sur des fluides conduits auparavant et des propriétés désirées pour des fluides à développer en remplacement des HFC et CFC (HydroFluoroCarbures et Chlorofluorocarbures), dont leur toxicité, leur inflammabilité, leurs réactivité, leurs propriétés de transport, leur ODP et GWP, leurs niveaux de pression de fonctionnement et leur pression de vapeur, principalement. La pondération entre ces paramètres sera à affiner en fonction du secteur industriel ciblé où la machine à absorption serait à installer.

Dans ce chapitre, les architectures des cycles de thermo-transformation et de réfrigération à absorption ayant le potentiel de remplacer les cycles conventionnels sont listées. Ensuite les architectures qui ne peuvent pas être appliquées avec des sources de chaleur fatale à basse température ne sont plus retenues pour une étude approfondie dans ce travail de thèse. Les architectures restantes sont étudiées avec une liste de paires de fluides réfrigérant-absorbant ayant le potentiel de remplacer les couples conventionnels. Cette dernière étape a pour objectif de lister les paires les plus performantes et potentiellement utilisables dans une nouvelle génération de machines à absorption, ainsi que les besoins en développement des fluides de travail plus performants (fluides d'ingénierie/fluides ioniques) et de moindre impact environnemental.

2. Cycles avancés

2.1. Transformateurs de chaleur par absorption avancés

2.1.1. Cycle de transformateur de chaleur par absorption à double effet (DEAHT)

Comme montré dans la Figure 2.1, un transformateur de chaleur à absorption à double effet (double effect absorption heat transformer - DEAHT) contient deux générateurs opérant pour un même absorbeur. Le premier générateur opère à la pression du condenseur (bas générateur) et le deuxième opère à une pression intermédiaire (haut générateur). Les vapeurs formées par le générateur à pression intermédiaire sont utilisées comme source de chaleur pour alimenter le générateur à basse pression. On trouve également deux échangeurs de chaleur pour mieux récupérer la chaleur entre les solutions riche, moyenne et pauvre concentration en absorbant.

Pour une source de chaleur utilisée dans un SAHT et dans un DEAHT, le cycle double effet délivre des COP supérieurs à ceux du cycle simple puisqu'une partie de la chaleur est récupérée du haut générateur vers le bas générateur au lieu d'être libérée à l'atmosphère. L'absorbeur du DEAHT fonctionne dans un intervalle de température plus restreint ou égal à celui du cycle simple, puisqu'il n'offre pas la possibilité de dissocier le niveau de pression de l'absorbeur et de l'évaporateur.

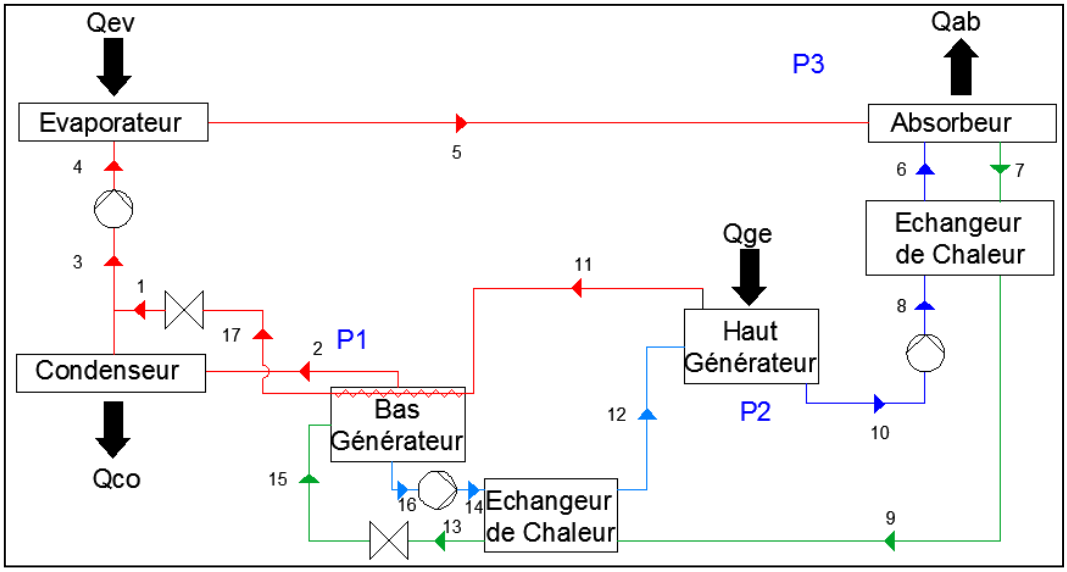


Figure 2. 1 : Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption à double effet.

Zhao et al. [86] ont rapporté la performance thermodynamique d'un DEAHT en utilisant TFE-E181 (Trifluoroethanol–Tetraethylenglycol dimethylether) comme fluide de travail. Les résultats montrent que lorsque la température dans le générateur à haute pression dépasse 100°C et que le GT est de 30°C, le COP du système est d'environ 0,58, ce qui est supérieur à 0,48 du SAHT avec la même paire de fluides. Même avec cette augmentation, le COP reste encore inférieur à 0,64 du DEAHT en utilisant H_2O-LiBr comme fluide de travail. Gomri [87] a présenté une comparaison entre les systèmes de transformateur de chaleur à absorption simple et double effet utilisés pour le dessalement de l'eau de mer. Ils ont évalué les effets de la température requise à l'absorbeur et les températures de la source intermédiaire sur les rendements énergétiques et exergétiques et sur la vitesse de production d'eau douce sur les deux systèmes. Ils ont conclu que les transformateurs de chaleur à

absorption double effet avaient des rendements plus élevés, mais des taux de production d'eau plus faibles que ceux des transformateurs de chaleur à absorption à simple effet.

2.1.2. Cycle de transformateur de chaleur par absorption à double étage (DSAHT)

Les transformateurs de chaleur par absorption à deux étages (double stage absorption heat transformer - DSAHT) se composent essentiellement de deux SAHT, qui peuvent être imbriqués de trois différentes façons. La première consiste à connecter l'absorbeur du premier SAHT à l'évaporateur du deuxième, de tel sorte que la chaleur fournie par l'absorbeur permette l'évaporation du réfrigérant dans le deuxième SAHT ($Q_{ab1} = Q_{ev2}$). La deuxième consiste à coupler l'absorbeur du premier au générateur du deuxième ($Q_{ab1} = Q_{ge2}$). La troisième consiste à diviser la chaleur fournie par l'absorbeur du premier étage entre le générateur et l'évaporateur du deuxième étage ($Q_{ab1} = Q_{ev2} + Q_{ge2}$).

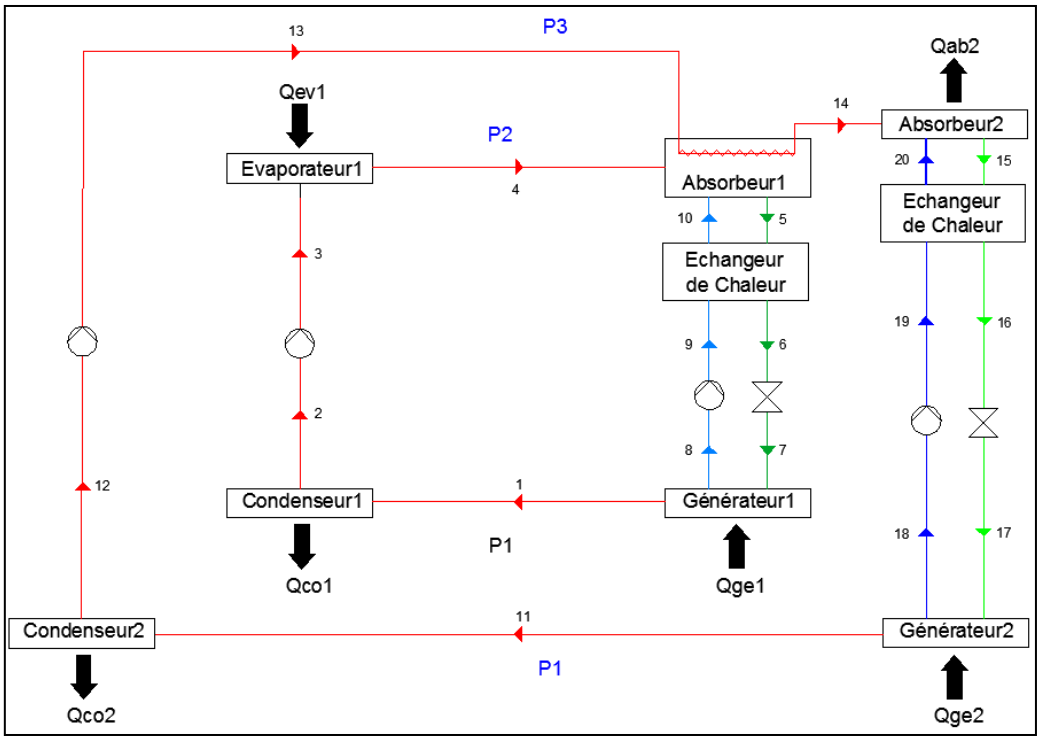


Figure 2. 2 : Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption à double étages.

Parmi les trois façons d'imbriquer le DSAHT, la connexion de l'absorbeur du premier avec l'évaporateur du deuxième est la plus efficace [88]. Cette connexion entraine l'avantage d'une température d'évaporateur plus élevée ce qui augmente le GT. Pour la deuxième façon, la connexion de deux cycles par l'absorbeur et le générateur entraine une augmentation de la température du générateur. Par conséquence, le cycle fonctionne à deux niveaux de pression qui ne conduisent pas à un gain de GT mais à un gain de COP. Pour la troisième, la puissance fournie par l'absorbeur est divisée entre l'évaporateur et le générateur, ce qui diminue la puissance de chaleur utile que le deuxième SAHT.

En utilisant la première méthode de connexion (voir Figure 2.2), cette machine fonctionne à trois niveaux de pression dont le niveau à basse pression se trouve dans les générateurs et les condenseurs des deux cycles, le niveau de moyenne pression se trouve dans l'absorbeur, et le niveau à haute pression se trouve dans l'évaporateur connecté à l'autre cycle.

Rivera et al. [89] ont conclu que le transformateur thermique à deux étages peut permettre d'augmenter la température dans un absorbeur par rapport à celle d'un cycle à un seul étage. Cependant, son coefficient de performance, COP, serait inférieur. Ciambelli et Tufano [90, 91] ont développé un modèle mathématique pour un transformateur de chaleur à deux étages avec de l'eau-acide sulfurique comme fluide de travail. Les résultats ont confirmé l'hypothèse de Rivera et Best [89] montrant qu'avec cette configuration, on pouvait obtenir un COP de 0,35 et un GT de 75°C.

2.1.3. Cycle de transformateur de chaleur par absorption double (DAHT)

Les transformateurs de chaleur à absorption double (Double absorption heat transformer - DAHT) se composent essentiellement d'un générateur, d'un condenseur, d'un évaporateur, d'un absorbeur, d'un absorbeur-évaporateur (ae) et d'un échangeur de chaleur interne. Une source de chaleur disponible est fournie au générateur pour séparer une partie du réfrigérant de la solution. Le réfrigérant vaporisé est condensé dans le condenseur à une température inférieure. Ensuite, le débit de réfrigérant est divisé en deux courants. L'un d'entre eux est pompé dans l'évaporateur où il est vaporisé à une température et pression intermédiaires. L'autre est pompé à une pression plus élevée et vaporisé dans l'absorbeur-évaporateur par une quantité de chaleur disponible (Q_{ae}). Le réfrigérant est absorbé dans l'absorbeur, à une température plus élevée, par la solution à haute concentration d'absorbant provenant du générateur. La solution diluée à une concentration intermédiaire est divisée en deux courants. L'un passe au générateur après avoir préchauffé la solution à haute concentration à travers l'échangeur de chaleur. L'autre passe à l'absorbeur-évaporateur pour absorber le réfrigérant vaporisé à pression intermédiaire provenant de l'évaporateur et délivrant la quantité de chaleur Q_{ae}. Enfin, la solution diluée à faible concentration sortant de l'absorbeur-évaporateur revient au générateur.

Les performances du DAHT (type a) ont été présentées par Rivera et al. [92, 93]. Ce cycle présente une limite dans le GT à atteindre. La température de l'absorbeur que ce cycle peut atteindre est définie par la pression de l'absorbeur et par la différence de concentration du mélange réfrigérant-absorbant entre les absorbeurs et le générateur. Dans cette configuration, la concentration en absorbant dans l'absorbeur-évaporateur est la plus basse, suivie par celle de l'absorbeur, puis celle la plus élevée est celle du générateur. La concentration en absorbant augmente inversement à la variation de la pression et proportionnellement à l'augmentation de la température.

Un nouveau cycle de thermo-transformateur de chaleur à absorption double, qui était une version améliorée de la configuration mentionnée précédemment, a été proposé par Zhao et al. [94, 95] . Etant donné que le réfrigérant vaporisé est absorbé seulement une fois, la concentration en absorbant de la solution quittant l'évaporateur-absorbeur est plus élevée que celle du cycle représenté sur la Figure 2.4. Les résultats montrent que ce nouveau cycle est plus performant que le cycle étudié par Rivera et al. [92, 93], car il présente une gamme de conditions opératoires plus large dans laquelle le système conserve une valeur élevée de COP. La relation entre l'absorbeur et l'absorbeur-évaporateur est moins importante, ce qui facilite le fonctionnement et le contrôle du système. La solution pauvre en absorbant sortant de l'absorbeur et celle qui quitte l'évaporateur-absorbeur n'ont pas d'interaction entre elles.

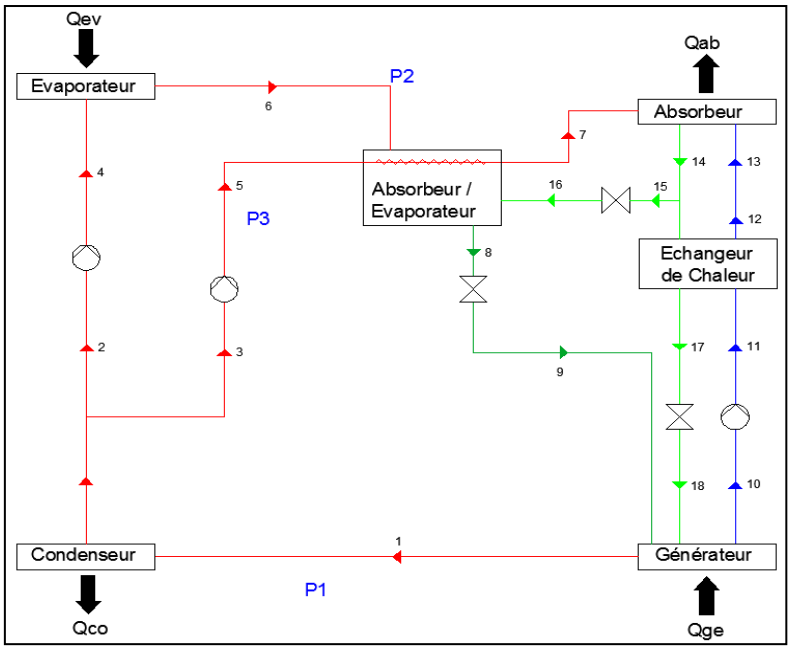


Figure 2. 3 : Schéma du transformateur de chaleur par absorption double présenté par Rivera et al. [92, 93] (type a).

Zhao et al. [94, 95] ont étudié les performances d'une autre variante de leur thermo-transformateur de chaleur DAHT (illustré sur la Figure 2.5) opérant avec une solution aqueuse de bromure de lithium. Le nouveau type de DAHT est différent de ceux mentionnés précédemment (voir la Figure 2.3 et la Figure 2.4). La température de l'évaporateur-absorbeur n'est pas une variable indépendante, et le degré de liberté du système est inférieur à ceux des deux autres DAHTs (T_{ae} est une fonction des variables T_{ge} ou T_{ev}, T_{ab} et T_{co}). Les résultats ont montré que ce nouveau type de DAHT a un COP plus élevé, en particulier lorsque la température de l'absorbeur est plus élevée. Le COP pourrait atteindre une valeur maximale de 0,32, et le gain de température pourrait être de l'ordre de 60°C.

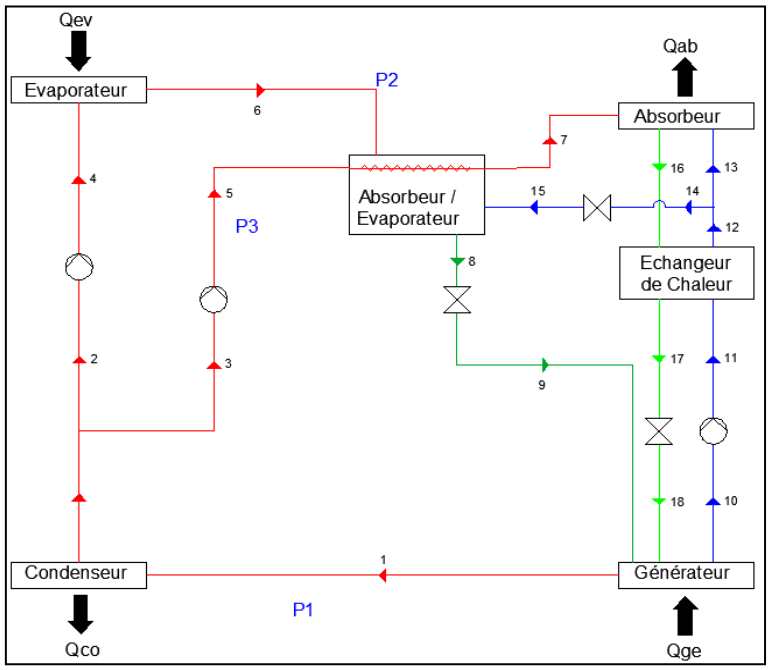


Figure 2. 4 : Schéma du transformateur de chaleur par absorption double présenté par Zhao et al. [94, 95] (type b).

Ils ont constaté que T_{ae} augmente proportionnellement à T_{ab} et T_{co}. Inversement, les effets de T_{co} sur T_{ae} sont moins importants que ceux de la T_{ab} (type a). Les configurations de transformateurs thermiques à absorption double fonctionnant avec le mélange eau- bromure de lithium ont été également étudiées par Martinez et Rivera [96] tout en considérant la première et la deuxième loi de la thermodynamique. Leurs résultats indiquent que le générateur provoque la plus grande irréversibilité ou destruction d'exergie contribuant à environ 40 % de la destruction totale d'exergie dans l'ensemble du système. Les résultats ont également montré que le COP et ECOP augmentent proportionnellement à la variation de la température du générateur, de l'évaporateur et de l'absorbeur-évaporateur, et diminuent avec les températures de l'absorbeur et du condenseur. Enfin, on a observé que le COP et l'ECOP sont très dépendants du taux de circulation.

Outre les transformateurs de chaleur à absorption double et à absorption à deux étages, il existe également des transformateurs de chaleur à absorption triple (TAHT) qui sont similaires aux systèmes à absorption double, mais avec un étage supplémentaire à température plus élevée. Quelques études sur l'analyse thermodynamique de l'AHT simple et triple utilisant H_2O-LiBr ont été effectuées par Rivera et al. [92, 93]. Les résultats ont montré que les systèmes SAHT étaient les plus simples et les plus efficaces, puisqu'ils atteignaient un COP maximal de 0,48, alors que les COP maximales étaient respectivement de 0,32 et 0,31 pour le DAHT et le TAHT. Cependant, les GT les plus élevés ont été obtenus avec le TAHT, suivi du DAHT et enfin du SAHT, atteignant des valeurs de GT de 80°C, 75°C et 50°C, respectivement. Les auteurs ont conclu que, parce que le DAHT pouvait obtenir un COP et un GT semblables à ceux du TAHT, les premiers semblaient être une meilleure alternative puisqu'ils exigent moins de composants et seraient moins coûteux.

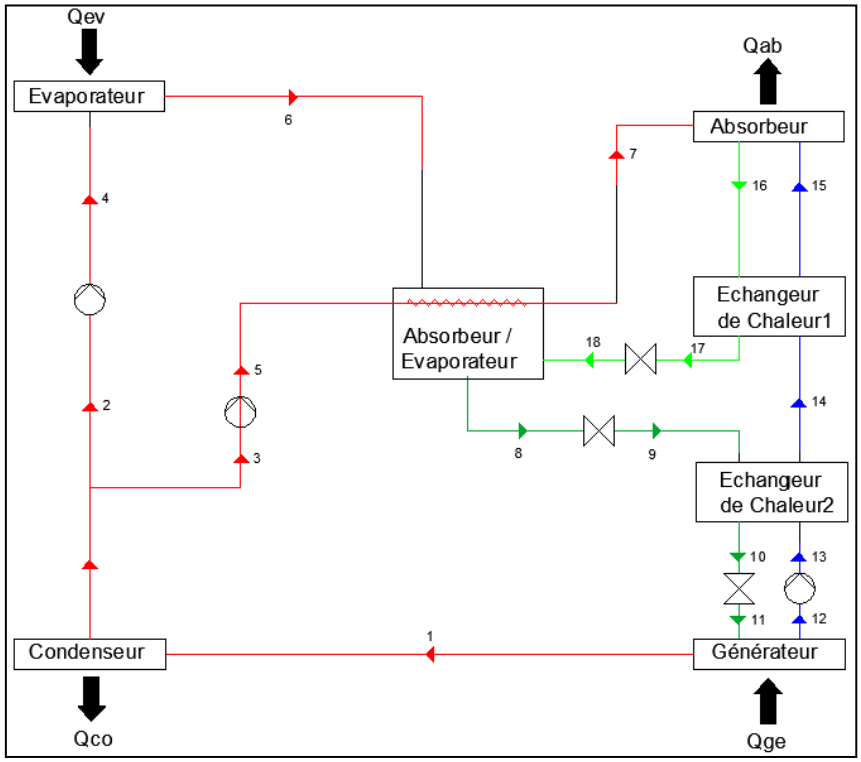


Figure 2. 5: Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption double présenté par Zhao et al. [94, 95] (type c).

Egalement, des transformateurs de chaleur simples et avancés fonctionnant avec le mélange H_2O-Carrol ont été analysés par Best et al. [97] et Romero et al. [98]. Pour une température du

condenseur de 30°C et une température du générateur de 80°C, les COP les plus élevés étaient 0,49, 0,32 et 0,31 pour le SAHT, le DAHT et le TAHT respectivement. Le GT le plus élevé pour SAHT était presque 60°C, tandis que pour TAHT et DAHT étaient autour de 105°C. Une étude thermodynamique d'un DAHT fonctionnant avec le mélange H_2O-$CaCl_2$ a été réalisée par Barragan et al. [99]. Les GT jusqu'à 40°C ont été atteints avec un COP proche de 0,3. Rivera et al. [100] ont comparé les performances du SAHT, du TAHT et du DAHT fonctionnant avec H_2O-LiBr et les mélanges H_2O-Carrol. Des tendances et des valeurs similaires des COP ont été obtenues en général pour les deux mélanges, cependant, dans des conditions spécifiques, les gains de température avec H_2O-Carrol ont été jusqu'à 15°C plus élevés que ceux obtenus avec H_2O-LiBr. Wang et al. [42] ont comparé les performances d'un TAHT fonctionnant avec H_2O - LiBr, avec TFE- NMP et avec H_2O-LiBr dans le cycle inférieur et TFE-NMP dans le cycle supérieur. Les valeurs de COP et GT les plus élevées pour le système fonctionnant avec H_2O-LiBr dans les deux cycles étaient de 0,3 et 80°C, respectivement. Bien que le COP maximal pour le système fonctionnant avec H_2O-LiBr et TFE-NMP soit de 0,25, le GT était de 90°C et la température maximale de l'absorbeur était de 40°C supérieure à celle obtenue avec H_2O-LiBr.

2.1.4. Cycle de transformateur de chaleur par absorption éjection (EAHT)

Comme le montre la Figure 2.6, seul un éjecteur doit être ajouté à un SAHT pour le transformer en un transformateur de chaleur à absorption éjection (EAHT). En général, pour les architectures des cycles précédemment présentées, la pression de l'absorbeur est déterminée par la température de l'évaporateur. Les pertes de charge étant négligeables, la pression de l'absorbeur est considérée égale à celle de l'évaporateur. Les cycles à absorption-éjection sont différents. Le principe de fonctionnement d'un EAHT renverse l'égalité de pression entre l'absorbeur et l'évaporateur. Un point clé pour comprendre l'intérêt d'un EAHT par rapport aux autres architectures est : découpler la pression de l'évaporateur et de l'absorbeur permet d'augmenter la pression de l'absorbeur et ainsi d'atteindre une température maximale plus élevé. En conséquence, il est possible d'obtenir de la chaleur utile à des températures plus élevées que dans les cycles à absorption sans éjection.

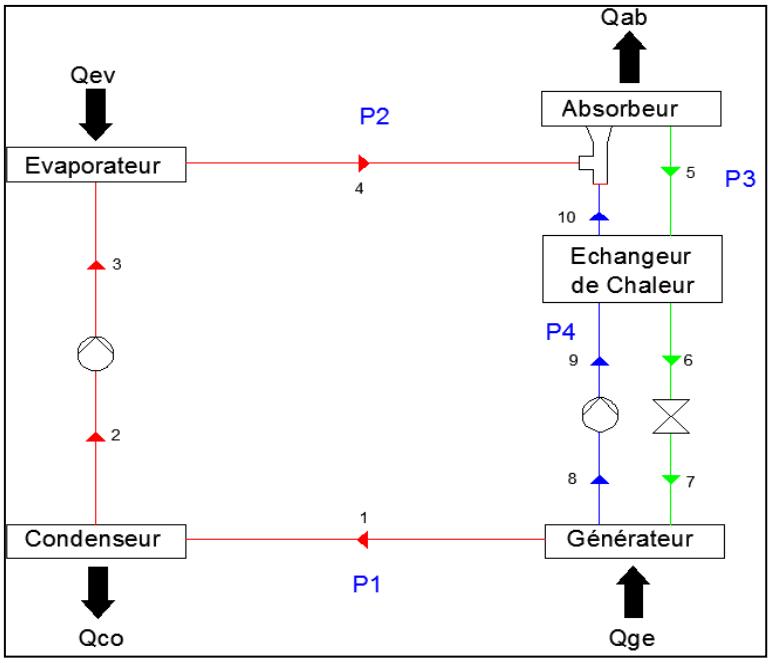


Figure 2. 6 : Schéma d'un transformateur de chaleur par absorption - éjection.

Les éjecteurs sont capables d'élever la pression d'un fluide sans consommer directement de l'énergie mécanique. Donc, ajouter un éjecteur au SAHT est plus efficace qu'introduire un compresseur pour en augmenter la pression dans le système. L'éjecteur dans un EAHT reçoit la solution riche en absorbant comme fluide primaire et le réfrigérant pur comme fluide secondaire (Figure 2.6). La solution pauvre en absorbant est une résultante du mélange de la solution riche en absorbant et le réfrigérant pur.

Un autre avantage pour l'EAHT est que l'absorption se déroule partiellement dans l'éjecteur et donc il diminue la taille de l'opération unitaire « absorbeur », en l'occurrence d'une colonne d'absorption. Dans le cas où l'absorption est totale dans l'éjecteur, l'absorbeur peut être remplacé simplement par un échangeur de chaleur pour récupérer la chaleur du mélange diphasique sortant de l'éjecteur.

Sözen et al. [101, 102, 38] ont développé des modèles mathématiques d'un transformateur de chaleur à absorption-éjection (EAHT) fonctionnant avec le mélange NH_3-H_2O. Dans les mêmes conditions opératoires, le COP et l'ECOP ont été améliorés de 14 % et 30 % respectivement, en utilisant l'éjecteur par rapport à un SAHT. Shi et al. [103] ont présenté et analysé un transformateur de chaleur à absorption-éjection (EAHT) basé sur l'analyse de performance des transformateurs de chaleur à un étage, à deux étages et à double absorption. Leurs résultats ont montré que l'EAHT représente une configuration plus simple que le DAHT et DSAHT. La température utile délivrée dans l'EAHT était supérieure à celle dans le SAHT et, simultanément, le système était plus performant. Aucun document n'a été trouvé concernant l'étude des éjecteurs à jet liquide utilisés ni sur l'étude des phénomènes d'absorption dans les éjecteurs, ni sur les travaux expérimentaux pour ce cycle EAHT.

2.1.5. Choix des configurations à tester

D'après les sous-chapitres précédents, on conclut qu'il existe plusieurs études concernant le développement de nouveaux cycles de transformateurs de chaleur. Pour la plupart, ils ont tous mis l'accent sur l'obtention d'un plus grand COP ou GT utilisant H_2O-LiBr et mélanges alternatifs dans des cycles simples. En ce qui concerne les cycles avancés, les études ont principalement porté sur les transformateurs à double absorption, à deux étages, à absorption éjection et à double effet. De tous les transformateurs de chaleur analysés, les DEAHTs sont ceux avec le COP le plus élevé allant jusqu'à 0,64, mais leurs GT restent faibles avec des valeurs à environ 30°C [94, 95]. Le SAHT atteint des valeurs de COP proches de 0,5 avec un GT de 40°C. Le DSAHT atteint des valeurs de COP de 0,32 avec des valeurs de GT allant jusqu'à 70°C, tandis qu'avec le DAHT, des valeurs de COP de 0,31 et des GT maximaux de 75°C [92, 93]. Les systèmes TAHT atteignent des GT jusqu'à 100°C, mais les COPs ne dépassent pas 0,2. Avec les transformateurs de chaleur à absorption-éjection, on obtient des GT de 80°C et des valeurs de COP 4 % inférieures par rapport au SAHT dans les mêmes conditions opératoires. Rivera et al. [92, 93] ont conclu que le DAHT semblait être une alternative moins complexe que la TAHT, car un COP et un GT semblables pouvaient être obtenus avec les deux systèmes. Compte tenu des performances et de leur simplicité, le DAHT et l'EAHT doivent être étudiés.

Certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites :

- Les pertes de charge et de chaleur des composants du cycle sont considérées comme négligeables ;

- Le réfrigérant liquide quittant le condenseur et la vapeur quittant l'évaporateur sont dans les conditions de saturation respectives ;
- La solution pauvre en absorbant sortant de l'absorbeur et la solution riche en absorbant sortant du générateur sont saturées dans les conditions d'équilibre à leurs températures respectives ;
- La vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur est supposée surchauffée à la température du générateur ;
- Les pompes sont considérées isentropiques ;
- Le liquide dans l'évaporateur est évaporé totalement et seulement de la vapeur passe à l'absorbeur ;
- Les détentes sont considérées isenthalpiques ;
- Les pertes exergétiques dans les échangeurs de chaleurs sont négligeables côté des fluides caloporteurs.
- Le modèle thermodynamique UNFAC est utilisé .

En tenant compte des hypothèses de calcul, la première loi de la thermodynamique a été considérée pour déterminer, respectivement, les quantités d'énergie entrante et sortante de chacun des composants et du système entier. Les bilans de matière et d'énergie pour chaque composant des cycles DAHT et EAHT sont présentés dans le Tableau 2.1. Les résultats de calcul seront présentés dans le sous-chapitre 4.1.

Tableau 2. 1 : Equations des bilans de matière et d'énergie des composants dans les machines à absorption à double absorption (DAHT) et à absorption éjection (EAHT)

	DAHT (Figure 2.4)	EAHT (Figure 2.6)
Evaporateur	$\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ (éq. 2.1) $Q_{ev} = \dot{m}_4(h_6 - h_4)$ (éq. 2.2)	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ (éq. 2.23) $Q_{ev} = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$ (éq. 2.24)
Absorbeur-Evaporateur	$\dot{m}_6 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_8$ (éq. 2.3) $\dot{m}_7 = \dot{m}_5$ (éq. 2.4) $\dot{m}_{15}X_{15} = \dot{m}_8X_8$ (éq. 2.5) $Q_{ae} = \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_5(h_7 - h_5)$ (éq. 2.6)	
Absorbeur	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{16}$ (éq. 2.7) $\dot{m}_{13}X_{13} = \dot{m}_{16}X_{16}$ (éq. 2.8) $Q_{ab} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{16}h_{16}$ (éq. 2.9)	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5$ (éq. 2.25) $\dot{m}_{10}X_{10} = \dot{m}_5X_5$ (éq. 2.26) $Q_{ab} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5$ (éq. 2.27)
Générateur	$\dot{m}_1 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_9$ (éq. 2.10) $\dot{m}_9X_9 = \dot{m}_{10}X_{10} = \dot{m}_{18}X_{18}$ (éq. 2.11) $Q_{ge} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_{18}h_{18}$ (éq. 2.12)	$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7$ (éq. 2.28) $\dot{m}_8X_8 = \dot{m}_7X_7$ (éq. 2.29) $Q_{ge} = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_7h_7$ (éq. 2.30)

Condenseur	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (éq. 2.13) $Q_{co} = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$ (éq. 2.14)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (éq. 2.31) $Q_{co} = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$ (éq. 2.32)
Pompes	$\dot{m}_2 = \dot{m}_4$ (éq. 2.15) $\dot{m}_3 = \dot{m}_5$ (éq. 2.16) $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ (éq. 2.17) $W_{po} = \dot{m}_2(h_4 - h_2) + \dot{m}_3(h_5 - h_3) + \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})$ (éq. 2.18)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ (éq. 2.33) $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ (éq. 2.34) $W_{po} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) + \dot{m}_8(h_9 - h_8)$ (éq. 2.35)
Echangeur de chaleur interne	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (éq. 2.19) $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ (éq. 2.20) $Q_{ec} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) = \dot{m}_9 * (h_{10} - h_9)$ (éq. 2.21)	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ (éq. 2.36) $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (éq. 2.37) $Q_{ec} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) = \dot{m}_5(h_5 - h_6)$ (éq. 2.38)
Détendeur	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ (éq. 2.22)	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ (éq. 2.39)

En ce qui concerne l'EAHT, une hypothèse de X_{ab} est considéré pour obtenir les bilans de matière et d'énergie façon itérative. Cette hypothèse conduit à une valeur de P_{ab}, puisque $P_d = f(X_{ab}, t_{ab})$ avec t_{ab} étant la température de bulle de la solution pauvre en absorbant et fixée à partir de la température ambiante.

Le rapport d'entrainement de l'éjecteur (w) est défini par les débits massiques des flux secondaire et primaire :

$$w = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{10}} \quad \text{(éq. 2.40)}$$

Si w est connu, le titre de vapeur de la solution à la sortie de l'éjecteur peut être obtenu :

$$x = \frac{1}{1+W} \quad \text{(éq. 2.41)}$$

Le modèle du cycle est résolu en itération sur X_{ab} jusqu'à où le titre en vapeur calculé d'après le modèle de l'éjecteur est égal à celui obtenu de l'équation 2.41. Le modèle de l'éjecteur est basé sur les équations de conservation de masse, de conservation de quantité de mouvement, et de conservation de l'énergie appliquées aux différentes sections qui composent l'éjecteur (le modèle est détaillé dans le chapitre 4).

2.2. Cycles avancés de réfrigération par absorption

2.2.1. Cycle de réfrigération par absorption à double effet (DEARC)

Le cycle de réfrigération par absorption à double effet est fondamentalement un cycle à effet unique avec un générateur supplémentaire. Il a été introduit en 1956 et 1958 [104]. La chaleur à haute température provenant d'une source externe alimente le générateur du premier effet. La vapeur de réfrigérant générée est condensée à haute pression dans le générateur de second effet. La chaleur rejetée est utilisée pour produire de la vapeur de réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur de premier effet. Cette configuration du système est considérée comme un système d'absorption à double effet en série. Les pressions rencontrées dans les machines à double effet sont

proches de celle atmosphérique. Cela rend les réfrigérants à basse température d'ébullition comme le NH_3, inutilisable. Le COP d'une machine de réfrigération par absorption H_2O-LiBr classique à double effet se situe entre 1,2 et 1,3 et la température de la source de chaleur se situe dans la plage de 150 à 170°C [105].

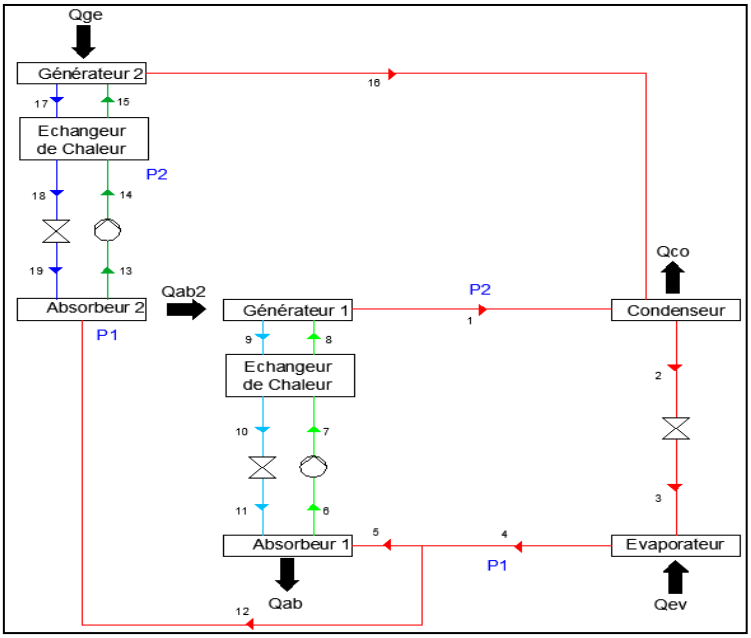


Figure 2. 7 : Schéma d'un cycle de réfrigération par absorption à double effet pour NH_3-H_2O.

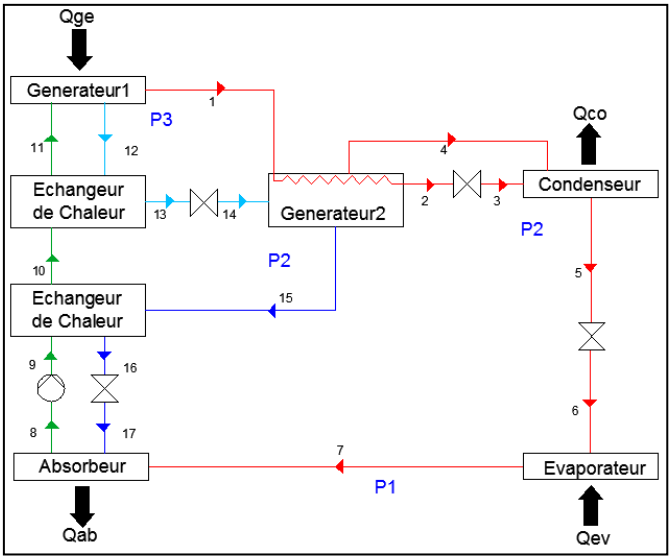


Figure 2. 8 : Schéma d'un cycle de réfrigération par absorption à double effet pour H_2O-LiBr.

Des études théoriques d'un système d'absorption à double effet ont été fournies pour divers fluides de travail [106, 107]. Si H_2O-LiBr est remplacé par NH_3-H_2O, la pression maximale dans le générateur de premier effet sera extrêmement élevée. La Figure 2.7 montre un système d'absorption à double effet utilisant NH_3-H_2O. Contrairement au système H_2O-LiBr, l'évaporateur et les condenseurs des deux cycles sont intégrés dans une seule opération unitaire. Comme H_2O est l'absorbant, il n'y a pas de problème de cristallisation dans l'absorbeur. L'absorbeur 2 peut fonctionner à haute température

pour alimenter la chaleur au générateur 1. Plusieurs types de cycles d'absorption multi-effets ont été analysés, tels que le cycle d'absorption du triple effet [108] et le cycle d'absorption quadruple [109]. Cependant, une amélioration de COP n'est pas directement liée à l'augmentation du nombre d'effets d'absorption. Il faut noter que, lorsque le nombre d'effets augmente, le COP de chaque effet ne sera pas aussi élevé que celui d'un système à simple effet. De plus, un plus grand nombre d'effets correspond à une plus grande complexité du système. Par conséquent, le cycle à double effet le plus complexe est disponible dans le commerce [110].

2.2.2. Cycle de réfrigération par absorption éjection (EARC)

Un éjecteur peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système de réfrigération par absorption. Une nouvelle architecture a été proposée par Kuhlenschmidt [111] (Figure 2.9). Le système d'absorption utilise en tant qu'absorbant un sel capable de fonctionner à basse température d'évaporateur. Ce système emploie des générateurs à deux étages semblables à ceux utilisés dans un système d'absorption à double effet. Cependant, contrairement à un système classique d'absorption à double effet, le fluide réfrigérant à basse pression provenant du générateur à second effet est utilisé dans l'éjecteur comme fluide d'entraînement de la vapeur de réfrigérant provenant de l'évaporateur. Le courant sortant de l'éjecteur est dirigé vers l'absorbeur, ce qui amène la pression de l'absorbeur à un niveau supérieur à celui de l'évaporateur. Par conséquent, la concentration de la solution dans l'absorbeur peut être maintenue hors intervalle de concentration propice à la cristallisation lorsque le système fonctionne à basse température d'évaporateur. On peut noter qu'il n'y a pas de condenseur indépendant dans ce système, car le réfrigérant vapeur à haute pression est condensé dans le second générateur. Le réfrigérant vapeur basse pression est utilisé comme fluide d'entraînement dans l'éjecteur. Aucun des résultats théoriques ni expérimentaux de ce système n'est disponible.

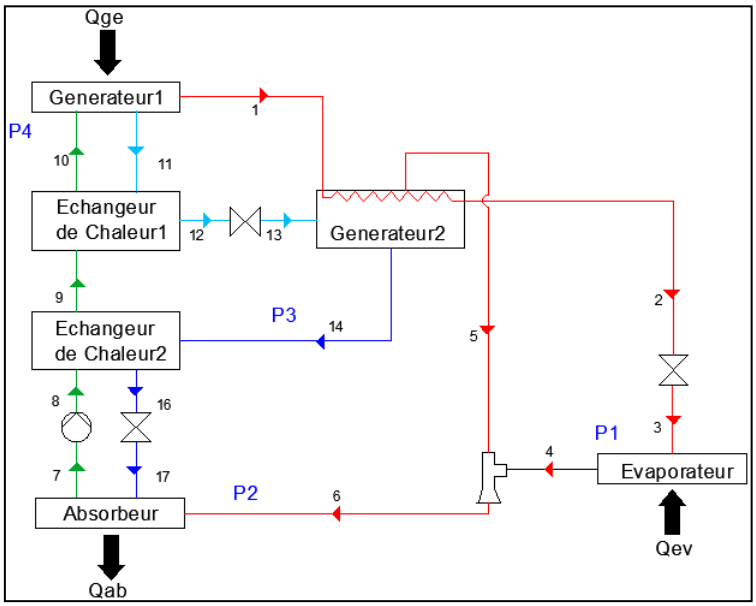


Figure 2. 9 : Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Kuhlenschmidt [111].

Une autre architecture utilisant un éjecteur avec un système d'absorption a été introduite par Chung et al. [112] et Chen [113] (Figure 2.10). Similaire à celle de Kuhlenschmidt, un éjecteur est utilisé pour maintenir la pression d'absorbeur à un niveau plus élevé que dans l'évaporateur. Sa singularité est que le fluide d'entraînement dans l'éjecteur est la solution liquide à haute pression provenant du

générateur. Seul un fluide réfrigérant à haute pression et à haute densité peut être utilisé. Ceci est dû au fait qu'un éjecteur entraîné par un liquide n'est pas adapté pour fonctionner avec de telles vapeurs de basse densité, comme dans le cas des systèmes utilisant LiBr-eau. L'étude expérimentale a montré qu'en utilisant des fluides de travail DMETEG- R22 et DMETEG- R21, le rapport de pression entre l'absorbeur et l'évaporateur est de 1,2. L'augmentation de la pression d'absorbeur entraîne une réduction de la circulation de la solution inférieure à celle d'un système classique fonctionnant dans les mêmes conditions. On peut donc s'attendre à une amélioration du COP. L'inconvénient de cette architecture est la nécessité d'une source de chaleur à température très élevée (>100°C) et donc ce n'est pas le cas des rejets thermiques à basse température.

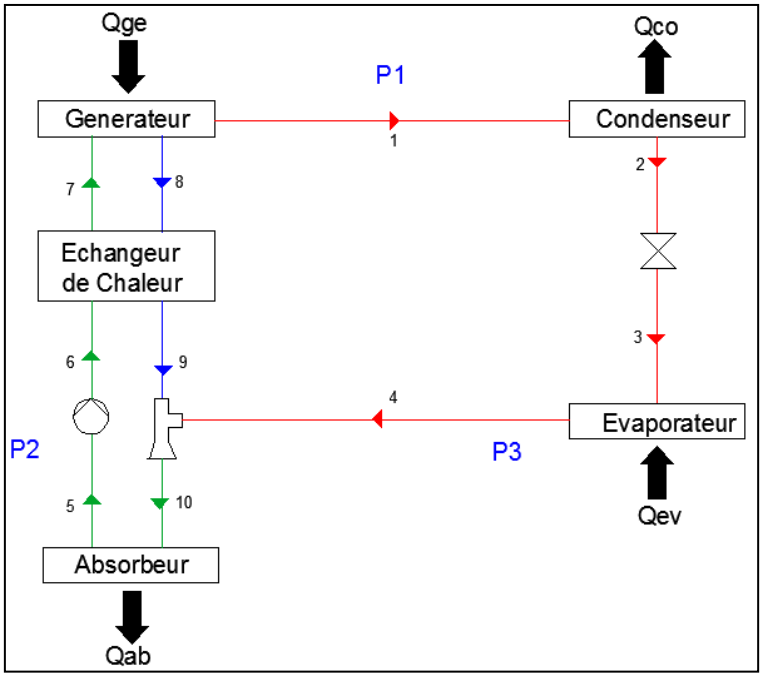


Figure 2. 10 : Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Chung et al [112].

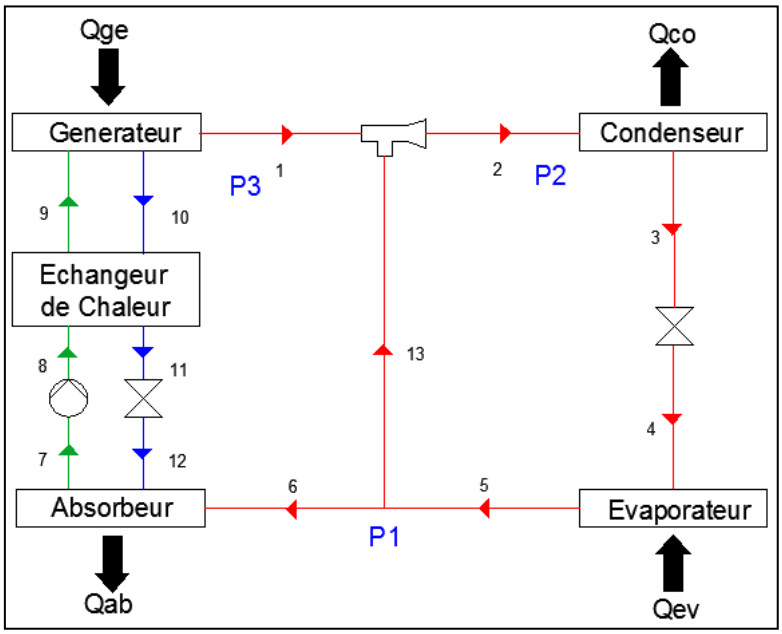


Figure 2. 11 : Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection présenté par Aphornratana et Eames [114].

Une autre architecture proposée par Aphornratana et Eames [114] est illustrée dans la Figure 2.11. Un éjecteur est placé entre un générateur et un condenseur d'un système d'absorption à simple effet. La paire H_2O-LiBr est utilisée comme fluide de travail. L'éjecteur utilise la vapeur d'eau à haute pression du générateur comme fluide moteur. Ainsi, le générateur fonctionne à une pression supérieure à celle du condenseur. Ceci permet d'augmenter la température de la solution sans risque de cristallisation. Si la température et la pression sont augmentées simultanément, la concentration de la solution est maintenue constante et l'apport de chaleur au générateur est seulement légèrement augmenté. L'éjecteur entraîne la vapeur de réfrigérant de l'évaporateur, donc, un effet de refroidissement plus important est produit. Le COP est sensiblement augmenté par rapport à un système conventionnel d'absorption à simple effet. Des études expérimentales ont montré que des COP aussi élevés de 0,86 à 1,04 peuvent être atteintes. Cependant, ce système doit fonctionner avec une source de chaleur à haute température (190 à 210°C) et une température environnante acceptable (maximum 50°C). Comme la température du générateur est élevée, la corrosion prématurée des composants peut être problématique.

2.2.3. Discussion et proposition d'une nouvelle configuration

La comparaison entre divers types de systèmes de réfrigération à absorption est synthétisée dans le Tableau 2.2. Actuellement, les systèmes d'absorption à double effet utilisant la paire H_2O-LiBr semblent être le seul système de haute performance disponible dans le commerce. Un système combiné d'absorption-éjection [114] est une autre option possible. Ce système peut offrir un COP aussi élevé qu'un système à double effet avec peu d'impact sur la complexité du système.

Tableau 2. 2 : Comparaison des caractéristiques et des performances des cycles de réfrigération à absorption.

Système	Niveaux de pression	Source disponible (°C)	Température réfrigération (°C)	Fluides	COP	Remarques
SARS	2	80-100	5-10	H_2O-LiBr	0,5-0,7	1. En utilisant de l'eau comme réfrigérant, la température de refroidissement est supérieure à 0°C. 2. Pression de fonctionnement sous-atmosphérique. 3. Un absorbeur refroidi par l'eau est nécessaire pour empêcher la cristallisation à haute concentration.
SARS	2	120-150	<0	NH_3-LiBr	0,5	1. La rectification du réfrigérant est nécessaire. 2. La pression de fonctionnement est élevée en utilisant NH_3. 3. Aucun problème de cristallisation. 4. Convient à l'utilisation en tant que pompe à chaleur en raison de large plage de fonctionnement.
DEARS [105]	3	120-150	5-10	H_2O-LiBr	0,8-1,2	1. Cycle de haute performance qui est disponible dans le commerce. 2. La chaleur provenant du premier effet est utilisée comme entrée de chaleur pour la deuxième étape.

DEARS [106] [107]	3	120-150	<0	NH_3-LiBr	0,8-1,2	La chaleur de l'absorbeur du premier étage est utilisée pour le générateur de deuxième étage.
EARS [111]	3			H_2O-LiBr		1. Eliminer la cristallisation dans l'absorbeur en augmentant la pression due au fonctionnement de l'éjecteur. 2. Le réfrigérant séparé par le générateur du second effet est plutôt utilisé pour entraîner l'éjecteur que pour produire un effet de refroidissement. 3. Le COP devrait être semblable au système conventionnel.
EARS [112] [113]	3	180-200°C	5-10	DMETEG/R21 DMETEG/R22		1. Un détendeur est remplacé par un éjecteur entraîné par un liquide 2. Le taux de circulation de la solution est réduit du fait de l'augmentation du réfrigérant contenu dans la solution. 3. Ce système convient à l'utilisation avec un réfrigérant de haute densité en raison des caractéristiques de l'éjecteur.
EARS [114]	3	180-200°C	5-10	H_2O-LiBr	0,9-1,1	1. L'éjecteur est placé entre le générateur et le condenseur. Ceci permet au générateur de fonctionner à haute pression et température. 2. COP est aussi haut qu'un double effet dû à l'effet de refroidissement croissant par l'opération de l'éjecteur. 3. Le taux de corrosion peut augmenter en raison du fonctionnement à haute température.

Il faut remarquer que tous ces cycles sont testés avec des températures d'évaporation de climatisation (proche de 0°C) et avec des sources de chaleur disponibles supérieures à 120°C et de jusqu'à 200°C. En diminuant la température de la source disponible jusqu'au niveau des rejets thermiques (<100°C), tous les cycles avancés se trouvent moins performants. En plus, en ajoutant l'effet de la diminution de la température de réfrigération vers les niveaux du froid industriel (<-20°C), tous ces cycles ne peuvent plus opérer.

Il est nécessaire de proposer un nouveau cycle qui a le potentiel de fonctionner avec les rejets thermiques comme source de chaleur disponible pour atteindre des températures d'évaporation très basses (<-30°C). Le concept à absorption-éjection se trouve plus prometteur que le concept à double effet en vue qu'il est moins complexe et potentiellement moins onéreux pour des applications industrielles.

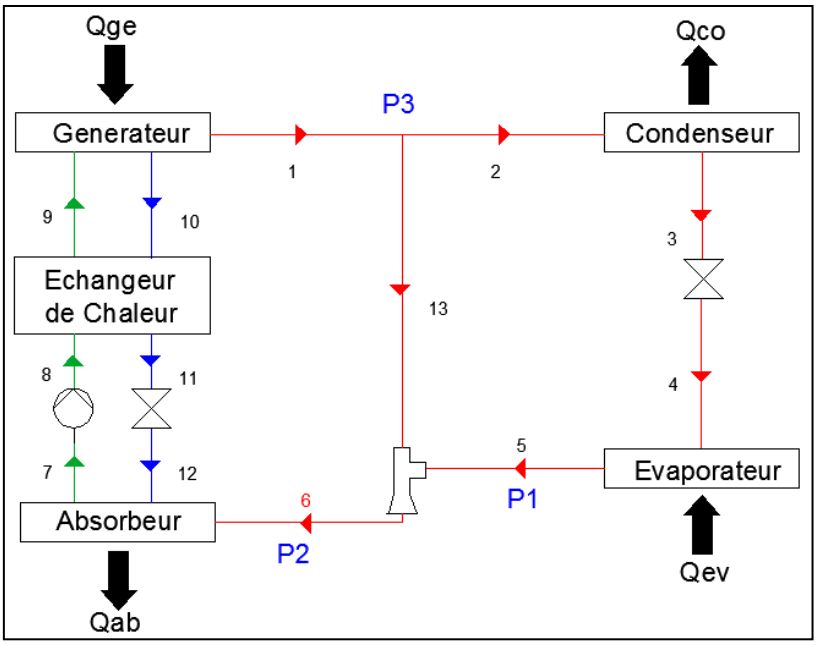


Figure 2. 12 : Schéma du cycle de réfrigération par absorption-éjection vapeur-vapeur.

Dans les configurations existantes, l'éjecteur est placé entre le générateur et le condenseur de telle façon que la pression dans le générateur est supérieure à celle du condenseur, ou entre l'absorbeur et l'évaporateur de telle façon que la pression dans l'absorbeur est supérieure à celle de l'évaporateur. Cette variation de pression augmente la possibilité d'atteindre un plus grand écart entre la température du générateur (source de chaleur) et de l'évaporateur (froid utile), et qui répond à la différence de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur. Lors du calcul des performances des cycles, la concentration en absorbant sortant du générateur doit être toujours supérieure à celle sortant de l'absorbeur. Les concentrations en absorbant dépendent des conditions de saturation dans les deux opérations unitaires. Généralement, plus la température du générateur diminue (température de la source disponible), plus la concentration en absorbant diminue dans le générateur. D'autre part, la diminution de la température d'évaporation (froid utile) conduit à une diminution de la pression d'évaporation et d'absorption, ce qui conduit à une augmentation en teneur d'absorbant dans l'absorbeur. Le résultat de telles interactions est que la différence entre les deux concentrations (générateur et absorbeur) diminue, éventuellement, jusqu'à trouver des valeurs de concentration en absorbant dans l'absorbeur égales à celles du générateur. Lorsqu'on atteint ce point, la machine n'est plus capable de fonctionner. Afin d'augmenter cet écart entre les concentrations dans le générateur et dans l'absorbeur, il existe un gain potentiel dans l'utilisation d'un éjecteur joignant les composants générateur-absorbeur-évaporateur. De cette façon, la pression de l'absorbeur sera comprise entre celle de l'évaporateur et du générateur. Les connexions entre les composants se trouvent différents par rapport aux cycles à éjection déjà existants, ce qui en crée une nouvelle configuration opérant avec un éjecteur vapeur-vapeur. Dans cette nouvelle configuration, le fluide primaire et le fluide secondaire dans l'éjecteur sont composés uniquement du réfrigérant à deux températures et pressions différentes. Le fluide primaire est une partie du réfrigérant en phase gazeuse sortant du générateur. Le fluide secondaire contient les vapeurs du réfrigérant venant de l'évaporateur. La sortie de l'éjecteur est formée d'un courant en phase gazeuse qui se mélange dans l'absorbeur avec la solution riche en absorbant. La chaleur rendue disponible dans l'absorbeur est soit rejetée à l'atmosphère, soit valorisée en fonction de sa température.

Pour l'étude de cette nouvelle architecture, certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites :

- Les pertes de charge et de chaleur des composants du cycle sont considérées comme négligeables ;
- Le réfrigérant liquide quittant le condenseur et la vapeur quittant l'évaporateur sont dans les conditions de saturation respectives ;
- La solution pauvre en absorbant sortant de l'absorbeur et la solution riche en absorbant sortant du générateur sont saturées dans les conditions d'équilibre à leurs températures respectives ;
- La vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur est supposée surchauffée à la température du générateur ;
- Les pompes sont considérées isentropiques ;
- Le liquide dans l'évaporateur est évaporé totalement et seulement de la vapeur passe à l'absorbeur ;
- Les détentes sont considérées isenthalpiques ;
- Les pertes exergétiques dans les échangeurs de chaleurs sont négligeables côté des fluides caloporteurs.
- Le modèle thermodynamique UNIFAC est utilisé.

Les calculs ont été faits tout en considérant la première loi de la thermodynamique et les bilans de matière et d'énergie pour chacun des composants principaux du système. Les bilans pour chaque composant de l'EARS sont présentés dans le Tableau 2.3. Les résultats de calcul seront présentés dans le sous-chapitre 4.2.

Tableau 2. 3 : Equations des bilans de matière et d'énergie des composants dans les machines à absorption à éjecteur vapeur-vapeur.

Evaporateur	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ (éq. 2.42) $Q_{ev} = \dot{m}_4(h_5 - h_4)$ (éq. 2.43)
Ejecteur	$\dot{m}_5 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_6$ (éq. 2.44) $w = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_{13}}$ (éq. 2.45) $\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_6 h_6$ (éq. 2.46)
Absorbeur	$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_7$ (éq. 2.47) $\dot{m}_{12} X_{12} = \dot{m}_7 X_7$ (éq. 2.48) $Q_{ab} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_7 h_7$ (éq. 2.49)
Générateur	$\dot{m}_1 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_9$ (éq. 2.50) $\dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_9 X_9$ (éq. 2.51) $Q_{ge} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9$ (éq. 2.52)
Condenseur	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ (éq. 2.53)

	$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$ (éq. 2.54)
Pompes	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ (éq. 2.55) $\dot{W}_{po} = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$ (éq. 2.56)
Echangeur de chaleur interne	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ (éq. 2.57) $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ (éq. 2.58) $\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_8(h_9 - h_8) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$ (éq. 2.59)
Détendeur	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ (éq. 2.60) $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ (éq. 2.61)

3. Paires de fluides candidats

3.1. Contraintes

Un des points les plus importants pour améliorer les performances des cycles à absorption est le choix d'une paire de fluides réfrigérant-absorbant pertinente. Les fluides conventionnels présentent des inconvénients qui limitent l'évolution du fonctionnement des cycles à absorption vers des niveaux de température plus difficiles à atteindre tout en conservant un COP acceptable. Il est nécessaire de chercher de nouvelles paires pouvant faire évoluer les cycles vers, par exemple, une température de réfrigération inférieure à -15°C (ARC) et un GT supérieur à 50°C pour les thermo-transformateurs (AHT).

Le réfrigérant doit présenter une grande volatilité et une chaleur latente de vaporisation élevée par unité de masse. Ceci est dans le but de réduire le taux de circulation de réfrigérant dans la machine à absorption. Dans les deux phases, liquide et vapeur, le réfrigérant doit être caractérisé par une conductivité thermique élevée, ce qui donnera lieu à des coefficients de transfert de chaleur élevés dans le condenseur et l'évaporateur. De même pour les deux phases, une viscosité aussi basse que possible est souhaitable. La température critique du réfrigérant doit être très supérieure à la température maximale du cycle et sa température de congélation doit être inférieure à la température minimale du cycle. Egalement, il est souhaitable que la pression du réfrigérant à la température la plus basse du cycle soit au moins égale à la pression atmosphérique pour éviter le fonctionnement à sous-vide. Un cas exceptionnel est le cycle de réfrigération par absorption où le réfrigérant est vaporisé à température basse (<-15°C), la pression opératoire de l'évaporateur peut être dans un intervalle légèrement sous-atmosphérique. Aussi, la température d'ébullition du réfrigérant doit être inférieure à la température d'évaporation du cycle. Finalement, le réfrigérant devrait également être non toxique et non corrosif et ne pas présenter des risques pour l'environnement. Le potentiel de déplétion de la couche d'ozone (ODP) devrait être nul et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) devrait rester sous une certaine valeur déterminée par la législation européenne (1300-1800).

L'absorbant doit présenter une forte affinité pour le réfrigérant. Il doit également présenter une tension de vapeur faible devant le réfrigérant à la température du générateur pour une séparation

facile. La différence entre les points d'ébullition du réfrigérant et de l'absorbant donne l'écart de volatilité entre les deux. Les critères de sélection incluent le point de fusion maximal admissible de l'absorbant afin d'éviter la possibilité de cristallisation dans les composants des cycles. L'absorbant doit être chimiquement et thermiquement stable, non corrosif et rester plutôt à l'état liquide dans les conditions d'exploitation. Une viscosité, une tension superficielle et une capacité thermique faibles sont également souhaitables. Ces caractéristiques facilitent la mise en circulation des solutions liquides et favorisent les transferts de chaleur et de matière lors de l'absorption.

Les principaux aspects à vérifier dans le mélange sont la séparation facile entre le réfrigérant et l'absorbant au niveau du générateur et la solubilité importante de ces deux constituants à la température et la pression de l'absorbeur. Un mélange à haute miscibilité permet de réaliser un grand écart entre la composition de la solution pauvre quittant l'absorbeur et la composition de la solution riche provenant du générateur ce qui se traduit par un faible taux de circulation et une nette réduction de la chaleur nécessaire pour la séparation. Le mélange réfrigérant-absorbant est également choisi pour une bonne stabilité chimique afin de réduire les risques de réactions indésirables et la formation des composés toxiques ou corrosifs.

3.2. Procédure de choix

Un très grand nombre de composés chimiques est choisi pour être étudié dans ce travail. Des alcanes, des alcools, des éthers, des polyols, des halogénures d'alcanes, des amines et des alcano-amines sont examinés. La liste complète (Annexe C) inclut notamment des fluides considérés dans des travaux mentionnés dans l'état de l'art. Certains fluides sont non-conformes aux critères environnementaux, dont l'ODP et le GWP, voire certains fluides sont désormais interdits dans certaines régions du monde. Derrière ce choix, nous souhaitons montrer le potentiel d'un grand étendu des fluides organiques et identifier ceux qui présentent les meilleures performances. Dans le cas des fluides dangereux ou à haut GWP et ODP, l'objectif est de montrer la pertinence de développer des fluides de substitution. En effet, diverses entreprises développent des substituants des réfrigérants par des HFO (hydrofluoroléfines). Cette liste peut toujours être étendue ou réduite pour inclure un nombre différent de fluides que l'utilisateur voudrait tester dans un cycle à absorption. Comme on peut le voir dans le tableau de l'annexe C, certaines propriétés peuvent éliminer directement certains fluides de la liste en fonction des critères de choix (réactivité, inflammabilité, etc.). Par exemple, l'industrie alimentaire exige souvent des fluides non toxiques pour leurs applications, qui peuvent inclure un contact direct ou indirect entre leurs produits et les réfrigérants.

4. Calcul des nouveaux cycles et leurs fluides de travail

4.1. Cas des AHT

D'après la liste des fluides présentée dans l'annexe C, une liste initiale de 116 paires de fluides a été obtenue suivant les critères déjà mentionnés (voir Tableau 2.4). Les fluides de travail présentés ont été considérés pour le calcul des performances du cycle absorption-éjection et de cycle absorption double. Le but de ce premier test est d'éliminer les combinaisons les moins performantes et qui ne permettent pas d'atteindre les températures d'absorbeur les plus élevées possibles.

Tableau 2. 4 : Les couples réfrigérant-absorbant testés pour les deux cycles d'AHT.

Réfrigérant	Absorbant
DMAC	TEG
DMF	TEG
NMP	TEG
CH_2CL_2	CHI, DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, NMP, TEG, UNDECANE
R134	DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, NMP, R30, UNDECANE
R134A	DMAC, DMF, R30
R143	CHI, DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, MDM,NMP,R30, TEG, UNDECANE
RE143A	DECANE, DMAC, DMF, UNDECANE
R152	D4, DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, MDM, MPALMITA, NMP, UNDECANE
R152A	DECANE, DMAC, DMF, NMP, R30
R161	DMAC, DMF, NMP, R30
R236EA	DECANE, DMAC, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE
R236ME	DECANE, DMAC, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE
R245CA	DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, NMP, UNDECANE
R245FA	DECANE, DMAC, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE
R245MF	DECANE, DMAC, DMF, DODECANE, NMP, UNDECANE, MDM
RE245CB2	DECANE, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE
R254PC	DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE
R263	DECANE, DMAC, DMETEG, DMF, DODECANE, MDM, UNDECANE, NMP
R365MFC	DECANE, DMAC, DMF, DODECANE, UNDECANE
R1234ZE	DMAC, DMF

Les calculs des cycles ont été réalisés tout en considérant une source de chaleur formée par de l'air humide (90 % air, 10 % eau) disponible de 60°C jusqu'à 45°C, avec une température ambiante de 25°C. La température dans l'absorbeur est obtenue par itération jusqu'à trouver celle pour laquelle les concentrations d'absorbant entre le générateur et l'absorbeur deviennent négatives (ou le COP est réduit à une valeur proche de zéro). Parmi toutes les paires considérées, celles ayant la valeur de COP ou du rendement exergétique maximales sont retenues. Ensuite, toutes les paires ayant une valeur de COP inférieure à 70 % du COP maximal et une valeur d'ECOP inférieure à 50 % de l'ECOP maximal sont éliminées.

Les cycles EAHT et DAHT sont étudiés pour divers intervalles de température de chaleur fatale. Ces intervalles représentent l'entrée et la sortie du courant contenant la chaleur fatale et sont : de 60°C à 45°C, de 75°C à 60°C, de 90°C à 75°C et de 105°C à 90°C. L'objectif de cette stratification de températures est d'évaluer la température maximale atteignable de la chaleur utile pour chaque cycle.

Pour le cycle EAHT, la plus grande température atteignable avec la source 60°C-45°C est de 153°C. Pour les autres intervalles de température de source, les températures atteignables sont 253°C, 263°C et 283°C respectivement.

Pour les cycles DAHT, avec une source de chaleur de 60°C à 45°C, il est impossible de produire de la chaleur utile avec un gain de température supérieur à 50°C. Pour les températures de source plus élevées (de 75°C à 60°C, de 90°C à 75°C et de 105°C à 90°C), les températures maximales atteignables sont 158°C, 198°C et 243°C, respectivement.

Le Tableau 2.5 présente les paires les plus performantes obtenues par le calcul réalisé sur le DAHT et l'EAHT pour différentes températures de la source de chaleur. Ces paires sont utilisées dans un calcul comparant l'EATH et le DAHT. A différentes températures de la source disponible, pour atteindre une température d'absorbeur de 130°C, toutes les paires ont donné des COP avec l'EAHT supérieurs à ceux du DAHT. Ce qui conduit à généraliser le fait que l'EAHT peut se montrer plus performant que le DAHT.

Tableau 2. 5 : La liste des paires retenues d'après les résultats des calculs des cycles EAHT et DAHT

Réfrigérant	Absorbant
R143	NMP, TEG
R152	DECANE, DMAC, DMF, NMP
R245CA	DECANE , NMP

Tableau 2. 6 : Résultats obtenus avec EAHT et DAHT à différentes températures de source de chaleur pour une t_{ab}=130°C.

			EAHT		DAHT	
Source	Réfrigérant	Absorbant	COP	ECOP	COP	ECOP
105-90°C	R143	NMP	0,308	0,762	0,252	0,625
	R143	TEG	0,281	0,77	0,230	0,631
	R152	DECANE	0,265	0,753	0,225	0,638
	R152	DMAC	0,312	0,745	0,264	0,631
	R152	DMF	0,318	0,743	0,269	0,630
	R152	NMP	0,313	0,747	0,265	0,633
	R245CA	DECANE	0,255	0,758	0,206	0,611
	R245CA	NMP	0,297	0,752	0,240	0,606
90-75°C	R143	NMP	0,264	0,622	0,216	0,510
	R143	TEG	0,228	0,63	0,187	0,516
	R152	DECANE	0,206	0,617	0,175	0,523
	R152	DMAC	0,266	0,609	0,225	0,516
	R152	DMF	0,274	0,607	0,232	0,514
	R152	NMP	0,268	0,611	0,227	0,518
	R245CA	DECANE	0,19	0,619	0,153	0,499
	R245CA	NMP	0,241	0,613	0,194	0,494

75-60°C	R143	NMP	0,212	0,471	0,174	0,386
	R143	TEG	0,169	0,477	0,139	0,391
	R152	DECANE	0,134	0,465	0,114	0,394
	R152	DMAC	0,206	0,46	0,175	0,390
	R152	DMF	0,217	0,458	0,184	0,388
	R152	NMP	0,209	0,461	0,177	0,391
	R245CA	DECANE	0,117	0,467	0,094	0,377
	R245CA	NMP	0,175	0,462	0,141	0,373

4.2. Cas des ARC

Parmi une série de fluides (133) choisis pour être testés avec les cycles de réfrigération par absorption, il se trouve qu'environ 1500 mélanges binaires formés par ces fluides sont compatibles avec les machines à absorption-éjection donnant une température d'évaporation minimale de -20°C. Les performances sont très variables et donc, cette liste est simplifiée jusqu'à 52 couples (Tableau 2.7) choisis suivant leurs performances et la compatibilité chimique réfrigérant-absorbant. Cette prise en compte de la compatibilité chimique des fluides s'appuie sur la réactivité des molécules et le risque de toxicité élevé des produits de réaction en cas d'accident (à partir des fiches MSDS – Material Safety Data Sheet). Les réfrigérants utilisés dans cette liste sont présentés dans le Tableau 2.8 où les niveaux de pression pour chacun d'eux à des niveaux de température différents sont présentés. La pression du réfrigérant diminue proportionnellement à la variation de la température demandée à l'évaporateur. Cette pression peut devenir sous-atmosphérique pour atteindre des températures d'évaporation très basses (<-55°C). Il est possible d'atteindre une température arrivant jusqu'à -60°C, à condition qu'il soit accepté d'avoir une pression opératoire sous-atmosphérique proche de 0,01 bar.

Tableau 2. 7 : Liste des couples testés pour l'EARC.

Réfrigérant	Absorbant
PROPENE	HEXANE, ETHANOL, IPROPANO, PROPANOL, 2MPENTAN, R150A, HEPTANE, 2M2B, IBUTANOL, CYPNTNOL, 3MO, R245CA, R365MFC, R245FA, METHANOL
R22	BUTANE, R150A, 23MBUTAN, HEXANE, ETHANOL, IPROPANO, PROPANOL, HEPTANE, CYPNTNOL, R245CA, R365MFC, R245FA, R30
R143	R150A, ETHANOL, IPROPANO, R150, HEPTANE, 2BUTANOL, CYPNTNOL, R365MFC

Tableau 2. 8 : Niveaux de pression des réfrigérants à des différents niveaux de température.

Réfrigérant	P (bar) à -20°C	P (bar) à -40°C	P (bar) à -50°C	P (bar) à -55°C
PROPENE	3,1	1,4	0,92	0,72
R22	2,5	1,1	0,65	0,50
R143A	3,2	1,4	0,88	0,69

Tableau 2. 9 : Pression maximale des réfrigérants pour une température de condensation de 28°C.

Réfrigérant	P (bars)
PROPENE	12,4
R22	11,2
R143A	13,7

En faisant ce calcul avec une hypothèse d'un rapport d'entrainement égal à 0,1, il n'y a pas une différence entre les performances des différents couples. Lorsqu'on applique l'hypothèse d'un rapport d'entrainement égal à 1, le décalage entre les performances des paires est remarqué. Ce qui montre qu'en supposant que tous les réfrigérant produisent le même rapport d'entrainement, la différence de performances entre les réfrigérant devient plus claire avec l'augmentation du rapport d'entrainement.

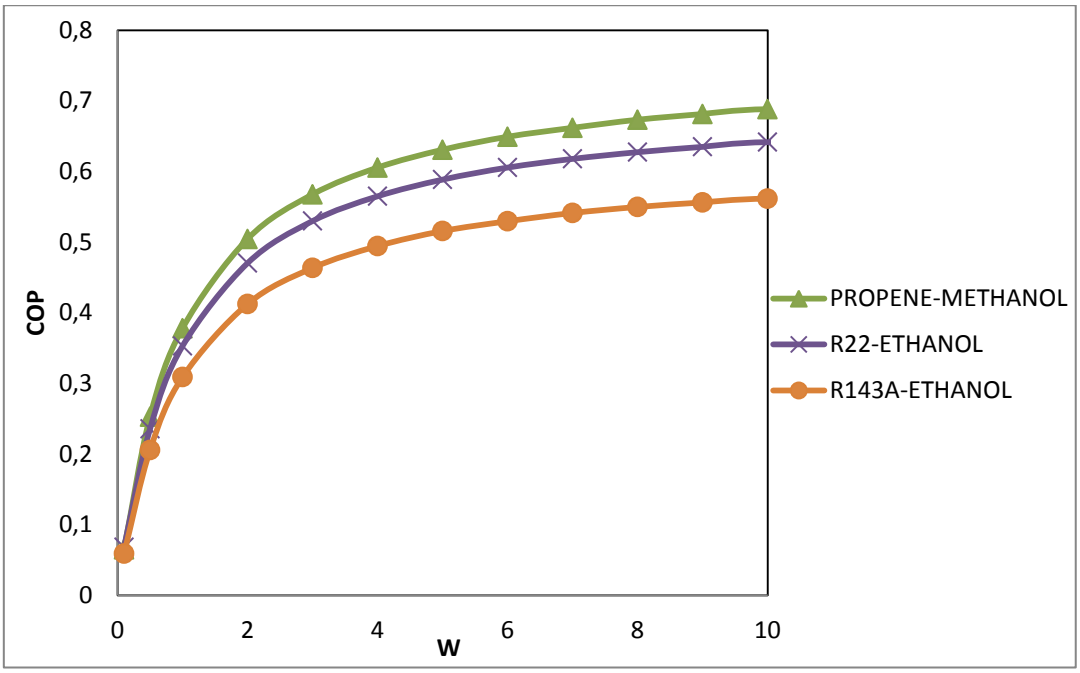


Figure 2. 13 : Variation du COP en fonction de w à T_{ev} =-20°C et T_{ge}=65°C.

Ensuite, en réalisant le calcul du cycle pour trois paires de fluides à différents rapports d'entrainement, il est possible de quantifier l'influence du rapport d'entrainement sur le COP (Figure 2.13). Une particularité du cycle EARC est que la somme des débits de réfrigérant des buses primaire et secondaire de l'éjecteur est égale au débit de réfrigérant sortant du générateur. Ainsi, le rapport d'entrainement est le résultat de réglage du cycle pour fournir une quantité spécifique de réfrigérant à l'évaporateur. La valeur du rapport d'entrainement n'est pas un paramètre à fixer de manière aisée, car elle résulte des performances de l'éjecteur. En conséquence, de toute la liste de fluides étudiée, il n'est pas possible de choisir une paire de fluide comme la plus performante avant d'étudier en détail l'entraînement et les performances de l'éjecteur vapeur-vapeur.

5. Conclusion

L'objectif de ce chapitre est d'identifier les verrous à surmonter des architectures avancées des cycles de réfrigération et thermo-transformation de chaleur à absorption pour l'amélioration de leurs

performances. La méthodologie adoptée est composée de deux étapes : la première est la définition des architectures peu complexes et pertinentes d'un point de vue COP et des différences de températures par rapport aux sources de chaleur; la deuxième étape est la recherche de nouvelles paires de fluides qui pourraient remplacer celles conventionnellement utilisées.

La première étape a permis de déceler la pertinence des machines à absorption à trois niveaux de pression au lieu de deux. Pour les AHTs, le DAHT et l'EAHT peuvent remplacer le SAHT. Et pour les ARCs, l'EARC peut remplacer le SARC. Le principe du DAHT est de diviser le débit réfrigérant sortant du générateur en deux de telle sorte qu'une partie est pompée à un niveau de pression intermédiaire où il s'évapore et s'absorbe. Cette absorption permet d'évaporer l'autre partie du réfrigérant à un niveau de pression plus élevé. Pour l'EAHT, on place un éjecteur liquide-vapeur qui fait la liaison générateur-absorbeur-évaporateur. L'éjecteur ensuite joue un double rôle, dont de conduire le phénomène d'absorption partielle, et de faire la compression de la solution résultante de l'éjecteur à pression supérieure à celle de l'évaporateur. Ainsi, l'éjecteur remplace à la fois un compresseur mécanique et une partie de l'absorbeur. En ce qui concerne l'EARC, l'éjecteur comprime les vapeurs réfrigérantes sortantes de l'évaporateur, sans nécessité de payer de l'énergie électrique comme dans le cas d'un compresseur mécanique. Après compression, elles sont absorbées à pression supérieure dans l'absorbeur.

Pour la deuxième étape concernant la recherche des fluides de travail, la liste des paires réfrigérant-absorbant trouvées pour les cycles DAHT et EAHT montre la pertinence de certaines paires à générer des GT supérieurs à 50°C. Ceci est un apport majeur par rapport au cycle SAHT. En comparant les deux cycles, on trouve que l'EAHT est plus performant que le DAHT, et ce dernier montré une déjà évolution positive des performances par rapport au SAHT lors de la récupération de chaleur fatale en dessous de 100°C. Pour les prochains chapitres, les phénomènes d'absorption et d'éjection liquide-vapeur nécessaires à l'évolution des cycles DAHT et l'EAHT, respectivement, sont étudiés. Ces deux phénomènes sont les plus critiques et ces composants nécessitent des études aujourd'hui inexistantes dans l'état de l'art des machines à absorption.

En ce qui concerne l'EARC, les calculs de performance des cycles opérant avec les nouvelles paires réfrigérant-absorbant montrent qu'un calcul thermodynamique n'est pas suffisant pour donner les éléments nécessaires pour faire évoluer les performances des cycles. Le rapport d'entrainement de l'éjecteur vapeur-vapeur ne peut pas être fixé arbitrairement *a priori*. Il est nécessaire que la simulation détaillée des écoulements et de l'entraînement de la vapeur soit faite. Le rapport d'entrainement est un résultat des performances de l'éjecteur aux conditions opératoires de température et de pression à l'entrée des jets primaire et secondaire, ainsi qu'à la sortie du diffuseur. Toutes les paires de fluides qui ont donné des résultats satisfaisants de COP et de température d'évaporation avec l'EARC peuvent être utilisées avec ce cycle, mais il reste à trouver la paire la plus performante quand à l'écoulement dans l'éjecteur et les limites de faisabilité quand à la différence de pression entre les courants entrants et sortants. Pour le faire, il est nécessaire d'étudier les performances de l'éjecteur avec chaque réfrigérant, évaluer le rapport d'entrainement et affiner *a posteriori* le calcul de COP du système. Dans le chapitre 5, un des objectifs est d'étudier l'éjecteur vapeur-vapeur et l'impact de sa géométrie sur la valeur obtenue du rapport d'entraînement.

Les travaux de cette thèse se focalisent surtout sur les méthodes de modélisation, le choix des fluides potentiellement performants et les opérations unitaires nécessaires à l'amélioration des cycles à absorption. Les Dans les cycles de thermo-transformation et de réfrigération présentés, des fluides de travail avec un haut GWP, voire interdits dans certaines régions du monte (e.g. R22), ont été trouvés pertinents en terme de performance des machines. Il est recommandé de trouver des molécules de remplacement (de type HFO) ou de sélectionner des fluides moins performants.

Chapitre 3 : Absorbeur

1. Introduction

Par absorption, nous comprenons le processus dans lequel un ou plusieurs constituants sont retirés d'un gaz et transférés vers un liquide. La condition initiale nécessaire est la solubilité des constituants de la phase gazeuse dans le liquide absorbant. Habituellement, le gaz est constitué d'un mélange de composants, dont certains sont solubles dans le liquide, tandis que d'autres sont pratiquement insolubles. Dans les machines à absorption, la fonction de l'absorbeur est d'absorber la totalité du volume de gaz composé uniquement de réfrigérant. Elle est faite par la solution liquide riche en absorbant et rend disponible la chaleur générée lors de l'absorption. La force motrice de ces phénomènes de transport, c'est-à-dire la différence de concentration et de température entre les phases liquide et vapeur, change à mesure que le processus d'absorption se déroule.

Dans les cycles à absorption, l'absorbeur est largement connu comme l'opération unitaire la plus critique du système, tant en termes d'impact sur les performances du cycle que de coût. Les phénomènes complexes de transfert de chaleur et de matière dans l'absorbeur ont fait l'objet d'une grande quantité de travaux de recherche pour diverses applications industrielles, mais des études spécifiques aux applications dans les cycles à absorption sont peu détaillées. L'objectif de ce chapitre est d'étudier les divers types d'absorbeur pour définir leur pertinence vis-à-vis d'un transfert de chaleur sensible ou latente d'un caloporteur, et ce en fonction des fluides de travail remplaçant ceux conventionnellement utilisés. Les méthodologies de dimensionnement sont également étudiées afin de comparer la compacité des absorbeurs.

La performance de l'absorbeur dépend de la surface de contact entre les phases liquide et vapeur disponible qui, à son tour, dépend de la configuration géométrique de l'absorbeur. Les configurations d'absorbeur adiabatique et diabatique (absorbeur à film tombant horizontal ou vertical) sont présentées dans ce chapitre. Les deux modèles sont étudiés afin de trouver le plus pertinent dans son application avec les cycles à absorption. Ce chapitre présente la méthodologie de dimensionnement des absorbeurs pour les intégrer dans les machines à absorption. Spécifiquement, on s'intéresse à l'absorbeur à film tombant connecté en aval d'un étage d'absorption adiabatique nécessaire à atteindre la température maximale du système. En outre, les avantages que présente l'absorbeur à film tombant en comparaison avec un absorbeur adiabatique sont présentés.

2. Phénomène d'absorption

L'absorption est le processus où les vapeurs diffusent vers le film liquide. Il peut s'agir d'un phénomène physique ou chimique. L'absorption est généralement un processus exothermique où la chaleur libérée est utilisée dans les transformateurs de chaleur à absorption pour produire de la chaleur à des températures plus élevées que celles des rejets thermiques disponibles. Trois facteurs pour principaux améliorer les performances de l'absorption sont : la température, la surface d'interface entre les phases gaz et liquide et le temps de contact entre les phases. Lorsque la température de la phase liquide diminue, généralement la solubilité du réfrigérant dans l'absorbant augmente. En fonction de l'application du cycle à absorption, il sera plus ou moins nécessaire de contrôler la température et de récupérer d'une manière efficace la chaleur d'absorption. Si la surface d'interface est augmentée, les transferts de matière et de chaleur deviennent plus importants.

La mise en contact d'un gaz avec un liquide pour le transfert de masse est une opération très importante. Une ou deux phases sont souvent reparties de façon optimisée dans les dispositifs de contact avec le but d'améliorer le transfert de masse global par :
- l'augmentation de la surface d'interface;
- la production d'un écoulement homogène et permettant un contact intensif entre les phases.

La classification des appareils d'absorption est plutôt arbitraire, car non seulement le caractère d'interface entre phases doit être considéré, mais aussi la géométrie des dispositifs. Les types d'absorbeurs fréquemment utilisés dans l'industrie sont :
A. Colonne à garnissage (en vrac ou structuré),
B. Colonnes à plateaux,
C. Colonnes à bulles (avec ou sans agitation mécanique),
D. Colonne à film tombant (vertical ou horizontal),
E. Colonnes à aspersion.

Ces dispositifs peuvent être divisés en trois groupes, selon la manière dont l'interface est créée :
1) Le liquide s'écoule sur divers types de formes solides formant un film mince sur les solides.
2) Le liquide s'écoule sous forme de petites gouttelettes dans la phase gazeuse.
3) Le gaz s'écoule dans la phase liquide.

L'un des critères de sélection de la façon où l'on crée l'interface résulte de la résistance majeure existante au transfert de masse dans l'absorbeur. La phase avec la plus grande résistance au transfert de matière sera souvent rendue continue. Le choix d'absorbeurs pour les machines à absorption montre une préférence pour les colonnes à film tombant [115] (colonnes à paroi diabatique mouillée). Cependant, les colonnes à bulles avec de petits diamètres pourraient être en mesure de concurrencer ou de surpasser les avantages des absorbeurs de paroi mouillée. Afin de départager le type de colonnes à utiliser dans les cycles à absorption, il est important d'étudier les avantages éventuels d'un transfert de masse et du transfert de chaleur simultané.

Dans le cas de la valorisation de chaleur par les machines à absorption, il est toujours souhaitable d'atteindre les températures les plus élevées possibles dans l'absorbeur. Cela peut aider soit à chauffer les fluides caloporteurs à des températures plus élevées, soit à réduire les dimensions des échangeurs de chaleur en augmentant la différence de température entre les fluides caloporteurs et de travail du cycle. La température la plus élevée de l'absorbeur est en général celle obtenue d'une première étape d'absorption adiabatique. Ceci est clair parce que plus la solution à l'entrée de l'absorbeur serait au point le plus riche en absorbant, elle se trouvera davantage capable à absorber des vapeurs de réfrigérant. L'absorption dans l'étage adiabatique s'arrête lorsque la solution atteint le point de saturation liquide, qui à son tour possède une température augmentant le taux d'absorbant dans la solution. La séparation du déroulement du transfert de matière et du transfert chaleur a permis d'atteindre la température maximale possible dans un cycle avant de transférer la chaleur vers le caloporteur.

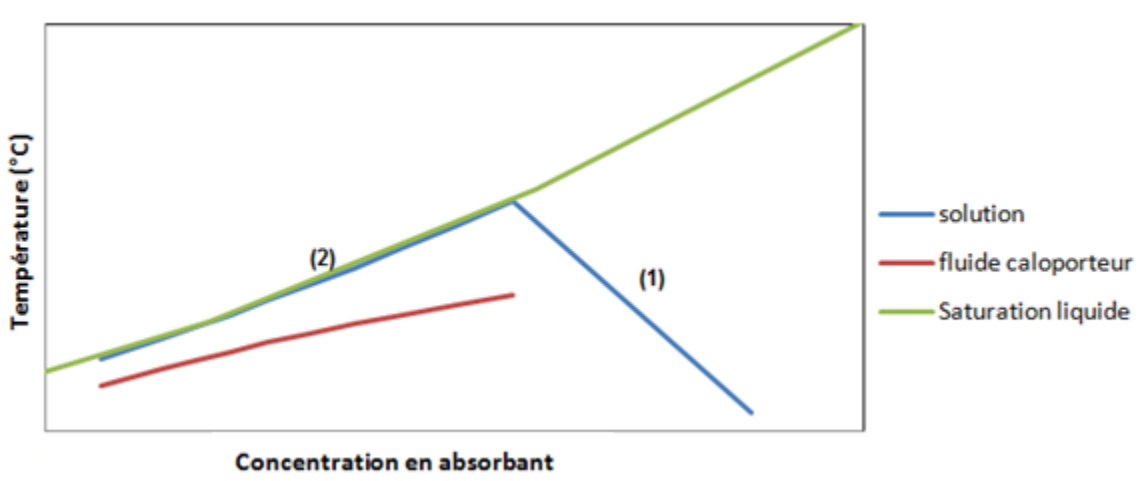


Figure 3. 1 : Schéma représentatif montrant le processus d'absorption adiabatique (1) et diabatique (2).

Après la première étape où seulement le transfert de matière a lieu, deux techniques d'absorption sont possibles :

- absorption diabatique : les transferts de matière et de chaleur se produisent simultanément et sont soigneusement contrôlés afin d'obtenir un profil de température parallèle à la courbe de saturation liquide du mélange binaire (Figures 3.1 et 3.2).
- absorption adiabatique : il s'agit de continuer l'échange de chaleur et de matière en alternance jusqu'à atteindre la concentration de réfrigérant et la température en sortie absorbeur calculées pour le cycle (Figures 3.3 et 3.4).

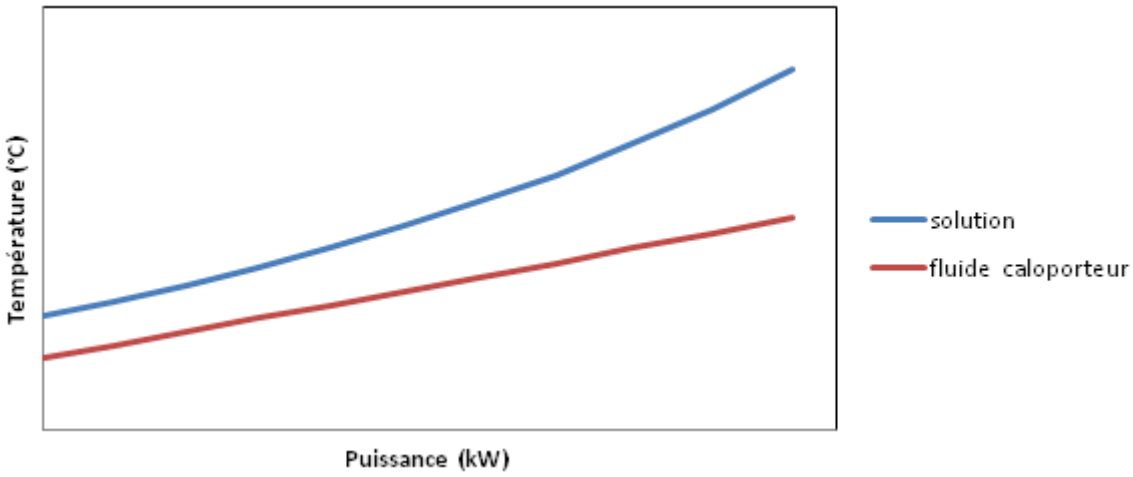


Figure 3. 2 : Courbes composites d'une absorption diabatique.

L'absorption diabatique nécessite un contrôle précis de l'injection de vapeur et du transfert de matière, ainsi qu'une connaissance des propriétés thermo-physiques nécessaires au calcul des coefficients de transferts locaux dans l'absorbeur. Alors que l'absorption adiabatique est beaucoup plus facile à contrôler et à appliquer dans l'industrie sans modifications majeures. Chaque équipement d'absorption adiabatique avec son échangeur de chaleur compose un étage d'absorption. Plusieurs étages sont nécessaires pour atteindre la concentration et la température consigne en sortie de l'absorbeur (procédure de calcul dans l'Annexe D).

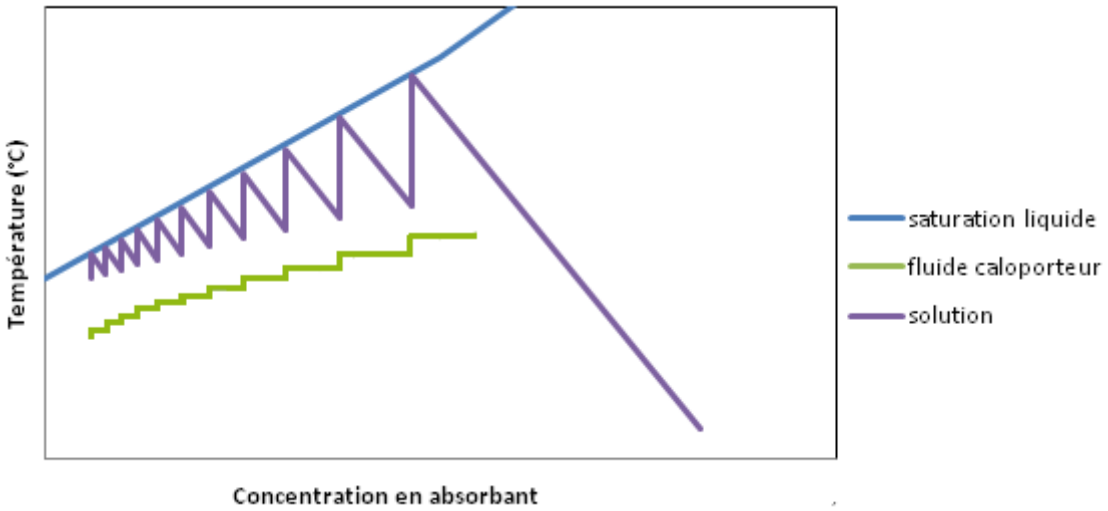


Figure 3. 3 : Diagramme de phase montrant le processus d'absorption adiabatique et d'échange de chaleur séquentiels.

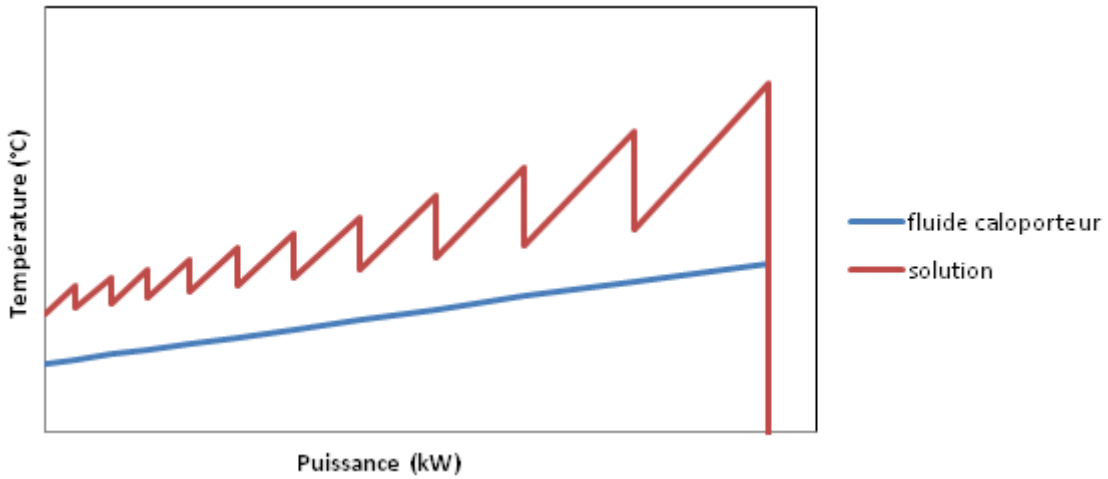


Figure 3. 4 : Courbes composites d'une absorption adiabatique et d'échange de chaleur séquentiels.

3. Absorbeur à film tombant

L'absorbeur à film tombant est largement utilisé dans la plupart des machines à absorption à cause du coefficient de transfert de chaleur le plus élevé parmi les divers types d'absorbeur. Parmi les absorbeurs à film tombant, l'absorbeur horizontal tubulaire est le plus populaire puisqu'il offre des avantages, tels que l'homogénéité de distribution du liquide et la facilité d'installation [116].

Avec cette configuration, un mince film de solution liquide sort d'un distributeur de fluide et coule vers le bas sur un groupe de tubes horizontaux ou verticaux suivant le type du film tombant. La différence d'écoulement liquide entre les deux types est la distance traversée par le film. Avec un film tombant vertical le film liquide traverse la longueur du tube, alors qu'il traverse les périmètres des tubes avec un film tombant horizontal. Les tubes sont entourés par un nuage de vapeur réfrigérante venant de l'évaporateur. Durant l'absorption, la chaleur est libérée à l'interface liquide-vapeur. Si cette chaleur n'est pas éliminée ou transférée, la température du liquide augmente et le déroulement de l'absorption ralentit. Pour transférer la chaleur d'absorption libérée, un fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes.

Pour un absorbeur à film tombant horizontal, l'écoulement sur la série de tubes horizontaux de l'absorbeur est caractérisé par deux régimes distincts, dont le régime du film tombant et le régime inter-tube. Le régime du film tombant est l'écoulement du film mince sur la paroi du tube sous l'action de la pesanteur. Après le passage par un tube, le film entre dans le régime inter-tube. La nature de l'écoulement dans cette zone dépend principalement du débit massique du liquide, sa répartition et de la distance inter-tube. L'écoulement peut prendre plusieurs formes, telles que de gouttelettes, de jet ou de nappe [116]. Une absorption adiabatique négligeable a lieu dans cette zone. Le film revient en régime film tombant juste après la sortie de l'inter-tube puis fait l'alternance entre le régime film tombant et celui d'inter-tube en fonction du nombre de tubes installés.

3.1. Facteurs d'impact sur les performances d'absorption

Les performances d'un absorbeur tubulaire à film tombant conventionnel sont principalement influencées par plusieurs facteurs, tels que :

- ***La distribution de la solution réfrigérant-absorbant***

La distribution uniforme du film sur les tubes horizontaux doit fournir la surface la plus large possible pour améliorer le taux d'absorption du réfrigérant vapeur. A cause des instabilités de l'écoulement en interaction avec les parois des tubes, une distribution uniforme de la solution est difficile à maintenir. Comme résultat, la surface mouillée des tubes diminue graduellement dans le sens de l'écoulement du liquide. Dans certains cas, plus de 50 % de la surface d'interface entre les phases liquide et vapeur peut être perdue, conduisant ainsi à un fonctionnement médiocre de l'absorbeur [117].

- ***Le mode d'écoulement***

Spécialement dans la zone inter-tube, l'hydrodynamique de l'écoulement peut faire varier la surface exposée aux vapeurs de réfrigérant. Dans la plupart des absorbeurs industriels, le débit de la solution liquide est habituellement maintenu de telle façon qu'un écoulement en gouttelettes ait lieu à l'inter-tube.

- ***Le transfert de matière du film vers la phase vapeur***

Quand le processus d'absorption intervient à l'interface liquide-vapeur de l'absorbeur à film tombant, la température du film augmente. Le mélange à l'interface obtenu peut donc fournir la chaleur d'absorption vers un fluide tiers. Premièrement, si cette chaleur n'est pas transférée rapidement à travers le film vers ce fluide tiers, l'absorption de vapeur peut se ralentir. Deuxièmement, un coefficient de diffusion faible du réfrigérant dans la solution cause la stagnation des espèces à l'interface et rend les forces motrices d'absorption moins importantes, ce qui peut retarder l'absorption dans les tubes subséquents de l'absorbeur.

- ***Le refroidissement***

Le refroidissement des tubes de l'absorbeur par le fluide tiers peut marquer le plus grand écart sur l'équilibre entre le film liquide et les vapeurs de réfrigérant. Ce refroidissement augmente la capacité d'absorption du liquide (constante d'Henry) et en conséquence augmente la force motrice pour le transfert de matière. La maîtrise de la chaleur prélevée des tubes de l'absorbeur est nécessaire au bon fonctionnement du système, car, malgré cet avantage concernant le transfert de matière, un

refroidissement des tubes trop important empêcherait d'atteindre les températures souhaitées en sortie de l'absorbeur. Ceci pénaliserait le fonctionnement de la machine à absorption.

3.2. Instabilité du film et taux minimal de mouillage

Tout en considérant l'hydrodynamique des absorbeurs à film tombant, il est fréquemment considéré que toute la surface du tube est mouillée de façon homogène, c'est-à-dire que le film liquide est «stable». Cependant, lorsque le taux de mouillage est faible, le film est instable et se divise en des minces jets individuels formant une sorte de ruissellement. Une partie de la surface des tubes ne sera donc pas mouillée. Plusieurs critères techniques sont à prendre en compte afin de définir la vitesse d'écoulement permettant un mouillage minimale [118].

Blass [119] a affirmé que pour les tubes non positionnés verticalement, il ne serait jamais possible d'obtenir un film stable. Même un écart très faible par rapport à la position verticale conduit à une répartition non uniforme du liquide. Le remplacement des absorbeurs tubulaires horizontaux par des systèmes verticaux à films tombant est possible mais nécessite une attention particulière pour assurer un film homogène.

La surface mouillée dépend non seulement des conditions hydrodynamiques, mais aussi des processus de transfert de chaleur et de masse. Dans l'absorption de gaz solubles, la surface mouillée peut devenir plus petite, le film se brise et des endroits non mouillés apparaissent sur la paroi du tube. Ce phénomène s'explique par l'effet de Marangoni, dans lequel une diminution locale de la tension superficielle se produit à l'endroit où il y a la rupture du film.

Les expériences réalisées par Haselden et Malaty [120] montrent un effet contraire. Cependant, ils suggèrent que les contradictions apparentes peuvent être expliquées par les différents états des surfaces liquides, par exemple, si le film s'écoule sur le côté intérieur ou extérieur de la paroi du tube. L'existence de facteurs conduisant à une tension superficielle élevée sera favorable pour obtenir un film stable sur le côté intérieur du tube. Un film stable sur le côté extérieur du tube peut être obtenu dans des conditions de faible tension superficielle combinées à une ondulation sur le film liquide. Haselden et Malaty [120] ont effectué plusieurs essais pour trouver des conditions de surface des tubes qui pourraient maintenir un mouillage complet à des débits de liquide faibles. Le mouillage complet n'a eu lieu que sur une courte distance. Le liquide ruisselle, laissant la majeure partie de la surface non mouillée.

Dans ce travail, les tubes sont considérés complètement mouillés même si en réalité le taux de mouillage va diminuer tout le long de l'absorbeur. Le contrôle du taux de mouillage est une action qui se fait en pratique en utilisant un redistributeur liquide.

3.3. Modélisation d'un absorbeur à film tombant

Le développement d'un modèle numérique pour un absorbeur tubulaire et sa résolution est, en général, compliqué. Il est d'usage de considérer l'absorbeur tubulaire comme si les tubes caloporteurs possèdent la section plate verticale [121, 122, 123, 124]. L'effet d'approximation de la géométrie des absorbeurs est étudié en faisant des estimations avec trois modèles géométriques des tubes (Figure 3.5), tels que, (A) une série de tubes de section circulaire (cas de l'absorbeur réel), (B)

une série de segments plats verticaux où tous les deux segments parallèles représentent un tube où circule le fluide caloporteur, et (C) deux plans verticaux parallèles en continu avec le passage du fluide caloporteur entre eux où la section totale des plans est égale à la surface circonférentielle des tubes. Parmi ces trois modèles géométriques, le modèle numérique d'un tube rond et d'un segment plat sont similaires et peuvent être étudiés ensemble. Les fondamentaux des modèles des trois absorbeurs sont décrits par la suite, avant de montrer les modèles simplifiés retenus et modifiés pour le travail de modélisation réalisé dans cette thèse.

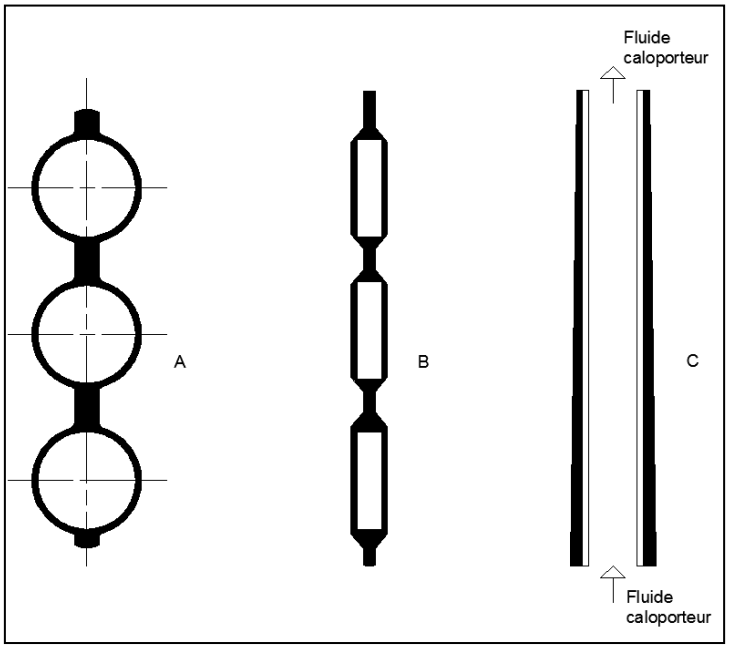


Figure 3. 5 : Différents modèles d'un absorbeur à film tombant à A) tube de section ronde, B) segment plat, C) plan vertical.

3.3.1. Modèles détaillés des absorbeurs à tubes horizontaux et verticaux de section ronde

3.3.1.1. Film tombant sur un tube horizontal

Pour décrire les modèles détaillés, un seul tube est utilisé pour l'explication. Le film liquide de solution riche en absorbant dans le cycle à absorption est introduit au-dessus du tube par un distributeur. La Figure 3.6 montre schématiquement une coupe transversale de l'écoulement liquide à l'extérieur du tube. La configuration d'un tube rond montre un film liquide plus épais avant et après l'inter-tube en raison de la nature asymptotique de sa variation avec la position angulaire. Dans le cas de la modélisation des absorbeurs sous l'hypothèse de la géométrie des segments plats, l'épaisseur du film liquide ne dépend pas de sa position angulaire. Elle varie uniquement en raison du changement de débit de la solution provoqué par l'absorption de la vapeur.

Dans cette section, les principales équations décrivant le film ruisselant sur un tube horizontal de section ronde sont présentées. Plus tard seront étendus pour une série des tubes horizontaux constituant l'absorbeur à faisceau tubulaire.

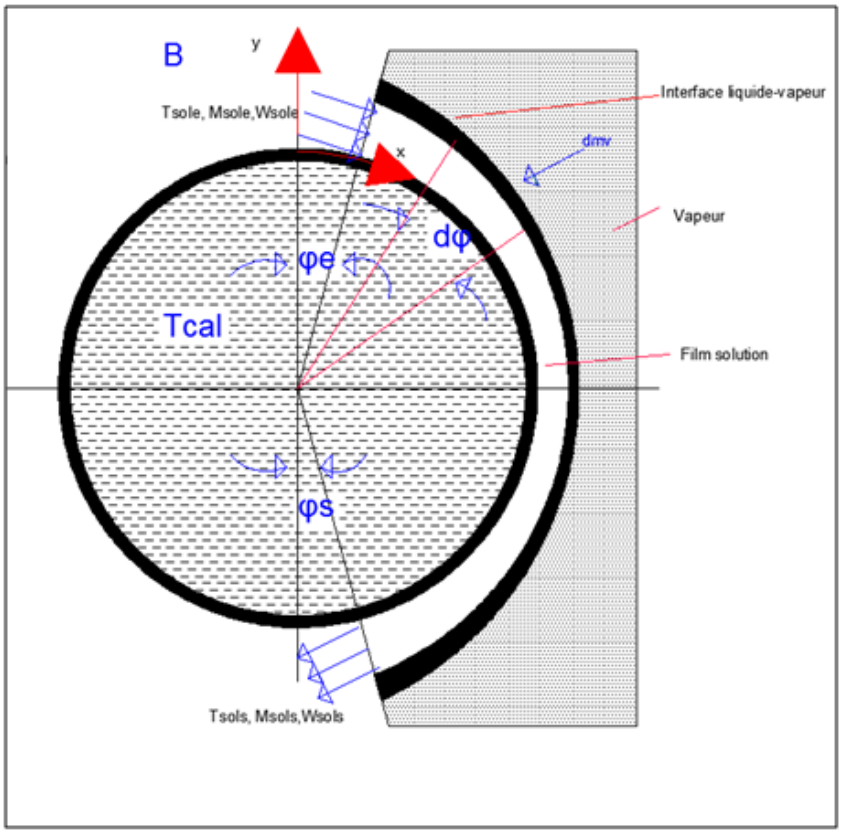


Figure 3. 6 : Configurations d'un tube horizontal de section ronde d'un absorbeur à film tombant.

Les hypothèses suivantes sont prises en considération dans le modèle :

i. Toutes les propriétés thermo-physiques de la solution réfrigérant-absorbant sont supposées homogènes sur toute la longueur du tube;
ii. Le transfert de chaleur vers les vapeurs est négligé;
iii. Le film présente un écoulement en régime laminaire;
iv. La distribution de vitesse et la variation d'épaisseur du film liquide sont semblables à celles obtenues avec le modèle de Nusselt pour la condensation laminaire autour d'un tube rond horizontal;
v. Il n'y a pas de réaction chimique (l'absorption est uniquement physique).

Les lois de conservation de matière et d'énergie pour un film bidimensionnel, incompressible, stable et laminaire sont écrites sur un volume de contrôle élémentaire (Figure 3.6). La loi de conservation de matière :

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0 \qquad \text{(éq. 3.1)}$$

La loi de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial (V_x T)}{\partial x} + \frac{\partial (V_y T)}{\partial y} = \alpha \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) \qquad \text{(éq. 3.2)}$$

L'équation de conservation d'espèces pour l'absorbant :

$$\frac{\partial (V_x X)}{\partial x} + \frac{\partial (V_y X)}{\partial y} = D \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial X}{\partial y}\right) \qquad \text{(éq. 3.3)}$$

Les conditions aux limites :

A l'inter-tube, la température et la concentration de la solution sont uniformes :

$$\left.\begin{matrix} x=x_e \\ 0<y<\delta \end{matrix}\right\} T = T_{sol,e}\ ,\ X = X_{sol,e} \quad \text{(éq. 3.4)}$$

La température de la paroi à une section du tube est uniforme et la paroi est considérée imperméable :

$$\left.\begin{matrix} x_e<x<x_s \\ y=0 \end{matrix}\right\} T = T_{pa}\ ,\ \frac{\partial X}{\partial y} = 0 \quad \text{(éq. 3.5)}$$

Le taux de vapeur absorbée à l'interface du film est égal au taux de diffusion radial :

$$\left.\begin{matrix} x_e<x<x_s \\ y=\delta \end{matrix}\right\} \dot{m}_v = \frac{\rho D}{X_{if}} \frac{\partial X}{\partial y}\Big|_{\delta} \quad \text{(éq. 3.6)}$$

L'enthalpie d'absorption libérée par la masse est fonction de la quantité de vapeur absorbée :

$$\dot{m}_v \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{y=\delta} = h_{ab}\dot{m}_v \quad \text{(éq. 3.7)}$$

La température à l'interface aux conditions d'équilibre peut être exprimée par :

$$T_{if} = f(P, X_{if}) \quad \text{(éq. 3.8)}$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre la solution et la paroi est obtenu de l'expression :

$$U_{sol} = \frac{k_{sol}}{T_{sol}-T_{pa}} \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{y=0} \quad \text{(éq. 3.9)}$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre l'interface et la solution est obtenu de l'expression :

$$U_{if} = \frac{k_{sol}}{T_{if}-T_{sol}} \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{y=\delta} \quad \text{(éq. 3.10)}$$

Le coefficient de transfert de masse entre l'interface et la solution est obtenu de l'expression :

$$k_m = \frac{\rho D}{(X_{sol}-X_{if})(1-X_{if})} \left[\frac{\partial X}{\partial y}\right]_{y=\delta} \quad \text{(éq. 3.11)}$$

L'épaisseur du film est donnée par [125] :

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\nu}{\rho g \sin\theta}\right)^{1/3} \quad \text{(éq. 3.12)}$$

Et la vitesse tout le long du film est donnée par [125] :

$$V_x = \left(\frac{g \sin\theta}{\nu}\right)(2\delta y - y^2) \quad \text{(éq. 3.13)}$$

En ce qui concerne le fluide caloporteur circulant à l'intérieur du tube horizontal, le bilan d'énergie de la paroi vers le fluide caloporteur est donnée par :

$$Q = \dot{m}_{cal} Cp_{cal} (T_{cal,s} - T_{cal,e}) \quad \text{(éq. 3.14)}$$

$$\text{Où } Q = \sum_{\theta_e}^{\theta_s} k_s r_0 \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{y=0} d\theta \quad \text{(éq. 3.15)}$$

$$Q = 2\pi r_0 h_{cal} (T_p - T_{cal,m}) \quad \text{(éq. 3.16)}$$

$$\text{Où} \quad T_{cal,m} = \frac{T_{cal,s}+T_{cal,e}}{2} \quad \text{(éq. 3.17)}$$

3.3.1.2. Film tombant sur un tube vertical

Le phénomène d'absorption dans un absorbeur à film tombant vertical est schématiquement représenté dans la Figure 3.7. On observe l'écoulement du liquide vers le bas avec une augmentation de l'épaisseur du film. Elle dépend de la quantité de vapeur de réfrigérant absorbée. En même temps, la chaleur d'absorption produite est transférée.

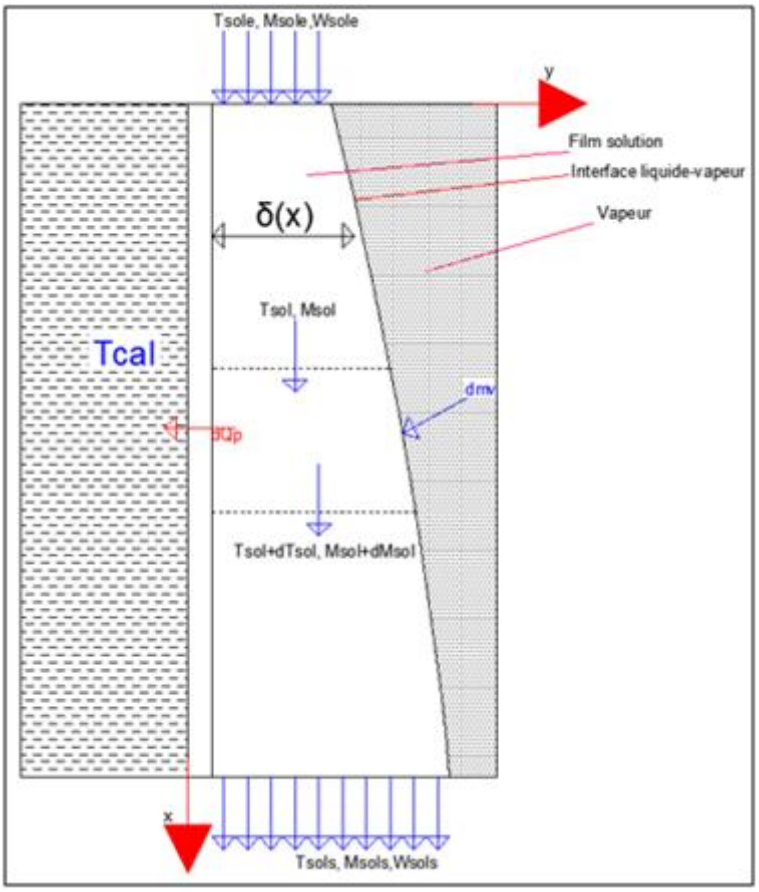


Figure 3. 7 : Configuration d'un tube vertical de section ronde dans un absorbeur à film tombant.

La longueur effective du tube vertical est déterminée par la relation suivante :

$$L_p = N\pi r_0 + (N-1)L_{it} \quad \text{(éq. 3.18)}$$

Où N est le nombre total de tubes (calculé suivant un absorbeur à film tombant horizontal) ayant une longueur L et h est l'écart entre les tubes.

Etant donné que le fluide caloporteur circule de l'autre côté du tube, la température de la paroi varie dans la longueur de l'absorbeur. Par conséquent, le modèle d'écoulement du fluide caloporteur doit tenir compte des propriétés du fluide à diverses températures, dont celle de la paroi. La représentation graphique du fluide caloporteur est exposée dans la Figure 3.8. Les équations de conservation de matière, d'espèces et d'énergie semblables à celles d'un tube horizontal sont utilisées sous les conditions aux limites présentées ci-dessous.

A l'entrée de la plaque, la température et la concentration de la solution sont uniformes :

$$\left.\begin{matrix} x_e<x<x_s \\ 0<y<\delta \end{matrix}\right\} T = T_{sol,e}\ , X = X_{sol,e} \quad \text{(éq. 3.19)}$$

La paroi est imperméable :

$$\left.\begin{matrix} x_e<x<x_s \\ y=0 \end{matrix}\right\} \frac{\partial X}{\partial y} = 0 \quad \text{(éq. 3.20)}$$

Le taux de vapeur absorbée à l'interface du film est égal au taux de diffusion radial :

$$\left.\begin{matrix} x_e<x<x_s \\ y=\delta \end{matrix}\right\} \dot{m}_v = -\frac{\rho D}{X_{if}} \frac{\partial X}{\partial y}\Big|_{\delta} \quad \text{(éq. 3.21)}$$

L'épaisseur du film est définie par [123] :

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\nu}{\rho g}\right)^{1/3} \quad \text{(éq. 3.22)}$$

La vitesse de l'écoulement est écrite comme suit [123] :

$$u = \left(\frac{g}{2\nu}\right)(2\delta y - y^2) \quad \text{(éq. 3.23)}$$

De côté du fluide caloporteur, les équations du bilan d'énergie sont écrites comme suit :

$$2QL = \dot{m}_{cal} Cp_{cal}(T_{cal,s} - T_{cal,e}) \quad \text{(éq. 3.24)}$$

$$\text{Où } Q = k_{sol} dL_p \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{y=0} \quad \text{(éq. 3.25)}$$

$$Q = 2\pi r_0 U_{cal}(T_{pa} - T_{cal,m}) \quad \text{(éq. 3.26)}$$

$$\text{Où } \quad T_{cal,m} = \frac{T_{cal,s} + T_{cal,e}}{2} \quad \text{(éq. 3.27)}$$

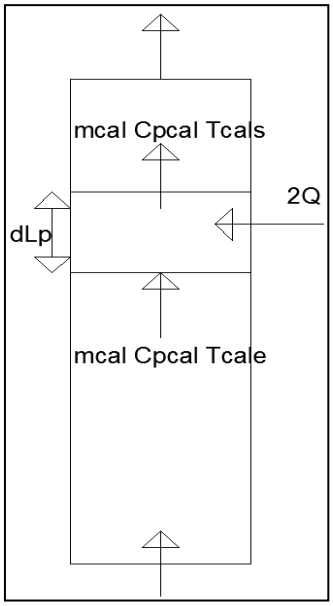


Figure 3. 8 : Schéma représentatif du fluide caloporteur dans un absorbeur à film tombant vertical.

3.3.2. Modèles simplifiés d'un absorbeur tubulaire à film tombant

Le modèle détaillé, présenté dans la section précédente, reprend la plupart des processus physiques importants dans un absorbeur à film tombant. Néanmoins, il n'est pas approprié pour une application de conception de routine. Destiné à être utilisé dans les derniers cas, il est souhaitable d'utiliser des modèles simplifiés similaires aux modèles utilisés pour l'analyse d'un échangeur de chaleur. Un tel modèle est représenté dans la section suivante, il est présenté pour les absorbeurs tubulaires avec un fluide caloporteur circulant à contre-courant à l'intérieur des tubes. Le modèle décrit ci-dessous est la base des calculs réalisés pour les absorbeurs des cycles à absorption.

3.3.2.1. Modèle simplifié d'un simple tube horizontal et des faisceaux

Modèle simplifié pour un tube horizontal

Les équations des bilans sont décrites pour un volume de contrôle à une section dans un tube horizontal unique, comme indiqué dans les Figures 3.9 et 3.10. Les transferts de chaleur et de

matière provenant de l'interface vers la solution et le transfert de chaleur provenant de la solution vers le fluide caloporteur peuvent être modélisés de façon simplifiée en tenant compte des géométries des absorbeurs et des coefficients des transferts de chaleur et de matière respectivement [126].

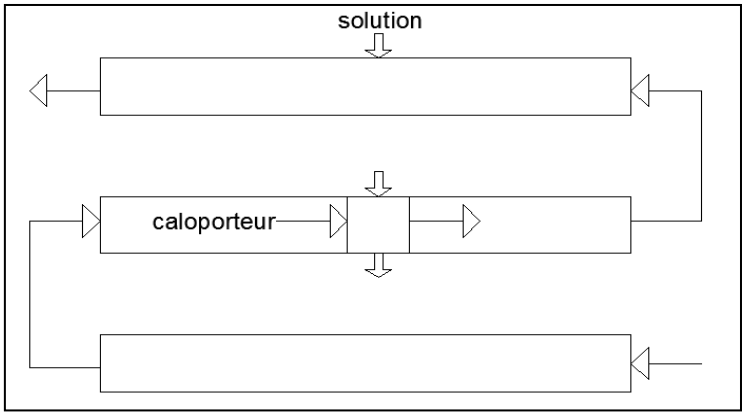


Figure 3. 9 : Schéma d'une série de tubes horizontaux.

L'équation de bilan de matière pour le volume de contrôle de la Figure 3.10 :

$$\dot{m}_{sol} + d\dot{m}_{sol} = \dot{m}_{sol} + (r_0 + \delta)\dot{m}_V d\theta \qquad \text{(éq. 3.42)}$$

Où $\dot{m}_V$ est le taux d'absorption de vapeur par unité de longueur à l'interface, $\boldsymbol{\delta}$ est l'épaisseur du film liquide et r_0 est le rayon externe du tube.

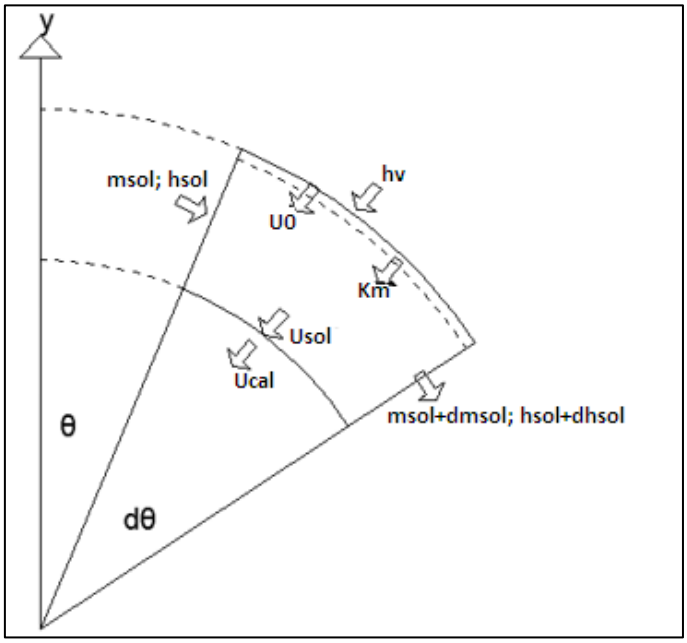


Figure 3. 10: Modèle physique d'un film tombant sur un tube.

La loi de conservation d'énergie appliquée sur le volume de contrôle :

$$\dot{m}_{sol}h_{sol} + \dot{m}_v h_v (r_0 + \delta)d\theta = (\dot{m}_{sol} + d\dot{m}_{sol})(h_{sol} + dh_{sol}) + U_g(T_{sol} - T_{cal})r_0 d\theta \qquad \text{(éq. 3.43)}$$

Où U_g est le coefficient de transfert de chaleur global de la solution vers le fluide caloporteur. La température du fluide caloporteur (T_{cal}) est supposée uniforme et indépendante de la position angulaire $\boldsymbol{\theta}$.

De ces deux équations on obtient :

$$h_{vs}\frac{d\dot{m}_{sol}}{d\theta} = \dot{m}_{sol}\frac{dh_{sol}}{d\theta} + r_0 U_g(T_{sol} - T_{cal}) \quad \text{(éq. 3.44)}$$

Où $h_{vs} = h_v - h_{sol}$ (éq. 3.45)

L'enthalpie de la solution est exprimée en fonction de la température et la concentration :

$$h_{sol} = f(T_{sol}, X_{sol}) \quad \text{(éq. 3.46)}$$

En différenciant cette équation :

$$\frac{dh_{sol}}{d\theta} = c_w\frac{dX_{sol}}{d\theta} + c_T\frac{dT_{sol}}{d\theta} \quad \text{(éq. 3.47)}$$

Les coefficients c_w et c_T, qui sont essentiellement des chaleurs spécifiques, sont supposés constantes sur une gamme définie de températures et de concentrations en absorbant rencontrés dans le tube.

L'équation d'énergie pour le film liquide peut être écrite :

$$\dot{m}_{sol}c_T\frac{dT_{sol}}{d\theta} + \dot{m}_{sol}X_{sol}\frac{dw_{sol}}{d\theta} = h_{vs}\frac{d\dot{m}_{sol}}{d\theta} - r_0 U_g(T_{sol} - T_{cal}) \quad \text{(éq. 3.48)}$$

Le coefficient de transfert de chaleur global entre le film liquide et le fluide caloporteur est donné par :

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_{cal}} + \frac{1}{U_{sol}} + \frac{\delta_p}{k_p} \quad \text{(éq. 3.49)}$$

L'équation de transfert de masse peut être écrite :

$$d\dot{m}_{sol} = \rho_{sol}k_m(X_{sol} - X_{if})(r_0 + \delta)d\theta \quad \text{(éq. 3.50)}$$

La condition aux limites est obtenue en appliquant l'équation d'énergie sur un volume de contrôle infinitésimal qui entoure l'interface, ce qui donne :

$$\rho_{sol}K_m(X_{sol} - X_{if})h_{ab}r_0 d\theta = U_0(T_{if} - T_{sol})r_0 d\theta \quad \text{(éq. 3.51)}$$

Où h_{ab} est l'enthalpie d'absorption.

Quel que soit le mélange étudié, pour simplifier les calculs, la condition d'équilibre à l'interface est supposée linéaire :

$$X_{if} = \dot{a} + \dot{b}T_{if} \quad \text{(éq. 3.52)}$$

Où a et b sont des coefficients qui dépendent de la pression opératoire de l'absorbeur.

Des équations 3.51 et 3.52, il en résulte que :

$$X_{if} = \frac{\lambda(\dot{a} + \dot{b}T_{sol}) + bX_{sol}}{(\lambda + \dot{b})} \quad \text{(éq. 3.53)}$$

Où $\lambda = \frac{U_0}{h_{ab}k_m\rho_{sol}}$ (éq. 3.54)

En substituant dans l'équation 3.50 pour X_{if} :

$$\frac{d\dot{m}_{sol}}{d\theta} = (r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}[X_{sol} - (\dot{a} + \dot{b}T_{sol})] \quad \text{(éq. 3.55)}$$

Où le coefficient de transfert de masse effectif (k_{ef}) est défini par :

$$\frac{1}{K_{ef}} = \frac{1}{K_m} + \frac{h_{ab}b\rho_{sol}}{U_0} \quad \text{(éq. 3.56)}$$

Comme le débit absorbant est uniforme :

$$\dot{m}_{sol} = \frac{\dot{m}_l}{\dot{x}_{sol}} \qquad \text{(éq 3.57)}$$

En différentiant l'équation 3.57, on obtient:

$$\frac{d\dot{m}_{sol}}{d\theta} = -\left[\frac{\dot{m}_l}{X_{sol}^2}\right]\frac{d\dot{x}_{sol}}{d\theta} \qquad \text{(éq 3.58)}$$

Des équations 3.55 et-3.58, on obtient :

$$\frac{d\dot{m}_{sol}}{d\theta} = -\left[\frac{\dot{m}_l}{X_{sol}^2}\right](r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}[X_{sol} - (\dot{a} + \dot{b}T_{sol})] \qquad \text{(éq. 3.59)}$$

En substituant dans l'équation 3.48 de l'équation 3.59 :

$$\frac{dT_{sol}}{d\theta} = (r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}\left[\frac{h_{vs}}{\dot{m}_{sol}c_T} + \frac{c_w w_{sol}^2}{\dot{m}_l c_T}\right][X_{sol} - (\dot{a} + \dot{b}T_{sol})] - \frac{r_0 U_g}{\dot{m}_{sol}c_T}(T_{sol} - T_{cal}) \qquad \text{(éq. 3.60)}$$

Les équations 3.59 et 3.60 peuvent être exprimées en fonction de deux nouvelles variables [127], appelées des potentiels moteurs pour le transfert de chaleur et de matière respectivement, exprimées par :

$$\phi = T_{sol} - T_{cal} \qquad \text{et} \qquad \psi = X_{sol} - (\dot{a} + \dot{b}T_{sol}) \qquad \text{(éq. 3.61)}$$

En termes de φ et ψ, les équations 3.59 et 3.60 s'expriment :

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = (r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}\left[\frac{h_{vs}}{\dot{m}_{sol}c_T} + \frac{c_w X_{sol}^2}{\dot{m}_l c_T}\right]\psi - \frac{r_0 U_g}{\dot{m}_{sol}c_T}\varphi \qquad \text{(éq. 3.62)}$$

$$\frac{d\psi}{d\theta} = -(r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}\left[\frac{bh_{vs}}{\dot{m}_{sol}c_T} + \frac{bc_w X_{sol}^2}{\dot{m}_l c_T} + \frac{X_{sol}^2}{\dot{m}_l}\right]\psi - \frac{r_0 b U_g}{\dot{m}_{sol}c_T}\varphi \qquad \text{(éq. 3.63)}$$

Les équations 3.62 et 3.63 sont non linéaires à cause de la variation significative de l'épaisseur du film liquide avec sa position angulaire sur le tube. Cependant, si les solutions des équations sont recherchées à des distances angulaires éloignées des positions d'entrée et de sortie du liquide, 0 et $\boldsymbol{\pi}$, les équations ci-dessus peuvent être linéarisées en supposant une épaisseur moyenne du film. En outre, le coefficient de transfert de masse effectif moyenné pour inclure aussi la variation de l'épaisseur du film. En supposant que les coefficients des équations 3.62 et 3.63 puissent être des valeurs constantes dans le volume de contrôle, une solution analytique peut être obtenue. A cet effet, les équations sont exprimées sous la forme :

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = g_1\psi - g_2\varphi \qquad \text{(éq. 3.64)}$$

$$\frac{d\psi}{d\theta} = -g_4\psi + g_3\varphi \qquad \text{(éq. 3.65)}$$

Où

$$g_1 = (r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}\left[\frac{h_{vs}}{\dot{m}_s c_T} + \frac{c_w X_{sol}^2}{\dot{m}_l c_T}\right] \qquad \text{(éq. 3.66)}$$

$$g_2 = \frac{r_0 U_g}{\dot{m}_{sol}c_T} \qquad \text{(éq. 3.67)}$$

$$g_3 = \frac{r_0 b U_g}{\dot{m}_{sol}c_T} \qquad \text{(éq. 3.68)}$$

$$g_4 = -(r_0 + \delta)\rho_{sol}K_{ef}\left[\frac{bh_{vs}}{\dot{m}_{sol}c_T} + \frac{bc_w X_{sol}^2}{\dot{m}_l c_T} + \frac{X_{sol}^2}{\dot{m}_l}\right] \qquad \text{(éq. 3.69)}$$

Les solutions des équations 3.64 et 3.65 sont obtenues en utilisant la transformation de Laplace. La forme finale est exprimée comme suite :

$$\varphi(\theta) = a_1 \exp(\alpha_1 \theta) + a_2 \exp(\alpha_2 \theta) \quad \text{(éq. 3.70)}$$

$$\psi(\theta) = b_1 \exp(\alpha_1 \theta) + b_2 \exp(\alpha_2 \theta) \quad \text{(éq. 3.71)}$$

Où les racines des équations caractéristiques sont :

$$\alpha_1, \alpha_2 = -0{,}5(g_2 + g_4)(+,-)[(g_2 + g_4)^2 - 4(g_2 g_4 - g_1 g_3)]^{0,5} \quad \text{(éq. 3.72)}$$

Les coefficients de ces solutions sont donnés par :

$$a_1 = \frac{\varphi_0(\alpha_2 + g_4) + \psi_0 g_1}{(\alpha_1 - \alpha_2)} \quad \text{(éq. 3.73)}$$

$$a_2 = \frac{\varphi_0(\alpha_2 + g_4) + \psi_0 g_1}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad \text{(éq. 3.74)}$$

$$b_1 = \frac{\varphi_0(\alpha_1 + g_2) + \psi_0 g_3}{(\alpha_1 - \alpha_2)} \quad \text{(éq. 3.75)}$$

$$b_2 = \frac{\varphi_0(\alpha_2 + g_2) + \psi_0 g_3}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad \text{(éq. 3.76)}$$

Où φ_0 et ψ_0 sont les valeurs à la position angulaire d'entrée.

Modèle simplifié d'un absorbeur à faisceau tubulaire horizontal

L'analyse pour un seul tube est maintenant appliquée au tube numéro n d'une série de N tubes. Dans la présente analyse, la température et la concentration de la solution entrant en haut du tube et sortant au fond sont supposées être spatialement uniformes.

Bien que l'analyse prenne en compte la variation de la température du fluide caloporteur dans le tube, dans le but d'estimer le transfert de chaleur à partir du film vers le fluide caloporteur, la température est supposée être la température moyenne du fluide caloporteur dans le tube.

L'application de la loi de conservation d'énergie sur le fluide caloporteur donne :

$$\dot{m}_{cal} Cp_{cal} \frac{dT_{cal(n)}}{dZ} = 2 \int_{\theta_s}^{\theta_e} r_0 (T_{sol(n)} - T_{cal(n)}) U_g d\theta = 2 \int_{\theta_s}^{\theta_e} r_0 \varphi U_g d\theta \quad \text{(éq. 3.77)}$$

En substituant φ de l'équation 3.61 dans l'équation 3.77 on obtient :

$$\dot{m}_{cal} Cp_{cal} \frac{dT_{cal(n)}}{dZ} = 2 \int_{\theta_s}^{\theta_e} r_0 a_1 \exp(\alpha_1 \theta) + a_2 \exp(\alpha_2 \theta) U_g d\theta \quad \text{(éq. 3.78)}$$

Dans l'équation 3.62, les quantités qui varient d'un tube à un autre sont les valeurs à l'entrée de φ_0 et ψ_0 où interviennent les coefficients a_1 et a_2. Les expressions de ces paramètres sont au début substituées dans l'équation 3.62, et l'intégration est effectuée entre les angles d'entrée et de sortie du tube. L'élévation de la température du fluide caloporteur dans un tube est obtenue en intégrant l'expression résultante sur toute la longueur Z du tube entre l'entrée et la sortie. Ces manipulations se traduisent par l'expression suivante pour les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans le tube numéro n :

$$T_{cal,s(n)} - T_{cal,e(n)} = G\varphi_{e(n)} - H\psi_{s(n)} \quad \text{(éq. 3.79)}$$

Où φ_{en} et ψ_{sn} sont les valeurs des potentiels moteurs à l'entrée du tube numéro "n".

Evalués une seul fois, les coefficients G et H, donnés ci-dessous, ont la même valeur pour tous les tubes [126].

$$G = \left(\frac{2 r_0 L U_g}{\dot{m}_{cal} Cp_{cal}}\right) \left[\frac{(\alpha_1 + g_4)[\exp(\alpha_1 \theta_s) - \exp(\alpha_1 \theta_e)]}{\alpha_1(\alpha_1 - \alpha_2)} + \frac{(\alpha_2 + g_4)[\exp(\alpha_2 \theta_s) - \exp(\alpha_2 \theta_e)]}{\alpha_2(\alpha_2 - \alpha_1)}\right] \quad \text{(éq. 3.80)}$$

$$H = \left(\frac{2r_0 L U_g}{\dot{m}_{cal} Cp_{cal}}\right)\left[\frac{g_1[\exp(\alpha_1\theta_s)-\exp(\alpha_1\theta_e)]}{\alpha_1(\alpha_1-\alpha_2)} + \frac{g_1[\exp(\alpha_2\theta_s)-\exp(\alpha_2\theta_e)]}{\alpha_2(\alpha_2-\alpha_1)}\right] \quad \text{(éq. 3.81)}$$

Et $\varphi_{e(n)} = T_{sol,e(n)} - T_{cal(n)} = T_{sol,e(n)} - 0.5(T_{cal,e(n)} + T_{cal,s(n)})$ (éq. 3.82)

En substituant dans l'équation 3.79 l'expression de φ_{en}, la relation entre les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur est obtenue en termes des quantités connues à l'entrée du tube numéro n.

$$(G+2)T_{cal,s(n)} + (G-2)T_{cal,e(n)} = 2GT_{sol,e(n)} + 2H[X_{sol,e(n)} - (a + bX_{sol,e(n)})] \quad \text{(éq. 3.83)}$$

Les valeurs des potentiels à la sortie φ_{sn} et ψ_{sn} sont obtenues par une substitution directe dans les équations 3.70 et 3.71 respectivement. La température de la solution à la sortie est donnée par :

$$T_{sol,s(n)} = 0{,}5\left(T_{cal,e(n)} + T_{cal,s(n)}\right) + \varphi_{s(n)} \quad \text{(éq. 3.84)}$$

Si l'absorption dans l'entre tubes est négligée, la température et la concentration de la solution quittant un tube sont respectivement égales à celles correspondantes à la solution entrant dans le tube suivant. C'est aussi vrai pour le fluide caloporteur quittant un tube et entrant vers le tube suivant. Pour cela :

$$T_{sol,e(n+1)} = T_{sol,s(n)} \quad ; X_{sol,e(n+1)} = X_{sol,s(n)} \quad ; \psi_{sol,e(n+1)} = \psi_{sol,s(n)} \quad ; T_{cal,e(n+1)} = T_{cal,s(n)}$$

3.3.2.2. Modèle simplifié d'un absorbeur tubulaire vertical

Les équations des bilans sont décrites pour un volume de contrôle à une section dans un tube horizontal unique, comme indiqué dans les Figures 3.9 et 3.10. Les transferts de chaleur et de matière provenant de l'interface vers la solution et le transfert de chaleur provenant de la solution vers le fluide caloporteur peuvent être modélisés de façon simplifiée en tenant compte des géométries des absorbeurs et des coefficients des transferts de chaleur et de matière respectivement [126].

L'équation du bilan de matière pour le volume de contrôle considéré est :

$$\dot{m}_{sol,s} = \dot{m}_{sol,e} + \dot{m}_v \quad \text{(éq. 3.85)}$$

L'équation du bilan d'espèce pour le volume de contrôle considéré est :

$$\dot{m}_{sol,s} X_{sol,s} = \dot{m}_{sol,e} X_{sol,e} \quad \text{(éq. 3.86)}$$

L'équation d'équilibre de la solution est:

$$T_{sol,s} = f(P, X_{sol,s}) \quad \text{(éq. 3.87)}$$

L'équation du bilan d'énergie entre les deux phases liquide et vapeur est :

$$Q = \dot{m}_{sol,e} h_{sol,e} + \dot{m}_v h_v - \dot{m}_{sol,s} h_{sol,s} \quad \text{(éq. 3.88)}$$

La même puissance de chaleur générée de l'équation 3.88 est délivrée au fluide caloporteur. Ensuite, l'équation du bilan d'énergie sur le fluide caloporteur est :

$$Q = \dot{m}_{cal}(h_{cal,s} - h_{cal,e}) \quad \text{(éq. 3.89)}$$

Une autre forme pour présenter le bilan d'énergie sur la solution et sur le fluide caloporteur :

$$Q = UADTLM \quad \text{(éq. 3.90)}$$

Où DTLM est la différence de température logarithmique moyenne calculée par :

$$DTLM = \frac{(T_{sol,e} - T_{cal,s}) - (T_{sol,s} - T_{cal,e})}{\ln\left(\frac{T_{sol,e} - T_{cal,s}}{T_{sol,s} - T_{cal,e}}\right)} \quad \text{(éq. 3.91)}$$

$$\text{et } UA = \pi dL \left(\frac{1}{U_{cal}} + \frac{1}{U_{sol}}\right)^{-1} \quad \text{(éq. 3.92)}$$

3.3.3. Procédure de résolution des modèles simplifiés

3.3.3.1. Résolution de l'absorbeur à film tombant horizontal

Avant de présenter la méthode de résolution de l'absorbeur à film tombant complet, on commence par la résolution des bilans pour un tube quelconque de l'absorbeur. Pour chaque tube de l'absorbeur, les conditions d'entrée du film liquide et de la phase vapeur et les conditions de sortie du fluide caloporteur sont toutes connues. D'après les équations 3.12 et 3.13, l'épaisseur et la vitesse du film liquide sont respectivement calculées. Ensuite, après la définition du débit de vapeur absorbé par le film, toutes les équations citées depuis 3.42 à 3.79 sont utilisées pour calculer les coefficients G et H présentés dans les équations 3.80 et 3.81 respectivement. Le résultat pour le tube s'arrête lors de la convergence de l'équation 3.83. Sinon, des itérations sur le débit de vapeur sont réalisées. On obtient ensuite les propriétés du film et de la phase vapeur qui sortent du tube, et les propriétés du fluide caloporteur lorsqu'il entre dans le tube (la quantité de chaleur délivrée vers le fluide caloporteur). Ensuite, des équations 3.70 et 3.71, on peut calculer les valeurs des potentiels à la sortie ϕ_{sn} et ϕ_{sn}.

Avant toute simulation de film tombant, la simulation commence par le calcul de l'étage adiabatique en amont pour connaitre les différentes caractéristiques (température, débit massique, concentration en absorbant – Annexe D) de la solution à l'entrée de l'absorbeur à film tombant. Ensuite, on commence par définir le diamètre, le nombre de tubes souhaités et une valeur initiale de la longueur des tubes. Les paramètres connus pour le premier tube sont : les propriétés de la solution réfrigérant-absorbant et des vapeurs réfrigérantes à l'entrée du tube, et les propriétés du fluide caloporteur à la sortie du tube (l'état du fluide caloporteur souhaité obtenir de l'absorbeur). La démarche de modélisation d'un simple tube, présentée dans le paragraphe précédent, se répète tube par tube depuis le premier jusqu'à ce que le dernier tube. Les propriétés obtenues comme résultats de chaque tube sont utilisées comme propriétés d'entrée pour le tube suivant. Ensuite, la valeur totale du débit massique de vapeur absorbée dans tout l'absorbeur est comparée avec la valeur consigne du cycle à absorption. Si les deux valeurs ne sont pas identiques, la longueur des tubes choisie est redéfinie à nouveau et tout le calcul des tubes de l'absorbeur est répété. C'est une opération itérative sur la longueur des tubes jusqu'à obtenir la valeur exacte du débit de vapeur absorbé.

Pour plus de clarté sur la méthode de résolution, elle est présentée schématiquement dans la Figure 3.11.

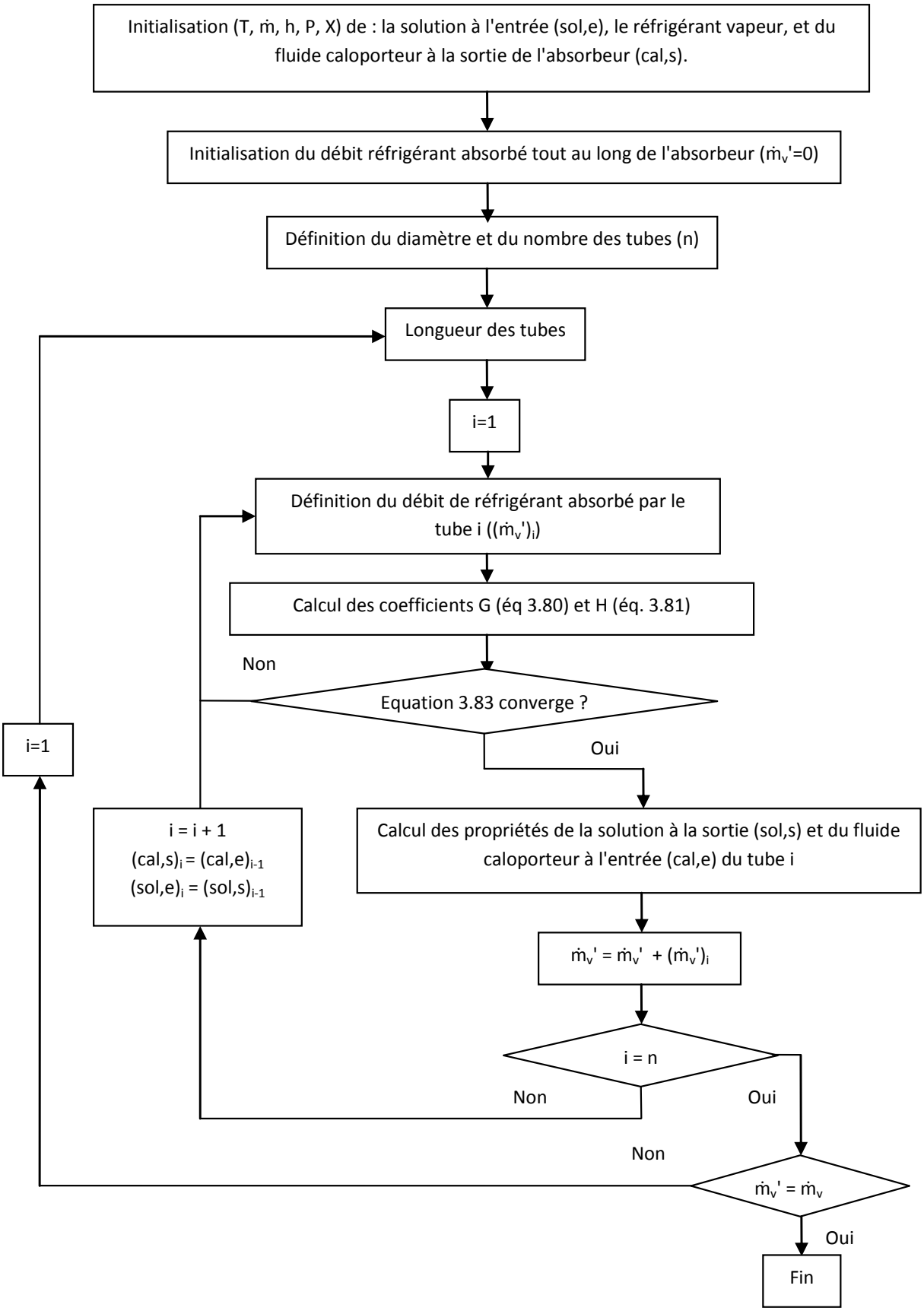


Figure 3. 11 : Organigramme qui présente la méthode de résolution de l'absorbeur à film tombant horizontal.

3.3.3.2. Résolution de l'absorbeur à film tombant vertical

Tout d'abord, on commence par présenter la méthode de résolution pour une maille quelconque de l'absorbeur à film tombant vertical. Pour chaque maille, les conditions d'entrée du film liquide et de la phase vapeur et les conditions de sortie du fluide caloporteur sont tous connues. D'après les équations 3.22 et 3.23, l'épaisseur et la vitesse du film liquide sont respectivement calculés. Ensuite, après la définition du débit de vapeur absorbé par le film dans cette maille, on définit la longueur de la maille et on applique ensuite toutes les équations citées depuis 3.85 à 3.92 pour calculer UA deux fois suivant les équations 3.90 et 3.91. Les valeurs obtenues de ces deux équations doivent être les mêmes. Sinon, une opération itérative sur la longueur de la maille est appliquée jusqu'a obtenir les mêmes valeurs.

En passant vers la résolution de l'absorbeur tout entier, de même que pour l'absorbeur à film tombant horizontal, la simulation de l'absorbeur à film tombant vertical commence par le calcul de l'étage adiabatique pour connaitre les différentes caractéristiques (température, débit massique, concentration en absorbant) de la solution à l'entrée de l'absorbeur à film tombant. Avant de le calculer, on commence par définir le diamètre, le nombre de mailles souhaités et le débit de vapeur absorbé par maille (toutes les mailles absorbent le même débit de vapeur). Les paramètres connus pour le premier tube sont : les propriétés de la solution réfrigérant-absorbant et des vapeurs réfrigérantes à l'entrée du tube, et les propriétés du fluide caloporteur à la sortie du tube (l'état du fluide caloporteur souhaité obtenir de l'absorbeur). La démarche de calcul pour une maille quelconque se répète depuis la première jusqu'à la dernière maille. Les propriétés obtenues comme résultats de chaque maille sont utilisées comme propriétés d'entrée pour la maille suivante. La longueur d'un tube complet de l'absorbeur est obtenue par la somme des longueurs de toutes les mailles.

Pour plus de clarté sur la méthode de résolution, elle est présentée schématiquement dans la Figure 3.12.

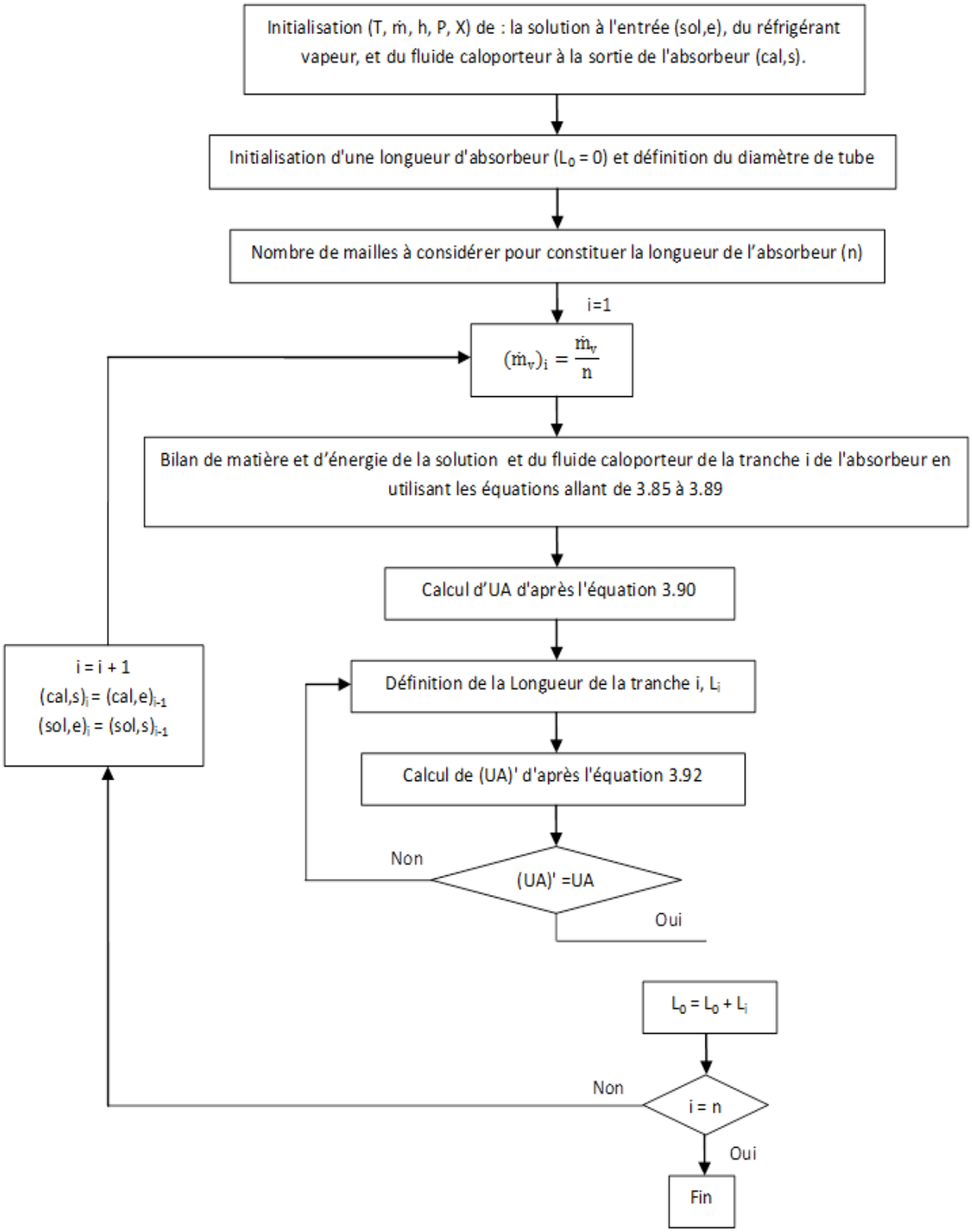


Figure 3. 12 : Organigramme qui présente la méthode de résolution de l'absorbeur à film tombant vertical.

3.4. Coefficients de transfert de matière et de chaleur

3.4.1. Coefficients de transfert de matière

Les corrélations nécessaires au calcul des coefficients de transfert de matière dans le gaz et le liquide dépendent des théories considérées [128], dont principalement la théorie du double film, la théorie de pénétration et la théorie de la couche limite-pénétration. Plusieurs corrélations d'estimation des coefficients de transfert sont présentes dans la littérature, étant celles basées sur la théorie du double film sont les plus répandues.

Pour calculer les coefficients de transfert il a été retenu l'analogie des absorbeurs aux échangeurs de chaleur à tubes-calandre, où les liquides s'écoulent en films sur les parois intérieures et extérieures des tubes. Les corrélations données par Trambouze [129] sont retenues dans ce travail de thèse. Ces corrélations sont données en fonction des nombres adimensionnels obtenus pour les écoulements des fluides dans le système. On rappelle que ces coefficients caractérisent les transferts de matière uniquement.

Les nombres adimensionnels des fluides en écoulement dans l'absorbeur sont les suivants.

- Nombres de Reynolds pour le diphasique gaz - liquide :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho\, \mathrm{eL_c}}{\mu} \qquad \text{(éq. 3.93)}$$

- Nombres de Schmidt, gaz et liquide, pour définir le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement (fonction de la viscosité) et la diffusion de masse (fonction du coefficient de diffusion) :

$$\mathrm{Sc} = \frac{\rho\mu}{\mathrm{D}} \qquad \text{(éq. 3.94)}$$

- Nombre de Sherwood, gaz et liquide, pour déterminer la fraction de contribution de la diffusion dans le transfert de masse global :

$$\mathrm{Sh} = \frac{\mathrm{Kd}}{\mathrm{D}} \qquad \text{(éq. 3.95)}$$

- Le nombre de Prandtl (Pr), pour définir le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et celle de la chaleur :

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mathrm{C_p}\mu}{\mathrm{k}} \qquad \text{(éq. 3.96)}$$

Le coefficient de transfert de matière dans le gaz dépend des vitesses d'écoulement des deux phases, liquide et gaz. Il est calculé d'après le nombre de Sherwood. Dans le cas d'un écoulement à contre-courant de vapeur ascendant et d'un film liquide tombant, le nombre de Sherwood gaz est donné par l'équation [129] :

$$\mathrm{Sh_G} = 0{,}013 * \mathrm{Re_G^{0,75}Re_L^{0,16}Sc_G^{0,44}} \qquad \text{(éq. 3.97)}$$

Tableau 3. 1: Coefficients A et b du nombre de Sherwoood en fonction du nombre de Schmidt [129].

	A	b
$Sc_L < 70$	0,0224	0,8
$Sc_L > 70$	0,8	0,5

Le nombre de Sherwood liquide ne dépend que de la vitesse du liquide. Il est donné par :

$$\mathrm{Sh_L} = \mathrm{A\ Re_L^b Sc_L^{0,5}} \qquad \text{(éq. 3.98)}$$

On peut facilement exprimer le coefficient de transfert global côté liquide, en fonction des coefficients de transfert de film, k_L et k_G. Ces relations se nomment les « relations d'additivité des résistances » ; on appelle « résistances » au transfert les inverses des coefficients de transfert.

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_L} + \frac{1}{HeK_G} \quad \text{(éq. 3.99)}$$

3.4.2. Coefficients de transfert de chaleur

Pour un absorbeur à film tombant vertical, la corrélation présentant le Nu est la suivante [130] :

$$Nu = \frac{\frac{4}{3}\left(\frac{7RaPr}{5(20+21Pr)}\right)^{0,25} + 4(272+315Pr)L}{35(64+63Pr)d} \quad \text{(éq. 3.100)}$$

Où Ra est le nombre de Rayleigh

$$Ra = \frac{gL^3\rho^2\beta(T_{sol} - T_{paroi})C_p}{k\mu} \quad \text{(éq. 3.101)}$$

Où β est le coefficient de dilatation thermique

Pour un absorbeur à film tombant horizontal, le fluide est en écoulement perpendiculaire par rapport à l'axe du cylindre. Un sillage se forme en aval de l'écoulement qui conduit à une répartition non homogène du film sur la périphérie du cylindre. On définit donc un coefficient de convection moyen pour toute la périphérie [131] tel que :

$$Nu = 0,11CRe^m Pr^{0,31} \quad \text{(éq. 3.102)}$$

Tableau 3. 2 : Coefficients C et m en fonction du nombre de Reynolds [131].

Re	C	m
0,4-4	0,989	0,33
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,027	0,805

Pour le fluide caloporteur, lorsqu'il est à l'état diphasique, la corrélation de Gungor et Winterton [132] est utilisée :

$$Nu = Nu_L F \quad \text{(éq. 3.103)}$$

Où:

$$Nu_L = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad \text{(éq. 3.104)}$$

Dans cette expression, le calcul de Nu_L doit être fait avec le débit de la phase liquide seule $(1-x_v)\, m_{cal}$. Cette relation est appliquée en moyennant le facteur F sur la plage de variation de x. L'équation suivante a été identifiée numériquement pour obtenir une expression simple de F moyenné :

$$F = 1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12\left(\frac{x_v}{1-x_v}\right)^{0,75}\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,41} \quad \text{(éq. 3.105)}$$

L'expression de Bo, nombre d'ébullition, peut être approximée de la manière suivante :

$$Bo = \frac{d_h}{4L} \quad \text{(éq. 3.106)}$$

Lorsque le fluide caloporteur est à l'état liquide sous refroidi ou vapeur surchauffée, la corrélation de Dittus Boelter [133] est utilisée pour Re < 2100 alors que la corrélation de Colburn [134] est utilisée pour Re>2100.

Re < 2100 : $\mathrm{Nu} = 1{,}86\left(\frac{\mathrm{RePrd}}{\lambda}\right)^{0{,}33}\left(\frac{\mu}{\mu_{pa}}\right)^{0{,}14}$ (éq. 3.107)

Où μ_{pa} est la viscosité du fluide à la température de la paroi.

Re > 2100 : $\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}$ (éq. 3.108)

4. Résultats de modélisation des absorbeurs à film tombant

Dans le but de comparer entre les deux types d'absorbeur, diabatique (à film tombant) et adiabatique suivie d'échange de chaleur (colonne à bulles + échangeur), dans leur rôle de fournisseurs de chaleur utile, une étude est réalisée en utilisant la paire CH_2CL_2-NMP. La solution liquide de cette paire absorbe le réfrigérant CH_2CL_2 en phase vapeur. Les conditions de consigne de l'absorbeur sont présentées dans le Tableau 3.3. Comme fluide caloporteur, l'eau est choisie tout en prenant compte les deux types de besoin de chaleur utile, ou cas d'étude, dont sensible (élévation de la température d'eau liquide) et latent (vaporisation de l'eau). Les conditions du fluide caloporteur des deux cas sont présentées dans le Tableau 3.4.

Tableau 3. 3 : Conditions aux limites à l'entrée et la sortie de l'absorbeur.

Conditions aux limites	Fluide	Concentration massique en absorbant	P (bar)	T (°C)
Solution à l'entrée	CH_2CL_2-NMP	0,62	4,48	110
Réfrigérant	CH_2CL_2	0	4,48	90
Solution à la sortie	CH_2CL_2-NMP	0,37	4,48	125

Tableau 3. 4 : Conditions du fluide caloporteur dans les deux cas.

Cas d'étude	Nature du besoin (chaleur utile)	P (bar)	T (°C)	Puissance (kW)
1	Sensible	1	120 à 140	20
2	latente	3,49	120	20

Les graphes dans les Figures de 3.13 à 3.17 présentent les phénomènes de transfert de matière et de chaleur, pour les cas d'étude 1 et 2, avec les deux types d'absorption (adiabatique et diabatique). Tout d'abord, d'après le Tableau 3.3, la solution CH_2CL_2-NMP est à une concentration en absorbant de 0,62 et une température de 110°C. Dans les figures, le premier point est celui à une concentration de 0,48 et une température de 141°C obtenu après la première absorption adiabatique qui permet d'atteindre la plus haute température possible pour la paire dans l'absorbeur. Les figures ne montrent pas la première étape d'absorption, mais elle est calculée à travers les équations de la chambre d'absorption de l'absorbeur adiabatique présenté dans l'annexe D (les équations de D.1 à D.5).

Pour les cas d'une absorption à film tombant, les phénomènes de transfert de matière et de chaleur se déroulent de la même façon indépendamment si le fluide caloporteur est chauffé ou évaporé (Figures 3.13 et 3.14). Ce n'est pas le même constat pour une colonne d'absorption adiabatique. Pour un cas d'un fluide caloporteur qui s'évapore, l'échange de chaleur après chacun des étages

d'absorption refroidit la paire de fluides de travail jusqu'atteindre la même température (exemple 125°C d'après la Figure 3.15). Dans le cas d'un fluide qui ne change pas de phase (chaleur sensible), la solution se refroidit entre les tubes jusqu'à une température variable qui décroit d'une étape d'échange de chaleur à une autre. Il est à noter que le taux d'absorption décroit d'un étage à un autre pour les deux types de chaleur, sensible et latent, échangée avec le fluide caloporteur.

Le taux d'absorption dépend de la différence de concentration du liquide refroidit (entrée de l'étage d'absorption) et la courbe de saturation liquide. Les segments de ligne inclinés présentant l'absorption sont légèrement parallèles. Au fur et à mesure que la concentration en absorbant diminue, la différence diminue et réduit le potentiel d'absorption des étages subséquents. Pour la paire de fluides de travail choisie, le taux d'absorption est beaucoup plus influencé par la concentration de la solution que par sa température. Ceci est observé dans la Figure 3.11.

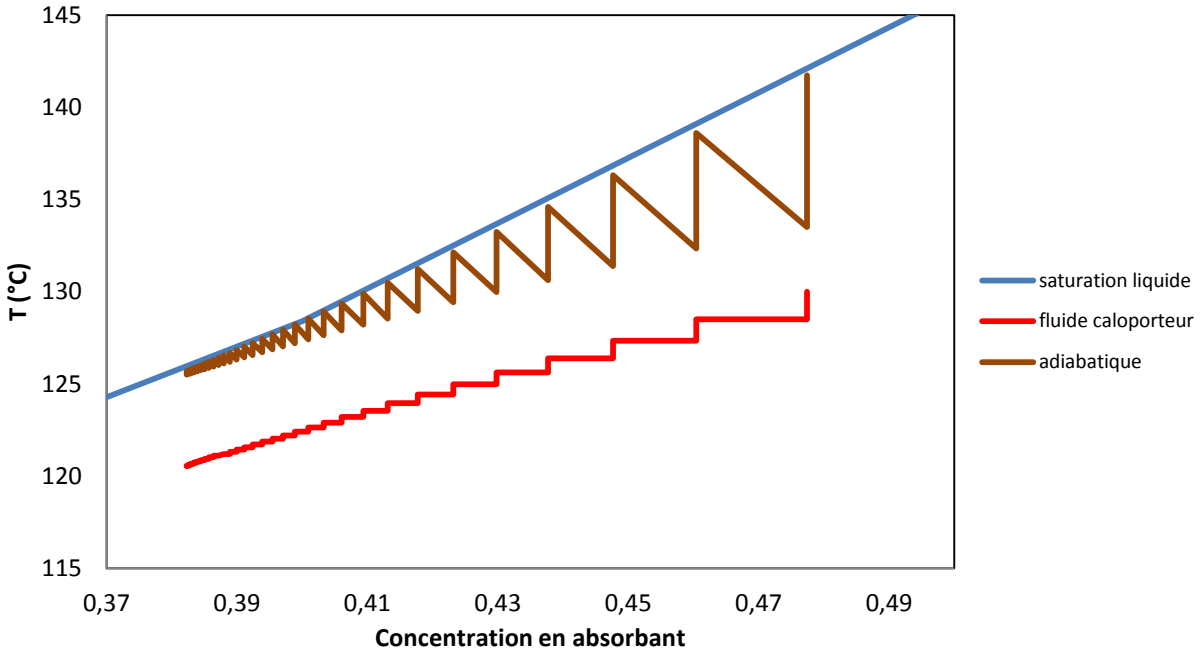


Figure 3. 13 : Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant pour le cas 1 avec l'absorption adiabatique séquentielle (rouge) par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange).

Il est à noter que dans les Figures 3.13, 3.14 et 3.15, les lignes de fluide caloporteur sont uniquement mises pour indiquer leurs températures tout le long des absorbeurs. Le fluide caloporteur ne contient pas une concentration en absorbant, et donc les lignes du fluides caloporteurs sont placées par rapport à la courbe de la solution (diabatique ou adiabatique) et non pas par rapport à l'axe des abscisses.

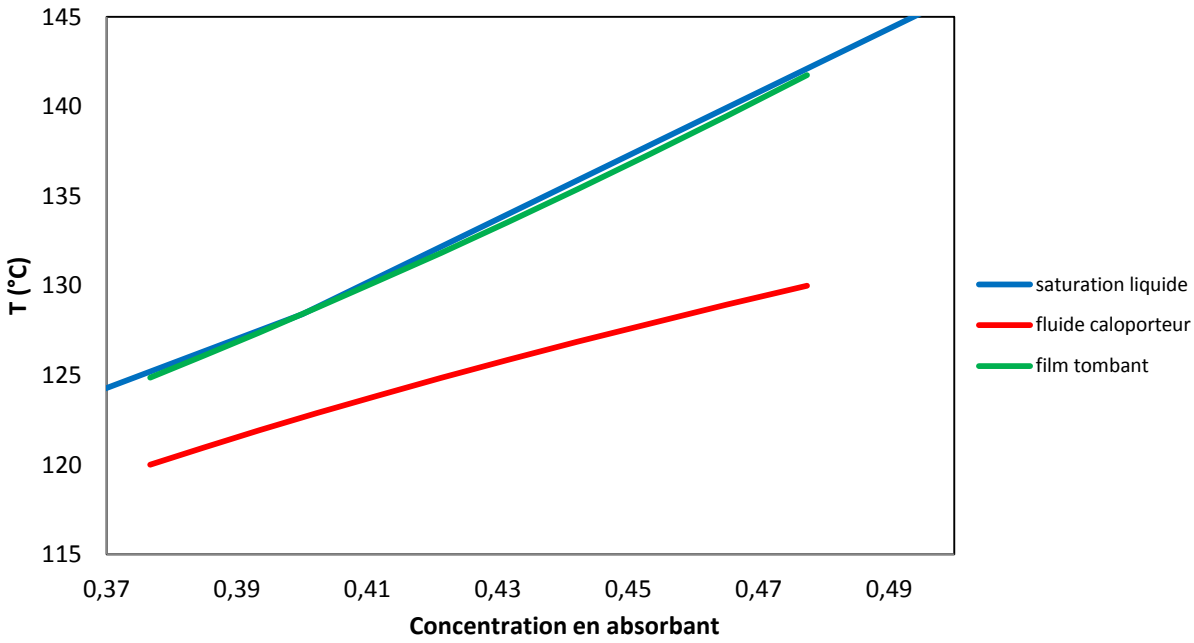


Figure 3. 14 : Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant (vert- superposée à la courbe d'équilibre L-V) pour le cas 1 avec le film tombant par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange).

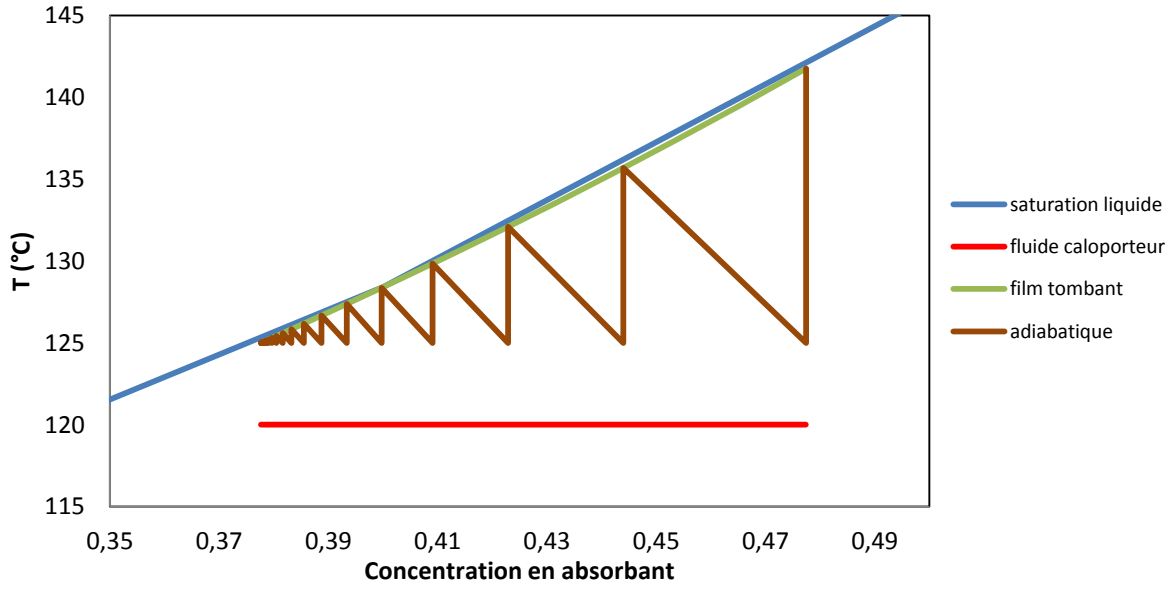


Figure 3. 15 : Représentation graphique du transfert de matière et la température du mélange réfrigérant-absorbant pour le cas 2 pour les deux types d'absorption par rapport à la courbe d'un fluide caloporteur changeant de phase (orange).

Les Figures 3.16 et 3.17 présentent les courbes composites des deux cas d'étude respectivement. Pour l'absorbeur à film tombant, une seule température de pincement est suffisante et observée en sortie de l'absorbeur. Elle dépend de la nature des fluides de travail (courbe de saturation liquide) et du caloporteur. Dans le cas de l'absorbeur adiabatique, pour chaque refroidissement entre deux étages il faut faire attention à la température de pincement dans l'échangeur de chaleur concerné.

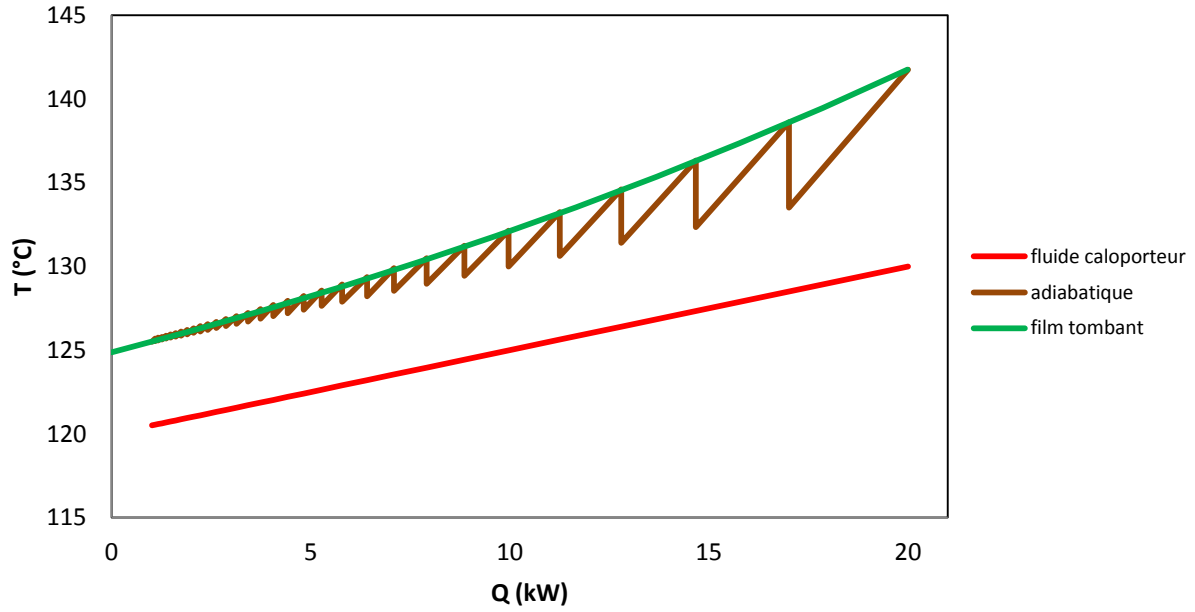


Figure 3. 16 : Représentation graphique du transfert de chaleur pour le cas 1 pour les deux types d'absorption par rapport à la courbe de température d'un fluide caloporteur (orange).

Un inconvénient majeur existe lorsqu'on utilise les colonnes d'absorption adiabatiques. D'un étage à l'autre, la différence de température et la puissance thermique dans l'échangeur de chaleur diminuent. Il est observé qu'à partir d'un certain nombre d'étages, la différence de température de la paire de fluides de travail et la courbe de saturation liquide est très basse (inférieure à 5°C). La puissance thermique délivrée à l'étage en question devient très faible (inférieure à 1 % de la puissance totale), rendant impossible le déroulement des transferts de matière et de chaleur calculés théoriquement. Pour le cas d'un fluide caloporteur en échange de chaleur sensible, environ 50 % de la chaleur ne serait donc pas aisément récupérable (à partir du cinquième étage d'absorption). Ce phénomène est observé aussi dans le cas d'un fluide caloporteur qui s'évapore (latent), bien que moins important (75 % de la chaleur serait aisément récupérable).

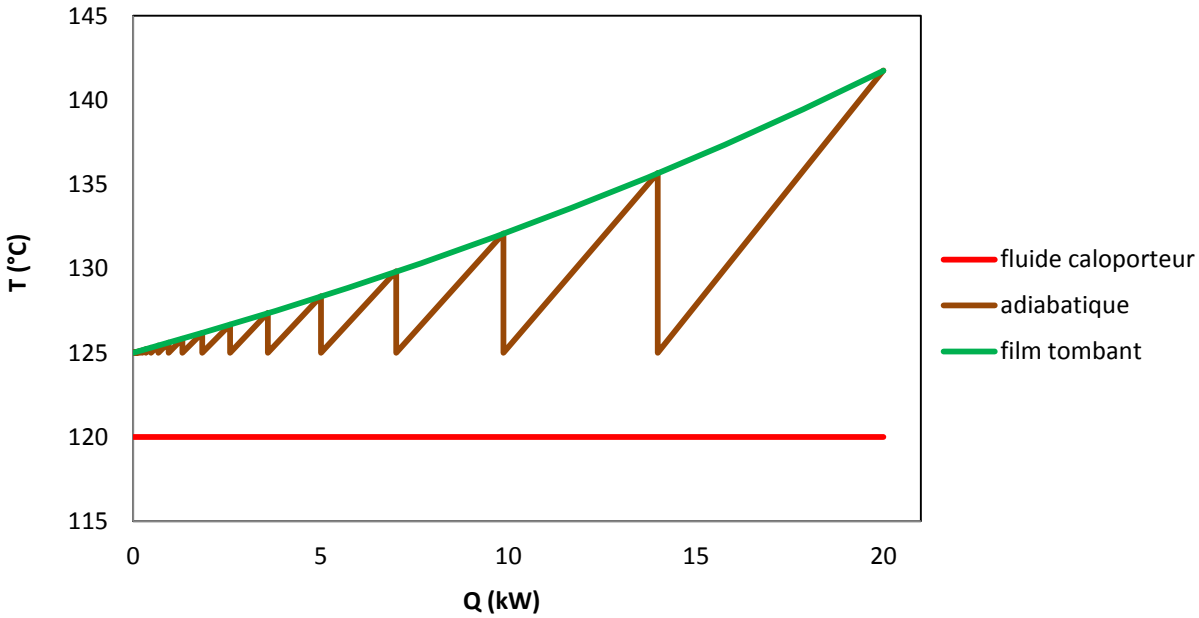


Figure 3. 17 : Représentation graphique du transfert de chaleur pour le cas 2 pour les deux types d'absorption.

Pour comprendre davantage l'impact de la puissance thermique demandée aux absorbeurs à film tombant, dans ses deux types vertical et horizontal, sur leur dimensionnement, les cas 1 et 2 pour différentes puissances et avec des tubes à différents diamètres nominaux (Dn) ont été étudiés. Les Figures 3.18 et 3.19 présentent les longueurs des tubes respectivement pour les cas 1 et 2. On constate que pour les deux cas, il faut pour un même diamètre un tube vertical cinq fois environ plus long qu'un tube horizontal. Ce qui conduit à coefficients de transfert de matière et de chaleur plus élevés avec l'absorbeur à film tombant horizontal.

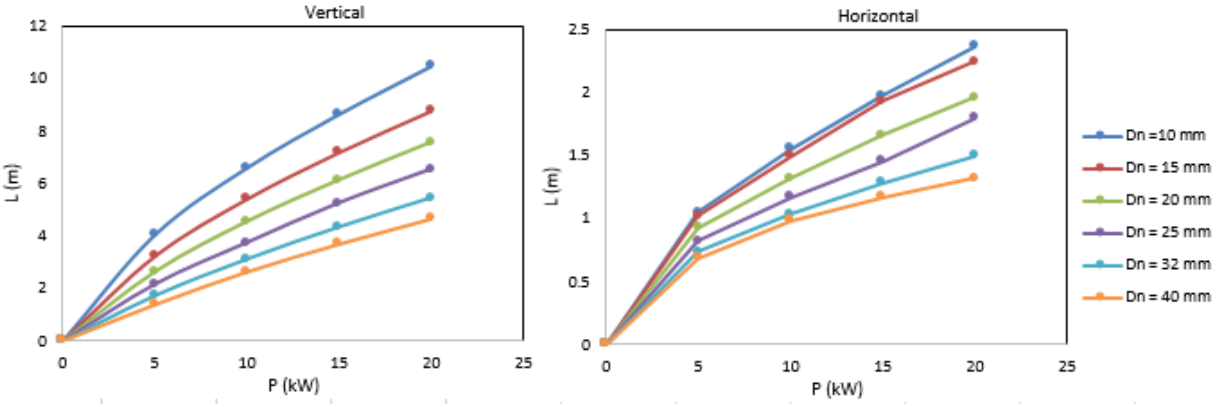


Figure 3. 18 : Longueurs des tubes vertical et horizontal à différents diamètres et puissances thermiques pour le cas de transfert de chaleur à un caloporteur augmentant sa température (chaleur sensible).

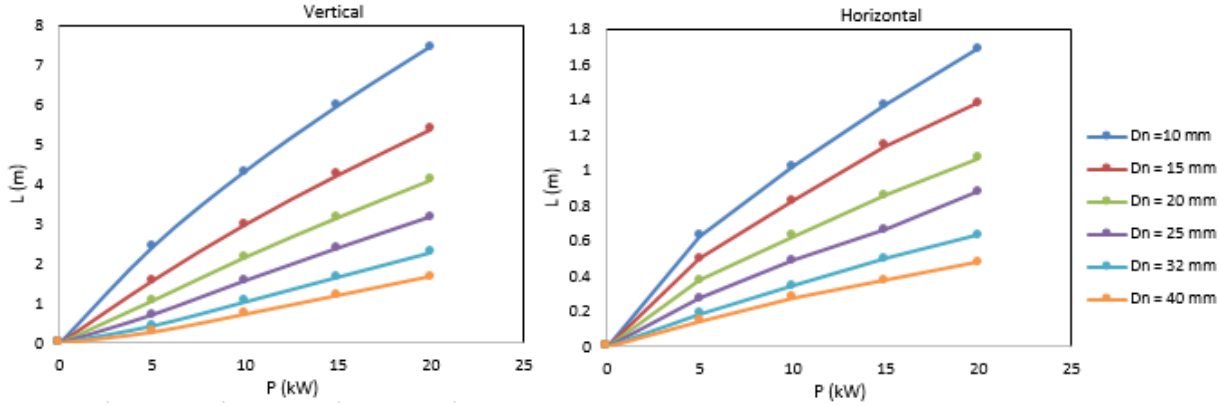


Figure 3. 19 : Longueurs des tubes vertical et horizontal à différents diamètres et puissances thermiques pour le cas de transfert de chaleur à un caloporteur qui se vaporise (chaleur latente).

5. Conclusion

Dans ce chapitre, l'absorbeur tubulaire à film tombant dans ces deux types, vertical et horizontal, a été étudié. Pour l'intégrer dans une machine à absorption et faciliter la récupération de chaleur rendue utile, il est nécessaire de créer un étage d'absorption adiabatique pour atteindre la température de saturation maximale possible avant de pouvoir commencer la récupération par les systèmes à film tombant. Il est observé que l'absorption séquentielle de vapeur dans d'autres types d'absorbeur que par film tombant limite la récupération de chaleur. En effet, le gradient de température entre les étages d'absorption et le fluide caloporteur devient trop faible et physiquement impossible à réaliser par des échangeurs de chaleur (pincement). D'autre part, il est observé que la vaporisation de caloporteur peut rapidement conduite à un pincement des

températures avec la solution dans l'absorbeur. Ce pincement est moins évident lorsque la chaleur est transmise à un caloporteur sans changement de phase (chaleur sensible), car les propriétés du caloporteur (température d'entrée, débit et capacité calorifique) peuvent influencer fortement la différence des températures entre le caloporteur et la solution dans l'absorbeur. Le choix du type d'absorbeur doit donc considérer principalement le comportement du caloporteur, la compacité requise des équipements et les propriétés des échangeurs de chaleur disponibles.

Le modèle mathématique détaillé d'un absorbeur tubulaire horizontal, incorporant les effets de courbure des tubes, a été présenté. Le modèle à tube rond unique a d'abord été présenté, suivi du modèle des faisceaux des tubes où le fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes. Les modèles ont été également modifiés pour la géométrie simplifiée des absorbeurs tubulaires horizontal et vertical de façon à prendre en compte la vaporisation et le réchauffement du fluide caloporteur. Une étude est réalisée pour comparer l'absorbeur à film tombant et l'absorption adiabatique. Ce qu'on peut retenir de cette étude est que l'absorption adiabatique ne permet pas de compléter totalement l'absorption ni la récupération de la chaleur rendu utile. En effet, à partir d'un étage d'absorption spécifique, la quantité de vapeur absorbée et la quantité de chaleur livrées seront très faibles et deviennent techniquement inatteignables. Ce qui contraint leur application en réalité dans les machines à absorption. La récupération de la totalité de la chaleur rendue utile dans l'absorption est possible par l'utilisation des absorbeurs à film tombant. D'un point de vue technique, il faut principalement veiller à que la différence de température du fluide caloporteur et celle du liquide tombant respecte un pincement réaliste.

La comparaison entre les deux types d'absorbeur a été réalisée à différents diamètres de tube et différentes puissance de chaleur à échanger. Quel que soit le type de la chaleur reçue par le fluide caloporteur (sensible ou latent), la longueur du tube dans un absorbeur à film tombant horizontal est environ cinq fois moindre que celui d'un vertical. Ce qui présente un avantage pour l'horizontal en terme d'encombrement devant le vertical. La mise en place des systèmes à absorption à tubes horizontaux nécessite néanmoins une attention particulière. En effet, la distribution du film liquide à la surface des tubes peut devenir hétérogène et réduire drastiquement les performances de l'absorbeur.

Chapitre 4 : Transfert de matière dans l'éjecteur liquide-vapeur de l'EAHT

1. Introduction

Les éjecteurs liquide-vapeur (pompes à jet), appliqués dans l'EAHT (Figure 4.1), sont des dispositifs à jet à deux phases utilisés pour aspirer un fluide à l'état vapeur par la quantité de mouvement et le transfert d'énergie à partir d'un jet liquide à grande vitesse.

Une pompe à jet typique est composée d'une buse, d'une chambre d'aspiration, d'un tuyau de gorge et d'un diffuseur. Un fluide à haute pression et très faible vitesse à l'entrée primaire est accéléré par une buse convergente pour devenir un jet à grande vitesse. La pression d'alimentation à l'entrée est partiellement convertie en vitesse à la sortie de la buse selon la théorie de Bernoulli. Le jet primaire à haute vitesse et faible pression statique induit un écoulement secondaire depuis l'orifice d'aspiration et l'accélère dans sa direction. Les deux écoulements échangent leur impulsion, leur énergie et leur matière par un effet de mélange turbulent dans la gorge. Le flux mixte gagne alors plus de pression statique en traversant le diffuseur. Les éjecteurs ont une géométrie simple et aucune pièce mobile. Leur fonctionnement ne nécessite pas d'alimentation directe en énergie électrique.

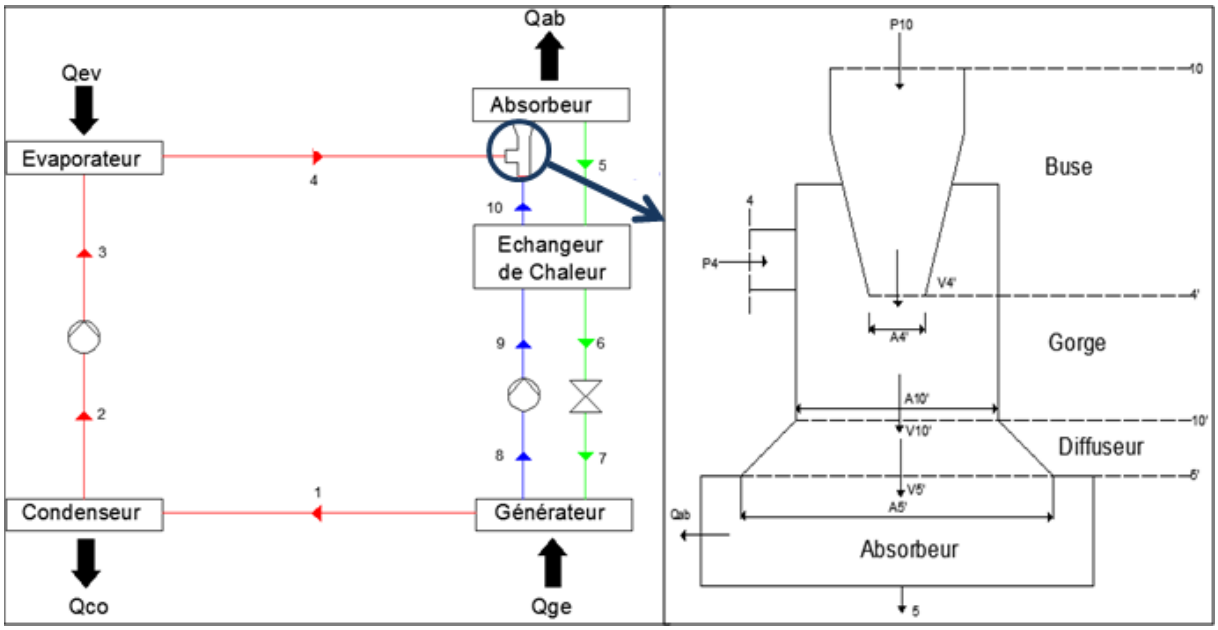


Figure 4.1 : Schéma représentatif de l'EAHT et son éjecteur à jet.

Dans ce chapitre, les phénomènes qui se déroulent à l'intérieur de l'éjecteur sont étudiés. Parmi ces phénomènes, ceux abordés pour la première fois dans le domaine des AHTs tel l'atomisation du fluide primaire à la sortie de la buse primaire, les effets de géométrie dans la zone entre la buse primaire et la gorge, et le transfert de masse dans la gorge. Tous ces phénomènes permettent de définir si les nouveaux cycles EAHT nécessitent un absorbeur à la sortie de l'éjecteur, en l'occurrence quel type d'absorbeur, ou si le transfert de matière est réalisé complètement dans l'éjecteur.

2. Modélisation et conception préliminaire

La représentation schématique de l'éjecteur liquide-vapeur est donnée à la Figure 4.1. La solution chauffée sortant de l'échangeur de chaleur (10) entre dans la buse de l'éjecteur en tant que fluide primaire. A la sortie de la buse, la solution augmente sa vitesse avec une très faible pression statique et entraîne la vapeur de réfrigérant (4) de l'évaporateur en tant que fluide secondaire. Les deux fluides se mélangent complètement dans le tube de mélange de l'éjecteur (gorge). Le mélange sort du diffuseur à la pression de l'absorbeur et pénètre dans l'absorbeur diabatique ou l'échangeur de chaleur qui récupère la chaleur rendue utile dans le cycle à absorption [135, 136].

Plusieurs hypothèses sont prises en considération dans la modélisation des éjecteurs :

- L'écoulement est unidimensionnel et à l'état stationnaire;
- Les propriétés des fluides dans une section donnée sont constantes;
- Les transferts de matière, de quantité de mouvement et de chaleur se font seulement entre les deux fluides. Ceci implique un diffuseur adiabatique et un frottement avec des parois de diffuseur négligeable;
- Les pertes de charges sont considérées négligeables;
- Les gouttelettes résultantes de l'atomisation de la solution réfrigérant-absorbant à la sortie de la buse primaire sont constituées d'un mélange binaire d'absorbant et de réfrigérant;
- Le diamètre des gouttelettes est constant dans la gorge de l'éjecteur;
- La phase liquide est complètement dispersée et il n'y a pas de phénomènes de coagulation.
- Le modèle thermodynamique UNIFAC est utilisé .

La vitesse de sortie de la buse est calculée à partir de :

$$V_{4'}^2 = \dot{\eta}_p \frac{(P_{10} - P_{4'})}{\rho_{10}} \quad \text{(éq. 4.1)}$$

Où $P_{4'}$ est considéré comme légèrement inférieure à la pression d'entrée du secondaire et $\dot{\eta}_p$ représente le rendement isentropique de la détente dans la buse.

Le débit massique à l'entrée de la buse est :

$$\dot{m}_{10} = \rho_{10} V_{4'} A_{4'} \quad \text{(éq. 4.2)}$$

Le débit massique du mélange est :

$$\dot{m}_{10'} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_4 = \rho_{10'} V_{10'} A_{10'} = \dot{m}_{5'} \quad \text{(éq. 4.3)}$$

En combinant les équations ci-dessus, l'expression de l'élévation de pression dans le tube de mélange est [101] :

$$\frac{P_{10'} - P_{4'}}{\frac{1}{2}\rho_{4'} V_{4'}} = 2\left(\frac{A_{4'}}{A_{10'}}\right) - 2\left(\frac{\dot{m}_4 + \dot{m}_{10}}{\dot{m}_{10}}\right)^2 \left(\frac{\rho_{10}}{\rho_{10'}}\right)\left(\frac{A_{4'}}{A_{10'}}\right) \quad \text{(éq. 4.4)}$$

En considérant un effet négligeable de la différence de hauteur des zones d'éjecteur, l'équation d'énergie est :

$$\dot{\eta}_d \left(\frac{\rho_{10'} V_{10'}^2 - \rho_{5'} V_{5'}^2}{2}\right) = \frac{1}{\rho_{5'}} (P_{5'} - P_{10'}) \quad \text{(éq. 4.5)}$$

$\dot{\eta}_d$ représente le rendement isentropique de le diffuseur.

La vitesse de sortie du diffuseur est :

$$V_{5'} = \frac{\dot{m}_{5'}}{A_{5'}\rho_{5'}} \quad \text{(éq. 4.6)}$$

La pression d'absorbeur est $P_{ab}=P_5=P_{5'}$, car les pertes de pression sont négligées, et $\dot{m}_{ab}=\dot{m}_{5'}$. Le rapport de compression est défini comme le rapport de la pression d'absorbeur et de la pression d'évaporateur (fluide secondaire) :

$$\varepsilon = \frac{P_{ab}}{P_{ev}} \quad \text{(éq. 4.7)}$$

L'équation exprimant l'augmentation de pression totale de la vapeur en sortie de l'éjecteur peut être obtenue en combinant les équations 4.3, 4.4, 4.5 et 4.6 :

$$\frac{P_5 - P_4}{\frac{1}{2}\rho_{4'}V_{4'}} = 2A_{MN} - 2\left(\frac{\dot{m}_{10'}}{\dot{m}_{10}}\right)^2\left(\frac{\rho_{4'}}{\rho_{10'}}\right)A_{MN}{}^2[2 - \dot{\eta}_d(1 - A_{MD})] \quad \text{(éq. 4.8)}$$

$$\text{Où } A_{MN} = \frac{A_{11'}}{A_{10'}} \text{ et } A_{MD} = \frac{A_{10'}}{A_{5'}} \quad \text{(éq. 4.9)}$$

L'équation 4.8 montre que la pression réelle de l'absorbeur dépend à la fois des conditions de fonctionnement et de la géométrie de l'éjecteur. Pour des conditions données, le rapport optimum de la section de mélange, A_{MN}, peut être trouvé en maximisant P_5 calculée de l'équation 4.8. Ainsi, en dérivant l'équation 4.8 et en trouvant la dérivée égale à valeur nulle, on obtient l'expression du rapport de surface optimale :

$$(A_{MN})_{optimale} = \frac{1}{[2-\dot{\eta}_d(1-A_{MD})]\left(\frac{\dot{m}_{10'}}{\dot{m}_{10}}\right)^2\left(\frac{\rho_{4'}}{\rho_{10'}}\right)} \quad \text{(éq. 4.10)}$$

Le section optimale A_{MN} définit la section de la chambre minimale et suffisante pour le passage de la solution et des vapeurs en même temps tout en faisant le transfert de matière des vapeurs à la solution, ce qui diminue les pertes de charges dans la gorge et facilite la compression dans le diffuseur. Toutes les dimensions obtenues de ces équations sont utilisées dans les étapes suivantes de l'étude de l'éjecteur.

3. Ecoulement du jet liquide injecté par la buse primaire

La dispersion du jet est un processus complexe qui dépend des propriétés physiques des phases liquide et gazeuse, des vitesses d'écoulement, des températures des fluides et de la géométrie des buses. En raison de l'importance de la pulvérisation des jets liquides dans diverses applications technologiques, principalement la combustion en moteurs, une grande quantité de littérature est disponible sur le sujet. Un des plus importants travaux est celui de Schweitzer [137], qui a conclu que l'augmentation des effets de dispersion de jet est le résultat de l'effet de la turbulence dans liquide et la perturbation de l'interface liquide-gaz. En effet, Bergwerk [138] a signalé le besoin de prendre en compte un modèle de turbulence, car l'utilisation du nombre de Reynolds n'était pas suffisante pour expliquer les phénomènes d'atomisation observés.

D'autres publications ont tenté de catégoriser les phénomènes de dispersion du jet en termes des conditions opératoires du liquide. Grant et Middleman [139] ont examiné le comportement des jets à basse vitesse et ont présenté les résultats sous la forme d'une «courbe de dispersion». Cette courbe

(Figure 4.2) décrit la longueur de la partie cohérente du jet de liquide à partir de la pointe de la buse en fonction de la vitesse du jet. La longueur de rupture du jet d'abord augmente linéairement avec l'augmentation de sa vitesse, atteint un maximum, puis diminue. Au-delà de ce point, il reste une confusion sur la forme réelle de la courbe de dispersion. Haenlein [140] a rapporté que la longueur de rupture du jet dans cette région augmente légèrement et proportionnellement à la vitesse de jet et puis brusquement se réduit à zéro. McCarthy et Molloy [141] rapportent qu'il existe des preuves que la longueur de rupture augmente continuellement. Reitz [142] a résumé qu'il y avait au moins quatre régimes de dispersion du jet qui reflètent l'action des différentes forces sur les changements dans la longueur cohérente du jet. La classification des régimes présentée est compatible avec les suggestions faites par Haenlein [140], Lee et Spencer [143], et Giffen et Muraszew [144].

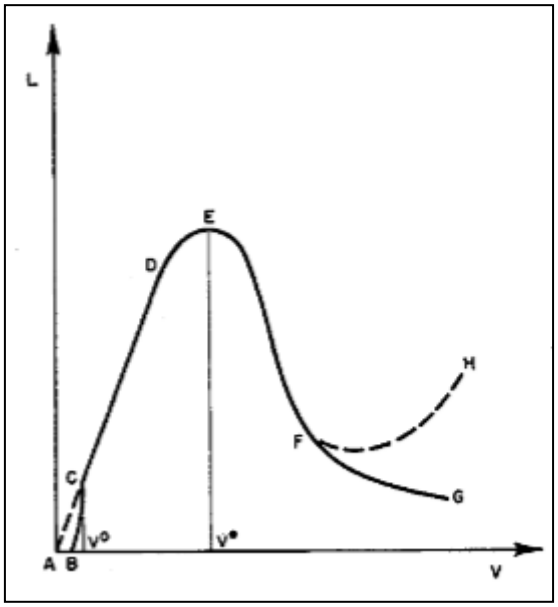


Figure 4. 2 : Forme générale de la courbe de dispersion [139].

A partir des références examinées, il est possible de considérer uniquement deux types différents de dispersion du jet liquide, dont l'atomisation primaire et l'atomisation secondaire. L'atomisation primaire se produit près de la sortie de la buse où le noyau liquide se désintègre en ligaments et gouttelettes. L'atomisation secondaire se produit à une plus grande distance de la buse où les gouttelettes initialement grandes se divisent en des plus petites gouttelettes. Il est à noter que les modèles de rupture primaire et secondaire ne sont pas utilisés pour décrire les deux phénomènes de rupture simultanément. La modélisation est faite de façon séquentielle, d'abord l'obtention des propriétés des gouttes primaires puis des secondaires.

Pour la première fois dans le domaine des AHTs, les modèles d'atomisation primaire et secondaire sont appliqués afin d'obtenir la géométrie de l'écoulement en sortie de buse primaire, c'est-à-dire, en amont de l'absorption dans l'éjecteur liquide-vapeur. Les diamètres apportent des éléments pour calculer la surface à l'interface liquide-vapeur et donc une idée sur le taux d'absorption qui aurait lieu dans la gorge. L'objectif de cette modélisation est aussi de connaitre l'état de la solution réfrigérant-absorbant à la sortie de l'éjecteur et de connaitre s'il reste ou non une quantité de vapeur non absorbée. Ceci permet de définir s'il est nécessaire d'utiliser une colonne d'absorption à la sortie du diffuseur ou s'il est suffisant d'installer un échangeur de chaleur pour récupérer la chaleur de la

solution obtenue. Les modèles d'atomisation primaire et secondaire nécessitent des nombres adimensionnels caractéristiques de l'écoulement des fluides dans l'éjecteur. Ces nombres sont précisés dans le sous-chapitre suivant, puis les modèles d'atomisation sont présentés.

3.1. Nombres adimensionnels caractéristiques

Les différents nombres adimensionnels caractéristiques d'un spray peuvent indiquer le régime d'écoulement, soit le jet liquide complet, soit simplement une goutte liquide ou un ligament liquide.

Nombre de Weber (We)

Le nombre de Weber est défini par :

$$We = \frac{\rho V^2 L_c}{\sigma} \qquad \text{(éq. 4.11)}$$

Il caractérise la capacité d'une goutte d'un jet ou d'un ligament à résister par les forces de tension de surface aux forces aérodynamiques d'écoulement. Il est possible, par exemple, de définir le nombre de Weber gazeux pour une goutte.

$$We_G = \frac{\rho_G (V_L - V_G)^2 d}{\sigma_L} \qquad \text{(éq. 4.12)}$$

Où d est une longueur caractéristique de la goutte, à savoir son diamètre. Ce nombre de Weber caractérise la capacité de la goutte à résister aux forces aérodynamiques exercées par le gaz environnant.

On peut aussi définir, par exemple, le nombre de Weber liquide.

$$We_L = \frac{\rho_L {V_L}^2 d}{\sigma_L} \qquad \text{(éq. 4.13)}$$

Il permet de quantifier le rapport des forces aérodynamiques mises en jeu lors de la collision entre les deux phases sur les forces de surface équivalente.

Nombre de Reynolds (Re)

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \qquad \text{(éq. 4.14)}$$

Il représente le rapport entre forces d'inertie et forces visqueuses ou le rapport (qualitatif) du transfert par convection sur le transfert par diffusion de la quantité de mouvement. Il est possible de définir un nombre de Reynolds gazeux d'une goutte de diamètre d.

$$Re_g = \frac{\rho_L |V_L - V_G| d}{\mu_L} \qquad \text{(éq. 4.15)}$$

Ce nombre de Reynolds caractérise le rapport des forces aérodynamiques mises en jeu lors de la collision sur les forces dissipées dans la goutte lors de la collision.

Nombre de Ohnesorge (Oh)

Le nombre d'Ohnesorge est défini par :

$$Oh = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L} \quad \text{(éq. 4.16)}$$

Il représente le rapport de la force de viscosité interne de la goutte sur les forces de tension superficielle et aérodynamique. Il caractérise par exemple la capacité d'une goutte à résister à la collision par dissipation visqueuse de l'énergie cinétique.

3.2. Modèles d'atomisation primaire

L'atomisation primaire est un processus qui résulte d'une combinaison de trois phénomènes : la turbulence à l'intérieur de la phase liquide, l'implosion des bulles et les forces aérodynamiques agissant sur le jet de liquide. Les modèles d'atomisation primaire ont pour rôle de fournir les conditions initiales au calcul Lagrangien, à savoir la distribution de tailles des gouttes, la distribution de vitesses des gouttes, le temps et la longueur de distribution sortant de l'orifice de la buse.

Il existe différentes approches de modélisation pour déterminer ces conditions initiales pour le calcul Lagrangien :

- Modèles basés sur des corrélations empiriques pour déterminer le diamètre moyen des gouttes en fonction des paramètres de l'injection du liquide;
- Modèles basés sur la théorie linéaires des instabilités du liquide.

3.2.1. Modèles basés sur des corrélations issues de l'expérience

Corrélation d'ElKotb [145]

Ce modèle suppose que le fractionnement des gouttes s'effectue dès la sortie de l'injecteur de type mono-orifice (buse primaire). Le diamètre moyen de Sauter des gouttes est donné par :

$$d_{32} = 3{,}08 * 10^6 \sigma_L^{0,737} \rho_L^{0,737} \rho_G^{0,706} \upsilon_L^{0,385} DP^{-0,54} \quad \text{(éq. 4.17)}$$

DP est la perte de charge de la buse égale à : $DP = \frac{\rho_L V^2}{2C_d^2}$ (éq. 4.18)

Il est à noter que cette corrélation ne tient pas compte de la géométrie de la buse (par exemple, le diamètre de l'injecteur). L'influence de la vitesse d'injection sur la taille des gouttes est prise en compte, partiellement, par la différence de pression entre l'injecteur et la zone où l'atomisation primaire a lieu.

Corrélation d'Hiroyasu-Arai-Tabata [146]

Le diamètre moyen de Sauter est, cette fois-ci, déterminé en prenant la valeur maximale des deux diamètres suivants :

$$d_{32,1} = 4{,}12 Re_L^{0,12} We_L^{-0,75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0,54} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,18} d_{inj} \quad \text{(éq. 4.19)}$$

$$d_{32,2} = 0{,}38 Re_L^{0,25} We_L^{-0,32} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0,37} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{-0,47} d_{inj} \quad \text{(éq. 4.20)}$$

Cette corrélation tient compte du diamètre de la buse d'injection (d_{inj}) et fait apparaître explicitement des nombres adimensionnels caractéristiques d'un jet liquide.

3.2.2. Modèles basés sur la théorie linéaires des instabilités du fluide

Modèle de Reitz (modèle d'onde) [147]

Ce modèle considère une croissance des perturbations initiales de la surface du liquide et inclut les effets de l'inertie liquide, de la tension superficielle, des forces visqueuses et aérodynamiques sur l'évolution du jet de liquide. Cette théorie considère un jet de liquide cylindrique sortant d'un orifice circulaire vers un milieu composé d'un gaz stationnaire. La stabilité de la surface du liquide aux perturbations linéaires est examinée et conduit finalement à une équation de dispersion qui relie la vitesse de croissance Ω, d'une perturbation initiale d'amplitude infinitésimale, à sa longueur d'onde λ (ou nombre d'onde ќ = 2π/λ). La relation comprend également les paramètres physiques et dynamiques du jet de liquide et du gaz environnant [147].

On suppose que la colonne de liquide est infinie dans la direction axiale (z) et on utilise un système de coordonnées polaires cylindriques qui se déplace avec la vitesse relative du gaz liquide (Figure 4. 3). On impose à la surface un déplacement infinitésimal axisymétrique. L'équation de la surface du liquide est :

$$r = a + \eta \quad \text{(éq. 4.21)}$$

où $\eta = \eta_0 e^{\Omega t}$ (éq. 4.22)

avec η_0 est l'amplitude initiale de la perturbation et 'a' le rayon du jet non perturbé.

En fonction des nombres adimensionnels du fluide, Reitz [147] obtient les corrélations suivantes :

$$\lambda = \frac{9{,}02a(1+0{,}45\sqrt{Oh})(1+0{,}4Ta^{0{,}7})}{(1+0{,}865We_g^{1{,}67})^{0{,}6}} \quad \text{(éq. 4.23)}$$

$$\Omega = \frac{0{,}34+0{,}38We_g^{1{,}5}}{(1+Oh)(1+1{,}4Ta^{0{,}6})}\sqrt{\frac{\sigma}{a^3\rho}} \quad \text{(éq. 4.24)}$$

On note que $Ta = Oh\ We$ (éq. 4.25)

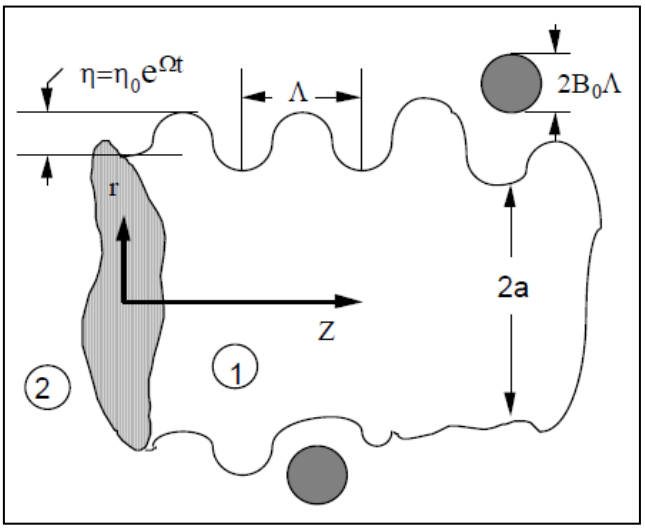


Figure 4.3 : Schéma représentatif du modèle d'atomisation de Reitz [147].

Dans ce modèle, l'atomisation est supposée produire des gouttes ayant comme taille la longueur d'onde du mode le plus instable. A la sortie de la buse, les gouttes ont un diamètre égal au diamètre de sortie de la buse. Ensuite, celles-ci évoluent pour donner naissance à des gouttes filles de diamètre lié à λ avec un temps caractéristique lié à Ω. Le rayon de la goutte fille formée à partir d'une goutte mère est :

$$r = \begin{cases} B_0\lambda \text{ , si } B_0\lambda < a \\ \min\left[\left(\frac{3\pi a^2 V_L}{2\Omega}\right)^{\frac{1}{3}}; \left(\frac{3\pi a^2 \lambda}{4}\right)^{\frac{1}{3}}\right], \text{si } B_0\lambda > a \end{cases} \quad \text{(éq. 4.26)}$$

avec B_0=0,61 une constante de modélisation.

Le cas "$B_0\lambda < a$" correspond au fait que les gouttes sont formées suivant la taille de l'onde la plus rapidement amplifiée. Le cas "$B_0\lambda > a$" s'applique à des gouttes plus grandes que le jet et suppose que la perturbation a une fréquence égale à Ω/2π.

La taille de la goutte mère décroit en suivant une loi linéaire :

$$\frac{dr}{dt} = \frac{r-a}{t} \quad \text{(éq 4.27)}$$

Le temps caractéristique de l'atomisation primaire est défini par :

$$t = 3{,}726\frac{r}{\Omega\lambda} \quad \text{(éq 4.28)}$$

3.3. Déformation des gouttes primaires

Le résultat de l'atomisation primaire est fréquemment des gouttes irrégulières et instables. Deux aspects différents du processus de déformation des gouttes sont intéressants. Tout d'abord, la déformation de la goutte à We_g < 12 sera décrite, où We_g est le nombre Weber initial de la gouttelette. Ces gouttes ne sont pas assujetties à une atomisation secondaire, mais elles se déforment et obtiennent la forme de sphéroïdes oblats, ce qui affecte significativement leurs propriétés de trainée aérodynamique. Ensuite, la déformation de la goutte pour We_g > 12 sera décrite. Cette déformation se déroule pendant une période de temps relativement longue avant le début du processus de désintégration (atomisation secondaire). Comme dans le cas précédent, les gouttes deviennent des sphéroïdes oblats et leurs coefficients de traînée aérodynamique approchent de ceux représentatifs d'un disque plat.

Déformation de gouttelettes pour We_g < 12

La goutte se déforme et atteint une condition finale ou suit un mécanisme d'oscillation, avec des formes de gouttes oscillant entre deux conditions extrêmes telles que l'oblate (applatie) et le prolate (allongée). Helenbrook et Edwards [148] ont effectué une étude numérique de la déformation de goutte pour We <10 afin de prédire l'étape finale de déformation d'une goutte de liquide initialement sphérique dans un milieu gazeux. Ils ont étudié l'effet de déformation sur le coefficient de traînée aérodynamique de la goutte. Trois formes de gouttes distinctes et les conditions pour les faire apparaître ont été déterminées dans cette étude, à savoir des sphéroïdes prolates, oblates et des sphéroïdes à fossettes.

Les gouttes oblates sont celles normalement attendues. Il y a une zone de haute pression aux bords et des zones de basse pression près de la région de diamètre maximal de la goutte. Cette répartition

de pressions tend à transformer la goutte sphérique en une forme oblate. Les formes prolates sont opposées au raisonnement décrit dans le paragraphe précédent et sont provoquées par la circulation de liquide interne de la goutte plutôt que par le flux de gaz externe. Les gouttes à fossettes sont définies par une région concave à l'arrière de la goutte. Elles apparaissent à faible nombre de Reynolds et relativement élevé Ohnesorge (Oh> 0,1). Par conséquent, les formes à fossettes sont plus susceptibles d'être observées pour la déformation de gouttes.

La déformation des sphéroïdes oblats est décrite par le rapport d'aspect (facteur de forme). Le rapport d'aspect est défini comme le rapport de la hauteur de la ligne médiane au diamètre équatorial de la goutte. La déformation finale de la goutte, observée lorsque la goutte atteint une condition d'équilibre, est donnée par :

$$\frac{d_{min}}{d_{max}} = 1 - 0{,}11We_g^{0{,}82} \quad \text{(éq 4.29)}$$

En outre, pour les sphéroïdes oblats :

$$d_{min} = \frac{d_0^3}{d_{max}^2} \quad \text{(éq 4.30)}$$

Où $d_{max} = d_{tr}$, est égal au diamètre de la section transversale perpendiculaire à l'écoulement de gaz. Donc,

$$\frac{d_{max}}{d_0} = (1 - 0{,}11We_g^{0{,}82})^{-1/3} \quad \text{(éq 4.31)}$$

Selon Aalburg et al. [149], le temps nécessaire pour qu'une goutte atteigne sa déformation maximale est donné par :

$$\frac{t_{max}}{t^*} = 1{,}53\ (\frac{d_{max}}{d_0} - 1)^{0{,}52} \quad \text{(éq. 4.32)}$$

En supposant que la déformation croît linéairement avec le temps, nous avons que :

$$\frac{d_c}{d_0} = 1 + (\frac{d_{max}}{d_0} - 1)\frac{t}{t_{max}} \quad \text{(éq. 4.33)}$$

Déformation de gouttelettes pour $We_g > 12$

Lorsque le nombre $We_g > 12$ pour une goutte, elle va subir une atomisation secondaire. Dans le temps qui précède cette atomisation, la goutte se déforme et atteint une forme ellipsoïdale similaire à celle décrite ci-dessus. Hsiang et Faeth [150] ont effectué des expériences dans un large éventail de conditions et ont conclu que la distorsion maximale de la goutte peut être donnée par :

$$\frac{d_{max}}{d_0} = 1 + 0{,}19We_g^{0{,}5},\ Oh < 0{,}1\ et\ We_g < 100 \quad \text{(éq. 4.34)}$$

et

$$\frac{d_{max}}{d_0} = 2,\ Oh < 0{,}1\ et\ We_g > 100 \quad \text{(éq. 4.35)}$$

En supposant une augmentation linéaire de la déformation de la goutte avec le temps, comme pour le cas précédent, la déformation de goutte est de nouveau donnée par l'équation 4.33.

3.4. Modèles d'atomisation secondaire

L'atomisation secondaire des gouttes est un procédé d'écoulement multiphasique qui est commun à toutes les pulvérisations, indépendamment de leur mécanisme d'atomisation primaire. De nombreuses études sur les phénomènes de pulvérisation diluée, ainsi que sur les gouttelettes isolées

ont été réalisées. Les premiers travaux de Hinze [151], Ranger et Nicholls [152], Krzeczkowski [153] et Gelfand [154] montrent un bon accord avec les mesures détaillées obtenues par Faeth et ses collègues plus récemment [155].

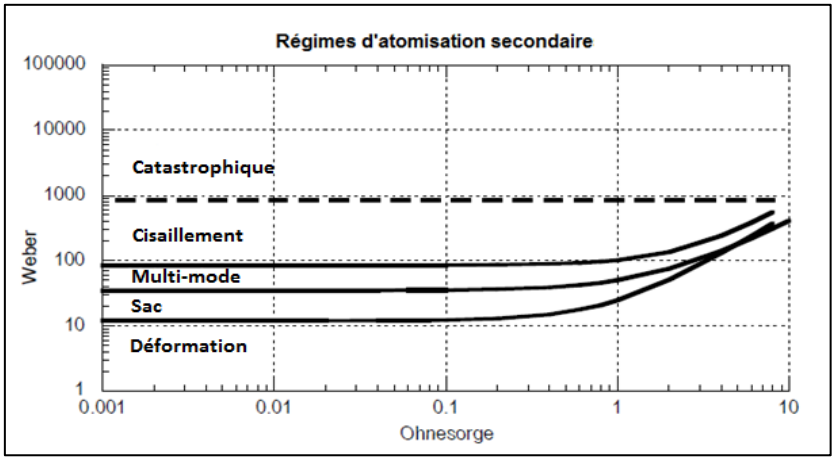


Figure 4.4 : Mécanismes d'atomisation secondaire en fonction des nombres adimensionnels We et Oh, compilées par Faeth et al. [155].

Il est très intéressant de noter que pour les petits nombres d'Ohnesorge (Oh <0,1), la transition en différents régimes d'atomisation secondaire est une fonction du nombre de Weber seulement, alors que Oh devient le facteur le plus important sur la transition pour Oh> 0,1. Pour les petits Oh, les forces visqueuses liquides sont faibles et les forces de traînée aérodynamiques ne peuvent être compensées que par des effets de tension de surface. A mesure que la viscosité du liquide augmente, les forces visqueuses du liquide stabilisent les forces dynamiques du gaz.

En résumé, la Figure 4.4 illustre les régimes de déformation des gouttes primaires, dont le régime de rupture de sac (bag) pour 12 <We_g <20, de rupture multi-mode pour 20 <We_g <80, de rupture de cisaillement (shear) pour 80 <We_g <850 et de rupture catastrophique (catastrophic) pour We_g> 850. Les frontières entre les régimes de déformation augmentent au fur et à mesure qu'Oh augmente. Au delà de Oh>2, il y a une incertitude sur les régimes de déformation.

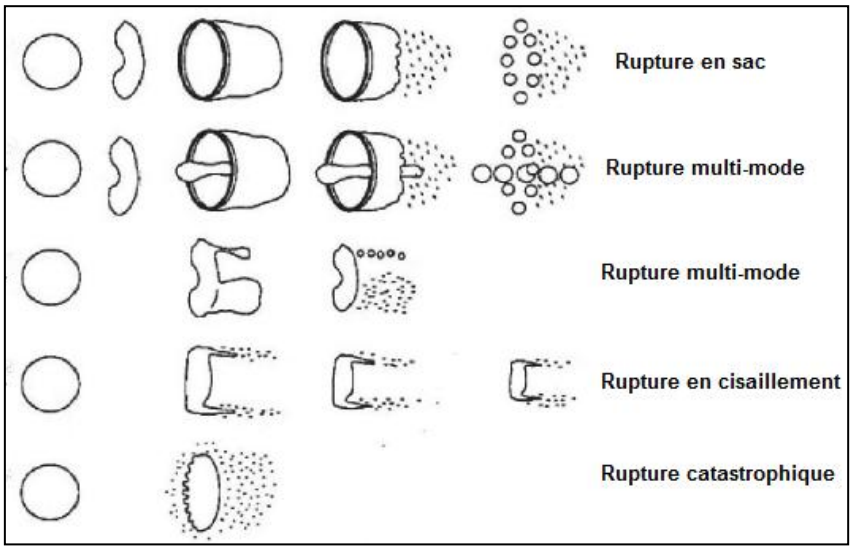


Figure 4. 5 : Régimes d'atomisation secondaire (à partir de [156]).

3.4.1. Temps de rupture des gouttes

Ranger et Nicholls [152] proposent un temps caractéristique de rupture de la goutte :

$$t^* = \frac{d_g}{V_g}\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{1/2} \quad \text{(éq. 4.36)}$$

Deux temps caractéristiques sont intéressants, à savoir l'initiation et la fin de la rupture [157]. La définition de l'initiation de la rupture est un peu arbitraire et dépend du mécanisme de rupture. La caractéristique temporelle adimensionnelle requise pour déclencher la rupture diminue continuellement avec l'augmentation du nombre de Weber. Une simple corrélation empirique est proposée par Pilch et Erdman [157] qui décrit le temps d'initiation de la rupture pour les deux nombres d'Ohnesorge bas (Oh < 0,1) et haut (Oh > 0,1).

$$\frac{t}{t^*} = 1{,}9\left(We_g - 12\right)^{-0{,}25}\left(1 + 2{,}2Oh^{1{,}6}\right) \quad \text{(éq. 4.37)}$$

Où t* est obtenu à partir de l'équation 4.36.

La fin de la rupture est définie comme le moment où la goutte ne peut plus subir une rupture ultérieure. Les corrélations pour le temps total de rupture sont données par Pilch et Erdman [157] :

$$\frac{t}{t^*} = 6\left(We_g - 12\right)^{-0{,}25} \; ; \; 12 < We_g < 18 \quad \text{(éq. 4.38)}$$

$$\frac{t}{t^*} = 2{,}45\left(We_g - 12\right)^{0{,}25} \; ; \; 18 < We_g < 45 \quad \text{(éq. 4.39)}$$

$$\frac{t}{t^*} = 14{,}1\left(We_g - 12\right)^{-0{,}25} ; \; 45 < We_g < 351 \quad \text{(éq. 4.40)}$$

$$\frac{t}{t^*} = 0{,}766\left(We_g - 12\right)^{-0{,}25} ; 351 < We_g < 2670 \quad \text{(éq. 4.41)}$$

$$\frac{t}{t^*} = 5{,}5 \; ; 2670 < We_g \quad \text{(éq. 4.42)}$$

Une fois le temps de rupture est atteint, l'atomisation secondaire et toute rupture subséquente est considérée comme terminée. Il s'agit d'une considération, car après l'atomisation secondaire, il existe encore des gouttelettes, en particulier des gouttelettes parentales qui résultent de la rupture du cisaillement, avec une taille et une vitesse suffisamment grandes pour tomber dans la catégorie de We> 12. Selon la discussion précédente sur les régimes de dissolution, ces gouttelettes devraient subir une rupture tertiaire selon le mécanisme déterminé par la combinaison de leurs nombres We et Oh. Cependant, il a été trouvé par Hsiang et Faeth [158] que l'atomisation tertiaire ni subséquente ne se produisent pas.

3.4.2. Modélisation des régimes d'atomisation secondaire

3.4.2.1. Régime de rupture de sac

Les gouttes de liquide sont soumises au mécanisme de rupture du sac pour les nombres de Weber 12 <We_g <20 et Oh <0,1. Ce régime est aussi la base pour modéliser une partie dans le mécanisme de rupture multi-mode.

Selon le mécanisme de rupture du sac, une goutte est caractérisée par deux parties distinctes, à savoir l'anneau fondamental et le sac. Chacune de ces parties se déforme et se décompose en petites gouttes. Le processus de formation et d'atomisation de ces deux parties est décrit ici en fonction du temps. Selon les observations expérimentales [159], l'anneau fondamental se forme à t/t* = 2 et commence à croître jusqu'à t/t* = 5, où il se décompose. Le diamètre moyen de l'anneau peut être calculé par :

$$\frac{d_{sac}}{d_g} = \begin{cases} \frac{1}{4}\left(\frac{t}{t^*}\right)^2 - 0{,}18\frac{t}{t^*} + 1{,}43 \; ; 2 < \frac{t}{t^*} < 4 \\ 1{,}79\left(\frac{t}{t^*}\right) - 2{,}45 \; ; 4 < \frac{t}{t^*} < 5 \end{cases} \qquad \text{(éq. 4.43)}$$

Le rapport du volume de liquide dans l'anneau au volume initial de la goutte de base a été mesuré comme étant de 0,56. Le diamètre du bord de l'anneau est donné par :

$$\frac{d_{anneau}}{d_g} = 0{,}35\left(\frac{1}{d_{sac}/d_g}\right)^2 \qquad \text{(éq. 4.44)}$$

Lors de l'atomisation, deux types de gouttes se forment à partir de l'anneau, à savoir les gouttes de nœud et les gouttes des parties cylindriques de l'anneau entre les nœuds. Compte tenu des deux types de gouttes, le diamètre moyen des gouttes est de $0{,}3d_g$. Le sac se forme à t/t* = 2 et croît jusqu'à t/t* = 3, quand il commence à se désintégrer. Un nuage de gouttes très fines, approximativement mono-dispersées, est formé, avec des diamètres de gouttes fines de $0{,}04d_g$.

3.4.2.2. Régime de rupture multi-mode

Une goutte subit une rupture multi-mode lorsque son nombre initial de Weber est dans la plage $20 < We_g < 80$. Le régime multi-mode peut être subdivisé en régime plume-sac pour $20 < We_g < 40$ et un régime de cisaillement de plume pour $40 < We_g < 80$. Le premier mécanisme ressemble au mécanisme de rupture de sac, tandis que le second a des similitudes avec la rupture de cisaillement, décrit dans la section suivante. Dans le régime sac-plume, un sac se forme et se développe, tandis qu'une plume apparaît également. Lorsque le nombre de Weber augmente, le sac se rétrécit jusqu'à ce qu'il disparaisse et seulement une petite plume et une goutte-noyau soient apparentes. Après la déformation initiale de la goutte pour t/t* < 2, une formation d'anneau commence pour des nombres relativement bas de We_g ($We_g < 40$). En outre, une goutte de plume apparaît au milieu du sac, sous la forme d'un cylindre, aligné avec le flux. Pour les nombres supérieurs de Weber ($We_g > 40$), une plume et une goutte-noyau apparaissent et les structures d'anneau et de sac ne sont plus observées. Des corrélations pour le diamètre de chacune de ces parties des gouttes sont données en fonction du nombre de Weber (Tableaux 4.1 et 4.2). On supposera que chacune de ces parties a un volume constant pour la courte période de leur existence.

On suppose que toutes les formes de rupture apparaissent après la phase de déformation initiale, lorsque l'atomisation secondaire commence, conformément à l'équation 4.37. Dans le Tableau 4.2, la durée d'atomisation pour chacune de ces formes est donnée, ainsi que les plages des We_g pour lesquelles elles apparaissent. Le diamètre moyen des gouttes résultantes de l'atomisation secondaire est également donné, ayant comme dénominateur le diamètre initial de la goutte.

Tableau 4.1 : Diamètre des formes de ruptures observées lors du régime multi-mode, We <40.

Structure	Fraction de diamètre
Anneau	$\frac{d_{anneau}}{d_g} = 1{,}5 - 0{,}0375We_g$
Sac	$\frac{d_{sac}}{d_g} = \begin{cases} 0{,}25\ ;\ 20 < We_g < 30 \\ 1 - 0{,}025We_g\ ;\ 30 < We_g < 40 \end{cases}$
Noyau	$\frac{d_{noyau}}{d_g} = \frac{0{,}05}{We_g}$
Plume	$\frac{d_{anneau}}{d_g} = 1 - \frac{d_{anneau} + d_{sac} + d_{noyau}}{d_g}$

Tableau 4.2 : Gamme de nombre de Weber et temps d'atomisation pour le régime multi-mode.

Structure	We_g	t/t^*	d/d_g
Anneau	20-30 30-40	3 2,5	0,02
Sac	20-30 30-40	3,5 3	0,2
Noyau	20-80	4	0,2
Plume	40-80	$9 - 0{,}0375We_g$	Goutte restante

3.4.2.3. Régime de rupture de cisaillement

Le mécanisme de rupture du cisaillement est dominant pour les nombres de Weber allant de 80-800 [160]. Après la phase de déformation initiale, le processus de désintégration des gouttes comprend un système étendu de ligaments qui avance de la périphérie de la goutte mère, avec de nombreuses gouttes individuelles près de l'extrémité aval des ligaments. Les tailles de gouttes dépendent principalement de la viscosité plutôt que de la tension superficielle de la phase liquide. Une approche de décapage de couche limite [152] a été adoptée ici pour modéliser ce mécanisme d'atomisation.

Le mécanisme de décapage de la couche limite a été évalué en comparant le taux de stripping massique avec la corrélation donnée par [160] :

$$\dot{m} = 0{,}42\frac{\pi\rho_L d_g^3}{6\tau^*}e^{[0{,}8(\frac{t}{t^*}-3{,}5)^2]}\ ;\ 1{,}5 < \frac{t}{t^*} < 5{,}5 \qquad \text{(éq. 4.45)}$$

La corrélation fournit le taux massique de formation des gouttes dispersées en raison du décapage de couche limite, et selon Chou et al. [160], il fournit une représentativité raisonnablement adéquate pour le taux d'élimination de la goutte liquide à partir de la goutte mère, à l'exception des périodes spécifiques au début et à la fin du processus d'atomisation où la masse de la goutte est enlevée.

Le diamètre des gouttes décapées peut être estimé en supposant que leur taille est égale à l'épaisseur de couche limite au point de détachement. L'observation expérimentale de Chou et al. [160] révèle que le développement de la couche limite subit une phase transitoire peu après le début de la rupture, en particulier lorsque la viscosité est faible, de sorte que la vitesse de croissance de l'épaisseur de la couche limite est relativement lente. Dans ce cas, la taille de goutte résultante est donnée par :

$$d = 2\sqrt{\upsilon_L t}\,;\ \frac{t}{t_c} < 1 \qquad \text{(éq. 4.46)}$$

Où le temps t est le temps après le début de la rupture et t_c est le temps après lequel la rupture est terminée, donné comme :

$$\frac{t_c}{t^*} = 0{,}002\sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}\frac{V_g d_g}{\upsilon_L} \qquad \text{(éq. 4.47)}$$

Une fois la rupture terminée, une estimation raisonnable de la taille de goutte résultante peut être donnée comme :

$$d = 0{,}09 d_g \qquad \text{(éq. 4.48)}$$

3.4.2.4. Régime de rupture catastrophique

Le mécanisme de rupture catastrophique est généralement observé pour les nombres de Weber supérieures à 800 et a certaines similitudes avec le mécanisme de rupture par cisaillement. Un mécanisme d'élimination de la couche limite a lieu, combiné à la formation de larges ondes à la surface de la goutte. La croissance de l'instabilité couplée à la déformation de la goutte en un disque mince est suffisante pour briser la goutte mère en un groupe de fragments, qui sont encore grands par rapport à l'épaisseur de la couche limite. Les fragments résultants se désintègrent encore à travers le mécanisme de découpage de couche limite, accélérant ainsi la désintégration de la goutte en des gouttelettes plus minces. Ces deux mécanismes ont été étudiés expérimentalement par Ranger et Nicholls [152].

Un mécanisme de fragmentation de la goutte de liquide est évident dans l'instabilité de la surface de goutte qui est observée dès que t* = 0,4. Les déséquilibres entre la pression appliquée, l'inertie et les effets de tension superficielle entraînent une instabilité de l'interface qui est en accélération. Les longueurs d'onde de ces perturbations sont grandes par rapport à l'épaisseur de la couche limite, de sorte que leur croissance n'est pas influencée de manière significative par l'existence de la couche limite. Une analyse d'instabilité basée sur le travail effectué par Fishburn [161] sera présentée ici pour modéliser le processus de fragmentation des gouttes. Le procédé de fragmentation de gouttes combiné avec le mécanisme de décapage de couche limite est représenté schématiquement sur la Figure 4.6.

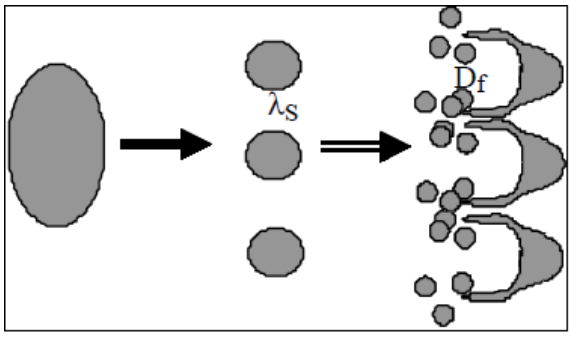


Figure 4.6 : Concept de rupture catastrophique [156].

Le taux de croissance initial d'une perturbation sinusoïdale d'amplitude faible sur une interface gaz-liquide accélératrice est donné par [162] :

$$\xi = \xi_0 \exp\left(\acute{k}G - \acute{k}^3 \frac{\sigma}{\rho_L}\right)^{0,5} \tau \qquad \text{(éq. 4.49)}$$

Où G est l'accélération de la surface et $\acute{k}$ le nombre d'onde. L'accélération de surface peut être estimée par :

$$G = 2{,}2 \frac{\rho_G}{\rho_L} \frac{V_G^2}{d_g} \qquad \text{(éq. 4.50)}$$

Le nombre d'onde $\acute{k} = \acute{k}_S$, maximisant l'expression :

$$f(K) = \acute{k}G - \acute{k}^3 \frac{\sigma}{\rho_L} \qquad \text{(éq. 4.51)}$$

qui est utilisée pour calculer la longueur d'onde, $\lambda = 2\pi/\acute{k}$. L'amplitude initiale de la perturbation, ξ_0, est donnée par :

$$\xi_0 = \sqrt{\frac{\upsilon_L d_g}{2V}} \qquad \text{(éq. 4.52)}$$

Le temps sans dimension, t/t*, requis pour qu'une bulle pénètre dans la chute de liquide est supposée égale au temps de fragmentation de la goutte et est déterminé à partir de :

$$d_g = 1{,}5\left(0{,}2\lambda + 0{,}33\sqrt{G\lambda}B\right)(1 + bt)^2 \qquad \text{(éq. 4.53)}$$

$$B = \frac{d_g}{V_G}\sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}t^* - \frac{\ln\left(\frac{0{,}2\lambda}{\xi_0}\right)}{\sqrt{\acute{k}G - \acute{k}^3\frac{\sigma}{\rho_L}}} \qquad \text{(éq. 4.54)}$$

Si B est positive, sinon :

$$d_g = \frac{2}{3}\acute{k}_0 \exp\left[\sqrt{\left(\acute{k}G - \acute{k}^3\frac{\sigma}{\rho_L}\right)}\frac{d_g}{V_G}\sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}t^*\right](1 + bt)^2 \qquad \text{(éq. 4.55)}$$

Où b = 1,6, sur la base de [152], et d_g est le diamètre initial de la goutte.

Le diamètre des fragments de goutte résultants, Df, est supposé égal à la longueur d'onde λ_S. Les fragments de goutte créés avec ce mécanisme sont soumis à un décapage de couche limite, comme décrit dans la section précédente, accélérant ainsi le processus d'atomisation.

4. Absorption dans un éjecteur à jet

Dans tout processus d'absorption, le gaz est dissous dans le liquide. Le transfert de matière est l'une des étapes fondamentales dans la détermination du taux d'absorption. Le taux de transfert de matière est fonction de la surface d'interface entre les deux phases, gaz- liquide, et la résistance au transfert de matière côté liquide [163]. En effet, dans le cas d'absorption dans les machines à absorption, les vapeurs sont pures et donc la résistance à l'absorption est uniquement dû à la phase liquide.

Différents facteurs influencent la valeur de la surface à l'interface et le coefficient de transfert de matière, tels que la solubilité de l'absorbant en phase liquide et sa diffusivité, la viscosité et la densité du liquide. Danckwerts [164] a montré l'effet du changement de la température surfacique (résultant de la chaleur d'absorption) sur le changement de la concentration en absorbant à la surface. Shabani et al. [163] ont rapporté que le taux de transfert de matière est une fonction de la différence de concentration entre la solution et l'interface.

L'écoulement du gaz, l'écoulement du liquide et le rapport d'entrainement sont les principaux facteurs hydrodynamiques qui affectent l'absorption. Laurent [165] a établi les caractéristiques hydrodynamiques dans l'éjecteur à jet. Il a étudié l'influence des débits de gaz et de liquide et le diamètre de l'éjecteur sur la vitesse de transfert de masse. La surface de l'interface qui est rapportée dans la littérature est déterminée en mesurant la taille des gouttes de liquide et la distribution de taille des gouttes.

Dans un thermo-transformateur, après l'atomisation du liquide, les gouttelettes ne sont pas en conditions d'équilibre entre les phases et d'espèces avec la phase continue (vapeur). Ceci conduit à un transfert de matière de la vapeur vers le liquide. Le transfert de matière vers une gouttelette peut se produire à la suite des phénomènes de diffusion et de convection. Lorsque le mouvement relatif entre la gouttelette et la vapeur est suffisamment faible, le seul mécanisme contributif est la diffusion et il sera limité par le coefficient de diffusion D_G de la vapeur (puisque le coefficient de diffusion de la gouttelette liquide est généralement plus grand et on suppose que les gouttelettes ont une diffusion uniforme). Le taux moyen de transfert de masse vers une gouttelette de diamètre d_g est donné approximativement par :

$$\bar{m} = \pi d_g \rho_G D_G (X_G - X_L) \qquad \text{(éq. 4.56)}$$

Où X_G et X_L sont des fractions de masse en réfrigérant représentatives de la vapeur et de la gouttelette respectivement.

Ensuite, il s'ajoute la composante de transfert de matière par la convection causée par le mouvement relatif du fluide. Pour ce faire, le nombre de Sherwood Sh est défini, comme le rapport de transfert de masse par convection à celle par diffusion. Ensuite, le taux de transfert de masse

devient Sh fois le résultat ci-dessus pour la diffusion. Et donc, dans la plupart de cas, le transfert par diffusion se trouve négligeable devant celui par convection (équation 4.62).

Typiquement, le nombre de Sherwood est une fonction à la fois du nombre de Reynolds du mouvement relatif, et du nombre de Schmidt,

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_g (V_g - V_G) d_g}{\mu_g} \qquad \text{(éq. 4.57)}$$

$$\mathrm{Sc} = \frac{\upsilon_{vap}}{D_L} \qquad \text{(éq. 4.58)}$$

Où υ_{vap} est la viscosité dynamique de la phase continue (vapeur) et D_L le coefficient de diffusion du réfrigérant dans la solution réfrigérant-absorbant.

De nombreuses corrélations pour le nombre de Sherwood ont été proposées pour le transfert de masse par convection autour des sphères (tout en considérant que les gouttelettes ont toutes la forme sphérique). Les corrélations utilisées pour le transfert de chaleur par convection des gouttelettes sphériques peuvent être appliquées à des phénomènes de transfert de masse, en substituant simplement les nombres de Nusselt (Nu) et Prandlt (Pr) par les nombres de Sherwood (Sh) et Schmidt (Sc) respectivement (Incropera et De Witt [166]),

- Ranz et Marshall [167] recommandent une expression telle que :
  $$\mathrm{Sh} = 2 + 0{,}6\mathrm{Re}^{0,5}\mathrm{Sc}^{1/3} \qquad \text{(éq. 4.59)}$$

- Kulmala [168] recommande une expression telle que :
  $$\mathrm{Sh} = 2{,}009 + 0{,}514\mathrm{Re}^{0,5}\mathrm{Sc}^{1/3} \qquad \text{(éq. 4.60)}$$

- Faeth [169] recommande une expression telle que :
  $$\mathrm{Sh} = 2 + 0{,}552\mathrm{Re}^{0,5}\mathrm{Sc}^{\frac{1}{3}}1 + \left(\frac{1{,}232}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Sc}^{\frac{4}{3}}}\right)^{-0,5} \qquad \text{(éq. 4.61)}$$

Le nombre de Sherwood sert à trouver le coefficient de transfert de masse coté liquide k_L suivant la relation :

$$\mathrm{Sh}_L = \frac{k_L a}{D_L} \qquad \text{(éq. 4.62)}$$

avec 'a' étant la surface de l'interface équivalente à la surface des goutes sphériques.

En ce qui concerne le modèle de transfert de matière, prenant en compte la turbulence de l'écoulement, la diffusion de la vapeur dans les gouttes est conditionnée par le temps et la longueur de contact entre les deux phases. En considérant que la résistance du film vapeur au transfert de matière est négligeable, la théorie de la pénétration de Higbie est la plus convenable pour étudier le transfert de matière dans la gorge. Cette théorie est basée sur le principe selon lequel l'interface est constituée par un grand nombre d'éléments de liquide exposés à la phase vapeur pendant un temps de contact (θ_C) déterminé, puis mélangé dans la masse du fluide. L'équilibre est atteint

instantanément à l'interface et un processus de diffusion non stationnaire prend place dans ces éléments pendant le temps de contact.

L'équation différentielle à résoudre pour modéliser le transfert équivaut au transfert en régime non stationnaire est:

$$\frac{\partial C_A}{\partial \theta_C} = D_L \frac{\partial^2 C_A}{\partial x^2} \qquad \text{(éq. 4.63)}$$

Où C_A est la concentration de la solution en réfrigérant
x est la longueur de la gorge
D_L est la diffusivité du réfrigérant dans la solution liquide

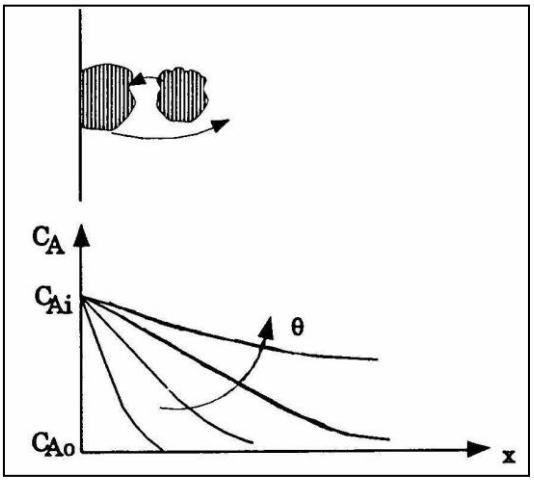


Figure 4. 7 : Représentation de la théorie de Higbie.

L'intégration de cette équation fournissant le profil des concentrations dans un élément de fluide qui séjourne un temps θc à l'interface, est exprimé selon la relation :

$$N_A = K_L(C_{Ai} - C_{A0}) \qquad \text{(éq. 4.64)}$$

où N_A est le flux de matière (mol/s.m^2 ou kg/s.m^2) et peut être représenté implicitement par K_L pour des temps de contact très courts :

$$k_L = 2\sqrt{\frac{D_L}{\pi \theta_c}} \qquad \text{(éq. 4.65)}$$

Cette relation indique que le coefficient de transfert k_L sera, dans cette théorie, proportionnel à D_L. Plus la turbulence est grande, plus les temps de contact sont courts et plus le coefficient de transfert de masse sera élevé.

Si le contact de l'élément liquide avec le gaz résulte d'un écoulement du liquide sur une longueur L à la vitesse V_L, le temps de contact devient :

$$\theta_c = \frac{L}{V_L} \qquad \text{(éq. 4.66)}$$

5. Cas d'application

Dans le but de compléter les résultats obtenus dans le chapitre 2 sur le cycle EAHT, une étude complète est réalisée sur la modélisation de l'éjecteur liquide-vapeur. A titre d'exemple, la paire de fluides utilisée dans cette étude est le CH_2CL_2-NMP. Les concentrations des fluides et les conditions opératoires d'entrée et de sortie de l'éjecteur sont présentées dans le Tableau 4.3. Les propriétés thermo-physiques sont obtenues à partir des bases de données d'AspenProperties.

Le calcul préliminaire fait pour l'éjecteur, tel que présenté dans la section 2 de ce chapitre, donne la géométrie de la tuyère primaire avec un diamètre de la buse de 1,86 mm et un diamètre de gorge de 4,16 mm. A la sortie de la buse primaire, la solution CH_2CL_2-NMP se trouve à une pression de 2,63 bar et une vitesse de 31,88 m/s. A cette vitesse, le Re = 88560 indique un écoulement turbulent. Comme expliqué auparavant, à la sortie de la tuyère primaire, le fluide subit le phénomène d'atomisation primaire. Le diamètre de la gouttelette primaire obtenu est 0,041 mm suivant les modèles d'Elktob et de Hiroyasu et 0,036 mm suivant le modèle de Reitz. La différence entre les deux valeurs de diamètre de goutes primaires est négligeable. Cependant, la démarche choisie pour mesurer les différences encourues à partir du choix de modèle d'atomisation primaire est de continuer avec ces deux valeurs de diamètre le calcul de l'atomisation secondaire et des coefficients de transfert de masse. Les résultats obtenus pour l'atomisation secondaire donnent des gouttelettes de diamètres moyens de 0,023 et 0,025 mm respectivement pour les gouttelettes des diamètres primaires de obtenus par les modèles de Reitz et Hiroyasu (Tableau 4.4).

Tableau 4. 3 : Propriétés aux limites de l'éjecteur liquide-vapeur.

	X massique CH_2CL_2	X massique NMP	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)
Primaire	0,253	0,747	76	8,58	0,091
Secondaire	1	0	70	2,63	0,143
Sortie	0,698	0,23	142	7,8	0,234

Tableau 4.4 : Valeurs de Sh obtenus à partir des deux modèles de calcul de l'atomisation primaire.

diamètre primaire	d gouttes (mm)	N gouttes	Sh(Ranz)	Sh(Kulmata)	Sh(Faeth)
Elktob et Hiroyasu	0,025	5603,603	195,922	168,135	180,408
Reitz	0,023	6545,010	164,651	141,346	151,639

En appliquant la théorie de Higbie sur les différents Sh obtenus, le k_L varie entre 0,052 et 0,057 mm/s, et le temps de contact varie entre 0,935 et 1,133 µs. La longueur nécessaire pour une absorption complète de CH_2CL_2 par le mélange riche en NMP dans la gorge serait de 1280 mm. Cependant, cette absorption complète n'a pas vraiment lieu dans un éjecteur dans un cycle de thermo-transformation. En effet, les conditions d'équilibre à composition, à pression et à température données dans la gorge de l'éjecteur conduisent à un écoulement diphasique avec une concentration à l'équilibre pour chaque phase. Il est donc possible à ce que dans un AHT l'absorption peut être partielle dans la gorge de l'éjecteur. Dans ce cas, il faut étudier les divers cas où la longueur de la gorge serait inférieure à

1280 mm. Ceci implique qu'un absorbeur sera nécessaire par la suite pour récupérer la chaleur et terminer l'absorption du CH_2CL_2 au mélange riche en NMP.

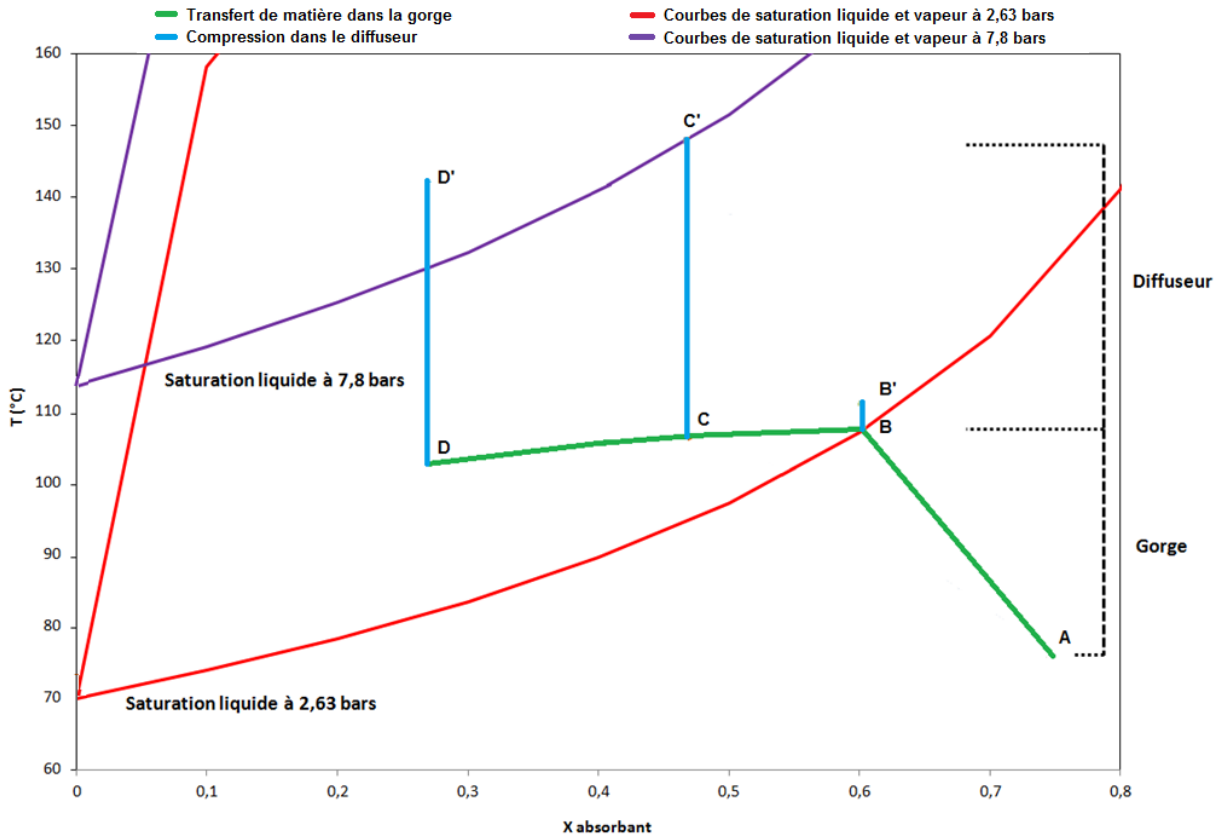


Figure 4.8 : Représentation graphique des possibles parcours phénoménologiques d'absorption et de compression dans l'éjecteur.

La Figure 4.8 présente le transfert de matière dans la gorge (courbe verte) suivi de la compression dans le diffuseur (courbes bleues) pour différentes longueurs de la gorge. En supposant que l'absorption est complète dans la gorge (1280 mm) la solution traverse la courbe verte jusqu'au point 'D' (une concentration de 0,27 en NMP). La courbe verte est divisée en deux parties, la première 'AB' où la solution CH_2CL_2-NMP est en état sous refroidit et la deuxième 'BCD' où la solution est diphasique. Au point 'B' (à une longueur de gorge de 113 mm), la solution est sur la courbe de saturation liquide avec un débit de vapeur NMP en contact avec la solution. A ce point, l'équilibre entre les gouttes liquides de température de 108°C et le film vapeur de 70°C n'est pas établit.
En passant du point 'B' au point 'D' (en dépassant une longueur de gorge de 113mm), la diffusion de la vapeur dans les gouttes liquides se bloque. La solution CH_2CL_2-NMP entre en état diphasique et donc un film vapeur CH_2CL_2-NMP est créé par l'évaporation des gouttes liquides. De cette façon, les gouttes liquides diffusent dans le film vapeur. C'est plutôt un équilibre énergétique entre les deux phases qui conduit à un équilibre en matière, de telle façon que la température de la phase liquide diminue alors que celle de la phase vapeur augmente.

A la sortie de la gorge, le fluide (liquide et/ou vapeur) entre dans le diffuseur de l'éjecteur, où la pression augmente. Ce type de compression pour les différents cas cités dans le paragraphe précédant, est représenté dans la Figure 4.8 par les lignes verticales de couleur bleue. Tout d'abord,

lors de la compression dans le diffuseur, la température des vapeurs non absorbées augmente de 70°C à 113,6°C quel que soit le taux d'absorption réalisé dans la gorge (ou quelque soit la longueur de la gorge). Seul le débit massique de vapeur de réfrigérant pur comprimé varie d'un cas à un autre.
En ce qui concerne la compression de la solution réfrigérant-absorbant, pour le cas où une solution liquide sous-refroidie résulte de l'absorption (partie 'AB'), sa compression va aussi donner une solution sous refroidie à une température légèrement supérieure à celle en sortie de gorge de l'éjecteur. Pour les cas où le mélange CH_2CL_2-NMP sortant de la gorge soit diphasique, il existe deux phénomènes importants, dont la compression elle-même faite par les gouttelettes, et le changement soudain de pression qui pourrait conduire à une condensation des vapeurs de CH_2CL_2 et un mélange simultané avec la phase liquide pour atteindre finalement l'état liquide saturé (la droite de couleur orange d'après la Figure 4.8). Pour la compression des solutions CH_2CL_2-NMP à des concentrations en absorbant supérieures 0,469 (point 'C'), le diffuseur conduirait la solution de l'état diphasique à l'état de liquide sous-refroidi. La ligne de saturation Liquide à la pression du diffuseur (courbe mauve) permet de localiser la phase du fluide en sortie de l'éjecteur. Pour les cas de compression des solutions ayant des concentrations en absorbant inférieures à 0,469, à la sortie du diffuseur la solution resterait diphasique.

Dans tous les cas où il y a une partie de la vapeur de CH_2CL_2 non mélangée, la quantité de chaleur obtenue est inférieure à celle désirée dans un AHT. Une étape d'absorption serait nécessaire en plus de l'éjecteur. Mais, le plus important est qu'à la sortie de diffuseur, le film vapeur restant doit être formé de la vapeur réfrigérante pure. Un mélange de vapeur réfrigérant-absorbant va limiter le taux d'absorption en aval de l'éjecteur. Et donc, il faut utiliser un éjecteur ayant une gorge de longueur suffisante pour atteindre la courbe de saturation liquide à l'entrée du diffuseur (une gorge de longueur 113 mm).

6. Géométrie entre la buse primaire et la gorge

L'écoulement sortant de la buse primaire subit une dispersion sous forme de gouttes. En plus des propriétés de l'écoulement, la géométrie autour du jet à la sortie de la buse affecte la stabilité de l'atomisation et la direction d'écoulement des gouttelettes formées. Par entourage du jet on entend la zone entre la buse primaire et la gorge. La géométrie de cette zone est déterminée par sa longueur (L_{n-t}) et l'angle d'entrée du fluide secondaire (θ).

Le logiciel Fluent 15.0 a été utilisé pour affiner l'étude de l'écoulement dans cette zone entre la buse et la gorge. Pour cela, des simulations sont réalisées sur le cas d'étude de la section précédente. Ces simulations sont faites en variant L_{n-t} et θ. L'objectif de cette modélisation est de suivre l'écoulement du fluide sortant de la buse primaire pour voir sa répartition surfacique par rapport à la section transversale de la gorge et de vérifier si le jet liquide bloquerait l'entrée des vapeurs vers la gorge. Le Tableau 4.5 présente les dimensions de l'éjecteur étudié. On s'intéresse uniquement à l'écoulement primaire depuis son entrée jusqu'à la chambre de mélange à section constante. Et donc, le phénomène d'absorption et de compression ne sont pas considérés dans cette modélisation.

Tableau 4.5 : Dimensions de l'éjecteur étudié.

Dn(mm)	D(mm)	Dt(mm)	α (°)	Θ (°)	L_{n-t} (mm)
1,86	10	4,45	20	50 à 110	10 à 25

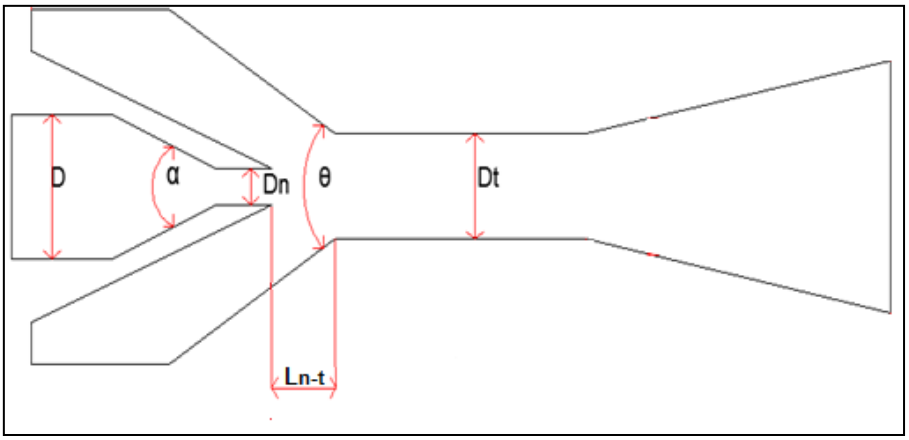


Figure 4.9 : Modèle éjecteur liquide-vapeur.

6.1. Equations bilan

La modélisation de l'écoulement primaire dans l'éjecteur est basé sur les équations de conservation; à savoir, la continuité, de quantité de mouvement, et l'équation de l'énergie. En raison de la nature de l'écoulement dans l'éjecteur, ces équations doivent être écrites dans l'état stationnaire. Le système discrétisé a été résolu en utilisant le solveur "couplé-implicite".

6.2. Modèle de turbulence

Les flux turbulents sont caractérisés par des champs de vitesse fluctuants. Étant donné que ces fluctuations peuvent être à petite échelle et de haute fréquence, elles sont trop compliquées pour être intégrées dans les calculs de dimensionnement. Au lieu de cette complexité, des équations de régulation instantanées peuvent être traitées en temps réel, ce qui entraîne un ensemble d'équations modifiées qui sont plus simples à résoudre. Cependant, les équations modifiées contiennent des variables inconnues supplémentaires, et des modèles de turbulence sont nécessaires pour déterminer ces variables en termes de quantités connues. Ensuite, le choix du modèle de turbulence dépendra de considérations telles que la physique englobée dans le flux, la pratique établie pour une classe de problème spécifique, le niveau de précision requis, les ressources informatiques disponibles et le temps disponible pour la simulation.

Les modèles les plus simples de turbulence sont des modèles à deux équations dans lesquels la solution de deux équations de transport séparées permet de déterminer indéfiniment les vitesses turbulentes et les échelles de longueur. Comme le montre en premier Launder [170], le modèle standard k-ε est un modèle de turbulence semi-empirique basé sur des équations de transport pour l'énergie cinétique de turbulence (k) et le taux de dissipation de turbulence (ε). Ce modèle n'est valable que pour des écoulements totalement turbulents car il repose sur l'hypothèse que le flux est complètement turbulent, ce qui rend l'effet de la viscosité moléculaire négligeable. Il est donc retenu pour la modélisation de l'écoulement.

6.3. Propriétés du fluide

Les propriétés du fluide (densité, capacité calorifique (Cp), conductivité thermique (k), viscosité (μ) dépendent de la pression et de la température. Mais avec Fluent, elles peuvent être exprimées uniquement en fonction de la température. Alors, de façon à atteindre un maximum de précision sur les calculs d'éjecteur utilisés dans les machines à absorption-éjection, les propriétés du fluide sont calculées en considérant une expansion isentropique du fluide primaire, et en faisant varier la pression et la température. Ensuite, la densité, la capacité thermique, la conductivité thermique et la viscosité sont corrélées en fonction de la température.

En utilisant la base de données d'Aspen Properties et en considérant l'équation d'état UNIFAC, les corrélations sont traduites en expressions polynomiales par :

$$\rho = 0{,}095 + 1{,}308 * 10^{-4}\mathrm{T} - 7{,}337 * 10^{-9}\mathrm{T}^2 + 2{,}716 * 10^{-12}\mathrm{T}^3 - 1{,}509 * 10^{-12}\mathrm{T}^4 \quad \text{(éq. 4.67)}$$

$$\mathrm{C_p} = 4551{,}487 + 14{,}74\mathrm{T} - 1{,}782 * 10^{-3}\mathrm{T}^2 + 4{,}029 * 10^{-7}\mathrm{T}^3 - 5{,}317 * 10^{-7}\mathrm{T}^4 \quad \text{(éq. 4.68)}$$

$$\mathrm{k} = 7{,}259 * 10^{-2} + 8{,}227 * 10^{-5}\mathrm{T} + 7{,}624 * 10^{-7}\mathrm{T}^2 + 9{,}591 * 10^{-12}\mathrm{T}^3 - 4{,}759 * 10^{-14}\mathrm{T}^4$$
(éq. 4.69)

$$\mu = 2{,}391 * 10^{-4} + 4{,}028 * 10^{-6}\mathrm{T} + 2{,}392 * 10^{-9}\mathrm{T}^2 + 7{,}995 * 10^{-14}\mathrm{T}^3 - 8{,}263 * 10^{-14}\mathrm{T}^4 \quad \text{(éq. 4.70)}$$
Avec T en Kelvin.

6.4. Conditions aux limites

Les conditions aux limites ont été définies telles que :

- la vitesse d'entrée pour la section transversale du conduit primaire de l'éjecteur ;
- la pression à la sortie a été fixée pour la section transversale de sortie de l'éjecteur avec la valeur obtenue dans les calculs de cycle à absorption.

Ces valeurs correspondent aux conditions de saturation (température et pression). A l'entrée primaire s'applique la condition de pression qui définit l'intensité de la turbulence à 5 % et à la paroi est considérée la condition de non-glissement.

6.5. Ecoulement en sortie de la buse primaire

Tout d'abord, le positionnement de l'éjecteur est étudié. Tous les cas présents dans le Tableau 4.5 sont simulés en prenant en compte l'éjecteur à un axe de révolution horizontal et ensuite vertical. La Figure 4.9 présente le profil de vitesse pour un des cas prenant en même temps les deux orientations verticale et horizontale. D'après cette figure, les deux profils semblent identiques, il n'y a pas de différences notables en comparant un éjecteur installé à l'horizontale ou à la verticale.

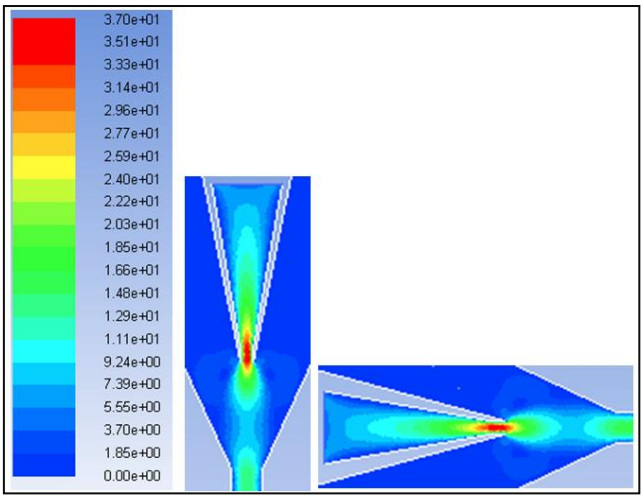


Figure 4. 10: Profils de vitesse [m/s] d'un éjecteur de L_{n-t} =15mm et θ=50°C et effets de la position d'installation (verticale et horizontale).

Les Figures 4.11 et 4.12 présentent respectivement les profils de vitesse et les vecteurs de vitesse pour les cas ayant θ=50°. On remarque l'apparition des chocs du fluide primaire avec les parois de la tuyère secondaire lors de l'augmentation de L_{n-t}. Le volume de la tuyère secondaire est partiellement couvert par le fluide primaire. Les collisions du fluide primaire avec les parois entraînent la diffusion d'une partie de fluide dans la tuyère secondaire. Tout cela conduit à créer des tourbillons. Ceux-ci sont des obstacles au passage du fluide secondaire vers la gorge.

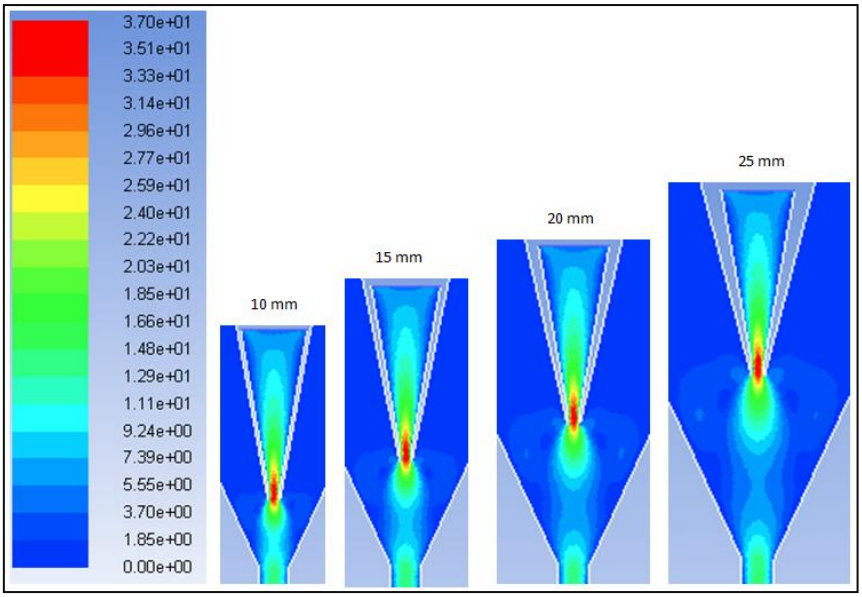


Figure 4. 11 : Profils de vitesse [m/s] des cas dont θ=50° et la longueur de 10 à 25 mm.

Un autre point à remarquer c'est la perte de vitesse entre la buse et la gorge. Quel que soit L_{n-t}, la vitesse à la sortie de la buse est de l'ordre de 35 m/s, et celle à l'entrée de la gorge est de l'ordre de 15 m/s. Entre ces deux points, la vitesse diminue jusqu'à un minimum inférieur à 15 m/s. En s'approchant de la gorge, elle commence à regagner de la vitesse. Plus L_{n-t} augmente, plus la valeur minimal est basse. Cette diminution est due à l'augmentation de la quantité de solution diffusée vers la zone du secondaire. Comme le montre la Figure 4.12, la densité des vecteurs dans cette zone augmente avec L_{n-t}.

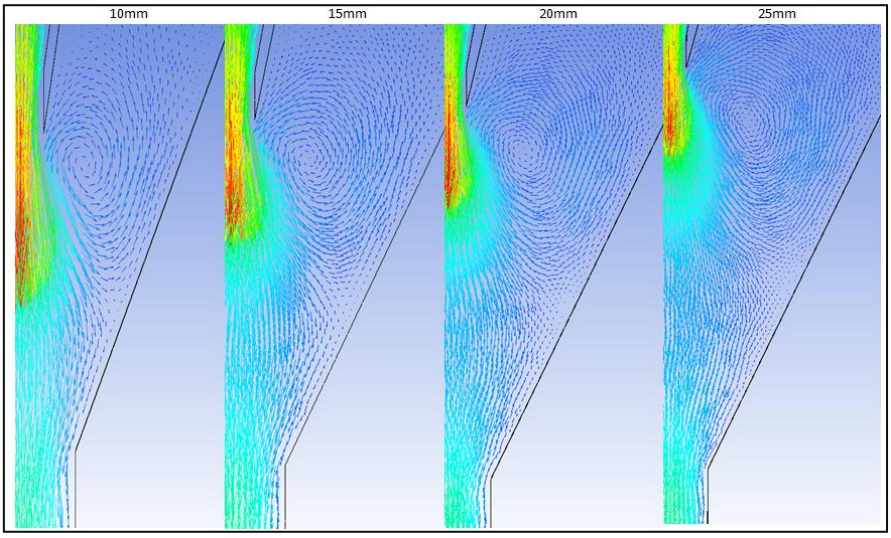


Figure 4. 12 : Vecteurs de vitesse pour les cas de θ=50° et la longueur de 10 à 25 mm.

Les Figures 4.13 et 4.14 présentent respectivement les profils de vitesse et vecteurs de vitesse pour les cas ayant $L_{n\text{-}t}$=15mm. Les mêmes aspects trouvés dans les Figures 4.11 et 4.12 sont observés dans ces figures, dont les chocs du fluide primaire avec les parois de la tuyère secondaire et la chute de vitesse entre la buse et la gorge. D'après les résultats des Figures 4.13 et 4.14, la variation de l'angle n'a pas un effet sur la chute de vitesse, et donc seul $L_{n\text{-}t}$ affecte la chute de vitesse. Cependant, en ce qui concerne les tourbillons, la quantité de fluide primaire participant à leur formation augmente proportionnellement à la variation de l'angle. Pour les angles de faible valeur, ces tourbillons sont plus forts, la vitesse est plus élevée.

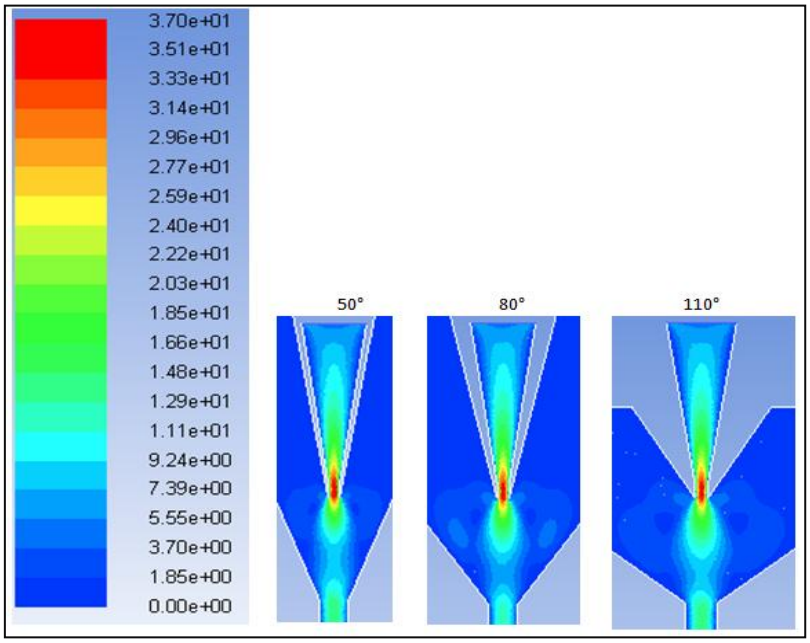


Figure 4. 13 : Profils de vitesse [m/s] pour les cas de $L_{n\text{-}t}$=15mm.

Il est préférable dans l'éjecteur d'avoir des tourbillons faibles pour qu'ils ne conduisent pas au colmatage et à l'arrêt d'admission des vapeurs du réfrigérant. Il est aussi préférable d'avoir la plus

faible chute de vitesse entre la buse et la gorge. Par conséquent, l'idéal est de choisir l'angle le plus grand possible (110°C dans ces simulations) associé à la longueur la plus petite possible (10 ou 15 mm). La limite à cette longueur est celle obligatoire pour l'atomisation totale du jet liquide de la buse primaire. En effet, les calculs réalisés sur l'atomisation ne mettent pas en évidence ni la longueur nécessaire pour une atomisation complète ni l'entrée de la phase vapeur. Ils considèrent toujours que l'atomisation se fait dans une phase vapeur relativement fixe par rapport à la phase liquide. Or ce n'est pas le cas toujours, il faut faciliter l'entrée de la phase vapeur le plus possible et la faire passer aussi complètement dans la gorge. D'où vient les valeurs obtenues de l'interprétation de ces simulation pour créer les conditions les plus proches de la perfection de l'atomisation.

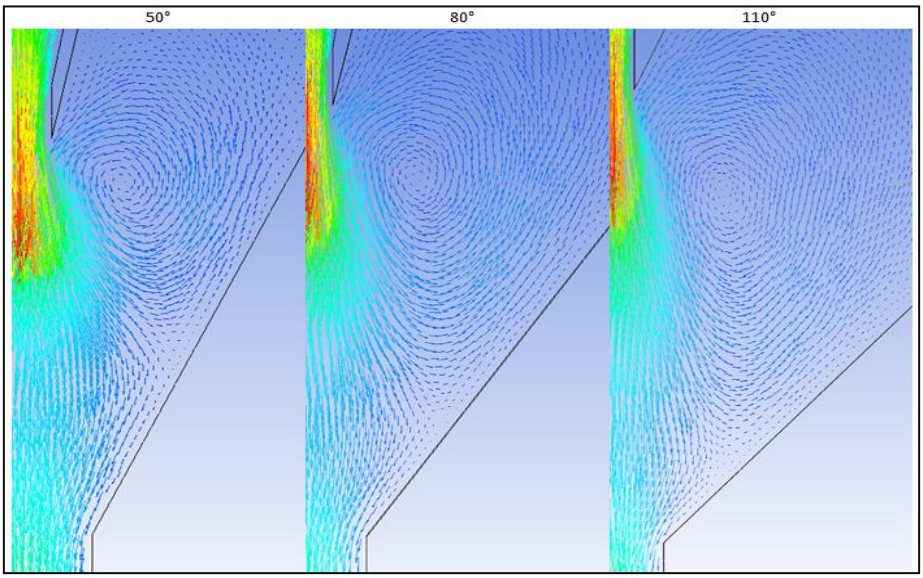


Figure 4. 14 : Vecteurs de vitesse pour les cas de L_{n-t}=15mm.

7. Conclusion

L'éjecteur liquide-vapeur est le composant primordial de l'EAHT, dont son double rôle est la compression des vapeurs de réfrigérant associé à l'absorption partielle d'une partie des vapeurs dans la solution liquide venant du générateur du cycle à absorption. Dans ce type d'éjecteur, la vitesse de l'écoulement primaire (liquide) atteint des vitesses relativement élevées mais fortement variables en fonction de la géométrie de chacune des parties de l'éjecteur. Pour approfondir la connaissance sur l'éjecteur-absorbeur, différents phénomènes ont été étudiées, dont l'atomisation du fluide primaire entre la buse primaire et la gorge, le transfert de matière dans la gorge, et la géométrie entre la buse et la gorge.

En ce qui concerne l'atomisation, un modèle complet d'atomisation est développé en prenant compte trois modèles d'atomisation primaire qui ont donné des diamètres de gouttelettes primaires très proches. Ensuite, en fonction des conditions d'écoulement (Weber et Ohnesorge) du fluide dans l'éjecteur, les différents cas de rupture pour l'atomisation secondaire sont pris en compte afin de calculer le diamètre des gouttelettes secondaires. Ce diamètre est utilisé pour étudier le transfert de masse dans la gorge. Différentes corrélations du nombre de Sherwood sont utilisées, et la longueur obtenue pour atteindre un transfert de matière complet est la même pour toutes les corrélations. Il est impossible d'obtenir une absorption complète de réfrigérant dans la gorge aux conditions de pression, de température et de concentration de réfrigérant dans la solution. Cependant, ceci peut

conduire à un écoulement de fluide diphasique qui rend inutile une partie de la longueur de la gorge de l'éjecteur. L'explication est que le maximum transfert de matière est obtenu en atteignant la courbe de saturation liquide du mélange binaire à la pression d'absorption. Dans le cas où des vapeurs restent disponibles après la compression dans le diffuseur de l'éjecteur, il sera nécessaire d'installer un absorbeur à film tombant pour compléter le transfert de matière du réfrigérant vers la solution riche en absorbant et ainsi pouvoir obtenir la chaleur rendue utile à haute température. La validation expérimentale des phénomènes d'absorption-compression simultanés est requise pour définir le parcours phénoménologique dans un éjecteur liquide-vapeur.

En ce qui concerne la géométrie entre la buse primaire et la gorge, la longueur de cette zone et de l'angle d'injection du fluide secondaire vers cette zone ont été étudiés. L'orientation de l'axe de révolution de l'éjecteur n'a aucun effet sur l'écoulement du fluide dans cette zone. Les résultats sont quasi-identiques entre les éjecteurs ayant un axe de révolution vertical ou horizontal. Les résultats de simulation montrent qu'il faut augmenter l'angle de cette zone et diminuer sa longueur. Ceci réduit la force des tourbillons crées par une partie du fluide primaire dans la zone d'entrée secondaire, et cause réduit la perte de vitesse par dissipation dans cette zone. La longueur minimale entre la buse et la gorge est celle nécessaire à l'atomisation du jet liquide (10 mm).

Chapitre 5 : Rapport d'entrainement de l'éjecteur vapeur-vapeur dans l'EARC

1. Introduction

Dans les cycles de réfrigération par absorption-éjection, les éjecteurs supersoniques sont des dispositifs utilisés pour comprimer la vapeur réfrigérante (provenant de l'évaporateur) entrainée par les transferts d'énergie et de quantité de mouvement à partir de la vitesse élevée du jet primaire (les vapeurs réfrigérantes provenant du générateur). De façon similaire aux éjecteurs liquide-vapeur du chapitre précédent, les éjecteurs ont une géométrie simple, sans de pièces mobiles et une masse/volume faible. A différence des éjecteurs du chapitre 4, les éjecteurs vapeur-vapeur ont trouvé plusieurs applications dans les centrales électriques, l'aérospatiale, la propulsion et les pompes à chaleur par compression.

La problématique rencontrée lors de l'évaluation du cycle de réfrigération à absorption-éjection (chapitre 2), est que le calcul thermodynamique du cycle n'est pas suffisant pour évaluer les performances réelles atteignables. Le rapport d'entrainement (w) est une caractéristique intrinsèque de l'éjecteur et le fixer arbitrairement dans l'évaluation du cycle induit une erreur. Pour cela, ce chapitre présente un approfondissement dans la théorie de l'éjection des vapeurs et les différents aspects affectant les performances de l'éjecteur.

Les performances de l'éjecteur sont affectées par les conditions opératoires et la géométrie de l'éjecteur. Tant que pour un cas de fonctionnement spécifique les conditions opératoires sont constantes, l'optimisation de l'éjecteur est effectuée uniquement par la modification de sa géométrie. Une telle optimisation est réalisée en utilisant le logiciel Fluent 15.0. En appliquant la même méthodologie d'évaluation des éjecteurs pour plusieurs réfrigérants, on obtient les COPs théoriques atteignables par les cycles en fonction des rapports d'entrainement optimaux.

2. Evaluation des performances de l'éjecteur

2.1. Principe de fonctionnement

Un éjecteur est constitué de cinq parties principales (Figure 5.1) : la buse primaire (p), la buse secondaire (s), la chambre de mélange (m), la zone à section constante (gorge) (c) le diffuseur (d). Un fluide sous haute pression avec une très faible vitesse à l'entrée primaire (point 1) est accéléré vers une vitesse supersonique (point 3) à travers une tuyère convergente-divergente. La pression d'alimentation à l'entrée est partiellement convertie en pression dynamique du jet (vitesse) à la sortie de la buse suivant la théorie de Bernoulli. La vitesse élevée, ou la faible pression statique du jet primaire induit un écoulement secondaire (point 2) provenant de l'orifice d'aspiration et l'accélère dans la direction du jet d'entraînement (point 4). Les deux courants se combinent ensuite dans la section de mélange, et idéalement le processus est terminé d'ici la fin de cette section (point 5). Dans la zone à section constante, une onde de choc normale s'établit tout en provoquant immédiatement une chute de vitesse, de supersonique à subsonique, et une compression. Un diffuseur est généralement installé à la sortie de la zone de section constante pour comprimer la vapeur à vitesse subsonique (point 6).

Deux catégories existent pour classer les éjecteurs et elles sont basées sur le type de chambre de mélange : (1) mélange à section constante et (2) mélange à pression constante (à l'intérieur d'une section de zone convergente). DeFrate et Hoerl [171] et Kim et al. [172] ont découvert qu'un mélange à pression constante fournit une meilleure performance qu'un mélange à surface constante, parce que le mélange turbulent dans l'éjecteur est réalisé plus activement sous un gradient de pression négatif, qui se produit dans l'éjecteur à jet constant, plutôt que sous pression constante. La turbulence du mélange dissipe la performance de l'éjecteur.

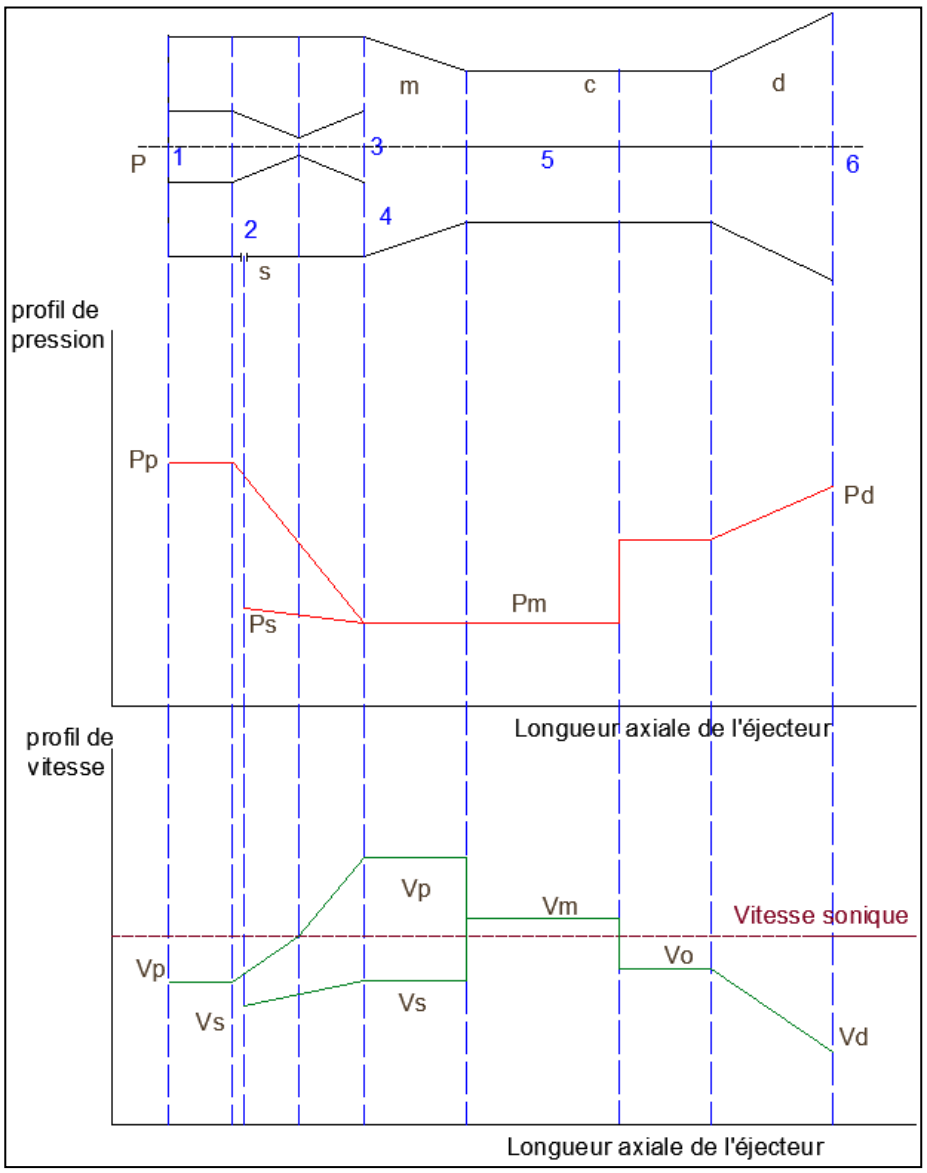


Figure 5.1: Schéma représentatif des profils des vitesses et des pressions dans un éjecteur vapeur-vapeur.

2.2. Paramètres géométriques

La performance de l'éjecteur est principalement affectée par le mélange, la turbulence, la friction et la consommation d'énergie dans l'aspiration du courant secondaire. Pour maximiser la performance de l'éjecteur, la littérature indique que la buse devrait être bien conçue pour favoriser l'interaction de cisaillement tangentiel entre le courant entrainé et le courant primaire. Aussi les deux courants doivent se mélanger complètement à l'intérieur de la chambre de mélange. L'éjecteur doit être conçu de manière à diminuer les effets négatifs de la turbulence.

Section convergence

Kroll [173] et Engdahl et al. [174] ont constaté que la meilleure forme de la section transversale de convergence de la chambre de mélange est circulaire. Une entrée conique ou cylindrique est recommandée pour avoir un angle supérieur à 20°, car le jet de la buse, qui a un angle général d'environ 20°, ne créera pas de choc et de pertes indésirables à l'entrée de la chambre convergente. Vishwannathappa [175] a fait une expérience et a déclaré que 25° est le meilleur angle de convergence.

Section de la gorge

La longueur de la section de la gorge doit être suffisamment longue pour créer un profil de vitesse uniforme avant l'entrée de la section de divergence. La vitesse uniforme diminue les pertes totales d'énergie dans la section de divergence (diffuseur), offrant ainsi une meilleure récupération à haute pression, également cité par Kroll [173].

Keenan et Neumann [176] rapportent que la longueur optimale de la gorge est environ 7 fois le diamètre de la gorge. Alors que pour Engdahl et al. [174], la valeur optimale est de 7,5 fois le diamètre de la gorge. En outre, des longueurs de 5 à 10 fois le diamètre de la gorge conduisent à moins de 3 % du rapport d'entrainement optimal. Bien que la longueur optimale ait légèrement augmentée avec la pression et le diamètre de la gorge, son augmentation était inférieure à un équivalent de diamètre de la gorge et ce même lorsque la pression et le diamètre de gorge sont doublés [176]. Engdahl et al. [174] ont indiqué que toute longueur comprise entre 4 et 14 diamètres de la gorge donnerait environ 4 % du rapport d'entrainement optimal. Selon de nombreuses sources de la littérature, la longueur devrait être de 7 à 9 fois le diamètre de la gorge pour obtenir la meilleure performance de l'éjecteur.

Diffuseur

Kroll [173] a indiqué que l'angle de la section divergente est généralement de 4 à 10°. Une variation de section divergence trop importante immédiatement après la gorge n'est pas recommandée. La longueur de la zone divergente, par exemple de 4 à 8 fois le diamètre de la gorge, est souhaitée pour la récupération de la pression statique. La longueur, cependant, peut être aussi courte que le double du diamètre de la gorge si nécessaire. Il a été découvert que l'élimination de la section de divergence réduisait le rapport d'entraînement d'environ 20 %.

Buse primaire

Deux facteurs peuvent avoir une influence sur la performance de l'éjecteur :

1. Conception de la buse.
2. Position de la buse.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'effet de la conception et la position de la buse primaire sur la performance de l'éjecteur. Hedges et Hill [177] ont observé que la performance globale de l'éjecteur n'a pas été influencée par la conception de la buse. Kroll [173] et Engdahl et al. [174] ont confirmé cette conclusion. Berkeley [178] a étudié comment la conception de la buse affecte progression de la vitesse de l'écoulement primaire et a constaté que dans des circonstances normales, l'expansion du flux primaire dans l'éjecteur d'une buse bien conçue est presque toujours une partie efficace du processus d'écoulement global. Par conséquent, très peu d'énergie est perdue dans la buse. Mais la tâche de convertir efficacement la vitesse en pression est très difficile parce que l'énergie est perdue dans ce processus. En outre, Kroll [173] a signalé qu'une buse mal

formée provoque des pertes de choc inutiles et une dilatation latérale inutile, ce qui diminue considérablement l'efficacité de l'éjecteur.

La position de la buse (et donc la longueur de la chambre de mélange) a un effet plus important sur la performance de l'éjecteur que sa conception. Un certain nombre de chercheurs ont étudié la position optimale de la buse dans un éjecteur à jet. Croft et Lilley [179] et Kim et al. [172] indiquent que la turbulence dans la chambre de mélange diminue lorsque la buse est placée juste à l'entrée de la section de gorge; Cependant, Croft et Lilley [179] ont également découvert que lorsque la buse se rapproche du tube de mélange, le rapport d'entraînement diminue drastiquement. Non seulement la performance de l'éjecteur, mais aussi la longueur de mélange est affectée par la position de la buse. Kroll [173] a suggéré que la position de la buse devrait être réglable pour obtenir la meilleure performance de l'éjecteur. En outre, il est important d'avoir la buse centrée et alignée avec la chambre de mélange.

2.3. L'écoulement du fluide

Pour améliorer les performances de l'éjecteur, la compréhension du champ d'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur est utile. Reinke et al. [180] ont constaté qu'à mesure que l'écoulement s'éloigne de la sortie de la buse, le profil de vitesse devient plus uniforme sur la section transversale. Ceci s'explique par l'action visqueuse du jet qui transfère son énergie cinétique à l'environnement. Croft et Lilley [179] ont étudié le comportement de l'écoulement du fluide à l'intérieur de l'éjecteur, en particulier dans la section de mélange entre les écoulements primaire et secondaire ainsi que l'effet de la position axiale de la buse. Les bilans énergétiques présentés dans la littérature révèlent qu'au point de mélange, il y a un taux élevé de génération d'énergie thermique en raison de la forte turbulence et des importantes échelles de longueur turbulente. L'échelle de longueur de turbulence est une grandeur physique liée à la taille des gros tourbillons contenant de l'énergie dans les écoulements turbulents. La longueur turbulente diminue graduellement à travers la section de gorge. Cela indique que le transfert d'énergie du courant primaire au courant secondaire se déroule rapidement. Dans les écoulements entièrement développés dans la conduite, l'échelle de la longueur de turbulence est limitée par le diamètre de la zone de section constante.

Les effets sur la performance de l'éjecteur de la vitesse d'écoulement, de la température et de la pression dans la zone à section constante ont été étudiés par Djebedjian et al. [181]. La distribution spatiale de vitesse indique implicitement le degré de mélange entre les courants primaire et secondaire et la quantité de fluide entraîné. La longueur de la zone à section constante permet de former un profil de vitesse uniforme à l'entrée de la section de divergence. La pression augmente de manière significative dans la gorge dès que l'onde de choc normale apparaît. La température statique augmente parce que la chaleur est générée par les pertes d'énergie cinétique dans un processus d'échange d'énergie cinétique et potentielle. Lorsque la vitesse du fluide diminue, la température statique augmente. Les profils de la vitesse du fluide et de la température statique sont identiques mais en sens inverse.

2.4. Onde de choc

Lorsque la vitesse de déplacement du courant primaire dépasse la vitesse du son, les ondes de choc sont inévitables à l'intérieur des éjecteurs. Les ondes de choc transforment la vitesse en pression, mais de manière inefficace. Elles sont plus intenses lorsque la vitesse du fluide à l'entrée du diffuseur augmente. Généralement, le courant primaire est accéléré à une vitesse supersonique à travers la buse convergente-divergente. Ensuite, à l'intérieur de la section de gorge, le courant secondaire est induit par une forte force

de cisaillement avec le courant primaire menant à la décélération du courant primaire. L'onde de choc se produit dans cette étape. Le système d'onde de choc interagit avec la couche limite le long de la surface de l'éjecteur. Le flux à l'intérieur de l'éjecteur est exposé à une forte interaction visqueuse-non visqueuse. Les caractéristiques de fonctionnement et les performances d'un éjecteur supersonique sont difficiles à prédire en utilisant la théorie classique de dynamique des gaz. DeFrate et Hoerl [171] ont fourni des formulations mathématiques pour calculer la pression avant et après l'onde de choc dans la section de la gorge, et le nombre de Mach subsonique après le choc.

Kim et al. [172] ont étudié l'effet de la zone de la gorge sur la formation de l'onde de choc. Au fur et à mesure que la zone de la gorge augmente, les différents types des ondes de mach se réduisent à une onde de choc oblique. Les réflexions d'une onde de choc oblique aboutissent à un système de choc multiple oblique [172]. Ils ont également constaté que la longueur et le diamètre de la gorge affectent fortement le système de choc à l'intérieur de l'éjecteur. Leurs résultats indiquent que l'interaction entre l'onde de choc et la couche limite de la paroi dans un éjecteur à pression constante est nettement plus forte qu'un éjecteur à surface constante. Par conséquent, on s'attend à ce que le débit soit soumis à un champ de turbulence plus fort à pression constante plutôt qu'à une géométrie de surface constante. Cela réduit considérablement les performances de l'éjecteur.

3. Modélisation d'un éjecteur

Toutes les analyses 1-D des flux de gaz compressibles dans l'éjecteur sont réalisées par l'évaluation des équations de conservation de la continuité, de quantité de mouvement, et de l'énergie, ainsi que la loi des gaz parfaits. Pour un écoulement compressible, un paramètre sans dimension important, le nombre de Mach, est habituellement utilisé pour représenter la vitesse. L'expansion isentropique est une hypothèse importante au cours d'application des équations, bien que certains chercheurs utilisent également des coefficients de perte obtenus à partir de données expérimentales pour représenter le frottement ou toute autre irréversibilité. Pour parvenir à de meilleures performances, les éjecteurs à gaz fonctionnent normalement dans un état supersonique à la sortie de tuyère primaire. Les tuyères utilisées pour accélérer/décélérer ou pressuriser/décomprimer les écoulements compressibles sont présentées dans cette partie. L'objectif de cette section est de pouvoir donner un pré-dimensionnement de l'éjecteur et d'obtenir les conditions des fluides en sortie du diffuseur, ainsi que les performances théoriques de rapport d'entrainement. Ce pré-dimensionnement est ensuite pris en compte pour la modélisation de l'éjecteur en CFD.

3.1. Lois de conservation et hypothèses

Les équations de conservation et la loi des gaz parfaits pour l'écoulement compressible 1-D stable dans un volume de contrôle arbitraire, comme montré dans la Figure 5.2, sont donnés ci-dessous.

Loi de conservation de masse

$$\dot{m} = \rho_a V_a A_a = \rho_b V_b A_b \qquad \text{(éq. 5.1)}$$

Loi de conservation de quantité de mouvement

$$P_a A_a + \dot{m}_a V_a + \int_{A_a}^{A_b} P dA = P_b A_b + \dot{m}_b V_b \qquad \text{(éq. 5.2)}$$

Equation de conservation d'énergie

$$h_a + \frac{V_a^2}{2} = h_b + \frac{V_b^2}{2} \qquad \text{(éq. 5.3)}$$

Loi des gaz parfaits

$$P = \rho RT \qquad \text{(éq. 5.4)}$$

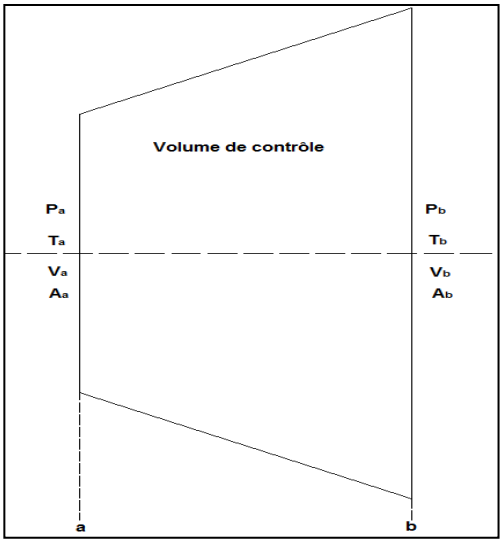


Figure 5. 2 : Volume de contrôle divergent pour un écoulement 1-D.

Nombre de Mach

Le nombre de Mach, M, est un paramètre adimensionnel très important pour les écoulements compressibles, en particulier, pour l'écoulement supersonique. Le nombre de Mach est défini comme étant le rapport entre la vitesse du fluide locale à la vitesse sonique locale.

$$Ma = \frac{V}{c} \qquad \text{(éq. 5.5)}$$

La vitesse de son locale à une température donnée est égale à :

$$c = \sqrt{\rho RT} \qquad \text{(éq. 5.6)}$$

Détente isentropique d'un gaz parfait

Un écoulement isentropique est défini par l'équation suivante :

$$\frac{P}{\rho^{\gamma}} = \text{constante} \qquad \text{(éq. 5.7)}$$

Les équations de base mentionnées ci-dessus, peuvent permettre de prendre en compte les valeurs de la pression locale, la température et la densité à l'état de stagnation (la section où la vitesse est nulle) par des fonctions de flux isentropique. Les paramètres avec l'indice 0 se réfèrent aux propriétés de stagnation. Les propriétés de stagnation sont constantes tout au long d'un champ de flux isentropique et stable.

Pour la pression : $\frac{P_0}{P} = (1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ (éq. 5.8)

Pour la densité : $\frac{\rho_0}{\rho} = (1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2)^{\frac{1}{\gamma-1}}$ (éq. 5.9)

Pour la densité : $\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2$ (éq. 5.10)

L'onde de choc

Pour expliquer le phénomène d'une onde de choc, une tuyère convergente-divergente et la distribution de pression statique le long de la direction d'écoulement sont représentées sur la Figure 5.3. L'écoulement à travers la tuyère convergente-divergente de la Figure 5.3 est induit par une pression inférieure réglable. P_e et P_b représentent la pression statique à la sortie de buse et la contre-pression, respectivement. La Figure 5.3 illustre graphiquement l'effet des variations de la contre-pression sur la répartition de pression à travers la buse.

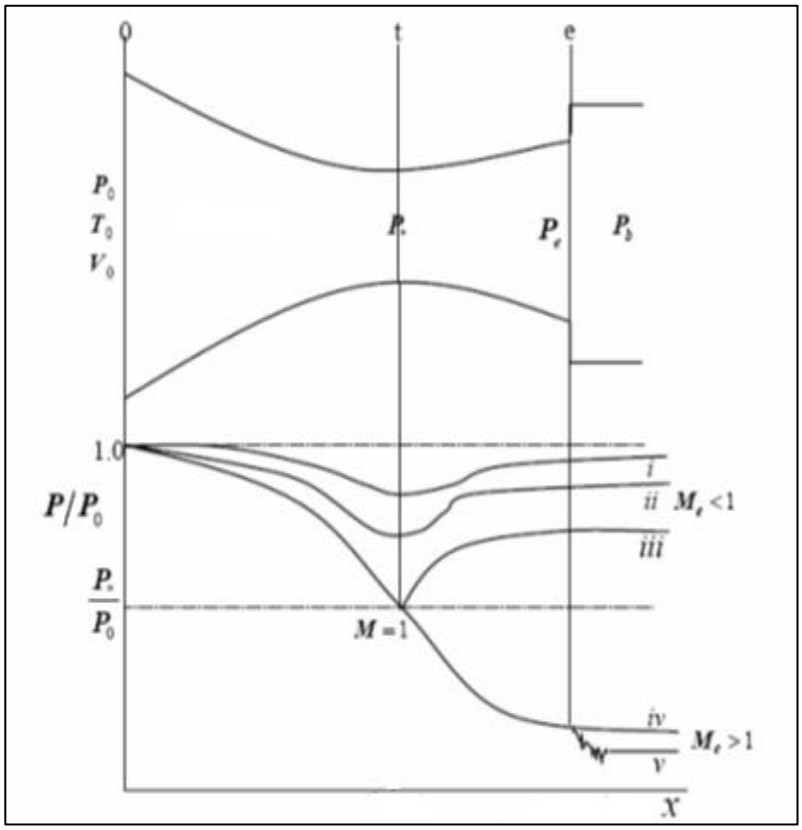


Figure 5. 3 : Profile de pression pour un écoulement isentropique à travers une tuyère de Lavale [182].

Le débit est faible lorsque la pression P_b est légèrement inférieure à P_0; la courbe i montre la variation de la pression dans la buse pour ce cas. Si le débit est suffisamment faible, l'écoulement sera subsonique et sensiblement incompressible (si Ma < 0,3) en tous points de cette courbe. Dans ces conditions, la buse se comportera comme un venturi, avec le flux qui accélère dans la partie convergente jusqu'à un point de vitesse maximale et la pression minimale est atteinte à la gorge, puis décélère dans la partie divergente de la sortie de la buse. Lorsque la pression est encore réduite, le débit augmente, mais, est encore subsonique et la distribution de pression est représentée par la courbe ii. Elle est similaire à la courbe i, bien que les effets de compressibilité deviennent importants. Comme P_b continue à diminuer, le débit va continuer à augmenter.

Si la pression P_b est fortement réduite, le débit atteint Ma =1 à la buse convergente, la section de la zone de débit minimum, comme indiqué sur la courbe iii et la tuyère est choquée. Lorsque l'écoulement présente les caractéristiques de la courbe iii, les conditions critiques sont présentes à la gorge et le débit massique atteint le maximum possible pour les conditions de buses et de stagnation données. La pression correspondante est

la pression critique, P_*. L'état critique, dans le cas des éjecteurs, est l'état dans lequel le nombre de Mach est l'unité. Substituer Ma = 1 dans les équations et compte tenu de la définition du nombre de Mach, nous avons des relations suivantes :

$$\frac{P_*}{P_0} = (1 + \frac{\gamma-1}{2})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{(éq. 5.11)}$$

$$\frac{\rho_*}{\rho_0} = (1 + \frac{\gamma-1}{2})^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad \text{(éq. 5.12)}$$

$$\frac{T_*}{T_0} = \frac{\gamma+1}{2} \quad \text{(éq. 5.13)}$$

$$V_* = V_* = \sqrt{(\frac{2\gamma}{\gamma+1})\rho RT} \quad \text{(éq. 5.14)}$$

Le débit à la condition critique est calculé par :

$$\dot{m} = \rho_* V_* A_* \quad \text{(éq. 5.15)}$$

Où $A_*=A_t$. En utilisant la définition de la condition critique, on montre que :

$$\dot{m} = \frac{A_t P_0}{T_0} \sqrt{(\frac{\gamma}{R})(\frac{\gamma}{\gamma+1})^{(\frac{\gamma+1}{\gamma-1})}} \quad \text{(éq. 5.16)}$$

Comme on le voit sur la Figure 5.3, lorsque la pression P_b est encore réduite, en dessous de P_*, telles que les conditions des courbes iv et v, les caractéristiques de l'écoulement en aval de la gorge sont très différentes et indépendantes de celles en amont. Par conséquent, les réductions de P_b au dessous de P_* n'a pas d'effet sur les conditions d'écoulement dans la partie de tuyère convergente. Ainsi, ni la distribution de pression à travers la buse convergente, ni la pression de sortie de la gorge, ni le débit massique sont affectés par l'abaissement P_b.

Accélérer le flux dans la section divergente cause une diminution de la pression dynamique. Cette condition est illustrée par la courbe iv représentée sur la Figure 5.3. Si la pression P_b est réglée à P_{iv}, le débit sera isentropique à travers la tuyère, et supersonique à la sortie. Les tuyères fonctionnant à $P_b = P_{iv}$ sont utilisées pour fonctionner à des conditions de conception. L'abaissement de la pression en dessous de la condition de pression de la courbe iv, par exemple jusqu'à celle de la courbe v, n'a aucun effet sur l'écoulement dans la tuyère. Une tuyère fonctionnant dans ces conditions est dite sous-détendue, puisque l'expansion supplémentaire a lieu en dehors de la tuyère.

L'accélération et la décélération de l'écoulement

Pour un écoulement isentropique, les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement sont respectivement données par :

$$\dot{m} = \rho VA = \text{constante} \quad \text{(éq. 5.17)}$$

$$\frac{dP}{\rho} + d(\frac{V^2}{2}) = 0 \quad \text{(éq. 5.18)}$$

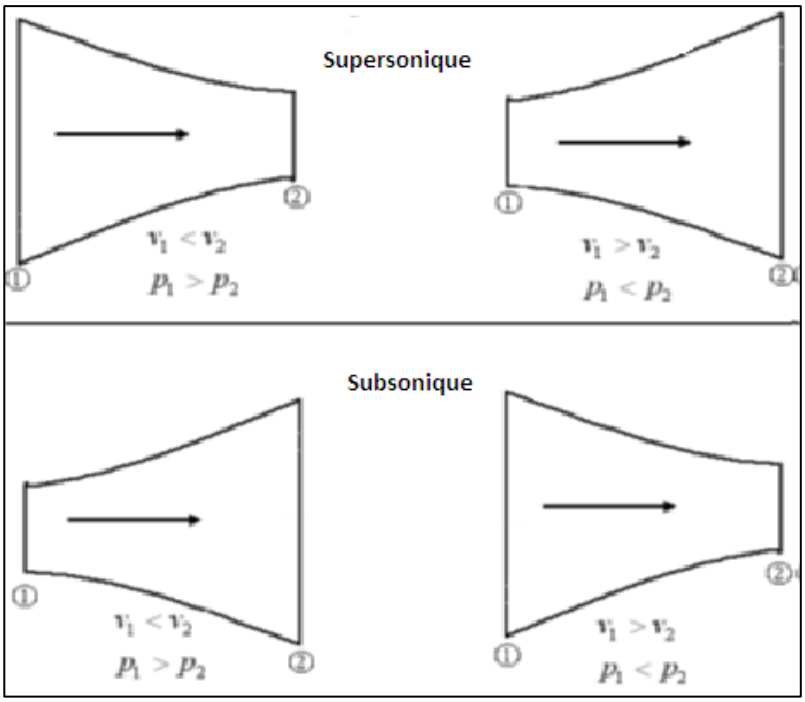


Figure 5. 4 : Formes des tuyères pour des écoulements subsonique et supersonique.

A partir des deux équations ci-dessus, une relation entre la variation de la section d'écoulement et de la variation de vitesse peut être donnée par :

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dv}{v}(1 - Ma^2) \qquad \text{(éq. 5.19)}$$

De l'équation ci-dessus, il est clair que pour Ma < 1, un changement de section transversale provoque un changement de vitesse de sens opposé et un changement de pression du même sens; pour Ma > 1, un changement de section transversale provoque un changement de vitesse du même signe et un changement de pression de sens opposé. La Figure 5.4 résume ces relations. Pour des écoulements subsoniques (Ma < 1), l'accélération de l'écoulement dans une tuyère nécessite un passage à travers section transversale qui diminue. Un diffuseur subsonique exige que la section de passage augmente pour provoquer une diminution de la vitesse. Dans les écoulements supersoniques (Ma > 1), les effets du changement de section sont à l'opposé. Une tuyère supersonique doit être construite avec une augmentation de la surface transversale dans la direction d'écoulement. Un diffuseur supersonique doit être un canal convergent. Dans le cas où Ma = 1 et le phénomène choc mentionné ci-dessus se produit (la section transversale du canal est à son minimum). À ce moment, elle est appelée la gorge.

Tuyère primaire d'un éjecteur

Comme il est indiqué dans les paragraphes précédents, un éjecteur à gaz est prévu avec une tuyère primaire convergente-divergente qui est destiné à produire un écoulement à vitesse supersonique. Le flux primaire quitte la sortie de la tuyère comme supersonique lorsque la pression de sortie est égale ou inférieure à la pression de la gorge. La sortie de nombre de Mach est fixée une fois le rapport entre les surfaces A_s/A_* est spécifié. Compte tenu de la conservation de masse et en substituant les équations 5.6, 5.7 et 5.11 dans l'équation 5.16, la relation entre le rapport A_s/A_* et le nombre de Mach est donnée par :

$$\frac{A_S}{A_*} = \frac{1}{Ma}\left(\frac{1+\frac{\gamma-1}{2}M^2}{1+\frac{\gamma-1}{2}}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \qquad \text{(éq. 5.20)}$$

Où $A_* = A_t$ est la surface de la gorge de la tuyère. Toutes les autres propriétés de sortie (pour l'écoulement isentropique) sont liées uniquement aux propriétés de stagnation par le nombre de Mach fixe selon l'expansion isentropique. Les propriétés de l'écoulement isentropique à la sortie de la tuyère divergente, à savoir, T_s, P_s, ρ_s et As peuvent donc être calculées.

Dans la conception d'un éjecteur de gaz, déterminer la taille de la tuyère primaire est la première étape en vue d'une conception détaillée. Sur la base de la plage de fonctionnement donnée pour les conditions de stagnation, à savoir T_0 et P_0 à l'orifice d'entrée primaire et le débit massique souhaité, dont on connaît le rapport de chaleur spécifique γ, le diamètre de la gorge peut être déterminé par l'équation 5.16. L'équation 5.20 est utilisée pour calculer le diamètre de sortie de la tuyère divergente pour nombre de Mach souhaité. Ainsi, la géométrie de la tuyère primaire est calculée par les équations 5.16 et 5.20. Les propriétés du fluide au niveau de la sortie tuyère peuvent être calculées en utilisant les équations 5.9, 5.10 et 5.11.

3.2. Modèle 1-D analytique d'un éjecteur

3.2.1. Tuyère primaire supersonique

La Figure 5.5 montre une tuyère primaire supersonique typique utilisée dans un éjecteur à gaz. La section d'entrée, la section de la gorge et de sortie sont représentées par 0, t et 1, respectivement. La tuyère primaire supersonique a été mentionnée dans la section précédente, et les équations 5.16 et 5.20 ont été obtenues pour calculer le débit massique maximal et le rapport de surface entre la sortie et la gorge de la tuyère. Cependant, ces équations ont été établies sur la base de l'hypothèse d'une détente isentropique dans la tuyère primaire. En réalité, fréquemment la pression réelle en aval de l'éjecteur est inférieure à celle calculée aux conditions de conception de la tuyère. Une sur-expansion ou sous-expansion irréversible, à savoir des ondes de choc, se produit à l'extérieur de la buse. Par conséquent, un coefficient, η_p, relatif au rendement isentropique du flux compressible dans la partie divergente de la tuyère est utilisé.

Pour la partie convergente de la tuyère, l'hypothèse isentropique est encore adoptée. Les paramètres d'écoulement P_{p*}, T_{p*}, ρ_{p*} et V_{p*} à la gorge de la tuyère peuvent être calculés en utilisant les équations 5.12 à 5.15. Selon l'équation 5.16, le débit massique du flux primaire est donné par :

$$\dot{m} = \frac{A_t P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\left(\frac{\gamma_p}{R}\right)\left(\frac{2}{\gamma_p+1}\right)^{\frac{\gamma_p+1}{\gamma_p-1}}} \qquad \text{(éq. 5.21)}$$

Le rendement isentropique de l'expansion de la tuyère est défini par :

$$\dot{\eta}_p = \frac{h_{p0}-h_{p1}}{h_{p0}-h_{p1is}} \qquad \text{(éq. 5.22)}$$

où h_{p0} est l'enthalpie de stagnation (énergie totale) du flux primaire; h_{p1} est l'enthalpie de sortie en conditions d'opération réelles; h_{p1s} est l'enthalpie de sortie dans des conditions isentropiques à la même pression de sortie. L'équation de l'énergie pour la tuyère représentée sur la Figure 5.5 est :

$$h_{p0} = h_{p1} + \frac{V_{p1}^2}{2} \qquad \text{(éq. 5.23)}$$

Avec h= CpT, de l'équation 5.22 et 5.23 on obtient :

$$\frac{T_{p1is}}{T_{p0}} = 1 - \frac{1}{\dot{\eta}_p}\left(1 - \frac{T_{p1}}{T_{p0}}\right) \qquad \text{(éq. 5.24)}$$

Selon la fonction d'expansion isentropique, le rapport entre la température de stagnation et la température statique est :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} Ma^2 \qquad \text{(éq. 5.25)}$$

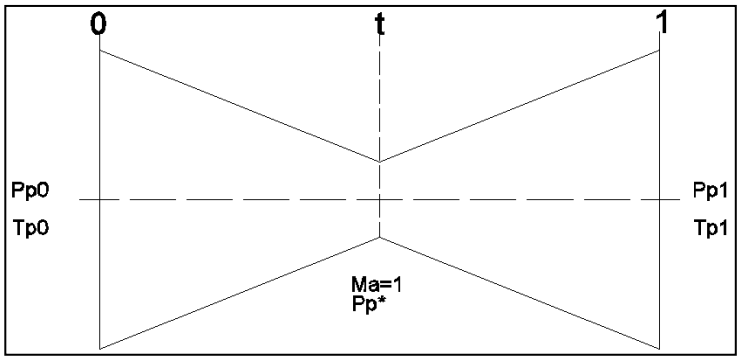


Figure 5. 5 : Tuyère primaire convergente-divergente pour un écoulement supersonique.

Avec les relations isentropiques et les équations 5.24 et 5.25, le rapport de pression dans la tuyère primaire peut être exprimé par :

$$\frac{P_{p1}}{P_0} = \left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \qquad \text{(éq. 5.26)}$$

Le débit massique à travers la tuyère est constant et peut être exprimée par :

$$\dot{m} = \rho_p VA = PAMa\sqrt{\frac{\gamma_p}{RT}} \qquad \text{(éq. 5.27)}$$

Compte tenu de la conservation de masse, le rapport de la surface de sortie et de la gorge devient:

$$\frac{A_{p1}}{A_{go}} = \frac{1}{Ma_{p1}}\left(\frac{2}{\gamma_p + 1}\right)^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}}\left[1 - \frac{1}{\dot{\eta}_p} + \frac{1}{\dot{\eta}_p\left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} Ma_{p1}^2\right)}\right]^{\frac{-(\gamma_p + 1)}{2(\gamma_p - 1)}} \qquad \text{(éq. 5.28)}$$

3.2.2. Chambre de mélange à pression constante

Les principes de base de l'approche de zone de mélange à pression constante ont été introduits par Keenan et Neumann [183]. On a supposé que le mélange du courant primaire et le courant secondaire se produit dans une chambre uniforme avec une pression constante. Comme on le voit sur la Figure 5.6, la chambre de mélange est comprise entre la section 1 et la section 2, dans laquelle la pression est supposée être uniforme. Si la vitesse de l'écoulement entièrement mélangé est supersonique (Ma_{m2}>1), une onde de choc normale est supposée se produire dans la chambre à section constante située entre la section 2 et la section 3. La

pression statique de l'écoulement des courants mélangés sortant de la section 3 à une vitesse subsonique uniforme est augmentée dans le diffuseur.

Dans l'établissement du modèle d'éjection avec zone de mélange à pression constante, les hypothèses suivantes sont généralement prises en compte :
(1) Les flux primaire et secondaire à l'entrée de l'éjecteur et le flux mélangé à la sortie de l'éjecteur sont dans des conditions de stagnation;
(2) Les vitesses sont uniformes à toutes les sections transversales;
(3) Le mélange des flux se produit à une pression constante entre les sections 1 et 2;
(4) Si le flux mélangé est supersonique à la section 2, une onde de choc se produit entre les sections 2 et 3 et l'écoulement est subsonique dans la section 3.

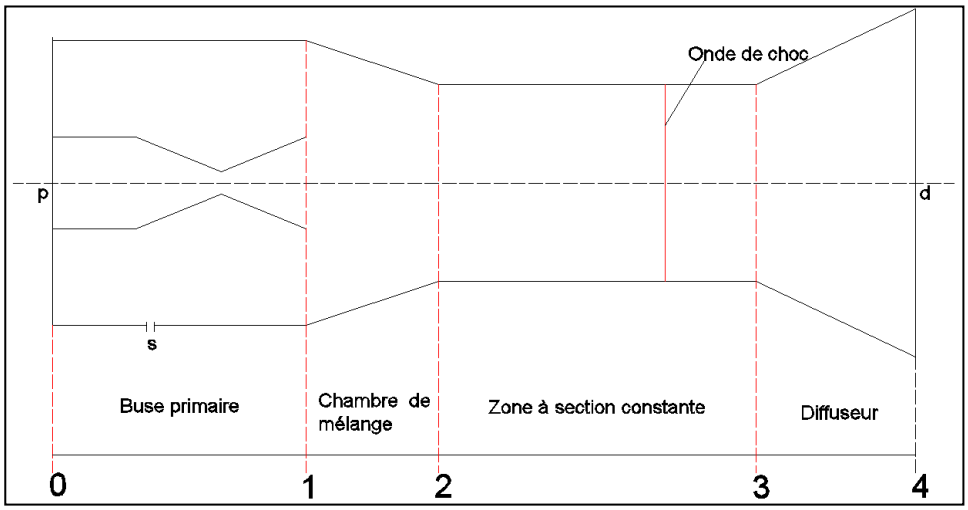


Figure 5. 6 : Modèle d'un éjecteur à chambre de mélange à pression constante.

Les équations de la tuyère primaire supersonique et du diffuseur subsonique dans le modèle d'écoulement à pression de mélange constante sont les mêmes que les équations du modèle d'éjection à section de mélange constante. Cette partie se concentrera donc sur l'établissement de l'équation pour le processus de mélange des flux primaire et secondaire. Les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de quantité de mouvement, ainsi que les relations de gaz parfait sous les hypothèses ci-dessus sont utilisées pour analyser l'écoulement dans le volume de la tuyère représenté sur la Figure 5.7.

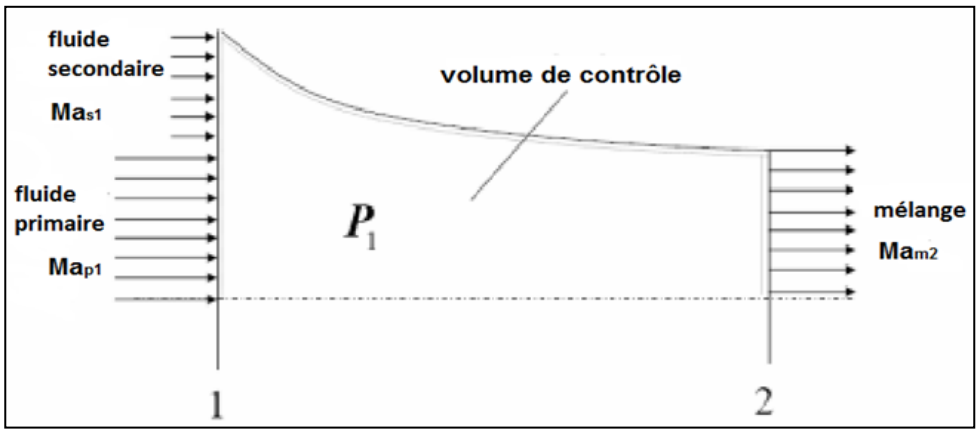


Figure 5. 7 : Volume de contrôle d'une chambre de mélange à pression constante.

Comme la pression est constante, $P_{p1} = P_{s1} = P_{m2} = P_1$.
Par conséquent, le rapport du débit massique du primaire au secondaire à l'entrée de la chambre de mélange peut être simplifié :

$$w = \frac{A_{s1}}{A_{p1}} \frac{Ma_{s1}}{Ma_{p1}} \sqrt{\frac{T_{p0}}{T_{s0}}} \sqrt{\frac{R_p}{R_s}} \sqrt{\frac{\gamma_s}{\gamma_p} \left(\frac{1+\frac{\gamma_s}{2} Ma_{s1}^2}{1+\frac{\gamma_p}{2} Ma_{p1}^2} \right)} \quad \text{(éq. 5.29)}$$

Ma_{p1} et Ma_{s1} sont données par les équations suivantes :

$$Ma_{p1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_p - 1} \frac{\dot{\eta}_p \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_{p0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right]}{1 - \dot{\eta}_p \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_{p0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right]}} \quad \text{(éq. 5.30)}$$

$$Ma_{s1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_s - 1} \left[\left(\frac{P_1}{P_{s0}} \right)^{\frac{\gamma_s - 1}{\gamma_s}} - 1 \right]} \quad \text{(éq. 5.31)}$$

Le rapport de la surface du flux secondaire et de la surface du flux primaire peut être obtenu en réarrangeant l'équation éq 5.29 :

$$\frac{A_{s1}}{A_{p1}} = \sqrt{\frac{T_{s0}}{T_{p0}}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_s} \left(\frac{1+\frac{\gamma_p}{2} Ma_{p1}^2}{1+\frac{\gamma_s}{2} Ma_{s1}^2} \right)} w \quad \text{(éq. 5.32)}$$

L'équation de conservation de masse pour le volume de contrôle sur la Figure 5.7 :

$$\dot{m}_{p1} + \dot{m}_{s1} = \dot{m}_{m2} \quad \text{(éq. 5.33)}$$

Le rapport de la surface de sortie de la chambre de mélange à la sortie de la tuyère primaire peut être obtenu par :

$$\frac{A_{m2}}{A_{p1}} = \sqrt{\frac{T_{m0}}{T_{p0}}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_m} \left(\frac{1+\frac{\gamma_p}{2} Ma_{p1}^2}{1+\frac{\gamma_m}{2} Ma_{m2}^2} \right)} (1 + w) \quad \text{(éq. 5.34)}$$

Où, γ_m, et T_{m0} peuvent être calculés respectivement par les équations 5.17 et 5.19. Pour concevoir un éjecteur de gaz à pression constante, il est souhaitable de relier le rapport d'entraînement (w) au rapport entre la surface de la chambre de mélange et la gorge de la tuyère primaire.

Etant donné que la pression statique dans la chambre de mélange est uniforme et constante, l'équation de conservation de quantité de mouvement par rapport au volume de contrôle sur la Figure 5.7 peut être simplifiée de la façon suivante :

$$\dot{m}_{p1} V_{p1} + \dot{m}_{s1} V_{s1} = \dot{m}_{m2} V_{m2} \quad \text{(éq. 5.35)}$$

Compte tenu de l'équation de continuité, ainsi que la définition de rapport d'entrainement w, l'équation éq 5.35 peut être encore simplifiée :

$$\dot{m}_{p1} + w\, V_{s1} = (1 + w) V_{m2} \qquad \text{(éq. 5.36)}$$

La vitesse uniforme de l'écoulement à la sortie de la chambre de mélange est :

$$V_{m2} = \frac{V_{p1} + w\, V_{s1}}{1+w} \qquad \text{(éq. 5.37)}$$

En utilisant les nombres de Mach pour substituer les vitesses dans l'équation éq. 5.35 :

$$Ma_{m2} = \frac{Ma_{p1} + w\, Ma_{s1} \sqrt{\frac{\gamma_s}{\gamma_p}} \sqrt{\frac{T_{s1}}{T_{p1}}}}{(1+w) \sqrt{\frac{\gamma_m}{\gamma_p}} \sqrt{\frac{T_{m2}}{T_{p1}}}} \qquad \text{(éq. 5.38)}$$

Si la vitesse est supersonique après le mélange, $Ma_{m2}>1$, une onde de choc normale se produira entre la section 2 et la section 3 (Figure 5.6). En supposant que le flux après le choc subit un processus isentropique de détente, il présentera une pression uniforme P_{m3} dans la zone de surface constante. Les paramètres de l'écoulement après l'onde de choc peuvent être calculés par les relations dynamiques de gaz :

$$\frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \frac{2\gamma_m}{\gamma_m+1} Ma_{m2}^2 - \frac{\gamma_m-1}{\gamma_m+1} \qquad \text{(éq 5.39)}$$

$$\frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \left(\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m+1}\right)^2 \left(\frac{2\gamma_m}{\gamma_m+1} Ma_{m2}^2 - 1\right) \left[\frac{2}{\gamma_m-1} Ma_{m2}^2 + 1\right] \qquad \text{(éq 5.40)}$$

$$Ma_{m3}^2 = \frac{Ma_{m2}^2 + \frac{2}{\gamma_m-1}}{\frac{2\gamma_m}{\gamma_m+1} Ma_{m2}^2 - 1} \qquad \text{(éq 5.41)}$$

3.2.3. Diffuseur subsonique

En prenant en compte l'efficacité du diffuseur, qui est similaire à celle de l'efficacité de la tuyère primaire, le rapport de pression du diffuseur peut être obtenu par :

$$\frac{P_4}{P_{m3}} = \left[1 + \dot{\eta}_d \frac{\gamma_m-1}{2} Ma_{m3}^2\right]^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m-1}} \qquad \text{(éq. 5.42)}$$

En outre, le taux global de compression à travers l'éjecteur de gaz peut être obtenu à partir de l'expression suivante :

$$\frac{P_4}{P_{s0}} = \frac{P_4}{P_{m3}} \frac{P_{m3}}{P_{p1}} \frac{P_{p1}}{P_{p0}} \frac{P_{p0}}{P_{s0}} \qquad \text{(éq. 5.43)}$$

4. Simulation de l'écoulement (CFD)

L'application des équations présentées dans la section précédente de ce chapitre n'est pas suffisante pour mesurer les performances de l'éjecteur supersonique. Elles représentent uniquement les caractéristiques des écoulements aux frontières de chaque zone de l'éjecteur. Ces équations ne peuvent pas conduire à calculer le rapport d'entrainement maximal de l'éjecteur de façon précise.

L'amélioration des performances de l'éjecteur nécessite une bonne compréhension du comportement de l'écoulement dans tout le système. Une attention particulière est accordée à l'entrainement du fluide secondaire, au mélange et à l'interaction des ondes de choc. En raison des zones de vitesse supersonique et du flux très turbulent, il est difficile de prévoir analytiquement le comportement de l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur. Par conséquent, la CFD est devenue l'outil le plus efficace pour étudier le comportement de l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur avec rapidité et des coûts inférieurs par rapport à ceux engendrés par les méthodes expérimentales. Elle présente un accord avec des résultats expérimentaux collectés par un certain nombre de chercheurs. Par exemple, Rusly et al. [184, 185] ont appliqué le modèle de gaz réel pour étudier le flux le long de l'éjecteur et ont trouvé un bon accord avec leurs résultats expérimentaux. Sriveerakul et al. [186, 187] ont validé analytiquement et expérimentalement le profil de pression à travers l'éjecteur, le rapport d'entraînement et les zones critiques de contre-pression dans le modèle éjecteur.

Dans le cadre de cette thèse, l'objectif principal est de maximiser la quantité de débit secondaire entraînée pour chacun des réfrigérants, tandis que les conditions limites de l'éjecteur et le débit massique primaire sont fixés et maintenus constants. La modélisation cible la mise en évidence des points à optimiser dans un éjecteur, la détection des facteurs qui permettraient de minimiser toutes les sources d'irréversibilités internes, tout en évitant que l'onde de choc normale se produise dans la chambre de mélange et aussi en minimisant sa force dans la gorge à section constante. Pour atteindre cet objectif, CFD Fluent 15.0 a été utilisé et la géométrie de l'éjecteur qui donne le rapport d'entraînement maximal a été obtenu.

Quel que soit le fluide étudié, l'analyse des performances de l'éjecteur se fait suivant la même démarche. Pour cela, les simulations pour les divers fluides étudiés sont réalisées, mais seules les simulations du PROPENE sont présentées en détails. Pour le reste des réfrigérants, les valeurs maximales des rapports d'entrainement obtenus sont présentées et prises en compte pour choisir le réfrigérant le plus performant parmi les quatre.

4.1. Paramètres

4. 1.1. Dimensions initiales de l'éjecteur

D'après l'état de l'art , les paramètres qui influent le plus sur le fonctionnement de l'éjecteur sont la longueur et l'angle du diffuseur, l'angle de divergence de la tuyère primaire, la longueur et l'angle de la chambre de mélange, la longueur et le diamètre de la gorge de section constante [188]. Afin de conduire une étude de sensibilité, ces paramètres sont considérés et les autres paramètres restent fixes. Les valeurs des paramètres fixes sont présentées dans le Tableau 5.1.

Tableau 5. 1 : Dimensions fixes de l'éjecteur pour tous les cas de simulations.

diamètre entrée primaire (mm)	diamètre gorge primaire (mm)	diamètre sortie primaire (mm)	Angle divergence primaire (°)
10	3	3,6	5

Tableau 5. 2 : Dimensions variables de l'éjecteur pour tous les cas de simulation.

Géométrie variable	Diamètre gorge (mm)	Angle divergence primaire (°)	Angle diffuseur (°)	Angle chambre de mélange (°)	Longueur chambre de mélange (mm)	Longueur diffuseur (mm)	Longueur gorge (mm)
Diamètre gorge	4-4,5-5-5,5-6	5	7	15	10	30	25
Angle divergence primaire	5,25	3-5-7	7	15	10	30	20
Angle diffuseur	5,25	5	3-5-7-9-11	15	10	30	20
Angle chambre de mélange	5,25	5	7	5-10-15-20-25-30	10	30	20
Longueur chambre de mélange	5,25	5	7	15	3-5-10-15-20	30	20
Longueur diffuseur	5,25	5	7	15	10	20-25-30-35-40	20
Longueur gorge	5,25	5	7	15	10	30	1-5-10-15-20-25-30

Un maillage triangulaire de 100000 mailles est choisi (Figure 5.8) en vue de la géométrie complexe de l'éjecteur. Un maillage quadrilatère va causer une baisse de la qualité du maillage dans les zones de variation de section. On parle ensuite de la gorge primaire, de la section de sortie de la tuyère primaire, de la section d'entrée et de sortie de la gorge à section constante.

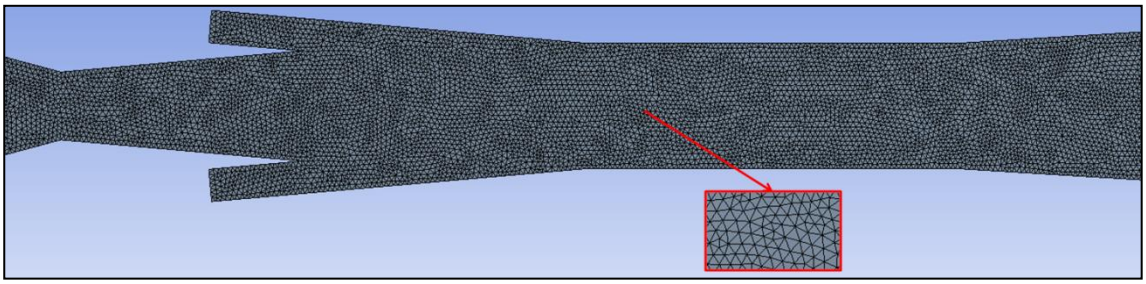


Figure 5. 8 : Maillage de l'éjecteur.

4.1.2. Equations bilan

La modélisation du flux dans l'éjecteur est basée sur les équations de conservation; à savoir, la continuité, de quantité de mouvement, et l'équation de l'énergie. En raison de la nature de l'écoulement dans l'éjecteur,

ces équations doivent être écrites dans l'état stable, sous forme d'un écoulement axisymétrique et compressible. Pour les flux de densité variable, les équations de Navier-Stokes moyennées sont les plus appropriés. Le système discrétisé a été résolu en utilisant le solveur "couplé-implicite" [189].

4.1.3. Modèle de turbulence

Un débit à vitesse élevée et un mélange se produisent dans l'éjecteur. Cela rend l'écoulement fortement turbulent qui est à la fois le mécanisme d'entraînement dominant dans l'éjecteur. Le modèle k-ε « réalisable » est utilisé pour gouverner les caractéristiques de la turbulence dans ce travail. Ce modèle a été proposé par Shih et al. [190]. Le terme «réalisable» signifie que le modèle satisfait à certaines contraintes mathématiques sur le stress Reynolds, conformément à la physique des écoulements turbulents. En outre, les fonctions d'une paroi standard sont prises en compte.

Un avantage immédiat de ce modèle de turbulence est qu'il fournit des prévisions améliorées pour le taux d'étalement des jets planaires et ronds [191]. Il présente également des performances supérieures pour le flux impliquant la rotation, les couches limites sous des gradients de pression défavorables et forts, la séparation et la recirculation. Dans pratiquement toutes les mesures de comparaison précédemment réalisées [192, 193, 194, 195, 196], le modèle de turbulence k-ε réalisable a démontré une capacité supérieure à présenter les écoulements dans les structures complexes.

4.1.4. Conditions aux limites

L'éjecteur a deux flux distincts comme entrées et une sortie. Les vitesses d'entrée et de sortie sont considérées comme faibles par rapport à la plage de vitesses rencontrée dans l'éjecteur, de sorte que les conditions limites sont spécifiées pour la pression et la température de stagnation aux entrées primaires et secondaires et une pression statique pour la sortie du diffuseur. Les valeurs sont supposées être fixées lors de tous les calculs CFD (Valeurs au Tableau 5.3).

Tableau 5. 3 : Conditions aux limites de l'éjecteur.

	P (kPa)	T (°C)
Entrée primaire	1247,7	80
Entrée secondaire	306,6	-20
Sortie diffuseur	1150,2	54

4.1.5. Propriétés du fluide

Le fluide de travail du modèle est une vapeur saturée. Même si la relation de gaz parfait semblait être une hypothèse irréaliste du modèle, pour l'application d'éjection, il fournit des résultats similaires à un modèle d'un gaz parfait.

La densité de la vapeur saturée est évaluée en utilisant la relation de gaz parfait. Les autres propriétés (la capacité calorifique (Cp), la conductivité thermique (k) et la viscosité (μ)) sont calculées d'après Aspen Properties, et en considérant l'équation d'état UNIFAC, de la même manière que pour l'éjecteur liquide-vapeur.

En utilisant l'équation d'état UNIFAC, les corrélations sont traduites en expressions polynomiales :

- Pour -20°C < T < -5°C et 27°C < T < 80°C

$$C_p = -23175{,}29 + 311{,}72T - 1{,}497T^2 + 3{,}241 * 10^{-3}T^3 - 2{,}621 * 10^{-6}T^4 \quad \text{(éq. 5.44)}$$
$$k = -0{,}461 + 5{,}959 * 10^{-3}T - 2{,}851 * 10^{-5}T^2 + 6{,}133 * 10^{-8}T^3 - 4{,}905 * 10^{-11}T^4 \quad \text{(éq. 5.45)}$$
$$\mu = -1{,}186 * 10^{-4} + 1{,}551 * 10^{-6}T - 7{,}301 * 10^{-9}T^2 + 1{,}554 * 10^{-11}T^3 - 1{,}239 * 10^{-14}T^4 \quad \text{(éq. 5.46)}$$

- Pour -5°C < T < 27°C

$$C_p = 319934{,}77 - 4656{,}92T + 25{,}529T^2 - 6{,}217 * 10^{-2}T^3 + 5{,}685 * 10^{-5}T^4 \quad \text{(éq. 5.47)}$$
$$k = 0{,}342 - 5.453 * 10^{-3}T + 3{,}244 * 10^{-5}T^2 - 8{,}401 * 10^{-8}T^3 + 8{,}158 * 10^{-11}T^4 \quad \text{(éq. 5.48)}$$
$$\mu = -5{,}952 * 10^{-5} + 7{,}911 * 10^{-7}T \pm 3{,}646 * 10^{-9}T^2 + 7{,}752 * 10^{-12}T^3 - 6{,}179 * 10^{-15}T^4 \quad \text{(éq. 5.49)}$$

Avec T en Kelvin dans les polynômes.

4.2. Résultats des simulations

4.2.1. Influence des paramètres géométriques

4.2.1.1. Diamètre et longueur de la gorge de la zone à section constante

La gorge joue un rôle important pour assurer le fonctionnement stable de l'éjecteur. L'influence du diamètre de la gorge sur le rapport d'entrainement est précisée dans la Figure 5.9. Un diamètre optimal de 5,5 mm donne le rapport d'entrainement maximal. Autour de ce diamètre, le rapport d'entraînement décroit. La décroissance du rapport d'entrainement est plus rapide pour les diamètres supérieurs à l'optimal que pour les diamètres inférieurs.

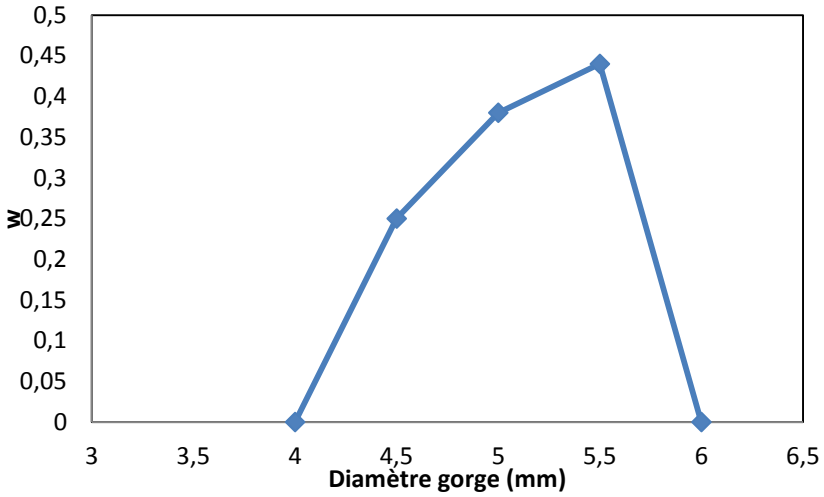


Figure 5. 9 : Variation du rapport d'entrainement en fonction du diamètre de la gorge.

La Figure 5.10 présente les profils de nombre de Mach à l'intérieur des éjecteurs à différents diamètres de gorge de la zone à section constante. Avec la diminution du diamètre de la gorge, la première onde de choc se déplace vers la chambre de mélange, ce qui explique la diminution du rapport d'entrainement. En effet, plus le volume de la chambre de mélange couvert par un écoulement supersonique est élevé, plus sera élevé le rapport d'entrainement. Cela explique aussi le recul de l'onde de choc dans la zone de section constante jusqu'à ce qu'elle disparaisse pour un diamètre de 4,5 mm. Ceci conduit finalement à une onde de choc du fluide primaire juste à l'entrée dans la chambre de mélange (pour un diamètre de 4 mm). Ce phénomène cause des tourbillons à l'entrée du fluide secondaire dans la chambre, et divise l'écoulement primaire en une partie qui traverse le reste de l'éjecteur à une vitesse subsonique et une autre partie qui sort à travers l'entrée du fluide secondaire, sans vapeurs réfrigérantes entrainées.

Lorsque le diamètre est légèrement supérieur au diamètre optimal, les vapeurs ne sont plus entrainées. Ceci s'explique par la formation de l'onde de choc du fluide primaire juste à l'entrée dans la chambre de mélange. Ce cas ressemble au cas d'un diamètre de 4 mm. La seule différence est que le débit qui traverse le diffuseur est plus drastiquement réduit pour des valeurs de diamètre supérieures à l'optimal.

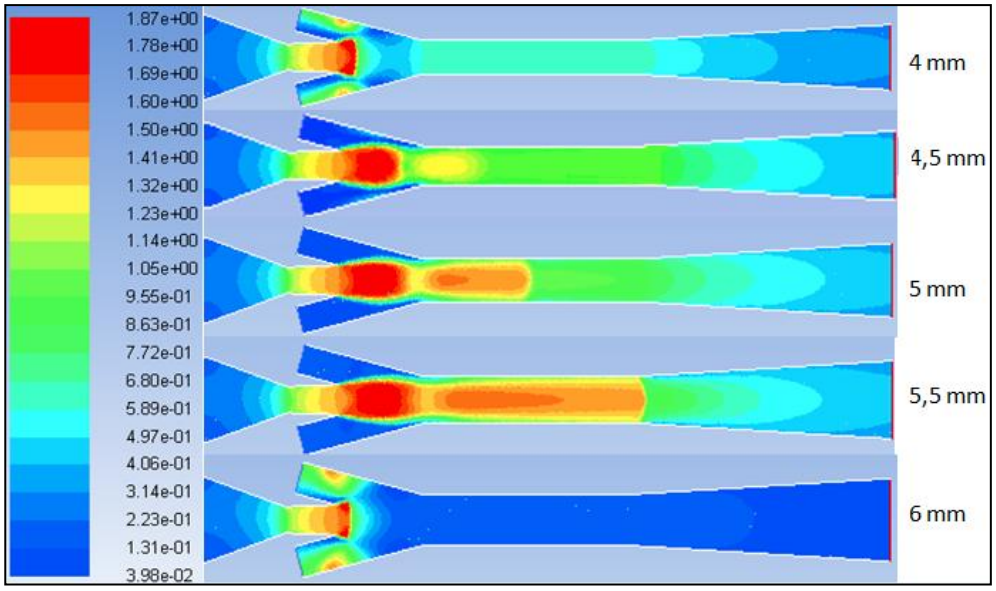


Figure 5. 10 : Profils de Ma pour les éjecteurs à différents diamètres de gorge de la zone à section constante.

En plus du diamètre, la longueur de la gorge joue un rôle important sur les performances de l'éjecteur. D'après la Figure 5.11, on remarque qu'il existe tout un intervalle (20-25mm) dans lequel le rapport d'entrainement est maximal et constant. Pour les longueurs inférieures à la limite inférieure de l'intervalle, le rapport d'entrainement diminue lentement. Alors que pour les longueurs supérieures à la limite supérieure de l'intervalle, le rapport d'entrainement décroit rapidement.

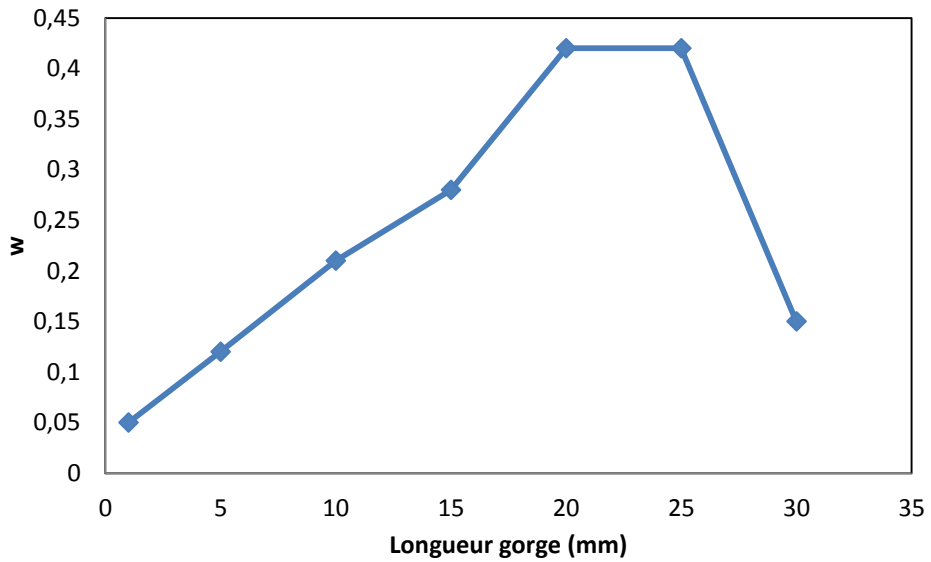


Figure 5. 11 : Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur de la gorge.

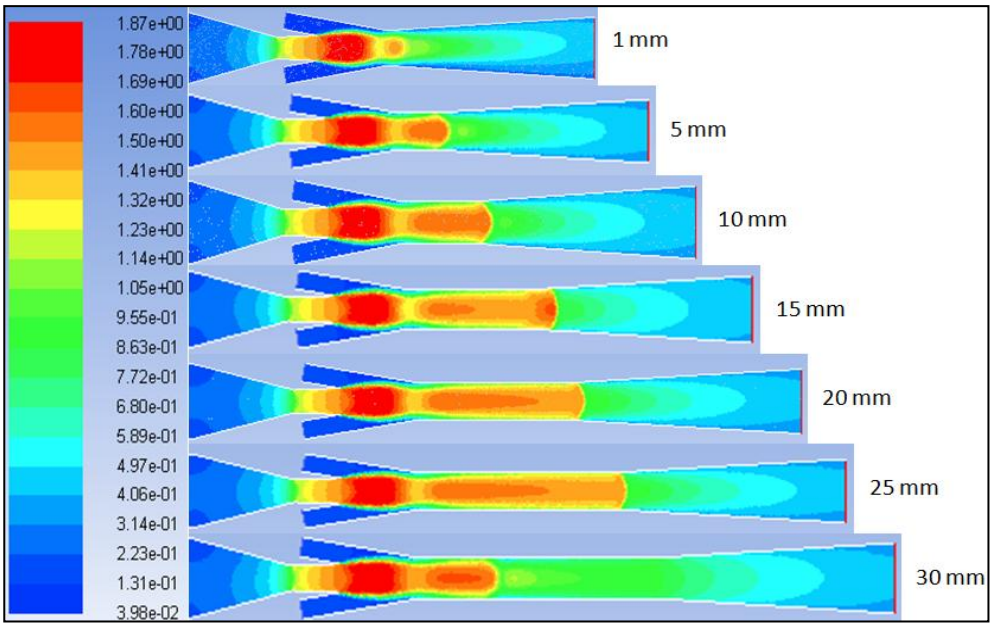


Figure 5. 12 : Profils de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante.

L'influence de la gorge sur les performances de l'éjecteur peut être expliquée par les propriétés de l'écoulement dans cette zone. La caractéristique de l'écoulement la plus importante est l'étendu de la zone avec un écoulement à vitesse supersonique à l'intérieur de la gorge. Ceci est lié à l'importance de l'onde de choc. On peut voir d'après la Figure 5.12 que lorsque la longueur de la gorge augmente, la zone d'écoulement à vitesse supersonique accroît en longueur et en diamètre. Une fois la limite inférieure atteinte, l'écoulement à vitesse supersonique s'élargit pour remplir la gorge et l'éjecteur est complètement choqué (25 mm). La performance de l'éjecteur est optimale à ce point. Même si l'éjecteur est entièrement affecté par l'onde de choc oblique, le rapport d'entraînement n'est pas amélioré. Au-dessus de la limite supérieure, la longueur de la gorge devient excessive et le choc commence à disparaitre. La région à un écoulement supersonique diminue.

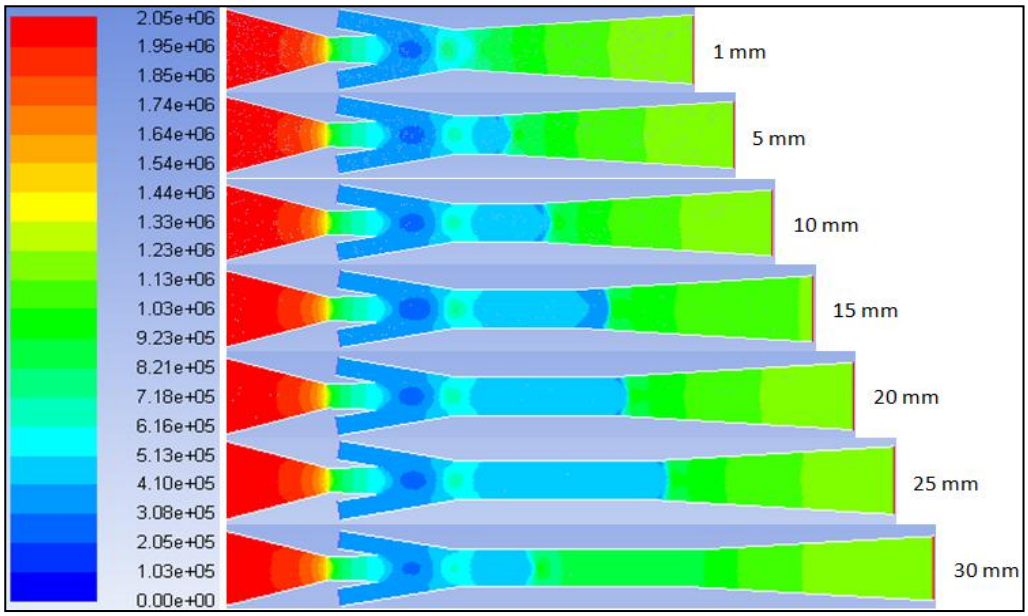


Figure 5. 13 : Profils de pression statique [Pa] pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante.

L'influence de la géométrie de la gorge lors de la formation de l'onde de choc peut être expliquée par la distribution centrale de pression dans l'éjecteur, présentée dans la Figure 5.13. Pour tous les cas, on voit à la sortie de la chambre de mélange, la formation d'une zone de gain de pression qui est légèrement uniforme pour tous les cas. En dépassant cette zone, la pression commence à diminuer dans la gorge au moment où l'écoulement supersonique commence à se stabiliser jusqu'à atteindre l'onde de choc.

Dans le cas d'une gorge en dessous de la limite inférieure, la proportion de la portion de la gorge affectée par le gain de pression augmente à mesure que la longueur de la gorge diminue. Ce qui n'apporte pas la longueur nécessaire au mélange gazeux pour qu'il se stabilise dans la gorge. Dans les cas des longueurs de gorges très faibles (inférieures à 5 mm), la zone de gain de pression joue un rôle important dans la création de l'onde de choc.

Au-delà de la limite supérieure, le gain de pression à l'entrée de la gorge devient plus faible en raison du frottement sur la paroi. Ce qui cause ensuite la diminution de l'étendu de la région avec un écoulement supersonique dans la gorge. La conséquence est le recul de l'onde de choc vers la chambre de mélange. En continuant à augmenter la longueur de la gorge, l'onde de choc va reculer jusqu'à l'intérieure de la chambre de mélange, tout en se dirigeant à un cas de non entrainement de vapeur secondaire.

4.2.1.2. Angle de divergence de la tuyère primaire

La tuyère primaire est la partie de l'éjecteur dans laquelle le fluide primaire subit une détente tout en conduisant l'écoulement d'une vitesse subsonique à une vitesse supersonique. La tuyère primaire définit l'état de l'écoulement à la sortie de la tuyère, ce qui joue un rôle important sur le mélange entre les deux flux dans la chambre de mélange. Pour les trois angles étudiés, un angle de divergence de la tuyère primaire de 5° donne le rapport d'entrainement le plus élevé.

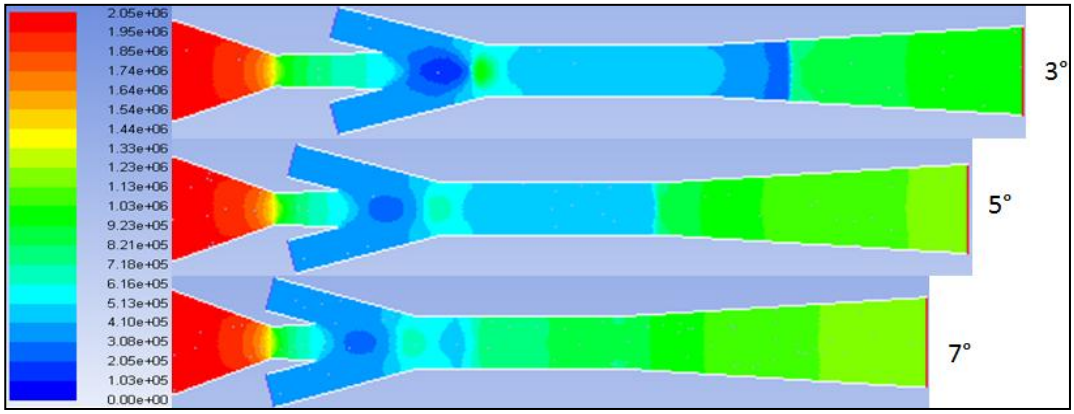


Figure 5. 14 : Profils de pression statique [Pa] pour les éjecteurs à différents angles de divergence de la tuyère primaire.

La Figure 5.14 présente les profils de pression statique dans les éjecteurs. Dans la chambre de mélange, l'écoulement primaire subit une dépression supplémentaire et donc une augmentation supplémentaire du nombre de Mach, résultant de la première onde de choc (d'après la Figure 5.15). A cause de cette onde de choc, le nombre de Mach diminue tout en restant supersonique et effectuant le mélange avec le flux secondaire. Dans le cas d'un angle de 3°, la dépression est très forte, ce qui explique l'intensité importante de l'onde de choc. L'écoulement après l'onde choc est légèrement supersonique. Au fur et à mesure que l'écoulement mélangé dépasse la zone de section constante, l'écoulement se trouve accéléré mais le nombre de Mach reste faible pour une deuxième onde de choc. L'écoulement revient donc à une vitesse subsonique.

Une dépression supplémentaire a lieu dans le diffuseur et entraine une augmentation supplémentaire du nombre de Mach. Ceci résulte souvent en une onde de choc normale dans le diffuseur.

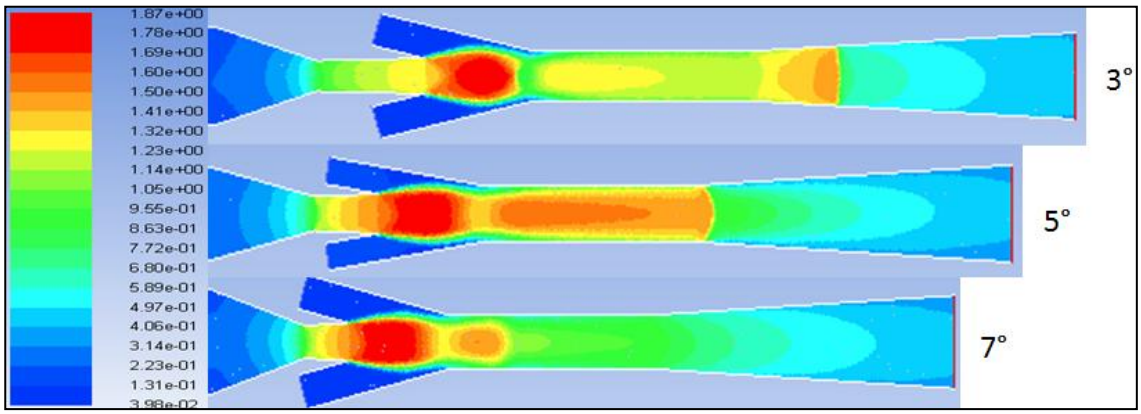


Figure 5. 15 : Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de gorge de la zone à section constante.

Pour un angle de 7°, supérieur à l'optimal, une dépression soudaine au début de la zone à section constante résulte en une augmentation du nombre de Mach. L'onde de choc normale recule vers la chambre de mélange. La zone de section constante aussi joue un rôle dans le mélange, on parle ici des extrémités de cette zone. La quantité mélangée du flux secondaire est relativement faible, ce qui explique la diminution du rapport d'entrainement.

4.2.1.3. Angle et longueur du diffuseur

En principe, le diffuseur n'a aucune influence sur la partie qui précède la zone de section constante. La géométrie du diffuseur est définie par son angle de divergence et sa longueur. Ces deux paramètres jouent leurs rôles en influençant l'onde de choc normal dans la zone de section constante, et par suite la compression dans le diffuseur. D'après les Figures 5.16 et 5.18, on constate qu'il existe un seul angle et une seule longueur pour lesquels le rapport d'entrainement est maximal.

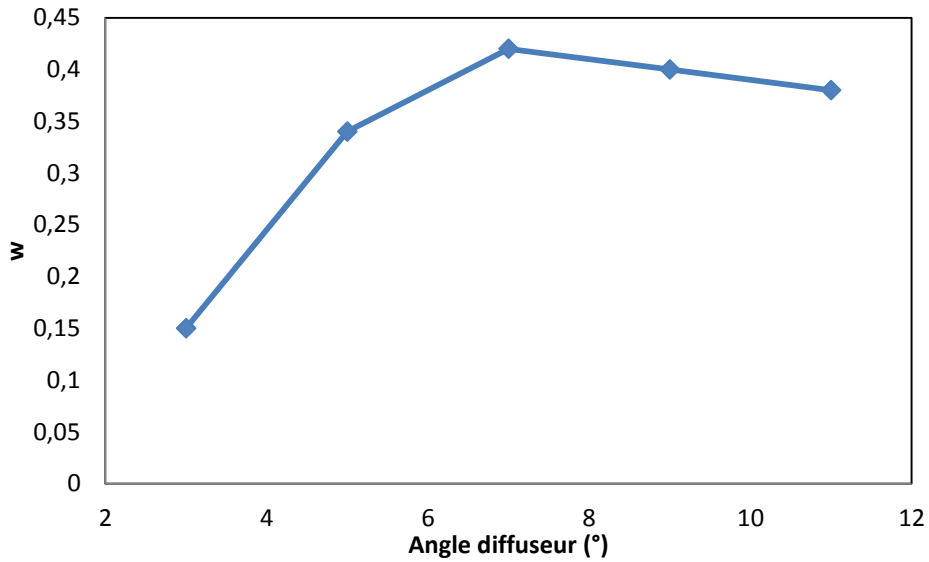


Figure 5. 16 : Variation du rapport d'entrainement en fonction de l'angle du diffuseur.

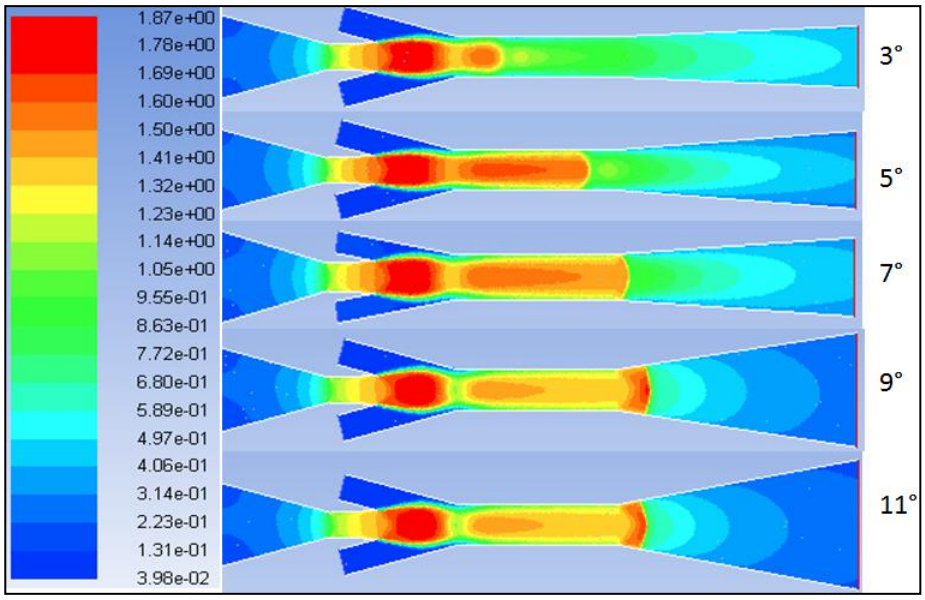


Figure 5. 17 : Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différents angles du diffuseur.

On peut remarquer qu'au-dessus de l'angle optimal la diminution du rapport d'entrainement est marginale, alors qu'en dessous de l'angle optimal la diminution est importante. Ceci peut être expliqué d'après le contour du nombre de Mach présenté dans la Figure 5.17. Au fur et à mesure que l'angle du diffuseur augmente au-dessus de la valeur optimale, la longueur sera insuffisante pour réaliser la compression et la décélération du fluide. Ceci conduit par conséquent à pousser l'onde de choc normale vers le diffuseur.

Pour les cas où l'angle est inférieur à la valeur optimale, contrairement au cas d'un angle supérieur à l'optimal, la vitesse de sortie du diffuseur augmente avec la diminution de l'angle. La décélération devient moins importante et donc la longueur du diffuseur sera insuffisante pour comprimer le mélange. Au lieu d'avoir une onde de choc dans le diffuseur, l'onde de choc recule vers la chambre de mélange. De cette façon, dans la zone à section constante, il y a la décélération de l'écoulement.

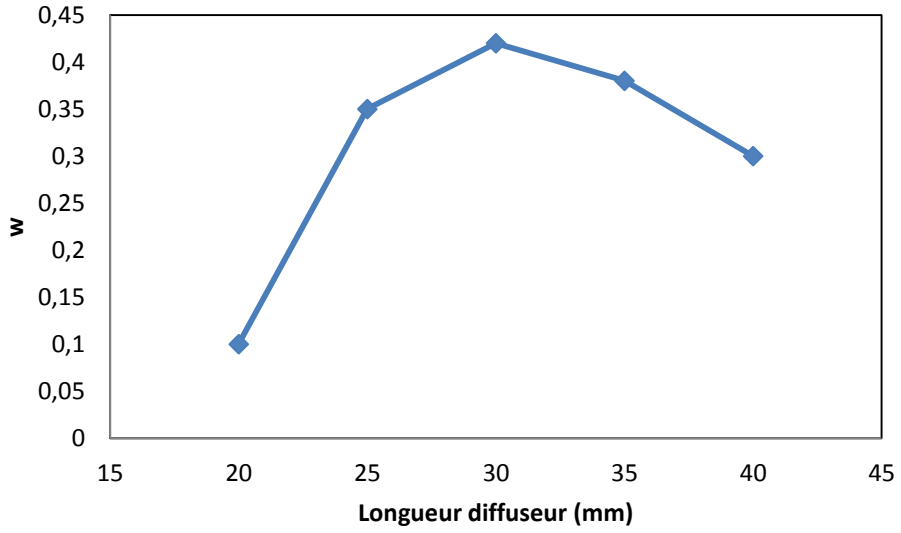


Figure 5. 18 : Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur du diffuseur.

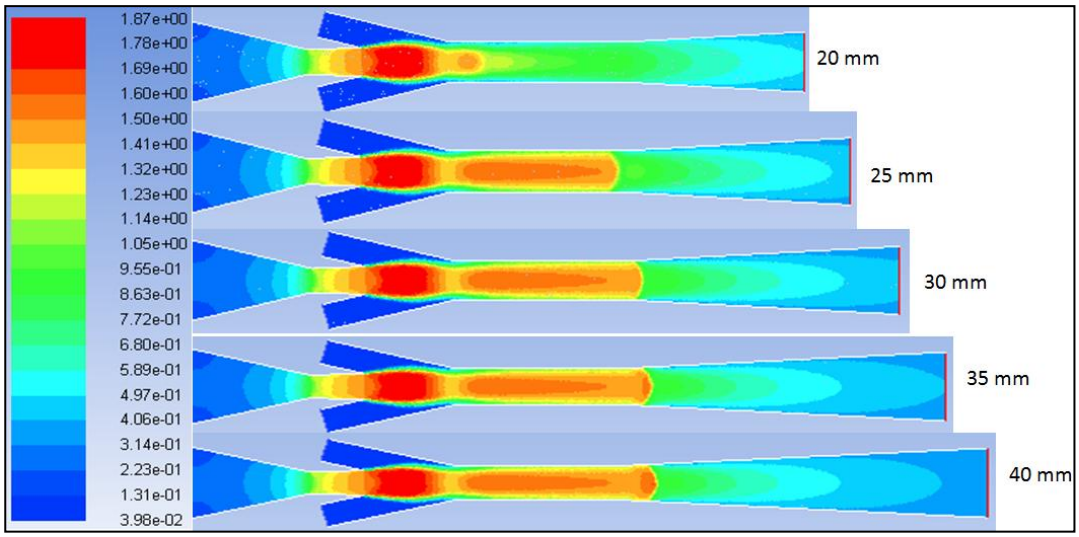


Figure 5. 19 : Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs du diffuseur.

En ce qui concerne la longueur du diffuseur, une valeur de 30 mm donne un rapport d'entrainement optimal de 0,4. En s'éloignant de cette valeur, le rapport d'entrainement diminue. Nous remarquons que la variation de la longueur du diffuseur présente les mêmes impacts que la variation de son angle sur le rapport d'entrainement. La vitesse à la sortie du diffuseur diminue en augmentant la longueur du diffuseur. Pour les mêmes raisons que pour les cas de l'angle du diffuseur, la diminution de la longueur du diffuseur fait reculer l'onde de choc vers la chambre de mélange.

4.2.1.4. Angle et longueur de la chambre de mélange

Dans la chambre de mélange le phénomène de mélange des fluides primaire et secondaire se produit à une vitesse supersonique. Une grande variation de la vitesse et de la température de la vapeur a lieu. Les principaux paramètres géométriques de la chambre de mélange sont la longueur et l'angle de convergence. Cette section décrit l'influence de l'angle de la chambre de mélange.

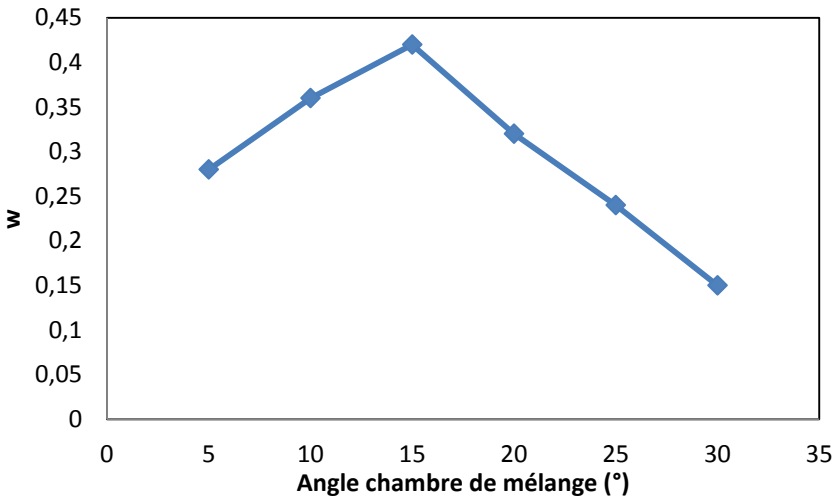


Figure 5. 20 : Variation du rapport d'entrainement en fonction de l'angle de la chambre de mélange.

Au fur et à mesure que l'angle augmente, le diamètre d'entrée de la chambre de mélange augmente. La Figure 5.20 montre la variation du rapport d'entraînement avec l'angle de convergence de la chambre de mélange. Il existe un angle optimal (15°) pour lequel le rapport d'entrainement est maximal. En s'éloignant de l'optimum le rapport d'entrainement décroit.

L'augmentation de l'angle de convergence accroît l'aspiration de vapeur du secondaire et l'espace de la chambre de mélange. Cela diminue la perte d'énergie et améliore le processus d'écoulement du fluide dans la chambre de mélange.

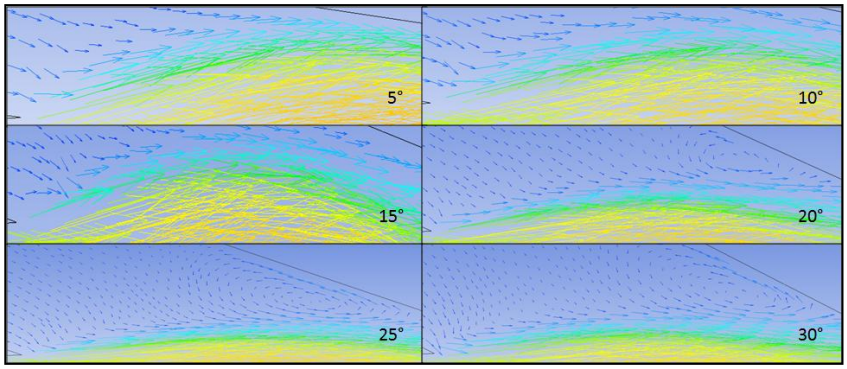


Figure 5. 21 : Vecteurs vitesse dans la chambre de mélange pour les éjecteurs à différents angles de la chambre de mélange.

Si l'angle est supérieur à l'optimum, l'espace de la chambre de mélange peut entraîner une surtension. Cela explique l'apparition de vortex à proximité des parois de la chambre. Plus l'angle est important, plus les vortex seront importants. La formation de vortex augmente la friction d'écoulement et la dissipation d'énergie. Aussi, les tourbillons aux extrémités de la chambre de mélange causent le blocage de passage du fluide secondaire par la diminution de la surface de passe du fluide. Cela explique la raison pour laquelle le rapport d'entraînement diminue.

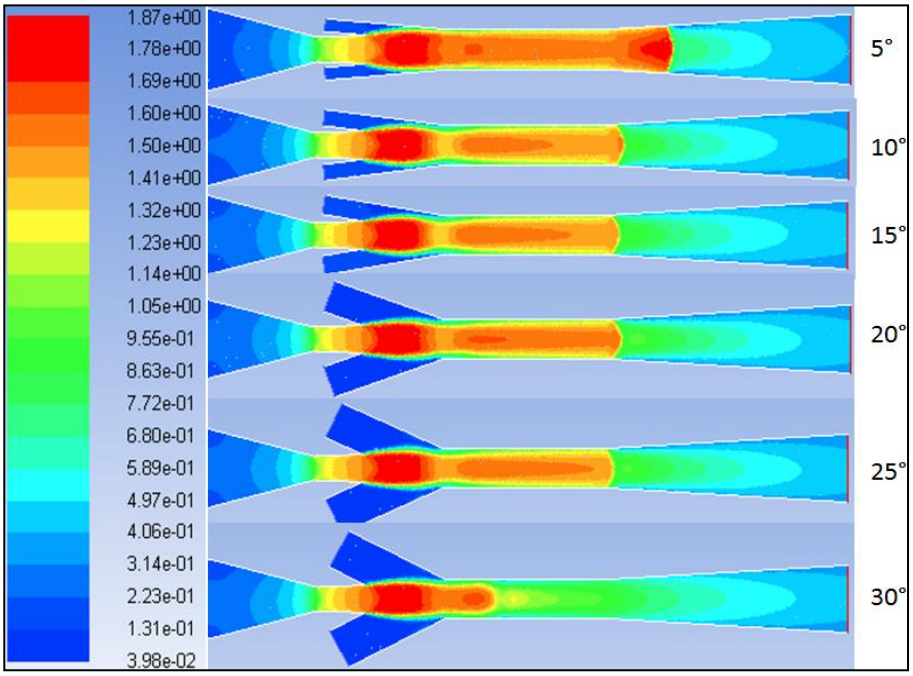


Figure 5. 22 : Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différents angles de la chambre de mélange.

Un autre point important est que le volume de la chambre de mélange et l'espace entre la sortie principale de la buse et l'entrée de la chambre de mélange utilisée pour entraîner la vapeur secondaire sont faibles pour les faibles angles. D'après la Figure 5.22, pour un angle de 5°, l'écoulement se trouve plus homogène dès la sortie de la chambre de mélange et jusqu'à ce que l'onde choc se produise dans le diffuseur. Au fur et à mesure que l'angle augmente, l'onde de choc recule jusqu'à la fin de la zone à section constante. En ce qui

concerne la longueur de la chambre de mélange, Il existe une valeur optimale (10 mm) qui rend le plus grand rapport d'entrainement.

Dans le but d'expliquer ce phénomène, les profils du nombre de Mach de l'éjecteur sont représentés sur la Figure 5.24. Comme expliqué auparavant, deux ondes de chocs se produisent dans l'éjecteur, dont la première est une onde de choc oblique. Elle commence à la sortie de la buse primaire et se dilate vers la gorge de la zone constante de l'éjecteur. La longueur de cette onde augmente de la même façon que la longueur de la chambre de mélange. La seconde est une onde de choc normale qui se produit à la fin de la gorge de la zone constante.

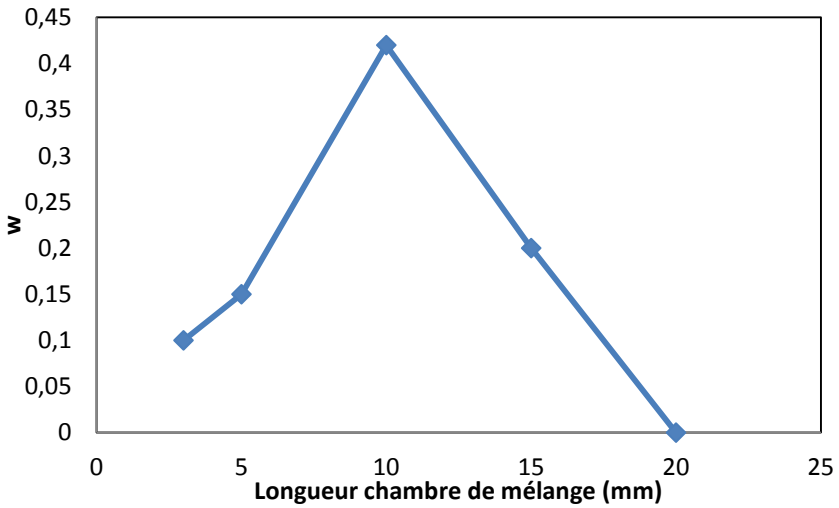


Figure 5. 23 : Variation du rapport d'entrainement en fonction de la longueur de la chambre de mélange.

Lorsque la longueur de la chambre de mélange est trop importante, le jet mixte percute la paroi de la chambre de mélange, ce qui réduit ainsi le rapport d'entraînement. Il en résulte des tourbillons aux extrémités de la chambre qui conduisent à un blocage du passage d'une partie du flux secondaire. Une chambre de mélange plus longue (20 mm) va bloquer le passage complet du flux secondaire.

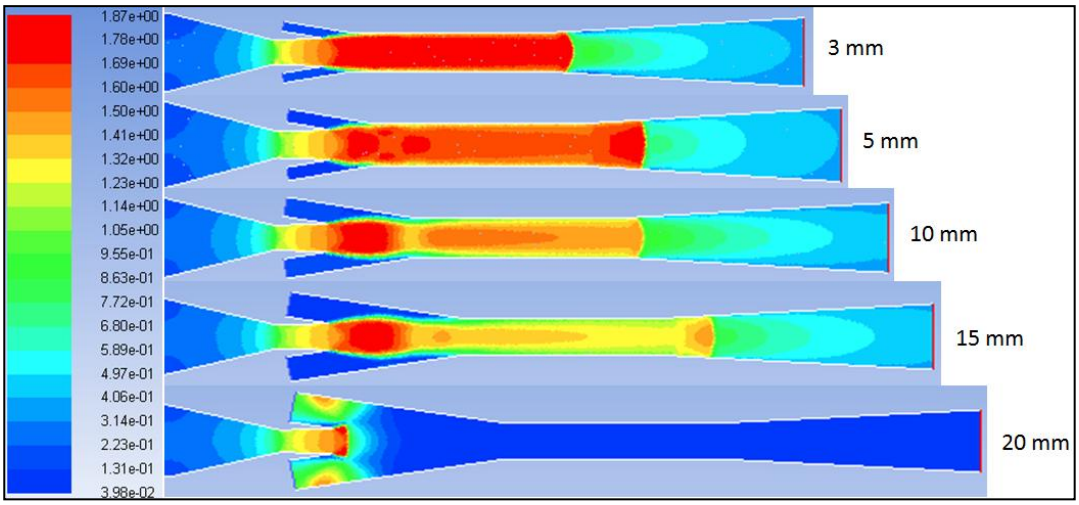


Figure 5. 24 : Profils du nombre de Ma pour les éjecteurs à différentes longueurs de la chambre de mélange.

Lorsque la chambre de mélange est trop courte, l'espace nécessaire pour le passage du flux secondaire se trouve insuffisant pour avoir un entrainement optimal de la vapeur. Ce point est observable pour les longueurs 3 mm où il y a seulement l'onde de choc normal très puissante à la sortie de la gorge. Pour le cas de 5 mm, on trouve les deux ondes de choc mais l'onde de choc normale reste relativement très puissante par rapport à la première.

4.1.2. Rapport d'entrainement optimal

Nos simulations permettent d'identifier les paramètres géométriques présentant un rapport d'entrainement optimal. Il s'agit d'un angle de divergence primaire de 5°, d'un diamètre de la zone à section constante de 5,5 mm et d'une longueur entre 20 mm et 25 mm, d'un angle et d'une longueur de la chambre de mélange de 15° et 10 mm respectivement, d'un angle et d'une longueur du diffuseur de 7° et 30 mm respectivement. En considérant simultanément ces différents paramètres géométriques, l'éjecteur atteint un rapport d'entrainement maximal de 0,44.

En utilisant la même démarche et des simulations similaires avec les autres réfrigérants, l'éjecteur avec le R22 atteint un rapport d'entrainement de 0,47 et celui avec le R143A atteint une valeur de 0,48.

Tableau 5. 4 : COP obtenus avec les rapports d'entrainements maximaux.

Réfrigérant	Absorbant	COP
PROPENE	METHANOL	0,201
R22	ETHANOL	0,202
R143A	ETHANOL	0,164

D'après les résultats dans le Tableau 5.4, qui présente les COP obtenus pour les fluides résultants du chapitre 2 et les rapports d'entrainement optimaux, les paires de travail des cycles à réfrigération par absorption PROPENE-METHANOL et R22-ETHANOL sont les plus performants pour ce cas d'étude spécifique. Pour d'autres conditions de fonctionnement, il sera nécessaire d'étudier si une autre paire de fluides utilisant un de ces quatre réfrigérants est la plus performante.

5. Conclusion

L'éjecteur de vapeur est le composant moteur de l'EARC. Son rôle est la compression des vapeurs de réfrigérant dans le but de permettre une absorption à pression supérieure à celle de l'évaporateur. L'importance de ce composant est la compression sans une consommation importante d'énergie électrique. Dans ce type d'éjecteur, la vitesse de l'écoulement primaire atteint des vitesses supersoniques. Dans ce chapitre, on s'est intéressé au mélange turbulent et aux ondes de choc qui pourraient influencer et bloquer l'entrainement de vapeur.

En ce qui concerne l'influence de la géométrie de l'éjecteur sur la quantité de vapeur entrainée, on a examiné les longueurs et les angles de toutes les zones de l'éjecteur. En utilisant le logiciel Fluent 15.0, on a réalisé plusieurs simulations d'un cas d'étude précis tout en variant séparément la longueur et l'angle de chaque zone. Pour chaque paramètre géométrique, il se trouve une valeur bien précise donnant un rapport d'entrainement maximal. Autour de cette valeur le rapport d'entrainement diminue. Ceci est due à trois phénomènes, dont l'apparition de tourbillons dans la chambre de mélange qui bloquent le passage de la

vapeur entrainée vers la chambre de mélange, à l’avancement de l'onde de choc normale dans le diffuseur et au recul de l'onde de choc normale vers la chambre de mélange.

Les rapports d'entrainement optimaux obtenus pour les réfrigérants sont pris en compte dans le calcul de COP du cycle. Pour le cas étudié, le rapport d'entrainement le plus important est obtenu pour le R143A, mais son COP n'était pas le COP le plus élevé parmi les cycles opérant avec quatre réfrigérants. Le COP maximal est obtenu avec le PROPENE et le R22 comme réfrigérants.

Conclusion générale

Afin de déterminer comment les machines à absorption pourraient contribuer dans le secteur industriel à améliorer la valorisation des rejets thermiques et les transformer en chaleur utile à des niveaux de températures plus élevés ou plus bas, ce travail :

- a déterminé les verrous scientifiques et techniques qui empêchent leur déploiement dans l'industrie;
- a étudié en détail l'ensemble des composants de ces technologies.

L'application de ces machines dans le secteur industriel doit respecter aussi bien des contraintes de sécurité qu'économiques. Les inconvénients de ces machines sont liés aux fluides de travail utilisés (NH_3-H_2O et H_2O-LiBr). Ces machines sont également confrontées à des limites de températures atteignables de telle sorte qu'un SAHT produit une température maximale de 130°C, et un SARC produit une température minimale de -15°C. La démarche d'étude de ces cycles commence par l'état de l'art de chacune des deux machines conventionnelles (SAHT et SARC), suivie d'une étude détaillée pour la recherche de nouveaux cycles et de nouveaux fluides de travail pour améliorer et remplacer les conventionnels, et finalement par des études détaillées des composants permettant l'amélioration des niveaux de températures atteignables.

Dans le but d'améliorer les niveaux de températures, il est nécessaire de comprendre l'influence des conditions opératoires sur les performances de ces machines. Les travaux des chercheurs aboutissent à des contradictions en ce qui concerne les performances de l'AHT ou l'ARC en fonction des conditions de fonctionnement et les composants critiques dans les machines. Les contradictions proviennent du fait que chaque chercheur a présenté ses conclusions en se basant sur des conditions de fonctionnement bien précises. Il manquait une étude de sensibilité des performances sur toute la plage de fonctionnement de chaque machine (SAHT et SARC). L'étude de sensibilité réalisée dans le chapitre 1 a permit de conclure que l'augmentation de la plage de fonctionnement des machines à absorption nécessite l'augmentation de la différence de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur.

La suite de cette tâche est réalisée dans le chapitre 2. La relation entre l'extension de la plage de fonctionnement et la différence de concentration en absorbant implique la diminution de la concentration en absorbant dans l'absorbeur ou son augmentation dans le générateur. Tant que les températures de chaque composant sont fixes, la variation des concentrations doit être réalisée soit par l'augmentation de la pression de l'absorbeur, soit par sa diminution dans le générateur. Il est donc nécessaire de transformer le fonctionnement des machines à absorption en trois niveaux de pression au lieu de deux.

La réalisation de cette transformation a nécessité une autre revue de littérature. Celle-ci a ciblé les cycles à absorption opérant à trois niveaux de pression. Ces cycles sont présentés dans la littérature comme des cycles théoriques ou au stade pilote seulement, et non pas des cycles appliqués dans l'industrie. La contrainte de choix entre ces cycles était la possibilité d'atteindre les améliorations prévues tout en restant avec des rejets thermiques de basse température. On parle alors des cycles DAHT et EAHT qui peuvent remplacer le SAHT, et du cycle original EARC qui peut remplacer le SARC.

La problématique concernant les fluides de travail est ensuite abordée. Le fluide de travail affecte les niveaux de températures atteignables, mais il affecte davantage les performances des machines à absorption. Pour résoudre cette problématique, en réalisant une autre revue de littérature, nous avons d'abord étudié dans le chapitre 1 toutes les paires réfrigérant-absorbant appliquées ou étudiées théoriquement avec les machines à

absorption. Nous avons conclu alors que toutes les paires contenant de l'eau ou des sels causeraient toujours des problèmes de cristallisation et de corrosion. Et donc, un choix intéressant était le recours aux fluides organiques. La toxicité des fluides, l'inflammabilité, la réactivité, les propriétés du transport, l'ODP, le GWP, les niveaux de pression de fonctionnement, les températures d'ébullition, les températures et pression critiques ont été pris en compte. Les paramètres concernant la sécurité peuvent varier en fonction du secteur industriel ciblé. Ces paramètres ont été considérés comme des facteurs importants à prendre en compte dans la phase de présélection des fluides à tester. Les tests ont été réalisés à d'autres conditions opératoires en vue d'éliminer les fluides non pertinents, sous le critère du COP obtenu ou de la température limite accessible. Après avoir identifier les cycles et les paires de fluides, une autre tâche d'évaluation est indispensable. On aborde ensuite des composants ayant les effets principaux sur le bon fonctionnement des cycles identifiés. Dans cette tâche, les phénomènes d'absorption et de compression sont étudiés de différentes manières suivant la nature du composant. Pour toutes les machines à absorption, le phénomène d'absorption apparait dans l'absorbeur. Pour l'EAHT, les deux phénomènes absorption et compression apparaissent dans l'éjecteur liquide-vapeur. Et pour l'EARC, le phénomène de compression apparait dans l'éjecteur vapeur-vapeur.

Pour la partie absorbeur, présentée dans le chapitre 3, nous étudions l'absorbeur à film tombant pour améliorer son efficacité et ainsi atteindre des températures plus élevées tout en échangeant plus de chaleur. Nous avons découvert que certains chercheurs ont automatiquement adopté cette technologie telle qu'elle est appliquée dans d'autres domaines. Or, pour ces domaines, la récupération de la chaleur produite n'est pas ciblée. Ce n'est pas le cas pour les machines à absorption où les flux à chauffer sont très importants à préserver et contrôler. Comme réponse à cette problématique, avant le passage dans la colonne à film tombant, une étape d'absorption adiabatique est indispensable afin d'atteindre la température maximale par la paire. A partir de cette température, la solution commence à glisser sur la courbe de saturation liquide tout en réalisant simultanément les transferts de matière et de chaleur. Le modèle numérique créé prend en considération les fluides caloporteurs sensible et latent. Lorsque nous avons comparé entre l'absorbeur à film tombant et l'absorption adiabatique, nous avons remarqué qu'il est impossible de compléter totalement l'absorption avec la colonne adiabatique. Il reste à valider expérimentalement le modèle d'absorbeur à film tombant dans les machines à absorption.

Outre l'absorbeur, l'éjecteur liquide-vapeur est un composant indispensable pour le fonctionnement de l'EAHT. Le rôle de ce composant est à la fois la compression et l'absorption des vapeurs réfrigérantes dans la solution. Ce composant donne l'avantage de la compression sans consommation d'énergie électrique. Au delà des bilans conventionnellement utilisés (masse, énergie, quantité de mouvement), l'éjecteur a été modélisé dans le chapitre 4. Ces bilans étaient insuffisants pour la bonne compréhension de l'écoulement interne de l'éjecteur. Pour cela, différents phénomènes ont été étudiés, tels que l'atomisation du fluide primaire entre la buse primaire et la gorge, le transfert de masse dans la gorge, et la géométrie entre la buse et la gorge. L'atomisation a été modélisée en utilisant des modèles d'atomisation primaire suivis des modèles d'atomisation secondaire afin de calculer le diamètre des gouttes juste en amont de l'absorption. Ce diamètre est utilisé pour calculer la longueur de la gorge nécessaire pour l'absorption à partir du modèle d'absorption d'Higbie. Le point important de cette modélisation est l'impossibilité d'une absorption complète dans l'éjecteur. Il reste toujours des vapeurs non absorbées qui sortent de l'éjecteur. Le transfert de matière maximal est obtenu en atteignant la courbe de saturation liquide du mélange binaire à la pression d'absorption. Malgré la compression dans le diffuseur de l'éjecteur, il est nécessaire d'utiliser un absorbeur à film tombant pour compléter le transfert de matière et pouvoir obtenir la chaleur rendue utile à haute

température. Nous avons aussi réalisé une simulation de l'écoulement primaire à l'aide du logiciel Fluent 15.0 afin d'optimiser la géométrie de la zone comprise entre la buse primaire et la gorge. Toutes ces études sont réalisées en supposant un état de fonctionnement stationnaire. En cas de fonctionnement intermittent ou en cas de démarrage, l'éjecteur est sous un fonctionnement dynamique. Ce qui implique l'importance de réaliser, à l'avenir, la modélisation dynamique de l'éjecteur. Il est à noter que ce cycle est jusqu'à présent théorique et tous les calculs réalisés nécessitent une validation expérimentale. Pour cela, l'étape suivante doit être la réalisation d'un pilote d'EAHT.

Finalement, il reste à étudier le composant moteur de l'EARC. De la même façon que l'éjecteur liquide-vapeur, cet éjecteur donne l'avantage de la compression du réfrigérant sans recours à l'énergie électrique. Les performances de l'EARC dépendent grandement du rapport d'entrainement de l'éjecteur. Ce paramètre ne peut pas être obtenu à partir de la modélisation monodimensionnelle de l'éjecteur. Le chapitre 5 met l'accent sur le fonctionnement de l'éjecteur vapeur-vapeur et comment atteindre les meilleures performances de ce composant. L'optimisation du rapport d'entrainement en fonction de la géométrie de l'éjecteur est réalisée. Pour cela, En utilisant le logiciel Fluent 15.0, plusieurs simulations d'un cas d'étude bien précis ont été réalisées avec tous les réfrigérants obtenus dans le chapitre 2. L'application des rapports d'entrainement optimaux obtenus pour les réfrigérants dans le calcul thermodynamique du cycle donne les COP obtenus, ce qui permet de choisir le réfrigérant le plus performant pour le cas étudié. Pour d'autres conditions de fonctionnement, les résultats peuvent totalement changer. Ce qui nécessite d'étudier les performances à plusieurs conditions de fonctionnement qui couvrent toute la plage de fonctionnement du cycle. De cette façon, il sera possible de déterminer le réfrigérant le plus performant sur toute la plage de fonctionnement de l'EARC. Un autre point important à signaler est que ce cycle est original, même si les composants utilisés ne présentent pas de caractère nouveau. Un pilote de ce cycle sera donc indispensable pour sa validation. En effet, il n'existe pas des éjecteurs vapeur-vapeur opérant avec un fluide organique. Un point pour optimiser davantage ce cycle peut être la maximisation de la quantité de chaleur échangée dans l'évaporateur. Le réfrigérant entre dans ce composant à l'état diphasique. Donc, une des solutions peut être l'entrée du réfrigérant à l'état liquide saturé dans l'évaporateur.

Bibliographie

[1] Service de l'observation et des statistiques. «Chiffres clés de l'énergie Edition 2016.» Ministère de l'environnement de l'énergie et de la mer (2017).

[2] ADEME. «Chiffres clés Climat, air et énergie de l'ADEME» (2014).

[3] Pôle d'excellence régional. «Etat de l'art : Valorisation des énergies fatales industrielles, chaleur basse température.» Energie 2020 (2016).

[4] Manificat A., Megret O. «Procédés de Récupération/Valorisation des Energies à Bas Niveau de Température. » RECORD (2012).

[5] ADEME. «La chaleur fatale industrielle. » (2015).

[6] Rivera W. «Experimental evaluation of a single-stage heat transformer used to increase solar pond's temperature. » Solar Energy 69, n° 5 (2000) : 369-76.

[7] Zhuo C, Machielsen C. «Performance of high-temperature absorption heat transformers using Alkitrate as the working pair. » Applied Thermal Engineering 16, n°3 (1996) : 255-62.

[8] Barragán R. M., Heard C. L., Arellano V. M., Best R., Holland F. A. «Experimental performance of the water/calcium chloride system in a heat transformer.» International Journal of Energy Research 20, n° 8 (1996) : 651-61.

[9] Barragán R. M., Arellano V. M., Heard C. L., Best R., Holland F. A. «Experimental performance of the system water/magnesium chloride in a heat transformer.» International Journal of Energy Research 21, n° 2 (1997) : 139-51.

[10] Sözen A. «Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature.» Renewable energy 29, n° 4 (2004) : 501-515.

[11] Rivera W., Siqueiros J., Martínez H., Huicochea A. «Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature.» Applied Thermal Engineering 30, n° 14-15 (2010): 2008-95.

[12] Guo P., Sui J., Hana W., Zheng J., Jina H. «Energy and exergy analyses on the off-design performance of an absorption heat transformer.» Applied Thermal Engineering 48 (2012) : 506-514.

[13] Huicochea A., Rivera W., Martínez H., Siqueiros J., Cadenas E. «Analysis of the behavior of an experimental absorption heat transformer for water purification for different mass flux rates in the generator.» Applied Thermal Engineering 52, n° 1 (2013) : 38-45.

[14] Rivera W., Huicochea A., Martínez H., Siqueiros J., Juárez D., Cadenas E. «Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification.» Energy 36, n° 1 (2011) : 320-327.

[15] Gomri R. «Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer.» Desalination 249, n° 1 (2009) : 188-196.

[16] Zebbar D., Kherrisa S., Zebbar S., Mostefa K. «Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer.» International Journal of Refrigeration 35, n° 5 (2012) : 1393–1401.

[17] Abrahamsson K., Gidner A., Jernqvist Ã. «Design and experimental performance evaluation of an absorption heat transformer with self-circulation.» Heat Recovery Systems and CHP 15, n° 3 (1995) : 257-72.

[18] Mostofizadeh C., Kulick C. «Use of a new type of heat transformer in process industry.» Applied Thermal Engineering 18, n° 9-10 (1998) : 857-74.

[19] Ma X., Chen J., Li S., Sha Q., Liang A., Li W., Zhang J., Zheng G., Feng Z. «Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant.» Applied Thermal Engineering 23, n° 7 (2003) : 797-806.

[20] Huicochea A., Siqueiros J., Romero R. J. «Portable water purification system integrated to a heat transformer.» Desalination 165 (2004) : 385-391.

[21] Romero J., Rodríguez-Martínez A. «Optimal water purification using low grade waste heat in an absorption heat transformer.» Desalination 220, n° 1-3 (2008) : 506-513.

[22] Siqueiros J., Romero R. J. «Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part I – Increasing heat source temperature.» Applied Thermal Engineering 27, n° 5-6 (2007) : 1043-1057.

[23] Romero R. J., Siqueiros J., Huicochea A. «Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part II – Without increasing heat source temperature.» Applied Thermal Engineering 27, n° 5-6 (2007) : 1054-1061.

[24] Cortés E., Rivera W. «Exergetic and exergoeconomic optimization of a cogeneration pulp and paper mill plant including the use of a heat transformer.» Energy 35, n° 3 (2010) : 1289-99.

[25] Sekar S., Saravanan R. «Exergetic performance of eco friendly absorption heat transformer for seawater desalination .» International journal of exergy 8, n° 1 (2011) : 51-67.

[26] Sekar S., Saravanan R. «Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system.» Desalination 274, n° 1-3 (2011) : 292-301.

[27] Zare V., Yarib M., Mahmoudi S. M. S. «Proposal anProposal and analysis of a new combined cogeneration system based on the GT-MHR cycle.» Desalination 286, n° 1 (2012) : 417-428.

[28] Yari M. «A novel cogeneration cycle based on a recompression supercritical carbon dioxide cycle for waste heat recovery in nuclear power plants.» International Journal of Exergy 10, n° 3 (2012) : 346-364.

[29] Yari M., Zare V., Mahmoudi S. M. S. «Parametric study and optimization of an ejector-expansion TRCC cycle integrated with a water purification system.» Journal of Power and Energy Engineering 227, n° 3 (2013): 383-398.

[30] Huicochea A., Romero R. J., Rivera W., Gutierrez-Urueta G., Siqueiros J., Pilatowsky I. «A novel cogeneration system: A proton exchange membrane fuel cell coupled to a heat transformer.» Applied Thermal Engineering 50, n° 2 (2013) : 1530-1535.

[31] Zhang K., Liu Z., Li Y., Li Q., Zhang J., Liu H. «The improved CO2 capture system with heat recovery based on absorption heat transformer and flash evaporator.» Applied Thermal Engineering 62, n° 2 (2014) : 500-506.

[32] Ibarra-Bahena J., Romero R., Velazquez-Avelar L., Valdez-Morales C., Galindo- Luna Y. «Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with water/Carrolmixture.» Experimental Thermal and Fluid Science 51 (2013) : 257-63.

[33] Yin J., Shi L., Zhu M. S., Han L. Z. «Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations.» Applied Energy 67, n° 3 (2000) : 281-92.

[34] Rivera W., Cerezo J. «Experimental study of the use of additives in the performance of a single-stage heat transformer operating with water– lithium bromide.» International Journal of Energy Research 29, n° 2 (2005) : 121-30.

[35] Kurem E., Horuz I. «A comparison between ammonia–water and water– lithium bromide solutions in absorption heat transformers.» International Communications in Heat and Mass Transfer 3, n° 28 (2001) : 427-38.

[36] Sözen A., Arcaklio E., Ozalp M., Yücesu S. «Performance parameters of an ejector-absorption heat transformer.» Applied Energy 80 (2005) : 273-289.

[37] Colorado D., Hernández J., Hamzaoui Y. E., Bassam A., Siqueiros J., Andaverde J. «Error propagation on COP prediction by artificial neural network in a water purification system integrated to an absorption heat transformer.» Renewable Energy 5, n° 36 (2011) : 1315-22.

[38] Sözen A., Arcaklio E. «Exergy analysis of an ejector-absorption heat transformer using artificial neural network approach.» Applied Thermal Engineering 27 (2007) : 481-491.

[39] Colorado D., Hernández J., Rivera W., Martínez H., Juárez D. «Optimal operation conditions for a single-stage heat transformer by means of an artificial neural network inverse.» Applied Energy 4, n° 88 (2011) : 1281-90.

[40] Genssle A., Stephan K. «Analysis of the process characteristics of an absorption heat transformer with compact heat exchangers and the mixture TFE-E181.» International Journal of Thermal Sciences 39, n° 1 (2000) : 30-8.

[41] Zhang X., Hu D. «Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a newworking pair composed of ionic liquid and water.» Applied Thermal Engineering 37 (2012) : 129-35.

[42] Wang X., Shi L., Yin J., Zhu M. S. «A two-stage heat transformer with H2O/LiBr for the first stage and 2,2,2-trifluoroethanol(TFE)/N-methy1-2-pyrrolidone (NMP) for the second stage.» Applied Energy 71, n° 3 (2002) : 235-49.

[43] Rivera W., Cardoso M., Romero R. «Single-stage and advanced absorption heat transformers operating with lithium bromide mixtures used to increase solar pond's temperature.» Solar Energy Materials and Solar Cells 70, n° 3 (2001) : 321-33.

[44] Rivera W., Romero R. J., Cardoso M., Aguillón J., Best R. «Theoretical and experimental comparison of the performance of a single-stage heat transformer operating with water/lithium bromide and water/Carrol.» International Journal of Energy Research 26, n° 8 (2002) : 747–62.

[45] Rivera W., Romero R., Best R., Heard C. «Experimental evaluation of a single- stage heat transformer operating with the water/Carrol mixture.» Energy 24, n° 4 (1999) : 317-23.

[46] Goerge J. M., Murthy S. S. «Experiments on a vapour absorption heat transformer.» International Journal of Refrigeration 16, n° 2 (1993) : 109-19.

[47] Reyes R. M. B., Gómez V. M. A., García-Gutiérrez A. «Performance modelling of single and double absorption heat transformers.» Current Applied Physics 10, n° Suppl. 2 (2010) : 5244-8.

[48] Barragán R. M., Arellano V. M., Heard C. L., Best R. «Experimental performance of ternary solutions in an absorption heat transformer.» International Journal of Energy Research 22, n° 1 (1998) : 73-83.

[49] Bourouisa M., Coronas A., Romero R. J., Siqueiros J. «Purification of sea water using absorption heat transformers with water–(LiBr+LiI+LiNO3+LiCl) and low temperature heat sources.» Desalination , 2004 : 166-209.

[50] Rivera W., Romero R. J. «Thermodynamic design data for absorption heat transformers. PartVII. Operating on an aqueous ternary hydroxide.» Applied Thermal Engineering 18, n° 3-4 (1998) : 147-56.

[51] Romero R. J., Rivera W., Pilatowsky I., Best R. «Comparison of the modeling of a solar absorption system for simultaneous cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and with water/lithium bromide.» Solar Energy Materials and Solar Cells 70, n° 3 (2000) : 301–8.

[52] Rivera W, Martínez H, Cerezo J, Romero R, Cardoso M. «Exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with single water/ lithium bromide and using additives (1-octanoland2-ethyl-1-hexanol).» Applied Thermal Engineering 31, n°16 (2001) : 3526-32.

[53] Alizadeh S., Bahar F., Geoola F. «Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy.» Solar Energy 22 (1997) : 149-154.

[54] Tyagi K. P. «Design parameters of an aqua-ammonia vapour absorption refrigeration system.» Heat recovery systems & CHP 8, n° 4 (1988) : 375-377.

[55] Sencan A., Yakut K. A., Kalogirou S. A. «Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems.» Renewable Energy 30 (2005) : 645-657.

[56] Zhu L., Gu J. «Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system.» Renewable Energy 35 (2010) : 1940-1946.

[57] Ercan A. O.,Gogus Y. «Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system.» International Journal of Refrigeration 14 (1991) : 86-92.

[58] Aphornratana S., Eames I. W. «Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using second law of thermodynamics method.» International Journal of Refrigeration 18, n° 4 (1995) : 244-252.

[59] Talbi M. M., Agnew B. «Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids.» Applied Thermal Engineering 20 (2000) : 619-630.

[60] Sözen A. «Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems.» Energy Conversion and Management 42 (2001) : 1699-1716.

[61] Kilic M., Kaynakli O. «Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system.» Energy Conversion and Management 48 (2007) : 599-607.

[62] Kaynakli O., Yamankaradeniz R. «Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation.» Current Science 92, n° 4 (2007) : 472-479.

[63] Bell I. A., Al-Daini A. J., Al-Ali H., Abdel-Gayed R. G., Duckers l. «The design of an evaporator/absorber and thermodynamic analysis of a vapour absorption chiller driven by solar energy.» World Renewable Energy Congress, 1996 : 657-660.

[64] De Francisco A., Illanes R., Torres J. L., Castillo M., De Blas M., Prieto E., Garcia A. «Development and testing of a prototype of low-power water ammonia absorption equipment for solar energy applications.» Renewable Energy 25 (2002) : 53.

[65] Castro J., Leal L., Pozo P., Perez Segarra C. D., Oliet C. «Development and Performance of an Air Cooled Water Lithium Bromide Absorption Cooling Machine.» International Forum on Renewable Energies, (2002) : 9-65.

[66] Horuz I., Callander T. M. S. «Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system.» International Journal of Refrigeration 27 (2004) : 10-16.

[67] Xu S., Liu Y., Zhang L. «Performance Research of Self Regenerated Absorption Heat Transformer Cycle using TFE-NMP as Working Fluids',.» International Journal of Refrigeration 24, n° 6 (2001) : 510-518.

[68] Horuz I. « A comparison between ammonia-water and water lithium bromide solutions in vapour absorption refrigeration systems.» Heat and Mass Transfer 25, n° 5 (1998) : 711-721.

[69] Ajib S., Karno A. «Thermo physical properties of acetone–zinc bromide for using in a low temperature driven absorption refrigeration machine.» Heat and Mass Transfer 45 (2008) : 61-70.

[70] Karno A., Ajib S. «Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications.» Heat and Mass Transfer 45 (2008) : 71-81.

[71] Pilatowsky I., Rivera W., Romero R. J. «Thermodynamic analysis of monomethylamine– water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures.» Solar Energy Materials and Solar Cells 70 (2001) : 287-300.

[72] Pilatowsky I., Rivera W., Romero R. J. «Performance evaluation of a monomethylamine– water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes.» Applied Thermal Engineering 24 (2004) : 1103-15.

[73] Romero R. J., Guillen L., Pilatowsky I. «Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system.» Applied Thermal Engineering 25 (2005) : 867-76.

[74] De Lucas A., Donate C., Villasenor J., Rodriguez J. F. «Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system.» International Journal of Refrigeration 27 (2004) : 324-30.

[75] De Lucas A., Donate M., Rodriguez J. F. «Applying surfactants to improve the absorption capacity of mixtures of lithium bromide and formates in absorption refrigeration coolers.» International Journal of Refrigeration 31, n° 6 (2008) : 1073-80.

[76] Riffat S. B., James S. E., Wong C. W. «Experimental analysis of the absorption and desorption rates of HCOOK/H2O and LiBr/H2O.» International Journal of Energy Research 22 (1998) : 1099-103.

[77] Ferreira C. A. I. «Thermodynamic and physical property data equations for ammonia– lithium nitrate and ammonia–sodium thiocyanate solutions.» Solar Energy 32 (1984) : 231-6.

[78] Sun D. W. «Comparison of the performance ofNH3–H2O, NH3–LiNO3 and NH3– NaSCN absorption refrigeration systems.» Energy Conversion and Management 39, n° 5/6 (1998) : 357-68.

[79] Abdulateef J. M., Sopian K., Alghoul M. A., Sulaiman M. Y., Zaharim A., Ahmad I. «Solar absorption refrigeration system using new working fluid pairs.» International Journal of Energy 1, n° 3 (2007) : 82-7.

[80] Zhu L., Gu J. «Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system.» World Academy of Science, Engineering and Technology 56 (2009) : 351-5.

[81] Safarov J. T. «The investigation of the (p, r, T) and (ps, rs, Ts) properties of {(1 _ x)CH3OH + xLiBr} for the application in absorption refrigeration machines and heat pumps.» The Journal of Chemical Thermodynamics 35 (2003) : 1929-37.

[82] Safarov J. T. «Study of thermodynamic properties of binary solutions of lithium bromide or lithium chloride with methanol.» Fluid Phase Equilibria 235 (2005) : 87-95.

[83] Muthu V., Saravanan R., Renganarayanan S. «Experimental studies on R134a- DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems.» International Journal of Thermal Sciences 47 (2008) : 175-81.

[84] Bulgan A. T. «Use of low temperature energy sources in aqua-ammonia absorption refrigeration systems.» Energy Conversion and Management 38, n° 14 (1997) : 1431-8.

[85] Bulgan A. T., Koc A., Ozturk N. A. «Investigation of thermodynamic properties of alternative fluid couples for absorption thermal systems.» Energy Conversion and Management 41 (2000) : 1029-42.

[86] Zhao Z., Zhang X., Ma X. «Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat-transformer using TFE/E181 as the working fluid,.» Appied Energy 82 (2005) : 107-116.

[87] Gomri R. «Thermal seawater desalination: possibilities of using single effect and double effect absorption heat transformer systems.» Desalination 253, n° 1-3 (2010) : 112-118.

[88] Parham K., Khamooshi M., Tematio D.B.K., Yari M. «Absorption heat transformers – A comprehensive review. » Renewable and Sustainable Energy Reviews 34, (2014) : 430-452.

[89] Rivera W., Best R., Hernández J., Heard C. L., Holland F. A. «Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers-I. Single and two stage configurations with heat exchangers.» Heat Recovery System and CHP 14 (1994) : 173-183.

[90] Ciambelli P., Tufano V. «On the performance of advanced absorption heat transformers-I. The two stage configuration.» Heat Recovery Systems and CHP 8, n° 5 (1988) : 445-450.

[91] Ciambelli P., Tufano V. «Coupling a two-stage absorption heat transformer with finite heat sources and sinks.» Heat Recovery Systems and CHP 12, n° 3 (1992) : 235-240.

[92] Rivera W., Best R., Hernández J., Heard C. L., Holland F. A. «Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers-I. Single and two stage configurations with heat exchangers.» Heat Recovery System and CHP 14 (1994) : 173-183.

[93] Rivera W., Best R., Hernández J., Heard C. L., Holland F. A. «Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers-II. Double absorption configurations.» Heat Recovery System and CHP 14 (1994) : 185-193.

[94] Zhao Z., Ma Y.,Chen J. «Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer.» Applied Thermal Engineering 23 (2003) : 2407-14.

[95] Zhao Z., Zhou F., Zhang X., Li S. «The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids.» International Journal of Refrigeration 26 (2003) : 315-320.

[96] Martínez H., Rivera W. «Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide.» International Journal of Energy Research 33 (2009) : 662-74.

[97] Best R., Rivera W., Cardoso M. J., Romero R. J., Holland F. A. «Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture.» Applied Thermal Engineering 17, n° 11 (1997) : 1111-1122.

[98] Romero R. J., Rodriguez A., Silva S., Cerezo J., Rivera W. «Comparison of double stage heat transformer with double absorption heat transformer operating with water-Carrol for industrial waste heat recovery.» Chemical Engineering Transaction 25 (2011) : 129-134.

[99] Barragan R. M., Arellano V. M., Heard C. L. «Performance study of a double absorption water/calcium chloride heat transformer.» International Journal of Energy Research 22 (1998): 791-803.

[100] Rivera W., Cardoso M. J., Romero R.J. «Theoretical comparison of single stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/lithium bromide and water/Carrol mixtures.» International Journal of Energy Research 22 (1998) : 427-442.

[101] Sözen A., Serdar Yücesu H.,. «Performance improvement of absorption heat transformer.» Renewable Energy 32 (2007) : 267-284.

[102] Sözen A., Arcaklioglu E., Özalp M., Yücesu S. «Performance parameters of an ejector-absorption heat transformer.» Applied Energy 3, n° 273-89 (2005) : 80.

[103] Shi L., Yin J., Wang X., Zhu M. S. «Study on a new ejection–absorption heat transformer.» Applied Energy 68 (2001): 161-171.

[104] Vliet G. C., Lawson M. B., Lithgow R. A. «Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycleanalysis.» ASHRAE Transactions 88 (1982) : 811-22.

[105] Kim D. S. «Solar Absorption Cooling.» PhD Thesis. Technische Universiteit Delft: Mechanical Engineering and Marine Technology, (2007).

[106] Kaushik S. C., Chandra S. «Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle.» Energy Conversion and Management 25, n° 1 (1985) : 9-14.

[107] Garimella S., Christensen R. N. «Cycle description and performance simulation of a gas-fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system.» ASE-Vol. 28, recent Research in Heat pump Design. ASME pub., (1992) : 7-14.

[108] Devault R. C., Marsala J. «Ammonia-water triple-effect absorption cycle.» ASHRAE Transactions 96 (1990): 676-82.

[109] Grossman G., Zaltash A., Adcock P. W., Devault R. C. «Simulating a 4-effect absorption chiller.» ASHRAE Journal, (1995) : 45-53.

[110] Ziegler F., Kahn R., Summerer F., Alefeld G. «Multi-effect absorption chillers.» International Journal of Refrigeartion 16, n° 5 (1993) : 301-10.

[111] Kuhlenschmidt. D., «Absorption Refrigeration System with Multiple Generator Stages, .» US Patent No.3717007, (1973).

[112] Chung H., Huor M. H., Prevost M., Bugarel R. «Domestic Heating Application of an Absorption Heat Pump.» Directly Fired Heat Pumps, Procs. Int. Conf., Uni. of Bristol, paper 2.2, (1984).

[113] Chen L. T. «A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system.» Applied Energy 30 (1988) : 37-51.

[114] Aphornratana S., Eames I. W. «Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator.» International Journal of Energy Research 22 (1998) : 195-207.

[115] Kiezer C. «Absorption refrigeration machines.» Lab. of Refrigeration and Indoor Climate Technology (Netherlands)(1982) : 61-76.

[116] Hu X., Jacobi A. M. «The Intertube Falling Film:Part1-Flow Characteristics Mode Transitions and Hysteresis.» Journal of Heat Transfer vol. 118 (1996) : pp.616-633.

[117] Nomura T., Nishimura N., Wei S., Yamaguchi S. «Heat and Mass Transfer Mechanism in the Absorber of Water/LiBr Conventional Absorption Refrigerator:Experimental Examination by Visualized Model.» International Absorption Heat Pump Conference AES–vol. 31 (1993) : pp.203–208.

[118] Coulon H. «Wärmeübergang und Stabilitäts verhältnisse bei Riesel filmen.» Diss. Braiischweig, 1971.

[119] Blass E. «Leistungssteigerung von NH3-H2O-Absorptions kälteuntelagen durch Rektifizier mass nahmen.» DKV-Tagungsbericht, 1974 : 145-160.

[120] Haselden G. G., Malaty S.A. «Heat and mass transfer accompanying the absorption of ammonia in water.» Transactions of the Institution of Chemical Engineers 37 (1959) : 137-146.

[121] Islam M. R., Wijeysundera N. E., Ho J.C. «Simplified models for coupled heat and mass transfer in falling-film absorbers.» International Journal of Heat and Mass Transfer vol.47(2) (2004) : pp. 395-406.

[122] Islam M. R., Wijeysundera N. E., Ho J. C. «Performance Study of a Falling-Film Absorber With a Film-Inverting Configuration.» International Journal of Refrigeration vol. 26(8) (2003) : pp.909-917.

[123] Islam M. R., Wijeysundera N .E., Ho J. C. «Evaluation of Heat and Mass Transfer Coefficients for Falling-Films on Tubular Absorbers.» International Journal of Refrigeration vol. 26 (2003) : 197-204.

[124] Wassenaar R. H. «Measured and Predicted Effect of Flow Rate and Tube Spacing on Horizontal Tube Absorber Performance.» International Journal of Refrigeration vol. 19, n° No. 5 (1996) : pp.347-355.

[125] Jani S. «Simulation of Heat and Mass Transfer Process in Falling Film Single Tube Absorption Generator.» International Journal of Science and Engineering Investigations 1, n°3 (2012)

[126]Sultana P. «Study of thermal performance of falling film absorbers with and without film inversion. » Department of Mechanical Engineering Nationl University of Singapore (2006) : 59-81.

[127] Islam M.R. «Performance Evaluation of Absorbers for Vapor Absorption Cooling Systems.» PhD thesis, National University of Singapore, 2002.

[128] Fujita I., Hihara E. «Heat and mass transfer coefficients of falling-film absorption process,.» International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005): 2779-2786.

[129] Trambouze P., Euzen J. P. «Les réacteurs chimiques: de la conception à la mise en oeuvre,.» Chapitre 4.6, 267-279.

[130] John R. Thome. « Engineering Data Book III, .» Wolverine Tube, Chapter 7 .

[131] Battaglia J. L., Kusiak A., Puiggali J. R. «Introduction Aux Transferts Thermiques.» 2010: Chapitre 3.

[132] Gicquel R. «systèmes énergétiques .» Tome 3, : Chapitre 13, p. 251-262.

[133] Yoon J. I., Phan T. T., Moon C. G., Lee H. O., Jeong S. K. «Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube falling film absorber with small diameter tubes,.» Heat and Mass Transfer 44 (2008) : 437-444.

[134] Fang X., Shi R., Zhou Z. «Correlations of Flow Boiling Heat Transfer of R-134a in Minichannels: Comparative Study.» Energy Science and Technology 1 (2011) : 1-15.

[135] Levy A., Jelinek M., Borde I. «Study of design parameters of a jet ejector for absorption systems.» Applied Energy 72 (2002) : 467-478.

[136] Levy A., Jelinek M., Borde I. «Numerical study on the design parameters of a jet ejector for absorption systems.» The 20th international congress of refrigeration, Sydney, Australia III (paper 018) (1999).

[137] Schweitzer P. H. «Mechanism of Disintegration of Liquid Jets.» Journal of Applied Physics 8 (1937) : 513.

[138] Bergwerk W. «Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes.» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 173 (1959) : 655.

[139] Grant R. P. Middleman S. « Newtonian Jet Stability.» AICLE 12 (1966) : 669.

[140] Haenlein A. «On the Disruption of a Liquid Jet.» National Advisory Committee Aeronautics Technical Memorandum, 1932 : 659.

[141] McCarthy M. J., Molloy N.A. «Review of Stability of Liquid Jets and the Influence of Nozzle Design.» The Chemical Engineering Journal 7 (1974) : 1.

[142] Reitz R. D., «Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet.» Ph. D. Dissertation, Princeton University, (1978).

[143] Lee D. W., Spencer R. C. «Photomicrographic Studies of Fuel Sprays.» National Advisory Committee for Aeronautics, Technical Report , 1933 : 454.

[144] Giffen E., Muraszew A. «The Atomization of Liquid Fuels.» John Wiley and Sons, New York, 1953.

[145] Elktob M. M. «Fuel atomization for spray modelling.» Progress in Energy and Combustion Science 8 (1982) : 61-91.

[146] Hiroyasu H., Arai M., Tabata M. «Empirical equations for the sauter mean diameter of a diesel spray.» Society of Automotive Engineers Technical Paper, (1989).

[147] Reitz R. D. «Modelling atomization processes in high pressure vaporizing sprays.» Atomization and Spray Technology 3, (1987) : 309-337.

[148] Helenbrook B. T., Edwards C. F. «Quasi-Steady Deformation and Drag of Uncontaminated Liquid Drops.» International Journal of Multiphase Flow 28 (2002) : 1631-1657.

[149] Aalburg C., Van Leer B., Faeth G. M. «Deformation and Drag Properties of Round Drops Subjected to Shock Wave Disturbances.» The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal 42, n° 12 (2003).

[150] Hsiang L., Faeth G. «Near-Limit Drop Deformation and Secondary Breakup.» Int. J. Multiphase Flow 18, n° 5 (1992) : 635-652.

[151] Hinze O. J. «Fundamentals of the Hydrodynamic Mechanism of Splitting in Dispersion Processes.» American Institute of Chemical Engineers 1 (1955) : 289-295.

[152] Ranger A., Nichols J. «Aerodynamic Shattering of Liquid Drops.» The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal 7 (1969) : 285-290.

[153] Krzeczkowski S. «Measurement of Liquid Droplet Disintegration Mechanisms.» International Journal of Multiphase Flow 6 (1980) : 227-239.

[154] Gelfand G. «Droplet Breakup Phenomena in Flows with Velocity Lag.» Progress in Energy and Combustion Science 22 (1996) : 201-265.

[155] Faeth G., Hsiang L., Wu P. «Structure and Breakup Properties of Sprays.» International Journal of Multiphase Flow 21 (1995) : 99-127.

[156] Chryssakis C., Assanis D. N. «A unified fuel spray breakup model for internal combustion chamber applications.» Atomization and Sprays 18 (2008) : 1-52.

[157] Pilch M., Erdman C. «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, n° 6 (1987) : 741-757.

[158] Hsiang L., Faeth G. «Drop Properties after Secondary Breakup.» International Journal of Multiphase Flow 19, n° 5 (1993) : 721-735.

[159] Chou W., Faeth G. «Temporal Properties of Secondary Drop Breakup in the Bag Breakup Regime.» International Journal of Multiphase Flow 24 (1998) : 889–912.

[160] Chou W., Hsiang L., Faeth G. «Temporal Properties of Drop Breakup in the Shear Breakup Regime.» International Journal of Multiphase Flow 23, n° 4 (1997): 651-669.

[161] Fishburn B. «Boundary layer stripping of liquid drops fragmented by Taylor instability.» Acta Astronautica 1 (1974) : 1267-1284.

[162] Taylor G. «The instability of liquid surfaces when accelerated in a direction perpendicular to their planes,.» Proceedings of the Royal Society of London A 201 (1950) : 192-196.

[163] Shabani A., Tavoosi S., Shahraki Bahram H. «Calculation of effective interfacial area in a turbulent contact absorber.» International Journal of Chemical Engineering and Applications, (2010).

[164] Danckwerts P. V. «Gas absorption accompanied by first order reaction: concentration of product, temperature rise and depletion of reactant.» Chemical Engineering Science 22 (1967) : 472-473.

[165] Laurent A., Fonteix C., Besson G., CharpentierJ. C. «Pilot - scale study of absorption with chemical reaction in a venturi- jet scrubber, atmospheric pollution,.» Proceedings of the 13th International Colloquium, Pans, Studies in Environmental Science, n° 1 (1978) : 251-254.

[166] Incropera F., Dewitt D. «Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. .» LTC Editora (Authorized translation from the english edition published by John Wiley & Sons, Inc.), 5th edition, (2003).

[167] Ranz W. «Chemical Engineering Progress.» 48, n° 141 (1952).

[168] Kulmala M., Vesala T., Schwartz J., Smolik J. «Mass transfer from a drop- ii. theoretical analysis of temperature dependent mass flux correlation.» International Journal of Heat and Mass Transfer 38, n° 9 (1995): 1705-1708.

[169] Marques F. M. «Study of a Liquid-Vapour Ejector in the context of an advanced TPL ejector-absorption cycle working with a low temperature heat source and an ammonia-water mixture.» Instituto Superior Técnico, 2009.

[170] Launder B. E. «The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence.» International Journal of Heat and Mass Transfer 15 (1972): 301-314.

[171] DeFrate L. A., Hoerl A. E. «Optimum Design of Ejectors Using Digital Computers.» Chemical Engineering Progress Symposium Series 55, n° 21 (1959) : 45-51.

[172] Kim H. D., Setoguchi T., Yu S., Raghunathan S. «Navier-Stokes Computations of the Supersonic Ejector-Diffuser System with a Second Throat.» Journal of Thermal Science 8, n° 2 (1999).

[173] Kroll A. E. «The Design of Jet Pumps.» Chemical Engineering Progress 1, n° 2 (1947).

[174] Engdahl R. B., Holton W. C. «A General Method of Designing Gas and Gas-Liquid Injectors Using Laws of Turbulent Jet Mixing.» Journal of Applied Mechanics 65 (1943).

[175] Vishwannathappa D. M. «High-Efficiency Jet Ejector.» Department of Chemical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, 2001.

[176] Keenan J. H., Neumann E. P. «A Simple Air Ejector.» Journal of Applied Mechanics 9 (1942).

[177] Hedges K. R., Hill P. G. «Compressible Flow Ejectors; Flow Field Measurements and Analysis,.» Journal of Fluids Engineering 96, n° 3 (1974).

[178] Berkeley F. D. «Ejectors Give Any Suction Pressure.» Chemical Engineering Journal 64, n° 4 (1957).

[179] Croft D. R., Lilley D. G. «Jet Pump Design and Performance Analysis.» The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal: 14th Aerospace Science Meeting, AIAA Paper 76183, New York, 1976.

[180] Reinke B., Neal M., Gupta S. K. «Flow Inside A Jet-Ejector Pump for Vacuum Applications,.» Indian Institute of Chemical Engineers 44, n° 3 (2002).

[181] Djebedjian B., Abdalla S., Rayan M. A. «Parametric Investigation of Boost Jet Pump Performance.» Proceedings of FEDSM, ASME Fluids Engineering Summer Conference, Boston, 2000.

[182] Liao C. «Gas ejector modeling for design and analysis. » Office of Graduate Studies of Texas A&M University (2008).

[183] Keenan J.H., Neumann E.P. «An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment.» Journal of Applied Mechanics 72 (1950) : 299-309.

[184] Rusly E., Aye L., Charters W., Ooi A., Pianthong K. «Ejector CFD modeling with real gas model.» King Mongkut's University of Technology, Proceedings of the 16th conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand 1 (2002).

[185] Rusly E., Aye L., Charters W., Ooi A. «CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system.» International Journal of Refrigeration 28, n° 7 (2005) : 1092–1101.

[186] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K. «Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics part 1. Validation of CFD results.» International Journal of Thermal Sciences 46, n° 8 (2007): 812-822.

[187] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K. «Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: part 2. flow structure of the steam ejector influenced by operating pressure and geometries.» International Journal of Thermal Sciences 46, n° 8 (2007): 823-833.

[188] Hart J. «Supersonic Ejector Simulation and Optimisation.» The University of Sheffield, Department of Mechanical Engineering For the Degree of Doctor of Philosophy (PhD) in Mechanical Engineering (September 2002).

[189] Aldas K., Şen F., Ozkul I. «The Investigation of Gas Ejector Performance using CFD Modelling.» TEM Journal Volume 2, n° 2 (2013).

[190] Shih T. W., Liou W. W., Shabbir A., Zhu J. «A new k-ε Eddy-Viscosity Model for high Reynolds number turbulent flows.» Model development and validation, Computer Fluids 24, n° 3 (1995) : 227-238.

[191] Sharifi N., Sharifi M. «Exprimental improvement of ejetor performance through numerical optimization of nozzle geometry.» Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE) (2013).

[192] Ji M., Utomo T., Woo J., Lee Y., Jeong H., Chung H. «CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor.» Energy 35, n° 6 (2010) : 2694-2702.

[193] Ariafar K. «Performance evaluation of a model thermocompressor using computational fluid dynamics. » International Journal of Mechanics 1 (2012) : 35-42.

[194] Munday J. T., Bagster D. F. «A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration.» Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development 4, n° 16 (1977) : 442-449.

[195] Ruangtrakoon N., Thongtip T., Aphornratana S., Sriveerakul T. «CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle.» International Journal of Thermal Sciences 63 (2013) : 133-145.

[196] Pianthong K., Seehanama W., Behnia M., Sriveerakul T., Aphornratana S. «Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. » Energy Conversion and Management 48, n° 9 (2007) : 2556-2564.

Annexes

Annexe A : Résultats de la simulation du SAHT pour différentes conditions de fonctionnement

Tev =Tge (°C)	Tco (°C)	Tab (°C)	GT	COP	ECOP	DEab/DEtot	DEge/DEtot	DEev/DEtot	TC
60	25	65	5	0,465	0,511	0,356	0,624	0,019	0,792
60	25	70	10	0,461	0,553	0,377	0,606	0,017	0,619
60	25	75	15	0,45	0,583	0,374	0,612	0,015	0,481
60	25	80	20	0,427	0,592	0,354	0,635	0,013	0,368
60	25	85	25	0,382	0,561	0,319	0,673	0,011	0,273
60	25	90	30	0,274	0,42	0,271	0,728	0,0009	0,186
60	25	95	35	x	x	x	x	x	x
65	25	70	5	0,459	0,498	0,345	0,633	0,022	0,814
65	25	75	10	0,456	0,535	0,37	0,61	0,02	0,655
65	25	80	15	0,447	0,562	0,375	0,608	0,018	0,528
65	25	85	20	0,429	0,575	0,367	0,619	0,016	0,423
65	25	90	25	0,398	0,564	0,35	0,64	0,014	0,334
65	25	95	30	0,34	0,504	0,327	0,67	0,012	0,255
65	25	100	35	0,209	0,32	0,305	0,707	0,01	0,185
65	25	105	40	x	x	x	x	x	x
70	25	75	5	0,452	0,485	0,334	0,641	0,025	0,832
70	25	80	10	0,45	0,519	0,363	0,615	0,022	0,685
70	25	85	15	0,442	0,543	0,374	0,606	0,021	0,567
70	25	90	20	0,428	0,557	0,374	0,609	0,019	0,469
70	25	95	25	0,404	0,553	0,369	0,619	0,017	0,385
70	25	100	30	0,364	0,522	0,364	0,633	0,015	0,312
70	25	105	35	0,292	0,435	0,38	0,645	0,013	0,246
70	25	110	40	0,138	0,21	0,504	0,599	0,009	0,187
70	25	115	45	x	x	x	x	x	x
75	25	80	5	0,444	0,473	0,323	0,649	0,028	0,848
75	25	85	10	0,443	0,503	0,355	0,619	0,025	0,711
75	25	90	15	0,437	0,526	0,371	0,607	0,023	0,6

75	25	95	20	0,424	0,538	0,378	0,603	0,021	0,508
75	25	100	25	0,404	0,539	0,384	0,603	0,02	0,429
75	25	105	30	0,374	0,52	0,398	0,603	0,018	0,36
75	25	110	35	0,325	0,469	0,503	0,562	0,014	0,298
75	25	115	40	0,239	0,355	0,508	0,517	0,011	0,242
75	25	120	45	0,058	0,088	0,49	0,516	0,009	0,19
75	25	125	50	x	x	x	x	x	x
80	25	85	5	0,435	0,46	0,313	0,656	0,03	0,861
80	25	90	10	0,435	0,488	0,348	0,624	0,028	0,734
80	25	95	15	0,43	0,508	0,368	0,607	0,026	0,629
80	25	100	20	0,419	0,521	0,382	0,597	0,024	0,542
80	25	105	25	0,402	0,522	0,399	0,589	0,022	0,467
80	25	110	30	0,377	0,51	0,494	0,563	0,019	0,402
80	25	115	35	0,339	0,476	0,51	0,502	0,016	0,343
80	25	120	40	0,279	0,405	0,507	0,493	0,014	0,29
80	25	125	45	0,177	0,263	0,487	0,502	0,012	0,241
80	25	130	50	x	x	x	x	x	x
85	25	90	5	0,429	0,451	0,318	0,649	0,033	0,838
85	25	95	10	0,426	0,473	0,34	0,629	0,031	0,754
85	25	100	15	0,422	0,492	0,365	0,608	0,029	0,655
85	25	105	20	0,412	0,503	0,386	0,591	0,027	0,572
85	25	110	25	0,397	0,505	0,442	0,567	0,024	0,501
85	25	115	30	0,375	0,496	0,499	0,502	0,02	0,439
85	25	120	35	0,344	0,471	0,508	0,485	0,018	0,383
85	25	125	40	0,298	0,421	0,499	0,487	0,016	0,332
85	25	130	45	0,228	0,33	0,479	0,5	0,015	0,285
85	25	135	50	0,107	0,159	0,442	0,524	0,014	0,241
85	25	140	55	x	x	x	x	x	x
90	25	95	5	0,419	0,438	0,312	0,652	0,036	0,843
90	25	100	10	0,416	0,457	0,333	0,632	0,034	0,772
90	25	105	15	0,412	0,475	0,363	0,607	0,031	0,678

90	25	110	20	0,404	0,485	0,399	0,581	0,029	0,599
90	25	115	25	0,39	0,489	0,478	0,514	0,024	0,531
90	25	120	30	0,371	0,48	0,498	0,489	0,022	0,472
90	25	125	35	0,344	0,461	0,499	0,484	0,02	0,418
90	25	130	40	0,307	0,423	0,488	0,49	0,019	0,369
90	25	135	45	0,252	0,357	0,462	0,505	0,018	0,324
90	25	140	50	0,168	0,243	0,43	0,533	0,018	0,282
90	25	145	55	0,026	0,038	0,392	0,566	0,017	0,243
90	25	150	60	x	x	x	x	x	x

Annexe B : Résultats de la simulation du SARC pour différentes conditions de fonctionnement

Tge (°C)	Tev(°C)	Tco=Tab(°C)	COP	ECOP	TC	I ge/I tot	I ev/I tot	I ab/I tot
50	10	15	0,895	0,34	1,473	0,965	0,005	0,030
55	10	15	0,885	0,293	1,435	0,948	0,004	0,048
60	10	15	0,876	0,257	1,407	0,937	0,003	0,059
65	10	15	0,868	0,23	1,384	0,930	0,003	0,067
70	10	15	0,859	0,208	1,365	0,924	0,003	0,073
75	10	15	0,851	0,19	1,35	0,921	0,003	0,077
80	10	15	0,843	0,175	1,336	0,918	0,002	0,080
85	10	15	0,835	0,162	1,325	0,915	0,002	0,082
90	10	15	0,827	0,151	1,315	0,914	0,002	0,084
95	10	15	0,82	0,142	1,306	0,912	0,002	0,086
100	10	15	0,812	0,133	1,298	0,912	0,002	0,086
50	5	15	0,856	0,497	2,15	0,876	0,017	0,108
55	5	15	0,847	0,428	2,022	0,859	0,014	0,127
60	5	15	0,838	0,376	1,929	0,849	0,012	0,139
65	5	15	0,829	0,335	1,859	0,843	0,010	0,147
70	5	15	0,82	0,303	1,804	0,839	0,009	0,152
75	5	15	0,812	0,277	1,759	0,837	0,008	0,155
80	5	15	0,804	0,255	1,722	0,835	0,008	0,157
85	5	15	0,796	0,236	1,691	0,835	0,007	0,158
90	5	15	0,788	0,22	1,664	0,835	0,007	0,159
95	5	15	0,78	0,206	1,64	0,835	0,006	0,159
100	5	15	0,773	0,194	1,619	0,837	0,006	0,157
50	0	15	0,817	0,644	3,237	0,831	0,041	0,128
55	0	15	0,81	0,555	2,881	0,812	0,032	0,156
60	0	15	0,802	0,489	2,648	0,801	0,027	0,172
65	0	15	0,794	0,436	2,482	0,795	0,024	0,182
70	0	15	0,786	0,394	2,357	0,791	0,021	0,188
75	0	15	0,778	0,36	2,26	0,789	0,019	0,192

80	0	15	0,77	0,332	2,182	0,789	0,017	0,194
85	0	15	0,763	0,307	2,118	0,789	0,016	0,196
90	0	15	0,755	0,287	2,063	0,789	0,014	0,196
95	0	15	0,748	0,268	2,017	0,791	0,013	0,196
100	0	15	0,74	0,252	1,977	0,795	0,012	0,193
50	-5	15	0,765	0,767	5,412	0,792	0,094	0,114
55	-5	15	0,767	0,67	4,353	0,775	0,066	0,159
60	-5	15	0,764	0,592	3,761	0,766	0,053	0,181
65	-5	15	0,758	0,531	3,382	0,761	0,044	0,195
70	-5	15	0,752	0,481	3,117	0,758	0,038	0,204
75	-5	15	0,745	0,44	2,921	0,756	0,034	0,210
80	-5	15	0,739	0,405	2,77	0,756	0,030	0,213
85	-5	15	0,732	0,375	2,649	0,757	0,028	0,215
90	-5	15	0,725	0,35	2,551	0,758	0,025	0,217
95	-5	15	0,718	0,328	2,468	0,760	0,023	0,216
100	-5	15	0,711	0,31	2,398	0,766	0,021	0,212
50	-10	15	0,659	0,81	12,365	0,250	0,578	0,172
55	-10	15	0,702	0,75	7,601	0,694	0,155	0,152
60	-10	15	0,714	0,678	5,803	0,719	0,100	0,181
65	-10	15	0,717	0,614	4,856	0,724	0,078	0,198
70	-10	15	0,715	0,56	4,269	0,726	0,064	0,210
75	-10	15	0,711	0,513	3,869	0,727	0,056	0,217
80	-10	15	0,706	0,473	3,577	0,729	0,049	0,222
85	-10	15	0,701	0,44	3,355	0,730	0,044	0,225
90	-10	15	0,695	0,411	3,179	0,733	0,040	0,227
95	-10	15	0,689	0,385	3,036	0,736	0,037	0,227
100	-10	15	0,683	0,363	2,918	0,745	0,033	0,221
50	-15	15	x	x	x	x	x	x
55	-15	15	0,541	0,687	21,446	0,054	0,138	0,808
60	-15	15	0,631	0,712	10,946	0,484	0,295	0,220
65	-15	15	0,658	0,67	7,797	0,646	0,149	0,205

70	-15	15	0,668	0,621	6,276	0,678	0,110	0,212
75	-15	15	0,671	0,575	5,378	0,691	0,090	0,219
80	-15	15	0,67	0,534	4,783	0,699	0,077	0,224
85	-15	15	0,667	0,498	4,359	0,704	0,068	0,228
90	-15	15	0,663	0,466	4,04	0,709	0,061	0,230
95	-15	15	0,659	0,438	3,792	0,715	0,055	0,230
100	-15	15	0,654	0,413	3,591	0,728	0,048	0,223
50	10	20	0,863	0,328	2,318	0,733	0,018	0,250
55	10	20	0,854	0,282	2,13	0,737	0,015	0,248
60	10	20	0,845	0,248	2,004	0,743	0,013	0,244
65	10	20	0,836	0,221	1,913	0,748	0,011	0,241
70	10	20	0,827	0,2	1,844	0,754	0,010	0,237
75	10	20	0,818	0,182	1,789	0,759	0,009	0,232
80	10	20	0,81	0,168	1,745	0,764	0,008	0,228
85	10	20	0,801	0,156	1,708	0,768	0,007	0,225
90	10	20	0,793	0,145	1,677	0,773	0,007	0,221
95	10	20	0,786	0,136	1,651	0,777	0,006	0,217
100	10	20	0,778	0,128	1,627	0,783	0,006	0,211
50	5	20	0,817	0,474	3,809	0,674	0,045	0,281
55	5	20	0,813	0,411	3,206	0,686	0,035	0,279
60	5	20	0,806	0,362	2,854	0,695	0,029	0,277
65	5	20	0,799	0,323	2,623	0,701	0,025	0,274
70	5	20	0,791	0,292	2,459	0,708	0,022	0,270
75	5	20	0,783	0,267	2,336	0,714	0,019	0,266
80	5	20	0,775	0,246	2,24	0,720	0,018	0,263
85	5	20	0,768	0,228	2,163	0,725	0,016	0,259
90	5	20	0,76	0,212	2,099	0,730	0,015	0,255
95	5	20	0,752	0,199	2,046	0,736	0,014	0,251
100	5	20	0,745	0,187	2	0,744	0,013	0,244
50	0	20	0,738	0,581	7,807	0,499	0,133	0,368
55	0	20	0,758	0,52	5,36	0,615	0,076	0,309

60	0	20	0,762	0,464	4,311	0,646	0,057	0,297
65	0	20	0,759	0,417	3,726	0,661	0,047	0,292
70	0	20	0,754	0,379	3,351	0,672	0,040	0,288
75	0	20	0,748	0,346	3,089	0,680	0,035	0,285
80	0	20	0,742	0,32	2,895	0,687	0,032	0,281
85	0	20	0,735	0,297	2,745	0,694	0,029	0,278
90	0	20	0,728	0,277	2,625	0,700	0,026	0,274
95	0	20	0,722	0,259	2,528	0,707	0,024	0,269
100	0	20	0,715	0,244	2,446	0,717	0,022	0,261
50	-5	20	0,344	0,345	64,458	0,044	0,016	0,941
55	-5	20	0,646	0,565	12,266	0,132	0,293	0,575
60	-5	20	0,694	0,539	7,532	0,529	0,121	0,350
65	-5	20	0,708	0,496	5,75	0,600	0,086	0,315
70	-5	20	0,711	0,455	4,811	0,628	0,069	0,303
75	-5	20	0,71	0,419	4,229	0,644	0,059	0,297
80	-5	20	0,706	0,388	3,832	0,656	0,051	0,293
85	-5	20	0,702	0,361	3,543	0,665	0,046	0,289
90	-5	20	0,697	0,337	3,323	0,674	0,042	0,284
95	-5	20	0,691	0,316	3,149	0,683	0,038	0,279
100	-5	20	0,685	0,298	3,007	0,697	0,034	0,269
55	-10	20	x	x	x	x	x	x
60	-10	20	0,524	0,498	21,302	0,055	0,103	0,842
65	-10	20	0,62	0,531	10,849	0,347	0,207	0,446
70	-10	20	0,65	0,508	7,723	0,535	0,124	0,340
75	-10	20	0,661	0,477	6,215	0,589	0,096	0,315
80	-10	20	0,665	0,446	5,325	0,616	0,081	0,303
85	-10	20	0,665	0,417	4,735	0,634	0,070	0,296
90	-10	20	0,662	0,392	4,315	0,647	0,062	0,291
95	-10	20	0,659	0,369	3,999	0,660	0,056	0,284
100	-10	20	0,655	0,348	3,752	0,680	0,049	0,271
60	-15	20	x	x	x	x	x	x

65	-15	20	0,333	0,34	50,398	0,063	0,033	0,904
70	-15	20	0,529	0,492	16,634	0,104	0,227	0,669
75	-15	20	0,585	0,502	10,634	0,422	0,187	0,392
80	-15	20	0,608	0,485	8,124	0,538	0,132	0,330
85	-15	20	0,618	0,461	6,741	0,585	0,107	0,308
90	-15	20	0,622	0,437	5,863	0,612	0,091	0,296
95	-15	20	0,623	0,414	5,255	0,634	0,080	0,286
100	-15	20	0,622	0,393	4,806	0,664	0,068	0,268
50	10	25	0,806	0,307	5,055	0,473	0,055	0,472
55	10	25	0,812	0,269	3,771	0,546	0,039	0,415
60	10	25	0,809	0,238	3,174	0,581	0,032	0,387
65	10	25	0,803	0,213	2,827	0,605	0,027	0,369
70	10	25	0,795	0,193	2,599	0,623	0,023	0,354
75	10	25	0,788	0,176	2,437	0,637	0,021	0,342
80	10	25	0,78	0,162	2,316	0,650	0,019	0,332
85	10	25	0,772	0,15	2,221	0,661	0,017	0,322
90	10	25	0,764	0,14	2,144	0,671	0,016	0,313
95	10	25	0,757	0,131	2,081	0,681	0,015	0,305
100	10	25	0,749	0,123	2,028	0,693	0,013	0,294
50	5	25	0,599	0,348	20,242	0,048	0,049	0,903
55	5	25	0,728	0,368	7,738	0,346	0,101	0,553
60	5	25	0,751	0,337	5,311	0,502	0,065	0,433
65	5	25	0,756	0,306	4,272	0,552	0,051	0,397
70	5	25	0,754	0,279	3,692	0,581	0,043	0,376
75	5	25	0,75	0,256	3,32	0,601	0,037	0,362
80	5	25	0,744	0,236	3,061	0,616	0,033	0,350
85	5	25	0,738	0,219	2,869	0,630	0,030	0,340
90	5	25	0,731	0,205	2,72	0,642	0,027	0,331
95	5	25	0,725	0,192	2,602	0,653	0,025	0,322
100	5	25	0,718	0,181	2,505	0,669	0,023	0,309
50	0	25	x	x	x	x	x	x

55	0	25	0,32	0,219	65,231	0,048	0,014	0,938
60	0	25	0,632	0,386	12,176	0,098	0,203	0,700
65	0	25	0,684	0,376	7,466	0,429	0,101	0,470
70	0	25	0,7	0,352	5,697	0,515	0,076	0,409
75	0	25	0,704	0,327	4,766	0,555	0,063	0,382
80	0	25	0,704	0,303	4,19	0,580	0,054	0,366
85	0	25	0,701	0,283	3,796	0,599	0,048	0,353
90	0	25	0,697	0,265	3,51	0,615	0,043	0,342
95	0	25	0,692	0,249	3,291	0,630	0,039	0,331
100	0	25	0,687	0,235	3,119	0,649	0,035	0,315
60	-5	25	x	x	x	x	x	x
65	-5	25	0,506	0,354	21,194	0,057	0,083	0,860
70	-5	25	0,607	0,388	10,76	0,276	0,162	0,561
75	-5	25	0,64	0,378	7,653	0,460	0,108	0,432
80	-5	25	0,653	0,358	6,157	0,524	0,087	0,390
85	-5	25	0,658	0,338	5,273	0,559	0,074	0,367
90	-5	25	0,658	0,318	4,689	0,584	0,065	0,351
95	-5	25	0,657	0,301	4,272	0,605	0,058	0,337
100	-5	25	0,654	0,284	3,959	0,633	0,051	0,317
65	-10	25	x	x	x	x	x	x
70	-10	25	0,314	0,246	50,39	0,072	0,030	0,898
75	-10	25	0,514	0,371	16,5	0,102	0,164	0,734
80	-10	25	0,573	0,385	10,534	0,366	0,155	0,480
85	-10	25	0,598	0,376	8,043	0,483	0,116	0,401
90	-10	25	0,61	0,361	6,672	0,537	0,096	0,367
95	-10	25	0,615	0,344	5,801	0,574	0,082	0,343
100	-10	25	0,616	0,328	5,198	0,616	0,070	0,314
75	-15	25	x	x	x	x	x	x
80	-15	25	0,389	0,311	29,207	0,106	0,073	0,821
85	-15	25	0,495	0,37	15,241	0,193	0,221	0,586
90	-15	25	0,538	0,378	10,767	0,428	0,151	0,421

95	-15	25	0,559	0,372	8,556	0,522	0,118	0,360
100	-15	25	0,57	0,36	7,234	0,597	0,093	0,310
50	10	30	x	x	x	x	x	x
55	10	30	0,578	0,192	20,168	0,043	0,041	0,916
60	10	30	0,717	0,211	7,67	0,276	0,081	0,643
65	10	30	0,743	0,197	5,261	0,424	0,057	0,519
70	10	30	0,749	0,182	4,231	0,482	0,047	0,471
75	10	30	0,748	0,167	3,657	0,518	0,040	0,442
80	10	30	0,744	0,155	3,289	0,544	0,035	0,420
85	10	30	0,739	0,144	3,032	0,565	0,032	0,403
90	10	30	0,733	0,134	2,842	0,583	0,029	0,388
95	10	30	0,727	0,126	2,695	0,600	0,026	0,374
100	10	30	0,72	0,119	2,578	0,621	0,024	0,356
55	5	30	x	x	x	x	x	x
60	5	30	0,294	0,261	66,415	0,052	0,013	0,935
65	5	30	0,617	0,25	12,096	0,071	0,134	0,796
70	5	30	0,673	0,249	7,404	0,363	0,087	0,549
75	5	30	0,691	0,236	5,647	0,453	0,068	0,478
80	5	30	0,697	0,221	4,723	0,500	0,058	0,442
85	5	30	0,697	0,207	4,151	0,531	0,051	0,419
90	5	30	0,695	0,194	3,761	0,555	0,045	0,400
95	5	30	0,691	0,183	3,477	0,577	0,041	0,383
100	5	30	0,687	0,173	3,26	0,603	0,036	0,361
65	0	30	x	x	x	x	x	x
70	0	30	0,486	0,244	21,121	0,062	0,069	0,869
75	0	30	0,593	0,275	10,679	0,238	0,134	0,628
80	0	30	0,629	0,271	7,587	0,409	0,096	0,495
85	0	30	0,644	0,26	6,1	0,477	0,079	0,444
90	0	30	0,65	0,247	5,224	0,518	0,068	0,414
95	0	30	0,651	0,234	4,643	0,550	0,060	0,390
100	0	30	0,65	0,222	4,23	0,587	0,052	0,361

70	-5	30	x	x	x	x	x	x
75	-5	30	0,294	0,173	50,626	0,083	0,027	0,890
80	-5	30	0,497	0,273	16,388	0,109	0,128	0,763
85	-5	30	0,56	0,288	10,443	0,336	0,132	0,532
90	-5	30	0,588	0,284	7,967	0,450	0,102	0,447
95	-5	30	0,601	0,275	6,605	0,512	0,086	0,403
100	-5	30	0,607	0,264	5,742	0,569	0,071	0,359
80	-10	30	x	x	x	x	x	x
85	-10	30	0,372	0,234	29,028	0,127	0,063	0,810
90	-10	30	0,48	0,274	15,099	0,213	0,164	0,623
95	-10	30	0,526	0,294	10,655	0,429	0,126	0,445
100	-10	30	0,549	0,292	8,462	0,544	0,095	0,360
85	-15	30	x	x	x	x	x	x
90	-15	30	0,186	0,131	81,449	0,157	0,021	0,822
95	-15	30	0,381	0,254	24,097	0,244	0,086	0,671
100	-15	30	0,456	0,288	14,876	0,483	0,131	0,386

Annexe C : Liste des fluides potentiellement utilisables dans les cycles à absorption (tous les fluides possèdent un ODP=0)

Annexe C.1 : Propriétés thermo-physiques des fluides

Nom	Symbole	Formule	M (g/mol)	NBP (°C)	Tcr (°C)	Pcr(bar)
méthane	METHANE	CH4	16,04	-161,5	-82,6	46
éthylène	ETHYLENE	C2H4	59,11	-103,77	9,2	50,42
éthane	ETHANE	C2H6	30,07	-88,61	32,4	48,75
1,1-difluoroéthylène	DFETHENE	C2H2F2	64,03	-86,11	30	44,6
trifluorométhane	TFMETHAN	CHF3	70,01	-82,1	25,6	48,37
vinyl-fluoride	VINYLFLU	C2H3F	46,04	-72,2	55	52,4
difluorométhane	DFMETHAN	CH2F2	52,02	-51,65	78,4	53,8
propène	PROPENE	C3H6-2	42,08	-47,66	91,94	45,93
chloro-difluoroéthane	R22	CHClF2	86,46	-40,81	96,16	49,9
ammoniac	NH3	NH3	17,03	-33,4	132,27	112,79
3,3,3-trifluoropropène	TFPROPEN	C3H3F3	96,05	-18	105,44	36,09
diméthyl ether	DMETHER	C2H6O	46,07	-24,22	127,15	53,4
méthyl-chloride	R40	CH3Cl	50,49	-24,2	143,1	67,59
1,1-difluoroéthane	R152A	CH2F2	66,05	-24,7	114	47,6
methyl-acétylène	MACETYLE	C3H4-2	40,06	-23,2	130	56,26
cyanogen	CYANOGEN	C2N2	52,03	-21,1	59	127
diméthylsilane	DMSILANE	C2H8SI	60,17	-20		
2-chloro-1,1-difluoroéthylène	R1122	C2HClF2	98,48	-18,6	127	
disilane	DISILANE	SI2H6	62,22	-14,27	303,5	51,5
vinyl-chloride	VINYLCHL	C2H3Cl	62,5	-13,4	156,5	56
isobutane	IBUTANE	C4H10-2	58,12	-0,55	152,16	37,91
dioxyde de soufre	SO2	SO2	64,06	-9,83	157,5	78,73
chlorofluorométhane	CLFMETHA	CH2ClF	68,47	-9,1	151,75	51,3
isobutylène	IBUTYLEN	C4H8-5	56,11	-6,9	144,7	40
méthylamine	MAMINE	CH5N	31,05	-6,4	156,8	74,6
1-butène	1BUTENE	C4H8-1	56,11	-6,3	146,4	37,2
nitrosyl-chloride	NOCL	NOCl	65,46	-5,5	166,8	91,2

difluorométhyl méthyl ether	DFMMETER	C2H4F2O	82,05	-3,28		
1,3-butadiène	13BUTADI	C4H6-4	54,09	-4,5	151,8	43,3
butane	BUTANE	C4H10-1	58,12	-0,5	152	38
trans-z-butène	TBUTENE	C4H8-3	56,10	0,8	155,4	41
triméthylamine	TMAMINE	C3H9N-3	59,11	3	160	40,75
méthylbromide	MBROMIDE	CH3Br	94,94	3,5	190,8	86,1
cis-2-butène	CIBUTENE	C4H8-2	56,10	2,9	160	40,7
cyclobutane	CYBUTANE	C4H8-4	56,10	12,5	186,7	49,9
dioxyde de carbone	CO2	CO2	44	-78,44	87,9	73,84
diazote	N2	N2	28,01	-195,8	-146,96	33,96
difluorométhane	R32	CH2F2	52,02	-52	78,11	57,82
tert-butylchloride	TBCHLORI	C4H9Cl	92,57	51		
1,1-dichloroéthane	R150A	C2H4Cl2	98,96	57,2	249,83	50,7
2,3-dimethylbutane	23MBUTAN	C6H14	86,17	58	226,83	31,45
2-méthylpentane	2MPENTAN	C6H14	86,17	60,26	224,55	30,32
3-méthylpentane	3MPENTAN	C6H14	86,17	62,9	231,15	31,2
1-chloro-1,3-butadiène	CLBD	C4H5Cl	88,53	67,8	254	39,5
hexane	HEXANE	C6H14	86,17	68,73	234,45	29,9
éthanol	ETHANOL	C2H6O	46,07	79	240,85	61,4
2,4-diméthylpentane	24MP	C7H16	100,2	80,51	246,65	27,36
2,3,3-triméthylbutane	223MB	C7H16	100,2	81	257,87	29,53
isopropanol	IPROPANO	C3H8O	60,01	82,5	235,15	47,6
1,2-dichloroéthane	R150	C2H4Cl2	98,96	83,5	292,85	53,7
2,3-diméthylpentane	23MP	C7H16	100,2	90	264,15	29,08
2-méthylhexane	2MHX	C7H16	100,2	90	257,25	27,5
3-méthylhexane	3MHX	C7H16	100,2	92	262,11	28,13
propanol	PROPANOL	C3H8O	60,1	97	263,35	51,7
heptane	HEPTANE	C7H16	100,2	98,42	267,15	27,3
2,2,4-triméthylpentane	224P	C8H18	114,23	99	270,7	25,6
2-butanol	2BUTANOL	C4H10O	74,12	100	262,95	41,8
2-méthyl-2-butanol	2M2B	C5H12O	88,15	102	271,8	39,5

perfluorooctane	PFOCTANE	C8F18	438,06	103	230	14,3
2,2-diméthylhexane	22HX	C8H18	114,23	107	276,55	25,3
2,4-diméthylhexane	24HX	C8H18	114,23	109	280,3	25,5
2,2,3-triméthylpentane	223P	C8H18	114,23	1098	290,2	27,3
2,2-diméthylpropan-1-ol	22M1	C5H12O	88,15	113,1	275,8	39,5
2,2,3-triméthylpentane	233P	C8H18	114,23	114,7	300,3	28,2
3,3-diméthylhexane	33HX	C8H18	114,23	111,9	288,8	26,5
isobutanol	IBUTANOL	C4H10O	74,12	67,8	274,5	43
2,5-diméthylhexane	25HX	C8H18	114,23	109,1	276,8	24,8
3-pentanol	3PENTANO	C5H12O	88,15	115,3	289	39,16
2,3-diméthylhexane	23HX	C8H18	114,23	115,6	290,2	26,2
2-méthyl-3-éthylpentane	2M3EP	C8H18	114,23	115,6	293,8	27,1
4-méthylpentane	4MHP	C6H14	114,23	117,7	288,5	25,4
3,4-diméthylhexane	34HX	C8H18	114,23	117,7	295,6	27
3-éthylhexane	3EHX	C8H18	114,23	118,5	292,2	26
3-méthylheptane	3MHP	C8H18	114,23	118,9	290,4	25,4
2-pentanol	2PENTANO	C5H12O	88,15	119,3	287	36,8
1,3-propanediol	13PG	C3H8O2	76,1	213	445,05	65,5
2,2,2,4-tetraméthylpentane	2244	C9H20	128,25	121	301,45	24,9
1,2-dichlorobutane	12CB	C4H8Cl2	127,01	125		
2,2,5-triméthylhexane	225HX	C9H20	128,25	124,1	294,8	23,3
octane	OCTANE	C8H18	114,23	125,6	295,6	24,8
2-méthyl-1-butanol	2M1B	C5H12O	88,15	128,7	297,8	38,5
2,4,4-triméthylhexane	244HX	C9H20	128,25	130,65	309,05	24,1
3-méthyl-1-butanol	3M1B	C5H12O	88,15	131,2	306,3	38,5
2,3,5-triméthylhexane	235HX	C9H20	128,25	131,33	309,45	23,8
2-méthyl-2-pentanol	M1BC	C6H14O	102,17	121	287	35,3
2,2-diméthylheptane	22HP	C9H20	128,25	132,68	304,37	23,36
2,2,3,4-tetraméthylpentane	2234	C9H20	128,25	135,01	318,9	25,63
2,6-diméthylheptane	26HP	C9H20	128,25	135,21	303,45	22,2
2,3,3-triméthylhexane	233HX	C9H20	128,25	114,77	300,38	20,2

1-pentanol	1PENTANO	C5H12O	88,15	137,8	312,8	38,5
cyclopetanol	CYPNTNOL	C5H10O	86,13	140	347	49
2,3-dichloropentane	23PN	C5H10Cl2	141,04	114,63	304	32,43
2-hexanol	2HEXANOL	C6H14O	102,17	140	310	33,1
2,2,3,3-tetraméthylpentane	2233	C9H20	128,25	140,2	334,4	27,4
3,3,4-triméthylhexane	334HX	C9H20	128,25	140,46	330,55	26,8
2,3,3,4-tetraméthylpentane	2334	C9H20	128,25	141,5	334,4	27,2
4-méthyloctane	4MO	C9H20	128,25	142,43	314,5	23,4
3-éthylheptane	3EHP	C9H20	128,25	125,6	295,6	24,8
2-méthyloctane	2MO	C9H20	128,25	143,27	313,6	22,9
3-méthyloctane	3MO	C9H20	128,25	144,22	317	23,4
perfluorodecane	PFDECANE	C10F22	538,07	110,21	213,98	11,53
1,1,2,2-tetrachloroéthane	ETEC	C2H2Cl4	167,85	146,85		
2-méthy-1-pentanol	2M1PNAOL	C6H14O	102,17	149		
nonane	NONANE	C9H20	128,25	150,8	321,4	23,1
1,4-dichlorobutane	14CB	C4H8Cl2	127,01	153,89	274,52	35,6
1-hexanol	1HEXANOL	C6H14O	102,17	157	336,8	40,5
2-heptanol	2HEPTANO	C7H16O	116,20	160		
cyclohexanol	CHEXANOL	C6H12O	100,16	161,1	351,8	37,5
diéthylène glycol diméthyl ether	DEGDME	C6H14O3	134,17	187,77		
2,3-diméthyloctane	23DMOCT	C10H22	142,28	164,67	323,78	21,39
3-méthylnonane	3MN	C10H22	142,28	116,67		
1-méthylcyclohexanol	1MCHXNOL	C7H14O	114,18	168		
decane	DECANE	C10H22	142,28	174,1	344,4	21
undecane	UNDECANE	C11H24	156,31	195,9	365,65	19,9
dodecane	DODECANE	C12H26	170,33	216,3	384,95	187
1,1,1-trifluoroéthane	R143A	C2H3F3	84,04	-47,6	72,89	37,76
1,1,2,2,3-pentafluoropropane	R245CA	C3H3F5	134,04	15,3	175,42	39,25
trifluoropropane	R263	C3H5F3	98,06	-12		
1,1,1,3,3-pentafluorobutane	R365MFC	C4H5F5	148,07	40,2	187,7	27,5
méthyl 1,1,2,2-tetrafluoroéthyl ether	R254PC	C3H4F4O	132,05	37,2		

1,1,1,3,3-pentafluoropropane	R245FA	C3H3F5	134,04	15	154,05	36,51
dichlorométhane	R30	CH2Cl2	84,93	9,6	235,15	60,8
1,1,1,2-tetrafluoroéthane	R134A	C2H2F4	102,03	-26,3	101,06	40,59
n-méthyl-2-pyrrolidone	NMP	C5H9NO	99,13	202		
diméthylformamide	DMF	C3H7N9O	73,09	153		
diméthylacétamide	DMAC	C4H9NO	87,12	163	385	
octaméthyltrisiloxane	MDM	C8H20Si3O2	236,53	153		
diméthyl ether tetraéthylène glycol	DMETEG	C10H22O5	222,28	216		
triéthylène glycol	TEG	C6H14O4	150,17	288		
tetrafluoroéthylène	TFE	C2F4	100,01	78,5		
méthanol	METHANOL	CH4O	32,04	64,5	240	78,5

Annexe C.2 : Propriétés de toxicité, inflammabilité et réactivité des fluides

Nom	Formule	Coefficient Toxicité	Coefficient Flammabilité	Coefficient Réactivité
méthane	CH4	1	4	0
éthylène	C2H4	1	4	2
éthane	C2H6	1	4	0
1,1-difluoroéthylène	C2H2F2	1	4	1
trifluorométhane	CHF3	2	0	1
vinyl-fluoride	C2H3F	1	4	2
difluorométhane (R32)	CH2F2	1	4	1
propène	C3H6-2	1	4	1
chloro-difluoroéthane	CHClF2	1	1	0
3,3,3-trifluoropropène	C3H3F3	-	-	-
diméthyl ether	C2H6O	1	4	1
méthyl-chloride	CH3Cl	1	4	0
1,1-difluoroéthane	CH2F2	0	4	1
methyl-acétylène	C3H4-2	1	3	0
cyanogen	C2N2	4	4	2
diméthylsilane	C2H8SI	1	4	1
2-chloro-1,1-difluoroéthylène	C2HClF2	-	-	-

disilane	**SI2H6**	**1**	**4**	**1**
vinyl-chloride	**C2H3Cl**	**2**	**4**	**2**
isobutane	**C4H10-2**	**1**	**4**	**0**
dioxyde de soufre	**SO2**	**3**	**0**	**0**
chlorofluorométhane (R22)	**CH2ClF**	**1**	**1**	**0**
isobutylène	**C4H8-5**	**3**	**4**	**1**
méthylamine	**CH5N**	**3**	**4**	**0**
1-butène	**C4H8-1**	**1**	**4**	**0**
nitrosyl-chloride	**NOCl**	**3**	**0**	**1**
difluorométhyl méthyl ether	**C2H4F2O**	**-**	**-**	**-**
1,3-butadiène	**C4H6-4**	**2**	**4**	**2**
butane	**C4H10-1**	**1**	**4**	**0**
trans-2-butène	**C4H8-3**	**1**	**4**	**0**
triméthylamine	**C3H9N-3**	**3**	**4**	**0**
méthylbromide	**CH3Br**	**3**	**1**	**0**
cis-2-butène	**C4H8-2**	**1**	**4**	**0**
cyclobutane	**C4H8-4**	**1**	**4**	**0**
dioxyde de carbone	**CO2**	**3**	**0**	**0**
diazote	**N2**	**3**	**0**	**0**
difluorométhane	**CH2F2**	**1**	**4**	**1**
tert-butylchloride	**C4H9Cl**	**2**	**3**	**0**
1,1-dichloroéthane	**C2H4Cl2**	**2**	**4**	**2**
2,3-dimethylbutane	**C6H14**	**1**	**3**	**0**
2-méthylpentane	**C6H14**	**1**	**3**	**0**
3-méthylpentane	**C6H14**	**1**	**3**	**0**
1-chloro-1,3-butadiène	**C4H5Cl**	**2**	**3**	**0**
hexane	**C6H14**	**1**	**3**	**0**
éthanol	**C2H6O**	***2***	***3***	***0***
2,4-diméthylpentane	**C7H16**	**0**	**3**	**0**
2,3,3-triméthylbutane	**C7H16**	**0**	**3**	**0**
isopropanol	**C3H8O**	**1**	**3**	**0**

1,2-dichloroéthane	C2H4Cl2	2	4	2
2,3-diméthylpentane	C7H16	0	3	0
2-méthylhexane	C7H16	2	3	0
3-méthylhexane	C7H16	2	3	0
propanol	C3H8O	1	3	0
heptane	C7H16	1	3	0
2,2,4-triméthylpentane	C8H18	0	3	0
2-butanol	C4H10O	1	3	0
2-méthyl-2-butanol	C5H12O	2	3	0
perfluorooctane	C8F18	1	0	0
2,2-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
2,4-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
2,2,3-triméthylpentane	C8H18	0	3	0
2,2-diméthylpropan-1-ol	C5H12O	-	-	-
2,2,3-triméthylpentane	C8H18	0	3	0
3,3-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
isobutanol	C4H10O	1	3	0
2,5-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
3-pentanol	C5H12O	1	2	0
2,3-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
2-méthyl-3-éthylpentane	C8H18	0	3	0
4-méthylpentane	C6H14	1	3	0
3,4-diméthylhexane	C8H18	0	3	0
3-éthylhexane	C8H18	-	-	-
3-méthylheptane	C8H18	-	-	-
2-pentanol	C5H12O	2	3	0
1,3-propanediol	C3H8O2	2	2	0
2,2,2,4-tetraméthylpentane	C9H20	0	3	0
1,2-dichlorobutane	C4H8Cl2	2	2	0
2,2,5-triméthylhexane	C9H20	2	3	0
octane	C8H18	0	3	0

2-méthyl-1-butanol	C5H12O	1	2	0
2,4,4-triméthylhexane	C9H20	2	3	0
3-méthyl-1-butanol	C5H12O	1	2	0
2,3,5-triméthylhexane	C9H20	2	3	0
2-méthyl-2-pentanol	C6H14O	2	2	0
2,2-diméthylheptane	C9H20	0	3	0
2,2,3,4-tetraméthylpentane	C9H20	0	3	0
2,6-diméthylheptane	C9H20	0	3	0
2,3,3-triméthylhexane	C9H20	2	3	0
1-pentanol	C5H12O	2	3	0
cyclopentanol	C5H10O	1	2	0
2,3-dichloropentane	C5H10Cl2	2	3	0
2-hexanol	C6H14O	2	3	1
2,2,3,3-tetraméthylpentane	C9H20	0	3	0
3,3,4-triméthylhexane	C9H20	2	3	0
2,3,3,4-tetraméthylpentane	C9H20	0	3	0
4-méthyloctane	C9H20	2	3	0
3-éthylheptane	C9H20	2	3	0
2-méthyloctane	C9H20	2	3	0
3-méthyloctane	C9H20	2	3	0
perfluorodecane	C10F22	0	0	1
1,1,2,2-tetrachloroéthane	C2H2Cl4	3	1	0
2-méthyl-1-pentanol	C6H14O	2	2	0
nonane	C9H20	0	3	0
1,4-dichlorobutane	C4H8Cl2	3	2	0
1-hexanol	C6H14O	3	2	0
2-heptanol	C7H16O	0	2	0
cyclohexanol	C6H12O	2	3	1
diéthylène glycol diméthyl ether	C6H14O3	1	2	1
2,3-diméthyloctane	C10H22	0	2	0
3-méthylnonane	C10H22	0	3	0

1-méthylcyclohexanol	**C7H14O**	**2**	**2**	**0**
decane	**C10H22**	**0**	**2**	**0**
undecane	**C11H24**	***1***	***2***	***0***
dodecane	**C12H26**	**0**	**2**	**0**
1,1,1-trifluoroéthane	**C2H3F3**	**1**	**0**	**1**
1,1,2,2,3-pentafluoropropane	**C3H3F5**	**2**	**1**	**0**
trifluoropropane	**C3H5F3**	**2**	**3**	**0**
1,1,1,3,3-pentafluorobutane	**C4H5F5**	**0**	**4**	**1**
méthyl 1,1,2,2-tetrafluoroéthyl ether	**C3H4F4O**	**0**	**4**	**1**
1,1,1,3,3-pentafluoropropane	**C3H3F5**	**2**	**1**	**0**
dichlorométhane	**CH2Cl2**	**2**	**1**	**0**
1,1,1,2-tetrafluoroéthane	**C2H2F4**	**1**	**1**	**0**
n-méthyl-2-pyrrolidone	**C5H9NO**	**2**	**1**	**0**
diméthylformamide	**C3H7N9O**	**1**	**2**	**0**
diméthylacétamide	**C4H9NO**	**2**	**2**	**0**
octaméthyltrisiloxane	**C8H20Si3O2**	**-**	**-**	**-**
diméthyl ether tetraéthylène glycol	**C10H22O5**	**1**	**1**	**0**
triéthylène glycol	**C6H14O4**	***1***	***1***	***0***
tetrafluoroéthylène	**C2F4**	**2**	**4**	**3**
méthanol	**CH4O**	***1***	***3***	***0***

Annexe D : Calcul d'un absorbeur adiabatique

L'absorbeur adiabatique est formé de plusieurs étages. Chaque étage est un absorbeur dont sa solution résultante est alimentée dans l'étage suivante. L'étage est formée d'une chambre de mélange à dosage de vapeur bien précis et d'un échangeur de chaleur pour délivrer la chaleur au fluide caloporteur. Chacun est calculé séparément.

Pour la partie chambre d'absorption adiabatique, le calcul est basée sur l'itération du débit de vapeur nécessaire pour ramener la solution à l'état de saturation liquide. Les équations utilisées sont les suivantes :

- L'équation du bilan de matière pour la chambre :

$$\dot{m}_{sol,s} = \dot{m}_{sol,e} + \dot{m}_{v} \quad \text{(éq. D.1)}$$

- L'équation du bilan d'espèce pour la chambre :

$$\dot{m}_{sol,s} X_{sol,s} = \dot{m}_{sol,e} X_{sol,e} \quad \text{(éq. D.2)}$$

- L'équation du bilan d'énergie dans la chambre est :

$$\dot{m}_{sol,s} h_{sol,s} = \dot{m}_{sol,e} h_{sol,e} + \dot{m}_{v} h_{v} \quad \text{(éq. D.3)}$$

- L'équation d'équilibre de la solution obtenue est:

$$T_{sol,s} = f(h_{sol,s}, X_{sol,s}) \quad \text{(éq. D.4)}$$

- L'équation d'équilibre à la pression et la concentration obtenue est :

$$T_{sol,s} = f(P, X_{sol,s}) \quad \text{(éq. D.5)}$$

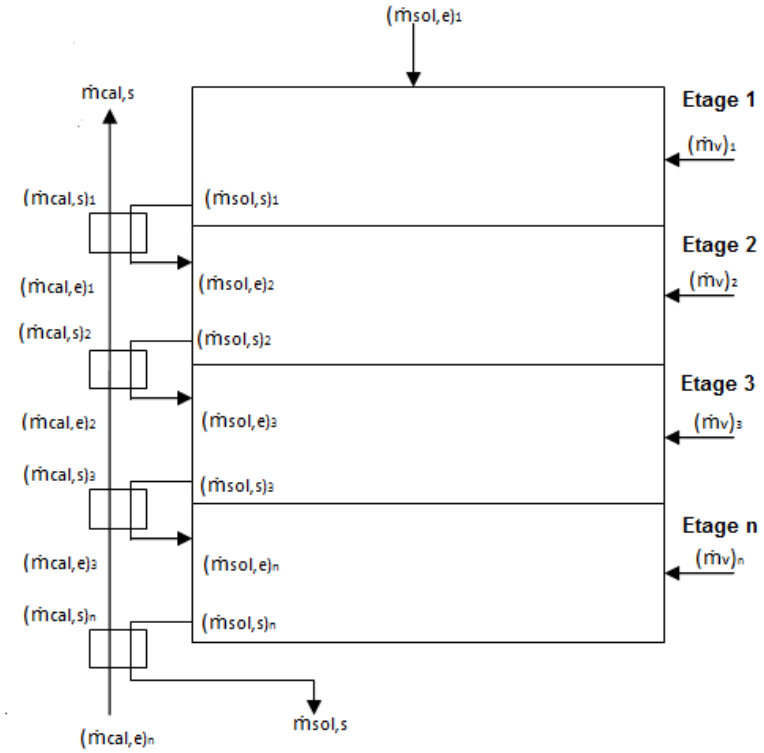


Figure D. 1 : Configuration d'une colonne d'absorption adiabatique.

Ensuite, pour la partie échangeur de chaleur, le calcul est basé sur la recherche de la quantité de chaleur nécessaire à délivrer au fluide caloporteur pour atteindre le pincement de l'échangeur de chaleur. Pour le faire, on applique le bilan d'énergie de l'échangeur :

$$\dot{m}_{cal}(h_{cal,s} - h_{cal,e}) = \dot{m}_{sol,s}(h_{sol,s} - h_{sol,s}') \quad \text{(éq. D.6)}$$

Où $h_{sol,s}'$ est l'enthalpie massique de la solution à la sortie de l'échangeur et qui entre dan l'étage suivant.

A chaque échangeur, les propriétés connues sont celles de la solution venant de la chambre d'absorption et du fluide caloporteur entrant dans l'échangeur. En fixant la température de la solution à la sortie de l'échangeur, on calcul les propriétés du fluide caloporteur à sa sortie de l'échangeur de chaleur. Ensuite, on trouve si le pincement voulu est atteint. Ensuite, la solution sortant de l'échangeur entre dans l'étage suivante et le fluide caloporteur entrant dans l'échangeur est utilisé comme fluide caloporteur sortant de l'échangeur dans l'étage suivante. Pour comprendre la méthodologie de calcul, elle est présentée schématiquement dans l'organigramme de la Figure D.2.

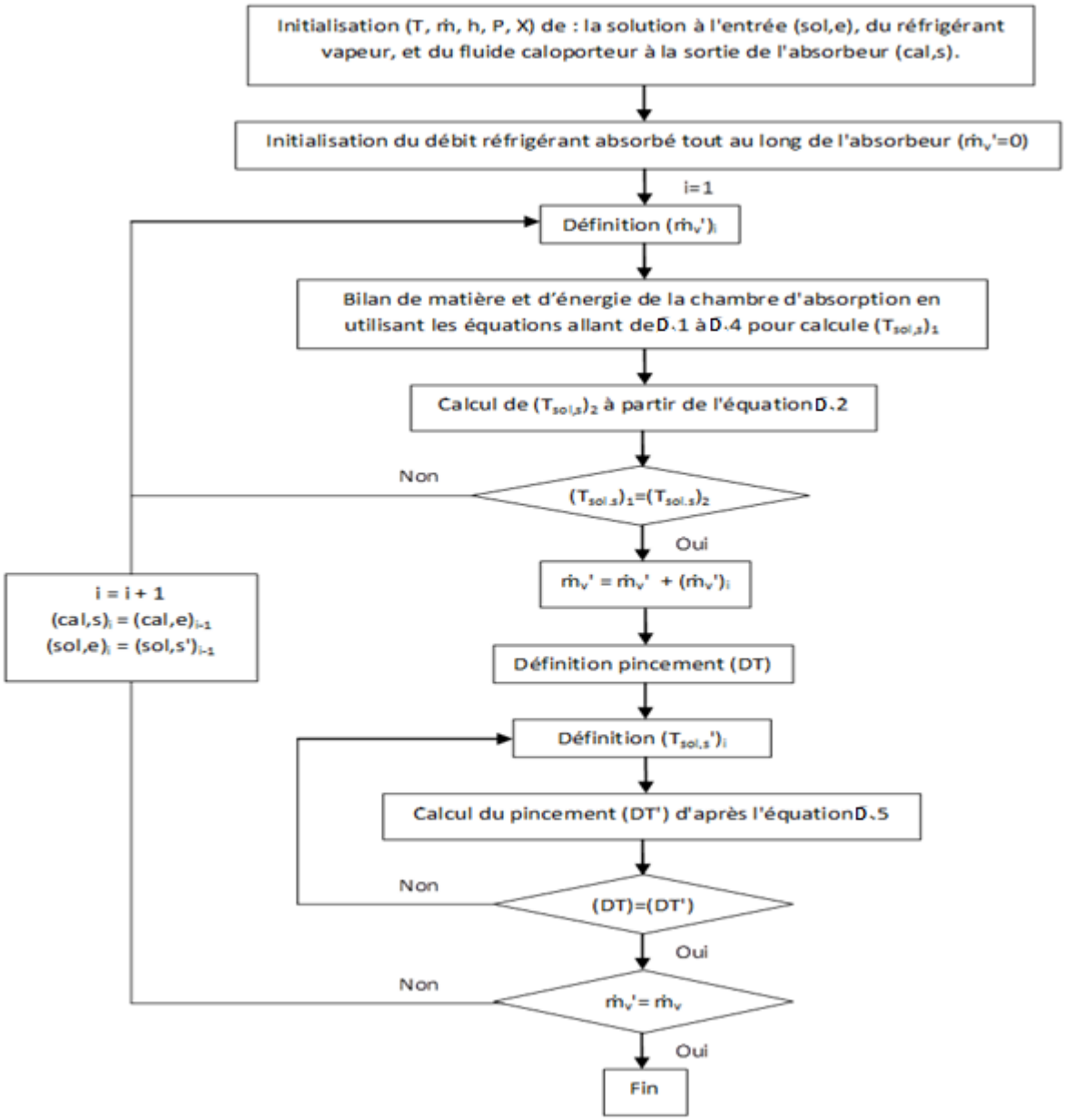


Figure D. 2 : Organigramme qui présente la méthode de résolution de l'absorbeur adiabatique.

Résumé

Cette thèse vise à étudier la valorisation des rejets thermiques de basse température (inférieure à 100 °C) par les machines à absorption, dont principalement les transformateurs de chaleur à absorption (AHT) pour générer de la chaleur à une température plus élevée, et les cycles de réfrigération par absorption (ARC) pour la production de frigories. Les performances des machines à absorption sont exprimées suivant les températures et les COP qu'elles peuvent atteindre. Ces deux paramètres dépendent de l'architecture de la machine, des composants utilisés et de la paire de fluides réfrigérant-absorbant circulant dans la machine. L'objectif principal de ce travail est une nouvelle génération d'AHT qui puisse rendre utile la chaleur avec une différence de température par rapport à la source de chaleur disponible (rejet thermique) d'au moins 50°C. Pour l'ARC, on cible une nouvelle génération de cycles capables de produire des frigories à une température inférieure à -20°C.

Les résultats obtenus représentent une avancée majeure dans le domaine des cycles à absorption. En effet, les objectifs fixés de valorisation de chaleur basse température, jusqu'à 45°C, en rendant disponible de la chaleur haute température (supérieure à 120°C) et basse température (inférieure à -20°C) ont été atteints. Ceci représente une différence de température entre le rejet thermique et la chaleur utile de 75°C minimum. L'utilisation d'éjecteurs avec certains fluides de travail a permis le développement d'une nouvelle génération de cycles à absorption.

Mots Clés

Cycles à absorption, éjecteurs, absorbeur à film tombant, valorisation de rejets thermiques

Abstract

This thesis aims at studying the low temperature waste heat recovery (less than 100°C) by the use of absorption machines, mainly absorption heat transformers (AHT) to generate heat at a higher temperature, and absorption refrigeration cycles (ARC) to generate chilling power. The performances of absorption machines are expressed according to the temperatures and the COPs which they can reach. These two parameters depend on the cycle configuration, the components used and the refrigerant-absorbent pair of fluids circulating in the machine. The main objective of this work is a new generation of AHT which can produce heat with a difference in temperature compared to the available heat source (heat rejection) of at least 50°C. For the ARC, a new generation of cycles capable of producing chilling power at temperatures lower than -20°C is aimed.

The results obtained represent a major progress in the absorption cycles field. The objectives set for this work of low temperature heat recovery, up to 45°C, by making available high temperature heat (above 120°C) and low temperature (below -20°C) have been achieved. This represents a minimal temperature difference between the waste heat and the useful heat of 75°C. The use of ejectors with specific working fluids allowed the development of a new generation of absorption cycles.

Keywords

Absorption cycle, ejectors, falling film absorber, waste heat recovery