

VALORISATION DES REJETS THERMIQUES DES MACHINES FRIGORIFIQUES POUR LE CHAUFFAGE ET LE DESSALEMENT DE L'EAU

Sami Missaoui

► To cite this version:

Sami Missaoui. VALORISATION DES REJETS THERMIQUES DES MACHINES FRIGORI-FIQUES POUR LE CHAUFFAGE ET LE DESSALEMENT DE L'EAU. Thermique [physics.classph]. Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Tunis (Tunisie), 2022. Français. NNT: . tel-03791679

HAL Id: tel-03791679 https://theses.hal.science/tel-03791679

Submitted on 5 Oct 2022

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.



Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Tunis



الجمهورية التونسية وزارة التعليم العالي و البحث العلمي جامعة تونس المدرسة الوطنية العليا للمهندسين بتونس

UNIVERSITE DE TUNIS

THESE

Présentée en vue de l'obtention du titre de

DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'INGENIEURS DE

TUNIS

Spécialité : Génie Mécanique

Par

Sami MISSAOUI

VALORISATION DES REJETS THERMIQUES DES MACHINES FRIGORIFIQUES POUR LE CHAUFFAGE ET LE DESSALEMENT DE L'EAU

Soutenue à l'ENSIT le : 17/09/2022

Devant le jury composé de :

Président : M. Noureddine BEN YAHIA, Professeur en Génie Mécanique, ENSIT

Rapporteur : M. Sadok BEN JABRALLAH, Professeur de Physique Energétique, Faculté des sciences de Bizerte

Rapporteur : M. Taoufik MEZNI, Maître de Conférences en Génie Mécanique, ENSIT

Examinateur : M. Lakdar KAIROUANI, Professeur en Génie Mécanique, ENIT

Directeur de thèse : M. Romdhane BEN SLAMA, Professeur en Génie Mécanique, ISSAT de Gabès

Thèse préparée au Laboratoire de Recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés (LR18ES35)-ENIG

Résumé :

Les méthodes conventionnelles de chauffage et de dessalement de l'eau sont des méthodes énergivores et couteuses. Pour remédier à ce problème, le couplage d'une machine frigorifique avec une unité de chauffage de l'eau sanitaire et/ou une unité de distillation de l'eau saumâtre représente une solution prometteuse et économique.

L'objectif de cette thèse est de réaliser une étude tant théorique qu'expérimentale sur deux réfrigérateurs domestiques, qui en plus de leur fonction principale de réfrigération, chauffent l'eau sanitaire. L'étude concerne aussi un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre ou de mer en plus de sa fonction de base. L'étude théorique consiste à la modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau. La validation du modèle mathématique proposé est faite en comparant les résultats théoriques avec les expériences faites au laboratoire de recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés de l'ENIG (LR18ES35) et aussi en comparant les résultats numériques du modèle aux travaux existants dans la littérature. Cette comparaison a montré une bonne concordance entre les résultats obtenus. Une étude paramétrique est par la suite effectuée afin d'optimiser la géométrie du condenseur hélicoïdal dédié au processus de chauffage de l'eau.

Mots clés : Machines frigorifiques, Valorisation des rejets thermiques, Chauffage, Dessalement, Modélisation, Optimisation

Abstract:

Heating and desalinating water using traditional methods are both energy intensive and costly. Combining a refrigeration machine with a household water heating unit and/or a brackish water distillation unit to solve this problem is a promising and cost-effective solution. The proposed mathematical model is validated by comparing theoretical and experimental results achieved in the Energy, Water, Environment, and Processes research laboratory (LR18ES35), also numerical results was compared to the previous work in the literature. This comparison revealed a high level of agreement between the acquired results. The geometry of the helical condenser dedicated to the water heating process is then optimized using a parametric research.

Keywords: Refrigeration Machines, Waste heat recovery, Water heating, Desalination, Modeling, Optimization

Remerciements

Ce mémoire a été effectué à l'Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Tunis (ENSIT) en collaboration avec le Laboratoire de recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés (LR18ES35) à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès (ENIG).

Je profite de cette occasion pour remercier mon directeur de thèse Mr. **Romdhane BEN SLAMA**, Professeur à l'ISSAT de Gabès qui m'a proposé le sujet en 2017 et pour m'avoir guidé et accompagné tout au long de ce travail de thèse ainsi que pour son soutien moral, scientifique et pédagogique.

Je tiens également à remercier Mr. **Bechir CHAOUACHI**, directeur du laboratoire (LR18ES35) de m'avoir accueilli au sein de son établissement de recherche.

J'exprime toute ma gratitude à Mr. **Zied DRISS**, Professeur à l'ENIS, pour son intérêt à ce travail, sa disponibilité et son encouragement.

Mes remerciements s'adressent également à Mr. **Noureddine BEN YAHIA**, Professeur à L'ENSIT qui m'a fait l'honneur de présider le jury de cette thèse de Doctorat.

Je voudrais remercier Mr. Sadok BEN JABRALLAH, Mr. Taoufik MEZNI et Mr. Lakdar KAIROUANI d'avoir accepté de lire et d'évaluer cette thèse.

Je remercie finalement tous ceux et celles qui ont contribué de près ou de loin à rendre ce travail plus riche.

Table des matières

Ν	Nomenclature					
Ir	Introduction générale					
C	Chapitre 1 Etude bibliographique					
1	I	ntro	oduction	16		
2	C	Géné	éralités sur les machines frigorifiques	16		
	2.1		Principe de fonctionnement	16		
	2.2	. (Composantes d'une machine frigorifique	17		
	2	2.2.1	Compresseur	17		
	2	2.2.2	2 Condenseur	17		
	2	2.2.3	3 Détendeur	17		
	2	2.2.4	Evaporateur	18		
	2.3		Domaine d'application	18		
	2.4		Eléments de base de la thermodynamique	18		
	2	2.4.1	Diagramme de Mollier	18		
	2	2.4.2	2 Conservation d'énergie pour la machine frigorifique	19		
	2	2.4.3	Puissance frigorifique du condenseur	20		
	2	2.4.4	Puissance frigorifique de l'évaporateur	20		
	2	2.4.5	Calcul de la puissance électrique absorbée par le compresseur	21		
	2	2.4.6	5 Evaluation des performances	21		
	2	2.4.7	7 Transfert de chaleur	22		
	2	2.4.8	Rejets et besoins de chaleur à haute température	24		
3 Chauffage de l'eau		Chau	ıffage de l'eau	24		
	3.1		Production de l'eau chaude sanitaire	24		
	3.2	•	Technique de chauffage par le condenseur des pompes à chaleur	25		
	3.3		Technique de chauffage par le condenseur des réfrigérateurs	36		
4	0	Dessa	alement de l'eau	42		
	4.1		Ressources mondiales en eau	42		
	4	4.1.1	Eaux distillables	43		
	4	4.1.2	2 Eaux saumâtres [46]	44		
	4	4.1.3	B Eaux naturelles	44		
	4	4.1.4	Eaux usées	44		
	4	4.1.5	5 Eau potable	45		
	4.2		Procédés de dessalement	45		

	4.	3	Procédés de dessalement	45
		4.3.1	Procédés membranaires	45
		4.3.2	Procédés thermiques	47
		4.3.3	B Distillation solaire	49
	4.	4	Paramètres influant le fonctionnement du distillateur [48]	57
		4.4.1	Paramètres internes	57
		4.4.2	Paramètres Externes	58
5		Con	clusion	59
С	haj	pitre	2 Etude expérimentale	60
1		Intro	oduction	60
2		Chau	uffage de l'eau domestique	60
	2.	1	Présentation du prototype	60
	2.	2	Description des dispositifs expérimentaux	61
		2.2.1	Présentation du premier prototype	61
		2.2.2	Présentation du deuxième prototype	62
		2.2.3	Présentation du condenseur hélicoïdal pris dans cette étude	64
	2.	3	Matériel et méthode	65
		2.3.1	Instrumentation	65
		2.3.2	2 Etalonnage des thermocouples	66
		2.3.3	B Localisation des thermocouples dans le réservoir	66
		2.3.4	Points de mesures de l'installation frigorifique	67
		2.3.5	5 Analyse d'erreurs	68
3		Disti	llation de l'eau saumâtre	69
	3.	1	Description du banc d'essai	69
	3.	2	Appareils de mesure	71
4		Con	clusion	71
С	haj	pitre	3 Modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau	72
1		Intro	oduction	72
2		Mod	lèle numérique	72
	2.	1	Génération du maillage	73
	2.	2	Code CFD	73
	2.	3	Procédure de résolution numérique	74
	2.	4	Choix de la formulation du solveur	75
		2.4.1	Le solveur basé sur la pression « Pressure-based solver »	75

2.4.2	Le solveur basé sur la densité «Density-based solver »	76
2.5	Schéma de discrétisation	76
2.5.1	Méthodes d'interpolation de la pression sur les faces	77
2.5.2	2 Choix des méthodes d'interpolations (Gradients)	77
2.5.3	Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse	77
2.5.4	Initialisation	
2.5.5	Critère de convergence	
2.6	Modèle mathématique	
2.6.1	Modèle de fonctionnement du réfrigérateur domestique	
2.6.2	2 Méthode du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau	
2.6.3	B Détermination de la quantité d'eau à chauffer par le condenseur	
2.7	Méthode numérique	
2.7.1	Equations gouvernantes	
2.7.2	2 Conditions initiales et aux limites	
2.7.3	8 Modélisation CFD (Computational Fluid Dynamics)	
2.8	Validation du modèle	
2.8.1	Calcul selon les conditions de D.D Wang [58]	102
2.8.2	2 Calcul selon les conditions de Dai et al. [8]	102
2.8.3	Calcul selon les conditions expérimentales	104
3 Cond	lusion	
Chapitre	4 Résultats et discussion	106
1 Intro	duction	
2 Prod	luction de l'eau chaude sanitaire	106
2.1	Etude expérimentale et numérique d'un réfrigérateur domestique couplé a 107	u chauffe-eau
2.1.1	Profil de la température	
2.1.2	Profil de la vitesse	110
2.1.3	Profil du coefficient de transfert de chaleur	110
2.1.4	Champ des températures	
2.1.5	6 Champ des vitesses	112
2.2	Etude paramétrique	113
2.2.1	Effet du pas du condenseur	113
2.2.2	2 Effet du diamètre du tube du condenseur	120
2.2.3	B Effet du nombre de spires du condenseur	126

	2.3	Optimisation numérique de la géométrie du condenseur à forme hélicoïdale 133		
	2.3.1	Comparaison entre pas variable et pas constant		
	2.3.2	Effet du diamètre		
	2.3.3 diam	Comparaison des performances entre condenseur à forme conique, condenseur à nètre constant et condenseur à pas variable		
	2.4	Analyse de performance du réfrigérateur domestique pour différentes géométries 158		
3	Part	ie dessalement de l'eau		
	3.1	Distillateur		
	3.2	Conditions environnementales		
	3.3	Profil de la température		
	3.4	Débit d'eau récupérée160		
	3.5	Performance du climatiseur		
4	Cond	lusion		
С	Conclusions Générales et Perspectives164			
R	Références bibliographiques			
Α	Annexe 1			
Α	nnexe 2			

Nomenclature

- A_e : Surface de transfert de la chaleur, m²
- COP : Coefficient de performance, sans dimension
- d: Diamètre, m
- g : Constante de pesanteur, m/s^2
- H : Hauteur, m
- h : Coefficient de transfert de chaleur, W/m² K
- m : Masse, kg
- m: Débit massique, kg/s
- P: Pression, Pa
- Pr : Nombre de Prandtl, sans dimension
- Nu : Nombre de Nusselt, sans dimension
- Ra : Nombre de Rayleigh, sans dimension
- Gr : Nombre de Grashof, sans dimension
- Q : Energie, Joule
- q : Flux de transfert de chaleur, W/m^2
- T : Température, °C
- h: Enthalpie massique, J/kg
- t : temps, s
- U : Coefficient de transfert de chaleur totale, $W/m^2.k$
- u,v,w : composante de la vitesse selon les cordonnées cartésiennes, m.s⁻¹
- v_s : Volume spécifique du compresseur, m³
- P : Puissance du compresseur, w
- x,y,z : Coordonnées cartésiennes, m
- ΔT : Différence de température, °C

C_p: Chaleur spécifique, J.kg⁻¹.k⁻¹

Symboles grecs

- η_{co} : Rendement du compresseur
- η_v : Rendement volumétrique du compresseur
- μ : Viscosité dynamique, Pa.s
- ρ : Masse volumique, kg/m³
- λ : Conductivité thermique, W/m.k
- β : Coefficient de dilatation thermique, 1/K
- υ : Viscosité cinématique, m² .s $^{-1}$
- α : Coefficient de transfert thermique, W/m².K

Indices

- a : Air ambiant
- co: compresseur
- c:condenseur
- e : Evaporateur
- i : entrée
- o : sortie
- r : fluide frigorigène
- val : détendeur
- $w: \ Eau$

Liste des figures

	. –
Figure 1. 1. (a)Schéma de principe de la machine frigoritique,(b)Cycle idéal de la machine [1]	. 17
Figure 1. 2. Diagramme enthalpique du cycle frigorifique [2]	. 19
Figure 1. 3. Principe de la machine frigorifique	. 20
Figure 1. 4. Variation de la température des fluides avec flux à contre-courant [3]	. 23
Figure 1. 5. Schéma d'une pompe à chaleur couplée à un chauffe-eau [8]	. 26
Figure 1. 6. Géométrie du condenseur enroulé sur la paroi extérieure de réservoir d'eau [9]	. 27
Figure 1. 7. Pompe à chaleur couplée avec une unité de chauffage de l'eau [11]	. 28
Figure 1. 8. Installation de réchauffage de l'eau par la chaleur de condensation [12]	. 29
Figure 1. 9. Technique de contrôle de la pompe à chaleur pour la distribution de l'eau chaude [14]	. 30
Figure 1. 10. Principe de fonctionnement du panneau solaire couplé avec la pompe à chaleur [15]	. 31
Figure 1. 11. Schéma fonctionnel de deux systèmes : chauffage de l'eau par la source d'air chaud de	: la
pompe à chaleur/ chauffe-eau solaire couplé à une pompe à chaleur [7]	. 32
Figure 1. 12. Comparaison de COP de deux systèmes proposés [7]	. 33
Figure 1. 13. Variation du COP en fonction de la température d'eau [6]	. 34
Figure 1. 14. Représentation du système couplé (pompe à chaleur avec panneau solaire) [22]	. 36
Figure 1. 15. Valorisation des rejets thermiques pour le chauffage [28]	. 38
Figure 1. 16. Cycle de fonctionnement d'un Réfrigérateur [31]	. 40
Figure 1. 17. Module d'osmose inverse	. 46
Figure 1. 18. Schéma du procédé d'électrodialyse	. 47
Figure 1. 19. Distillation MSF	. 47
Figure 1. 20. Distillation MED	. 48
Figure 1. 21. Schéma de la solidification fractionnée	. 48
Figure 1. 22. Distillateur solaire à basin	. 50
Figure 1. 23. Distillateur solaire à diffusion	. 50
Figure 1. 24. Distillateur solaire sphérique	. 51
Figure 1. 25. Distillateur solaire intégré avec un collecteur à plaque	. 52
Figure 1. 26. Distillateur solaire intégré avec un concentrateur solaire	. 52
Figure 1. 27. Distillateur solaire avec régénération	. 53
Figure 1. 28. Distillateur solaire à bulles d'air	. 54
Figure 1. 29. Distillateur solaire couplé à un système hybride photovoltaïque et thermique	. 54
Figure 1. 30. Distillateur solaire couplé à un système hybride photovoltaïque et thermique	. 55
Figure 1, 31. Schéma d'un distillateur solaire à triple bassin	. 55
Figure 1, 32. Distillateur solaire simple couplé à une pompe à chaleur	. 56
Figure 1 33 Pompe à chaleur à compression	57
Figure 1 34 Diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur à compression	57
rigure 1. 54. Diagramme enthalpique d'une pompe à entateur à compression	. 57
Figure 2. 1. Réfrigérateur utilisé pour le chauffage de l'eau	. 60
Figure 2. 2. Prototype d'un mini réfrigérateur couplé à un chauffe-eau	. 61
Figure 2. 3. Réfrigérateur domestique avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé	. 63

Figure 2. 4. La forme générale d'un condenseur hélicoïdale utilisé dans ce travail [50]	. 64
Figure 2. 5. Dispositif de réfrigération et de chauffage de l'eau [50]	. 65
Figure 2. 6. Etalonnage des thermocouples à l'air ambiant	. 66

Figure 2. 7. Localisation des thermocouples à l'intérieur du réservoir	67
Figure 2. 8. Températures et pressions mesurées dans l'installation frigorifique	68
Figure 2. 9. Principe de l'installation	70
Figure 2. 10. Climatiseur couplé à un système de distillation	71

Figure 3. 1. Procédure numérique globale pour la simulation sur ces codes de calculs ICEM-CFD et	t 72
Fluent	. 73
Figure 3. 2. Etape de la resolution numerique par AINS YS Fluent	. 75
Figure 3. 3. Evaporateur avec deux regimes d'écoulement du fluide frigorigene [2]	. 79
Figure 3. 4. Régime d'écoulement du réfrigérant dans le détendeur type capillaire [53]	. 82
Figure 3. 5. Diagramme de variation des températures du réfrigérant et du fluide extérieur tout au lo	mg
du condenseur	. 82
Figure 3. 6. Schéma d'un condenseur avec trois zones du fluide frigorigène [9]	. 83
Figure 3. 7. Présentation de la géométrie	. 85
Figure 3. 8. Modèle simplifié du réservoir d'eau avec un condenseur totalement immergé [50]	. 90
Figure 3. 9. Réservoir d'eau avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé [55]	. 95
Figure 3. 10. Conditions aux limites dans une configuration 2D prise en considération lors de la	
simulation	. 95
Figure 3. 11. Réalisation de la géométrie par Design-Modeler	. 97
Figure 3. 12. Maillage de la géométrie utilisée	. 98
Figure 3. 13. Variation temporelle de la température moyenne de l'eau pour différents maillages	
bidimensionnels	. 99
Figure 3. 14. Variation temporelle de la température moyenne du l'eau pour différentes valeurs de 2	Δt
	100
Figure 3. 15. Comparaison de la variation de la température de l'eau moyenne avec les travaux de	
Wang [58]	102
Figure 3. 16. Comparaison de la variation de la température de l'eau moyenne avec les travaux de I	Dai
et al. [8]	103
Figure 3. 17. Comparaison de la variation de la température moyenne de l'eau dans le réservoir avec	с
les travaux de Dai et al. [8] et Wang [58]	103
Figure 3. 18. Profil de la température d'eau en fonction du temps	104
Figure 4. 1. Variation des températures en fonction du temps de chauffage	107
Figure 4. 2. Variation de la température de l'eau et la performance du réfrigérateur en fonction du	
temps	108
Figure 4. 3. Variation de la température de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir	109

Figure 4. 4. Variation de la vitesse de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir	. 110
Figure 4. 5. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du temps de chauffage	. 111
Figure 4. 6. Distribution de la température	. 112
Figure 4. 7.Distribution de la vitesse	. 113
Figure 4. 8. Variation de la vitesse de l'eau en fonction du temps pour trois pas différents	. 114
Figure 4. 9. Contours de vitesse	. 115
Figure 4. 10. Variation de la température en fonction de pas du condenseur	. 117
Figure 4. 11. Contours de température	. 118
Figure 4. 12. Contours de pression	. 119

Figure 4. 13. Variation de la vitesse de l'eau en fonction du diamètre du tube	121
Figure 4. 14. Distribution de la vitesse	122
Figure 4. 15. Variation de la température de l'eau en fonction du diamètre du tube du condenseur	123
Figure 4. 16. Distribution de la température	125
Figure 4. 17. Contours de pression	126
Figure 4. 18. Variation de la vitesse de l'eau en fonction du nombre des spires du condenseur	127
Figure 4. 19. Contours de vitesse	129
Figure 4. 20. Variation de la température de l'eau en fonction du diamètre du tube du condenseur	130
Figure 4. 21.Contours de température	132
Figure 4. 22. Contours de pression	133
Figure 4. 23. Variation de la vitesse de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur	135
Figure 4. 24. Variation de la température de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur	137
Figure 4. 25. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du	
condenseur	138
Figure 4. 26. Distribution de la vitesse	140
Figure 4. 27. Contours de température	142
Figure 4. 28. Contours de pression	143
Figure 4. 29. La géométrie du condenser à diamètre constant et à diamètre variable	144
Figure 4. 30. Variation de la vitesse de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur	145
Figure 4. 31. Variation de la température de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur	146
Figure 4. 32. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du	
condenseur	148
Figure 4. 33. Distribution de la vitesse	149
Figure 4. 34. Distribution de la température	151
Figure 4. 35. Contours de pression	152
Figure 4. 36. Variation de la température de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur	153
Figure 4. 37. Variation de coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du	
condenseur	154
Figure 4. 38. Distribution de la vitesse	156
Figure 4. 39. Distribution de la température	157
Figure 4. 40. Evolution du coefficient de performance au cours du temps	159
Figure 4. 41. Evolution de la température d'eau et d'évaporateur au cours du temps	160
Figure 4. 42. Débit d'eau horaire récupérée	161
Figure 4. 43. Evolution du coefficient de performance au cours du temps	162

Liste des tableaux

Tableau 1. 1. Valeurs indicatives pour les coefficients de transfert de chaleur [3]	23
Tableau 1. 2. Répartition des eaux [43]	43
Tableau 1. 3. Degrés de salinité de l'eau [45]	44
Tableau 2. 1. Spécifications et caractéristiques du réfrigérateur mini couplé à chauffe-eau	62
Tableau 2. 2. Caractéristiques du système de réfrigération	63
Tableau 2. 3. Paramètres géométriques du réservoir d'eau à condenseur hélicoidal [50]	64
Tableau 2. 4. Incertitudes des mesures	69
Tableau 3. 1. Paramètres fondamentaux utilisés lors des simulations	96
Tableau 3. 2. Propriétés physiques de l'eau utilisées en simulation CFD	96

Introduction générale

Les machines frigorifiques tels que les réfrigérateurs, les congélateurs et les climatiseurs font aujourd'hui partie de notre vie quotidienne. Par leurs diverses applications, elles assurent une meilleure qualité de vie. Elles permettent également de satisfaire les besoins des utilisateurs dans de nombreuses applications pour congeler et conserver des produits alimentaires, mais aussi de rafraîchir des locaux tels que les grandes surfaces, les appartements, les lieux de commerce, les cinémas ou encore les complexes sportifs. Ces machines frigorifiques ont des cycles qui permettent d'extraire la chaleur au milieu à refroidir à bas niveau de température en la rejetant aux milieux extérieurs à une température plus élevée. Ce cycle frigorifique à compression de vapeur s'impose de façon éclatante grâce à sa fiabilité. Ces équipements frigorifiques sont destinés à produire le froid dans tous les domaines qui ont besoin de rafraîchissement et/ou de congélation. La technique de rafraîchissement s'effectue ainsi par un échangeur thermique appelé évaporateur par contre de l'autre côté, un autre échangeur de chaleur appelé condenseur qui permet de fournir une quantité d'énergie calorifique importante à la source chaude à température plus élevée. Ces rejets thermiques au niveau du condenseur seront perdus dans l'atmosphère sans les utiliser. Alors, ces machines frigorifiques produisent deux énergies calorifiques différentes, seulement une parmi ces énergies est exploitée et l'autre qui est produite par le condenseur sera rejetée dans l'ambiante et qui contribue elle-même à la dégradation de l'environnement. L'utilisation de cette source d'énergie gratuite perdue dans l'environnement est capable de satisfaire les besoins de chauffage et de dessalement à toutes températures en gardant de bonnes performances thermodynamiques. Pour cette raison, pourquoi ne pas en valoriser ces différents rejets thermiques fournis par le condenseur dans le domaine de chauffage de l'eau sanitaire ou dans la technique de dessalement ?

La technique de chauffage de l'eau sanitaire et les procédures de dessalement de l'eau de mer nécessitent une forte consommation d'énergie, par conséquent elles ont une grande influence sur l'environnement. L'avantage de la valorisation des rejets thermiques qui ont une influence sur les facteurs économiques (évolution du coût de l'énergie) et environnementaux (réduction des émissions de gaz à effet de serre). Une amélioration de l'efficacité énergétique permet de réduire le facteur énergétique sur le marché et par conséquent la réduction de l'impact environnemental. Ce dernier est réduit considérablement par la diminution des émissions du CO2 qui peut atteindre un pourcentage important dans les émissions de la chaudière. Actuellement, dans l'industrie l'application de ce type de valorisation des rejets thermiques est faible mais vu l'augmentation progressive des coûts des énergies et des problèmes environnementaux ce nombre ne peut que croître.

L'objectif de ce travail est ainsi d'étudier le rejet thermique cédé par les condenseurs des machines frigorifiques pour le chauffage et le dessalement de l'eau afin d'optimiser les conditions de fonctionnement de ces machines.

Ceci est fait à travers une étude tant théorique qu'expérimentale reposant sur les phénomènes d'échange thermique entre le fluide frigorigène à l'intérieur du tube et l'eau à l'extérieur qui régissent le chauffage et le dessalement de ce fluide.

Ce mémoire est reparti en quatre chapitres.

Le premier chapitre décrit une généralité sur les machines frigorifiques à compression, les pompes à chaleur ainsi que les techniques de production d'eau chaude sanitaire voire le dessalement de cette substance utilisant les rejets thermiques cédés par le condenseur.

Une étude expérimentale de réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau et un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre fera l'objet du deuxième chapitre. Une description détaillée des prototypes, les caractéristiques et les paramètres géométriques sont alors présentés.

Le troisième chapitre sera consacré à la modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur domestique au chauffe-eau.

Le quatrième et dernier chapitre porte sur les résultats obtenus ainsi que leurs discussions.

Finalement, une conclusion et des perspectives retenues de cette étude achèvent le mémoire.

Chapitre 1 Etude bibliographique

1 Introduction

Ce chapitre présente tout d'abord quelques notions générales sur les machines frigorifiques à compression, les pompes à chaleur et quelques éléments de base sur le principe de la thermodynamique. Puis, nous décrivons la technique de chauffage de l'eau sanitaire en présentant les différentes méthodes de chauffage utilisées par les chercheurs dans ce domaine avec leurs résultats. Ensuite, nous présentons quelques informations sur les diverses technologies de dessalement de l'eau de mer, notamment la technique de dessalement membranaire et celle de dessalement par distillation à changement de phase.

2 Généralités sur les machines frigorifiques

Les machines frigorifiques telles que les réfrigérateurs, les congélateurs et les climatiseurs comportent deux échangeurs thermiques : l'évaporateur pour créer le froid par évaporation du fréon, et le condenseur pour céder la chaleur au milieu extérieur par condensation du fréon. Ces machines frigorifiques produisent ainsi de manière simultanée le chaud et le froid. L'objectif principal de la machine frigorifique est la production du froid pour les besoins domestiques, commerciaux et industriels ce qui impose l'utilisation d'un dispositif capable d'extraire de la chaleur dans le milieu à refroidir pour le céder dans un milieu extérieur.

2.1 Principe de fonctionnement

Une installation frigorifique permet de transférer l'énergie calorifique d'un milieu à refroidir à bas niveau de température jusqu'à un milieu extérieur à plus haut niveau de température. Ce transfert se fait couramment à l'aide du fréon. Ce fluide frigorigène circule dans l'installation frigorifique. La machine frigorifique à compression de vapeur est composée de quatre organes principaux qui sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur comme présenté sur la figure 1.1.

Le fréon suit un cycle fermé en quatre phases à travers le circuit constitué des organes principaux :

- La compression du fréon (état gazeux).
- La condensation du fréon (état gazeux ensuite liquide).
- La détente du fréon.
- La vaporisation du fluide liquide (production du froid).



Figure 1. 1. (a)Schéma de principe de la machine frigorifique,(b)Cycle idéal de la machine [1]

2.2 Composantes d'une machine frigorifique

2.2.1 Compresseur

Le compresseur va refouler le fréon (fluide frigorigène) surchauffé à haute température et haute pression vers un échangeur thermique nommé condenseur qui est situé dans un milieu extérieur à un niveau de température inférieur à celui du fréon.

2.2.2 Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur qui reçoit le fluide frigorigène comprimé par le compresseur à haute pression et haute température. Le fréon chaud provenant du compresseur va fournir sa chaleur au milieu extérieur. Il y aura donc transfert d'énergie calorifique du fréon vers le milieu extérieur. Le fluide frigorigène se refroidit, ce qui aura pour conséquence une condensation. On obtiendra ainsi, à la sortie de l'échangeur (condenseur), du fréon à l'état liquide refroidi à haute pression.

2.2.3 Détendeur

Le fréon à l'état liquide, refroidi à haute pression, va ensuite alimenter le détendeur, qui va détendre de façon adiabatique et sans travail fourni ou consommé. Ainsi, l'enthalpie est la même à l'entrée et à la sortie du détendeur. A la sortie de ce dernier, le fréon est sous l'état d'un mélange liquide-vapeur à basse température et à basse pression. Ce qui permet ensuite d'alimenter l'évaporateur.

2.2.4 Evaporateur

L'évaporateur est placé dans le milieu à refroidir. A l'intérieur de l'évaporateur, le fluide frigorigène est sous l'état d'un mélange liquide-vapeur à basse pression et basse température. Le milieu à refroidir émet de la chaleur à un niveau de température supérieur à celui du fréon, il y a donc transfert de l'énergie calorifique du milieu à refroidir vers le fréon. Le fluide frigorigène se réchauffe, ce qui a pour conséquence de le faire évaporer. On obtient ainsi, en sortie d'évaporateur, le fréon à l'état vapeur surchauffé à basse pression.

2.3 Domaine d'application

Les machines frigorifiques occupent plusieurs domaines. Avec la production du froid, ils répondent aux besoins d'utilisateur dans différents endroits. Elles permettent ainsi de congeler et de conserver des produits alimentaires. Ces équipements frigorifiques contribuent de manière essentielle au développement socio-économique. Ils ont participé de façon primordiale dans l'alimentation des populations en permettant la conservation des denrées alimentaires à travers le transport, la distribution et la présentation à la vente. Ils ont été aussi utilisé dans le domaine de la santé à savoir la conservation des vaccins, le rafraîchissement des salles d'opérations et sans oublier leur utilisation dans l'habitat à l'instar des appartements, des hôtels et des maisons comme réfrigération, congélation et climatisation. De même, ces machines frigorifiques peuvent se trouver dans d'autres domaines comme le rafraîchissement des lieux de travail dans des zones géographiquement chaudes et humides et dans les grandes surfaces du commerce ou du cinéma. De plus, le froid est nécessaire dans l'industrie de fabrication électronique à savoir la création des microprocesseurs, le traitement d'air dans les salles informatiques.

2.4 Eléments de base de la thermodynamique

2.4.1 Diagramme de Mollier

Le diagramme enthalpique présenté sur la figure 1.2, permet de tracer le cycle d'une machine frigorifique et de déterminer les grandeurs physiques d'un fluide frigorigène dans une installation frigorifique à savoir la pression, la température, l'enthalpie, l'entropie et le volume massique. Ce diagramme permet également de calculer les puissances calorifiques des deux échangeurs de chaleurs, le travail du compresseur et de connaître l'état du fluide en différents endroits.



Figure 1. 2. Diagramme enthalpique du cycle frigorifique [2]

2.4.2 Conservation d'énergie pour la machine frigorifique

La conservation de l'énergie totale d'un système fermé est le premier principe de la thermodynamique, formulé par Julius Robert Von Mayer en 1842 et vérifié par le travail expérimental en 1843 par James Prescott Joule. Ce principe s'écrit :

$$\Delta E = \sum Q + W \tag{1-1}$$

Avec E est l'énergie totale échangée du système, $\sum Q$ est la somme des quantités de chaleur des deux échangeurs et W c'est le travail mécanique du compresseur. Ces énergies sont définies comme des formes d'énergie équivalentes comme le montre la figure 1.3.

Ce schéma met en évidence le principe de la machine frigorifique. A partir d'un travail mécanique W du compresseur, le cycle frigorifique effectue un transfert de chaleur d'une source froide Q_f à une température T_f vers une source chaude Q_c à une température T_c plus élevée.



Figure 1. 3. Principe de la machine frigorifique

2.4.3 Puissance frigorifique du condenseur

La puissance calorifique fournie par le condenseur peut s'identifier selon l'équation (1-2) du point de vue du réfrigérant. D'après les coordonnées des points du diagramme enthalpique du point de vue du fluide de la source chaude, on peut écrire :

$$\dot{Q}_{c-r} = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2)$$
 (1-2)

Avec \dot{m}_r est le débit du fréon et h_2 et h_3 sont respectivement les enthalpies de l'entrée et de la sortie du condenseur.

Soit

$$\dot{Q}_{c-sc} = \dot{m}_{sc} \cdot Cp_{sc} \cdot \Delta T_{sc}$$
(1-3)

Avec \dot{Q}_{s-cs} est le débit du médium de refroidissement, Cp_{sc} est se chaleur spécifique et ΔT_{sc} est la différence de la température entre l'entrée et la sortie.

2.4.4 Puissance frigorifique de l'évaporateur

De la même manière que le condenseur, la puissance frigorifique de l'évaporateur peut s'identifier à partir de la formule suivante :

$$\dot{Q}_{f-r} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$$
 (1-4)

Avec \dot{m}_r est le débit du fréon et h_1 et h_4 sont respectivement les enthalpies d'entrée et de sortie à l'évaporateur.

Concernant la fluide source, la formule peut s'écrire comme suit :

$$\dot{Q}_{f-sf} = \dot{m}_{sf} \cdot Cp_{sf} \cdot \Delta T_{sf}$$
(1-5)

Avec \dot{m}_{sf} est le débit du médium de refroidissement, Cp_{sf} son capacité calorifique et ΔT_{sf} est la différence de température entre l'entrée et la sortie.

2.4.5 Calcul de la puissance électrique absorbée par le compresseur

Selon le principe de la thermodynamique, la puissance absorbée par la compression est définie par le produit du débit massique du fréon \dot{m}_r par la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du compresseur :

$$\dot{W} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \tag{1-6}$$

Le débit massique du fréon est calculé par la formule suivante :

$$\dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{r}} = \rho_{\mathbf{r}} \cdot \eta_{\mathbf{vol}} \cdot \mathbf{V}_{\mathbf{b}} \tag{1-7}$$

Avec ρ_r est la masse volumique du fréon, η_{vol} est le rendement volumétrique du compresseur et V_b est le volume balayé.

La puissance électrique absorbée par le compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$P_{\text{élec}} = \frac{\dot{W}}{\eta_{\text{él}} \cdot \eta_{\text{m}}}$$
(1-8)

Avec \dot{W} est la puissance du compresseur, $\eta_{\acute{e}l}$ est le rendement électrique et η_m est le rendement mécanique du compresseur.

2.4.6 Evaluation des performances

Plusieurs coefficients permettent d'évaluer les performances énergétiques d'une machine frigorifique à compression. En général, la performance d'un système est définie par le rapport de la puissance utile Pu produite par la machine sous forme de chaleur par le réfrigérant sur la puissance absorbée Pa par la compression sous forme de travail mécanique ou bien électrique comme indique la formule suivante :

$$COP = \frac{Pu}{Pa}$$
(1-9)

En se référant à l'évaporateur de la machine frigorifique, le coefficient de performance s'écrit :

$$COP_{\text{froid}} = \frac{\dot{Q}_f}{P_{\acute{e}l.a}}$$
(1-10)

En se référant au condenseur seul d'une pompe à chaleur, on peut écrire :

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P_{el, a}}$$
(1-11)

En se référant à la fois à l'évaporateur et au condenseur, on peut écrire :

$$COP = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{P_{\acute{e}l. a}}$$
(1-12)

2.4.7 Transfert de chaleur

A la frontière entre deux systèmes qui possèdent deux niveaux de températures différentes, se produit un échange de chaleur sans aucun travail. L'importance du flux est proportionnelle à la surface d'échange thermique et à la différence de température. On distingue les phénomènes d'échange suivants :

- Transfert de chaleur sans changement d'état (par exemple gaz / gaz, liquide / liquide).
- Transfert de chaleur avec changement d'état de l'un des deux flux au moins (par exemple évaporation, condensation).
- Transfert combiné de chaleur et de matière par convexion et évaporation (par exemple refroidissement par vaporisation eau / air).

Pour la détermination du transfert de chaleur, on peut calculer le flux de chaleur Q par la formule suivante :

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{A} \cdot \Delta \mathbf{T}_{\mathrm{me}} \tag{1-13}$$

Avec :

$$\Delta T_{\rm me} = \frac{\Delta T_{\rm e} - \Delta T_{\rm s}}{\ln(\Delta T_{\rm e} / \Delta T_{\rm s})}$$
(1-14)

K : Coefficient de transmission de chaleur W/m² K.

A : Surface de transmission de chaleur m².

 ΔT_{me} : Différence logarithmique moyenne de la température K.

La différence logarithmique moyenne de la température est appelée aussi longueur thermique qui est calculée à partir de la différence de température moyenne effective dans l'échangeur :

 ΔT_e : Différence de température à l'entrée K.

 ΔT_s : Différence de température à la sortie K.



Figure 1. 4. Variation de la température des fluides avec flux à contre-courant [3]

Le coefficient de transmission de chaleur n'est pas une dimension caractéristique de la matière, mais il découle de nombreux facteurs, comme par exemple l'état du fluide (vapeur, gaz, liquide), les propriétés du fluide (densité, pouvoir calorifique spécifique, viscosité, capacité de transmission), les caractéristiques thermodynamiques (pression, température), la vitesse du fluide ainsi que les dimensions et la géométrique de l'échangeur de chaleur.

Il est impossible d'établir une formule générale pour le calcul du coefficient de transmission de chaleur vu toutes les interdépendances impliquées. En pratique, ce coefficient est défini pour chaque cas sur la base de valeurs d'expérience ou d'essais. Le tableau 1.1 décrit des valeurs indicatives pour différentes applications techniques.

Туре	Flux thermique (W/m ²)
Eau/eau	
Echangeur tubulaire	200 à 1000
Echangeur à double manteau	350 à 1400
Vapeur/eau	
Echangeur tubulaire (vapeur dans le tube)	350 à 1200
Evaporateur (vapeur autour du tube)	600 à 1500
Eau/ gaz	
Echangeur tubulaire	15 à 70
Chaudière de post chauffage	15 à 45
(gaz dans le tube)	
Gaz/ gaz	
Echangeur tubulaire	6 à 35
Echangeur à double manteau	2 à 35

Tableau 1. 1. Valeurs indicatives pour les coefficients de transfert de chaleur [3]

2.4.8 Rejets et besoins de chaleur à haute température

Les machines frigorifiques à compression permettent de produire simultanément le chaud et le froid par ses deux échangeurs thermiques. Le premier échangeur, condenseur, est en contact avec la source chaude quant au deuxième échangeur, évaporateur, permet de produire le froid. Ces machines ont un cycle frigorifique dans lequel un fluide frigorigène circule sous pression par un compresseur mécanique. Au niveau de condenseur, ce fluide frigorigène permet de céder une énergie calorifique au milieu extérieur avec une température très élevée. Par contre, de l'autre côté où se trouve l'évaporateur, le fluide permettant de recevoir une quantité d'énergie calorifique afin de produire le froid pour le besoin domicile ou bien commercial. Avec l'utilisation d'un seul échangeur, évaporateur, pour répondre à notre besoin quotidien, l'autre échangeur thermique, condenseur, perd une quantité de chaleur importante dans l'atmosphère. Ces quantités de chaleur perdues dans l'atmosphère sont capables de satisfaire les besoins de chauffage à hautes températures (70 °C à 80 °C) en gardant de bonnes performances thermodynamiques. Pour cette raison, pourquoi ne pas en valoriser ces différents rejets thermiques pour améliorer la technique de chauffage traditionnelle qui consomme beaucoup d'énergie et qui produit des émissions de gaz néfastes sur l'environnement.

3 Chauffage de l'eau

3.1 Production de l'eau chaude sanitaire

Avec l'augmentation de la population, la demande de l'énergie a augmenté ce qui a contribué à la pollution de l'environnement. Dans la région méditerranéenne, la production de l'eau sanitaire chaude représente un facteur important pour la consommation d'énergie résidentielle. Ainsi, la réduction de la demande de l'énergie de chauffage de l'eau permet de conserver l'énergie et de même protéger l'environnement contre l'émission de gaz. A peu près 75% de la population utilise l'énergie électrique pour le chauffage de l'eau, 22% utilise le bois, fuel ou bien gaz pour chauffer l'eau et 3% utilise le chauffage da l'eau, 22% utilise le bois, fuel ou bien gaz pour chauffer l'eau et 3% utilise le chauffe-eau solaire [2]. En Hong Kong, une grande quantité de l'eau sanitaire chaude est consommée dans les appartements résidentiels et commerciaux. Avec une faible source d'énergie, l'énergie fossile est le majeur moyen utilisé pour satisfaire le besoin de l'eau chaude. Avec la détérioration de l'énergie et la pollution de l'environnement, des chercheurs ont trouvé une solution adéquate pour répondre au besoin du chauffage de l'eau. Cette méthode est le chauffage par le chauffe-eau solaire par contre cette méthode est insuffisante dans quelques régions avec une faible énergie solaire. Pour cette raison, ils ont proposé d'autres techniques de chauffage en couplant entre la pompe à chaleur et le chauffe-eau solaire [4]. Chen et al. [5] ont montré que la technique de chauffage de l'eau

Chapitre 1 : Etude bibliographique

est un facteur majeur pour la consommation d'énergie dans les secteurs résidentiels. Elle a été réalisée par différentes sources d'énergie comme le gaz naturel ou bien le chauffage électrique. Ces différentes sources de chauffage ont une influence directe ou indirecte sur la consommation d'énergie fossile. Ainsi, la technologie de pompe à chaleur utilisée pour le chauffage de l'eau, est une méthode faisable pour conserver la consommation d'énergie et aussi fournit à l'eau une énergie efficace pour le chauffer. La conservation de l'énergie et la protection de l'environnement sont deux termes qu'il faut les étudier. L'utilisation de l'énergie solaire, l'énergie géothermique, l'air ou bien autre énergie renouvelable sont des techniques de chauffage qui ont contribué à la réduction du problème de la haute consommation de l'énergie. Par contre, la technique de chauffage par la pompe à chaleur est un moyen efficace pour chauffage par la pompe à chaleur est un moyen efficace pour chauffage fle.

Avec la comparaison entre la quantité d'énergie consommée par le chauffe-eau électrique et celle consommée par la pompe à chaleur pour chauffer l'eau sanitaire, on trouve que le pourcentage d'énergie conservée est entre 40 et 60 % **[7].** En ce qui concerne la technique de chauffage de l'eau sanitaire, plusieurs méthodes ont été valorisées pour répondre à cette demande.

3.2 Technique de chauffage par le condenseur des pompes à chaleur

Dai et al., [8] ont réalisé une étude numérique sur une pompe à chaleur couplée à une unité de production d'eau chaude comme l'indique la figure 1.5. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur et la performance du système couplés sont améliorés avec la modification de la géométrie du condenseur. Aussi, ils ont trouvé que le condenseur hélicoïdal à diamètre variable montre de meilleures performances par rapport à celles du condenseur hélicoïdal simple avec diamètre constant.



Figure 1. 5. Schéma d'une pompe à chaleur couplée à un chauffe-eau [8]

Ye et al. **[9]** ont présenté une étude numérique pour une pompe à chaleur avec un condenseur à forme hélicoïdal enroulé sur la paroi extérieure d'un réservoir de stockage d'eau chaude comme c'est indiqué sur la figure 1.6. Ils ont trouvé que le condenseur hélicoïdal à pas variable montre des meilleures performances par rapport à celles du condenseur hélicoïdal simple et à pas constant.

Chapitre 1 : Etude bibliographique



Figure 1. 6. Géométrie du condenseur enroulé sur la paroi extérieure de réservoir d'eau [9]

Genkinger et al. [10] ont étudié le couplage d'une pompe à chaleur avec l'énergie solaire pour produire l'eau chaude sanitaire. Ils ont trouvé que la réduction de la consommation d'énergie pour satisfaire les besoins des habitants en eau chaude est très importante. Ainsi, ils ont couplé une pompe à chaleur avec un système photovoltaïque pour produire de l'électricité à l'aide d'un panneau solaire afin de fonctionner la pompe à chaleur. La vapeur surchauffée au niveau du condenseur a été valorisée pour chauffer l'eau sanitaire. Ils ont montré que le chauffage de l'eau sanitaire et la production de l'énergie à travers l'énergie solaire (photovoltaïque) pourraient modifier le résultat de l'évaluation financière dans un proche avenir. L'électricité produite par des systèmes photovoltaïques de plus grandes tailles est déjà nettement moins chère que celle des petits systèmes appliqués dans cette étude. La technique de chauffage de l'eau à travers ce système contribue à la réduction du pourcentage d'énergie perdue. Le résultat de cette étude est basé sur l'évaluation des aspects économiques.

Mahdi et al. [11] ont mené une étude expérimentale sur le comportement de fusion d'un matériau à changement de phase (MCP) dans une unité de stockage d'énergie à condenseur de

forme hélicoïdale comme indique la figure 1.7, afin d'étudier l'effet de la géométrie du condenseur sur la performance thermique d'un système couplé. Les résultats ont indiqué que le taux de fusion dans le condenseur à forme conique est amélioré de 22% par rapport à celui du condenseur à forme hélicoïdale.



Figure 1. 7. Pompe à chaleur couplée avec une unité de chauffage de l'eau [11]

Skrivan [12] a valorisé la chaleur de condensation des groupes frigorifiques de moyenne puissance pour chauffer l'eau sanitaire comme indique la figure 1.8. Il a montré que les installations de refroidissement offrent des conditions de température favorables à la récupération de chaleur. Il a aussi montré que dans une entreprise agricole destinée à la production de lait, le froid est nécessaire pour conserver cette matière produite. Aussi la production de l'eau chaude est très indispensable pour des buts hygiéniques et technologiques. Alors, en ce qui concerne la technique de chauffage de l'eau, la seule méthode utilisée pour satisfaire le besoin quotidien est l'énergie électrique. Avec l'augmentation du coût de la consommation de l'énergie électrique et son influence sur l'environnement qui constituent des problèmes énergétiques dont ce chercheur a trouvé une méthode fiable contribuant à la réduction de la consommation d'énergie électrique. Une possibilité d'économie considérable à cet égard est l'utilisation de la chaleur de condensation dégagée par les groupes frigorifiques pour la production de l'eau chaude.



Figure 1. 8. Installation de réchauffage de l'eau par la chaleur de condensation [12]

Il a montré que l'utilisation de la chaleur perdue au niveau du condenseur de groupe frigorifique représente donc une nette économie d'énergie. Une part de la chaleur de compression est perdue par rayonnement par le compresseur, ce qui réduit un peu la quantité de chaleur disponible pour la récupération.

Pour optimiser l'économie d'énergie, il faudrait régler la température de condensation et par conséquent la température de l'eau réchauffée en fonction de la température extérieure et des caractéristiques du détendeur.

Carbonell et al. [13] ont couplé une pompe à chaleur avec un panneau solaire pour produire la chaleur dans un climat froid et pour préparer l'eau chaude sanitaire utilisable quotidiennement. Dans leurs travaux, ils ont comparé plusieurs climats différents afin de vérifier leurs influences sur la production d'énergie pour le panneau solaire qui contribue à son tour à la production de l'air chaud et le chauffage de l'eau sanitaire à l'aide du condenseur de la pompe à chaleur.

Flora et al. **[14]** ont étudié la pompe à chaleur utilisée pour le chauffage de l'eau sanitaire avec différentes vitesses du compresseur comme le montre la figure 1.9.



Figure 1. 9. Technique de contrôle de la pompe à chaleur pour la distribution de l'eau chaude [14]

L'utilisation de l'eau sanitaire à l'état chaud se fait avec une quantité très importante. Pour répondre aux besoins vitaux, la plupart des méthodes utilisées pour le chauffage est l'énergie électrique. Cette méthode est très simple avec un faible coût d'installation. Mais, elle coûte très chère au niveau énergétique. Cette étude est réalisée dans une région brésilienne où il se trouve la plupart des sociétés industrielles qui consomment à peu près plus de 80 % d'énergie électrique. Durant la journée, la douche à chauffage électrique est responsable d'une forte consommation le matin (de 5h à 9h) et surtout au début de la soirée (de 18h à 21h). Vu ces problèmes, ces chercheurs ont pensé à une solution efficace afin de les résoudre définitivement. Ils ont montré que l'avantage de cette méthode est la faible consommation d'énergie électrique par rapport à la méthode traditionnelle.

Le système de pompe à chaleur est un moyen efficace pour réduire la consommation d'énergie électrique, conduisant à environ 73% de réduction de la consommation totale d'électricité.

Li et al. [15] ont réalisé une étude sur les performances des systèmes de pompe à chaleur assistée par l'énergie solaire pour la production d'eau chaude à Hong Kong comme le montre la figure 1.10.



(a) Schéma de principe du système SA-WSHP



(b) Schéma de principe du système SA-ASHP

Figure 1. 10. Principe de fonctionnement du panneau solaire couplé avec la pompe à chaleur

[15]

A Hong Kong, une grande quantité d'eau chaude est destinée aux consommations résidentielles et commerciales. La source d'énergie utilisée pour la production d'eau sanitaire chaude est l'énergie fossile. Avec la détérioration d'énergie et la pollution de l'environnement, les systèmes de chauffe-eau solaire interviennent pour éviter ces problèmes. Ils ont aussi montré qu'en jour froid ou bien pendant la nuit (absence de rayonnement solaire), le circuit du panneau solaire ne fonctionne pas pour chauffer l'eau donc la source de chaleur récupérée du condenseur de la pompe à chaleur commence à fonctionner. Le principe de fonctionnement de ce système est le même que celui du chauffe-eau solaire classique, mais son couplage avec la pompe à chaleur conduit à la production de l'énergie auxiliaire qui contribue au chauffage d'eau sanitaire. Ils ont montré aussi que le débit de circulation d'eau du réservoir vers le condenseur joue un rôle important sur les performances du système, la température finale de l'eau à la sortie

Chapitre 1 : Etude bibliographique

et la durée totale de chauffage. Lorsque la température initiale de l'eau dans le ballon de préchauffage est comprise entre 20 et 36 ° C, le débit varie de 4,7 m³ / h à 14,4 m³ / h. Ces résultats sont en accord avec **Mei et al. [16]** qui ont étudié le phénomène de chauffage de l'eau par le condenseur de pompe à chaleur par la convection naturelle.

Qin et al. [17] ont fait une étude expérimentale sur la technique de chauffage de l'eau par une pompe à chaleur domestique. Ils ont montré que les pompes à chaleur ont une source avantageuse d'air chaud, en termes d'efficacité, par rapport aux chaudières à gaz naturel en ce qui concerne le besoin de chauffage de l'eau sanitaire. Les mesures montrent que le diamètre des bulles augmente avec un débit d'eau chaude plus élevé. Avec l'augmentation du débit d'eau chaude, le régime d'eau tend à être plus turbulent.

Sun et al. [7] ont étudié la performance de la pompe à chaleur pour chauffer l'eau et aussi la technique de chauffage par la combinaison de chauffe-eau solaire avec pompe à chaleur sous une condition d'opération variable (température d'air, température d'eau, rayonnement solaire, l'intensité, ...) pour faire une comparaison entre les deux systèmes comme le montre la figure 1.11.



1-Evaporateur; 2-Réservoir d'eau; 3-Détendeur; 4-Evaporateur/ Ventilateur; 5-Evaporateur

Figure 1. 11. Schéma fonctionnel de deux systèmes : chauffage de l'eau par la source d'air chaud de la pompe à chaleur/ chauffe-eau solaire couplé à une pompe à chaleur [7]

Par comparaison entre le système de chauffage de l'eau par la résistance électrique et la source de chaleur fournie par le condenseur de la pompe à chaleur, on remarque qu'il y a une réduction de consommation d'énergie à peu près entre 40 à 60 %. La température ambiante influe sur la performance de ce système (source d'air chaud de pompe à chaleur pour le chauffage de l'eau « ASHPWH »). La faible température ambiante se présente comme obstacle sur la performance de ce système. Le chauffage de l'eau par la source d'air chaud cédé par le condenseur de la

Chapitre 1 : Etude bibliographique

pompe à chaleur a une meilleure stabilité d'opération sauf dans les mauvais climats (faible température d'ambiante). Aussi, ils ont montré que le système couplé (chauffe-eau solaire avec une pompe à chaleur) fonctionne tous les jours et dans toutes les conditions météorologiques avec une meilleure rentabilité. Ils ont également montré que pour un jour de météo chaud, le COP du système chauffe-eau solaire couplé avec une pompe à chaleur est supérieur à l'autre qui est défini sous forme d'un chauffage par une pompe à chaleur seulement. Par contre, pendant la nuit l'inverse est juste comme illustre la figure 1.12. Ils ont montré que pendant un jour clair, le COP du système chauffe-eau solaire couplé à une pompe à chaleur est élevé par rapport au système du chauffage de l'eau par le condenseur de pompe à chaleur. Cette différence s'explique par le changement de la température d'évaporation du réfrigérant effectué dans la pompe à chaleur par l'énergie solaire.



Figure 1. 12. Comparaison de COP de deux systèmes proposés [7]

Xinhui Zhao et al. [6] ont fait une étude expérimentale sur la performance de chauffage de l'eau dans un réservoir à l'aide d'une source de chaleur à température élevée fournie par le condenseur de la pompe à chaleur. Ils ont constaté que la température du réfrigérant (R410a) dans le réservoir augmente avec l'augmentation de la température de l'eau qui varie entre 7 et 9 °C.

L'augmentation de la température de l'eau est liée à l'augmentation de l'énergie fournie au niveau du condenseur de la pompe à chaleur. Aussi, ils ont montré que la température de condensation est trop élevée et fait augmenter la perte de chaleur et réduire le COP.

Lorsque la température de l'eau est de l'ordre de 21 °C, la capacité de chauffage est de 1870 W et si la température de l'eau augmente de 1 °C, la capacité de chauffage diminue de 25 W ; lorsque la température de l'eau atteint 55 °C, la capacité de chauffage est de 490 W, et si la

température de l'eau augmente de 1 °C, la capacité de chauffage se réduit à 80 W. Quand la température à l'intérieur du réservoir d'eau augmente, la valeur du COP est réduite progressivement comme indique la figure 1.13.



Figure 1. 13. Variation du COP en fonction de la température d'eau [6]

Ben Slama [18] a étudié le principe de chauffage de l'eau par le condenseur du réfrigérateur. Il a montré qu'avec l'utilisation de ce système de chauffage, la température de l'eau chaude atteint 60 °C. Au niveau économique, le chauffage de l'eau par le condenseur du réfrigérateur contribue à protéger l'environnement contre l'émission de gaz CO2 (pollution de l'environnement) et de réduire la consommation d'énergie.

Youssef et al. [19] ont étudié un système couplé : chauffe-eau solaire avec une pompe à chaleur pour produire l'eau sanitaire chaude. Ils ont annoncé que les méthodes de chauffage de l'eau par l'énergie fossile produit des gaz CO₂ qui influe sur l'environnement. La technique de chauffage par le chauffe-eau solaire est également insuffisante dans des climats froids (pas stables). Pour ces problèmes, ils ont cherché une méthode qui peut réduire la consommation d'énergie et de protéger l'environnement contre l'émission des gaz et pour satisfaire le besoin des habitants de l'eau chaude dans toutes les conditions et dans les différents climats. Ils ont trouvé que ce système possède une meilleure rentabilité dans tous les temps (absence ou bien présence des rayonnements solaires).

La différence entre les COP dans un jour chaud et un jour froid varie respectivement d'environ 6.1 % et 14 %.

Tianji Liu et al. [20] ont étudié expérimentalement le principe de chauffage de l'eau par la pompe à chaleur avec l'utilisation de l'énergie solaire. Ce système est basé sur le principe de

Chapitre 1 : Etude bibliographique

chauffage de l'eau par la source d'air chaud fourni par le condenseur de la pompe à chaleur et aussi par le chauffe-eau solaire renforcé par une résistance électrique. Ce système a montré que le COP est d'environ 82% dans une température ambiante. L'avantage de ce système est de chauffer l'eau sanitaire en cas où l'énergie solaire (rayonnement solaire) est faible ou bien nulle (absence de rayonnement).

Bakirci et al. [21] ont étudié expérimentalement la performance thermique du système pompe à chaleur renforcée par énergie solaire destinée au chauffage domestique dans un climat froid. Ils ont montré que le principe du chauffage par la pompe à chaleur réduit l'émission de gaz produit par l'autre technique de chauffage dans les bâtiments résidentiels ou bien les secteurs commerciaux. La réduction de l'émission de gaz CO2 est de 15 % jusqu'à 77 % quand on utilise la pompe à chaleur pour le chauffage. Ils ont montré que la méthode de chauffage par la pompe à chaleur est une méthode économique importante par rapport à l'autre méthode d'utilisation d'énergie fossile (gaz naturel, alcool, fuel, ...). La propriété du système pompe à chaleur représente une contribution importante pour diminuer le coût d'investissement élevé.

Ibrahim et al. [2] ont étudié la source d'air chaud fourni par le condenseur de la pompe à chaleur pour le valoriser au chauffage de l'eau. Ils ont montré que la réduction de l'émission de gaz est importante pour ce système comparé à d'autres méthodes utilisées par exemple la technique de chauffage à l'aide d'un gaz naturel. Aussi, ils ont montré que la différence du climat influe sur les coefficients de performance du système étudié (pompe à chaleur).

Dott et al. [22] ont évalué un système couplé entre le chauffe-eau solaire et une pompe à chaleur pour la production de l'eau chaude comme l'indique la figure 1.14. Ils ont montré que la pompe à chaleur est un facteur important pour la production de la chaleur suffisante pour effectuer la procédure de chauffage d'un espace ou bien de l'eau sanitaire. Par contre, le seul inconvénient est la forte consommation d'énergie due à la consommation du compresseur et le ventilateur de cette machine frigorifique.


Figure 1. 14. Représentation du système couplé (pompe à chaleur avec panneau solaire) [22]

Eicher et al. [23] ont étudié la pompe à chaleur assistée par l'énergie solaire pour produire l'eau chaude. Ils ont utilisé l'énergie solaire avec la pompe à chaleur pour améliorer la performance de ce système. Ainsi, ils ont montré que le COP est diminué avec l'augmentation de la température au niveau du condenseur.

Ben Slama [24] a étudié un réfrigérateur utilisé pour le chauffage (chauffage de l'eau et des locaux) et aussi pour réduire la consommation d'énergie et l'émission de carbone. Il a montré que le réfrigérateur peut contribuer au chauffage de l'eau avec la fonction principale qui est la production du froid. Il a observé que la température d'eau chaude, chauffée par le condenseur de réfrigérateur, atteint 60°C. Le condenseur d'un réfrigérateur immergé dans un réservoir d'eau représente une meilleure source de chauffage et de réduction de la consommation d'énergie.

Jing-Wei Peng et al. [25] ont comparé la performance du système de chauffage de l'eau de la pompe à chaleur avec différents types de détendeurs. Ils ont trouvé que le détendeur de type tube d'orifice court est mieux par rapport à l'autre type capillaire pour la technique de chauffage de l'eau. Le tube capillaire est utilisé dans la pompe à chaleur en raison de son faible coût et de sa fabrication simple.

3.3 Technique de chauffage par le condenseur des réfrigérateurs

Momin et al. [26] ont déterminé le COP d'un réfrigérateur domestique utilisé pour chauffer l'eau sanitaire avec la chaleur perdue par son condenseur. Ils ont trouvé que la chaleur perdue dans l'atmosphère par le condenseur du réfrigérateur est très élevée par rapport à la température ambiante. Ces rejets perdus sont capables de satisfaire les besoins domestiques. Pour cette raison, ils ont valorisé ces rejets thermiques pour chauffer l'eau et pour améliorer le facteur économique. Ils ont montré que la température maximale obtenue dans le réservoir de l'eau

Chapitre 1 : Etude bibliographique

atteint 60 °C. Le COP du système avec valorisation des rejets thermiques pour chauffer l'eau est meilleur que celui obtenu par la technique de condensation du fréon par l'air. Ils ont aussi trouvé que la consommation de puissance a diminué avec l'utilisation de l'eau pour condenser le fluide caloporteur par rapport à celle de l'air. Ils ont également observé que la chaleur fournie par l'eau chaude, chauffée par le condenseur de réfrigérateur, peut être valorisé dans d'autres domaines à l'exemple du chauffage des locaux ou de l'eau sanitaire, du nettoyage, du lavage ou bien du séchage des vêtements.

Soni et al. [27] ont étudié une technique de valorisation des rejets thermiques d'un réfrigérateur domestique pour le chauffage de l'eau et de l'air. Ils ont trouvé que la technique du chauffage de l'eau par la chaleur perdue au condenseur se présente sous forme d'un outil de chauffage avec énergie gratuite. La quantité de chaleur perdue atteint à peu près 60 °C et elle est capable de chauffer l'eau après 6 heures. Cette quantité d'énergie est capable de satisfaire partiellement ou bien complètement nos besoins domestiques en eau chaude le jour entier. Ce système utilisé nous permet de sauvegarder l'énergie et de protéger l'environnement contre l'émission des gaz. Ils ont montré que le système employé pour la valorisation des chaleurs perdues a contribué à l'amélioration du COP et de réduire aussi la consommation d'énergie. La différence de la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur est d'environ de 10° C. Par contre, la température de l'air à la frontière de la cabine est à peu près de 46° C. Ils ont aussi conclu que ce système peut être utilisé dans divers endroits à l'instar des hôtels, des hôpitaux, des restaurants et dans les besoins domestiques comme le nettoyage, le lavage, le séchage...

Jadhav et al. [28] ont valorisé la chaleur perdue par le condenseur du réfrigérateur pour chauffer l'eau. Ainsi, ils ont trouvé que la quantité des rejets thermiques au niveau du condenseur est suffisante pour répondre au besoin du chauffage d'une enceinte fermée. Ils ont indiqué que le réfrigérateur avec une enceinte chaude fermée et un espace du chauffage de l'eau sont basés sur le même principe du cycle de compression de vapeur mais avec une petite modification comme l'indique la figure 1.15.



Figure 1. 15. Valorisation des rejets thermiques pour le chauffage [28]

Ils ont trouvé que pour un réfrigérateur couplé avec une enceinte chaude fermée et un espace du chauffage de l'eau présente le meilleur résultat. La température de l'eau chaude dans le réservoir varie entre 55 et 60 °C et le niveau de la température dans l'enceinte fermée va de 45 à 50 °C. Ils ont montré que cette machine frigorifique avec sa production simultanée du chaud et du froid est utilisable dans de nombreux domaines tels que les hôtels, les besoins domestiques et le secteur industriel. Le chauffage et le rafraîchissement simultanés utilisés dans divers endroits s'effectuent par un processus appelé machine-multifonction.

Chapitre 1 : Etude bibliographique

Chaudhari et al. [29] ont réalisé une étude expérimentale sur un réfrigérateur pour valoriser la chaleur perdue au niveau de son condenseur. Ils ont montré que la valorisation de ces rejets contribue à la réduction de la consommation d'énergie et de la pollution de l'environnement. Ils ont trouvé que la quantité de chaleur valorisée par le condenseur du réfrigérateur varie entre 375 et 407 W. Le COP théorique du système sans valorisation des rejets thermiques est d'environ de 1.88 mais avec la valorisation des rejets, le COP devient égal à 2.53. Le COP du condenseur refroidi par l'air est de 1.078. Ils ont montré aussi que la quantité d'eau chaude disponible pour une heure est de 7.2 litres avec une température de 51 °C et une quantité de 24 L/h avec une température égale à 41.7 °C.

Sreejith et al. [30] ont étudié expérimentalement un réfrigérateur domestique avec l'utilisation de l'eau et de l'air pour refroidir le condenseur. Ils ont déterminé la performance d'un réfrigérateur avec la comparaison entre deux sources de refroidissement du condenseur, à savoir l'air et l'eau. Ils ont montré que la performance d'un réfrigérateur est améliorée avec l'utilisation de l'eau pour refroidir le condenseur. Dans toutes les conditions de chargement, le condenseur refroidi par l'eau contribue à la réduction de la consommation d'énergie de 8 à 11% par comparaison à la technique de refroidissement par l'air. Les quantités d'eau chaude produites par la technique de refroidissement du condenseur d'un réfrigérateur sont suffisantes pour répondre à des besoins domestiques tels que le nettoyage et le lavage.

Borkar et al. [31] ont étudié l'utilisation des rejets thermiques du réfrigérateur. Ils ont trouvé que le condenseur du réfrigérateur fournit une quantité d'énergie calorifique dans l'atmosphère ; ce qui diminue le rendement de cette machine frigorifique. Ces chercheurs ont pensée de valoriser ces rejets thermiques pour différentes applications afin d'augmenter le rendement du réfrigérateur. Le système étudié est un réfrigérateur domestique qui produit simultanément le chaud et le froid. Le côté chaud, condenseur, pour le chauffage des aliments et le côté froid, évaporateur, pour refroidir l'eau comme l'indique la figure 1.16.



Figure 1. 16. Cycle de fonctionnement d'un Réfrigérateur [31]

Ils ont montré que la valorisation des rejets thermiques de ce réfrigérateur contribue à la réduction de la consommation d'énergie, au coût d'investissement et aussi à la réduction des émissions des gaz.

Pathak et al. [32] ont étudié la technique de valorisation des chaleurs perdues avec l'utilisation d'un système de réfrigération. Ils ont trouvé que le condenseur du réfrigérateur fournit une quantité de chaleur qui influe sur la température dans une chambre surtout pendant l'été. Pour cette raison, ils ont valorisé ces différents rejets thermiques pour la technique de chauffage : chauffer de l'eau et préchauffer des aliments. L'avantage principal de ce système est la production maximale de la chaleur avec un minimum de perte. Ils ont montré que la performance de ce système avec la valorisation des chaleurs du condenseur est mieux par rapport à celle du réfrigérateur conventionnel. Ainsi, avec la valorisation des rejets thermiques au niveau du condenseur du réfrigérateur, le COP et le rendement sont améliorés. Aussi, ils ont conclu que ce système peut réduire la consommation d'énergie et protéger l'environnement.

Kumbhar et al. [33] ont développé la technique de récupération de la chaleur perdue d'un réfrigérateur domestique. Ils ont montré que la valorisation des rejets thermiques donne plusieurs avantages : l'amélioration de performance du système, la production des quantités d'eau à haute température, l'augmentation du rendement, la consommation d'énergie et le coût

Chapitre 1 : Etude bibliographique

du carburant pour le chauffage sont réduits et aussi la quantité d'eau produite peut être utilisée pour différentes applications.

Biswas et al. [34] ont récupéré la chaleur perdue du réfrigérateur domestique pour répondre au besoin du chauffage. Leur travail a pour but de minimiser la perte et de maximiser la quantité de chaleur récupérée avec l'utilisation de l'eau comme fluide pour le refroidissement du condenseur du réfrigérateur. Ils ont confirmé que la chaleur récupérée sera utilisée dans les applications domestiques comme le nettoyage, le lavage et le séchage. Ce système de récupération des chaleurs peut contribuer à la protection d'énergie et à la réduction du coût d'investissement et aussi d'améliorer le rendement du réfrigérateur.

Sreejith [**35**] a étudié expérimentalement un réfrigérateur domestique qui utilise l'eau pour refroidir son condenseur avec l'emploi de différents lubrifiants pour le compresseur. Il a trouvé que les types des lubrifiants destinés pour le compresseur ont une influence sur les performances du réfrigérateur dans toutes les conditions de chargement. Ils ont aussi contribué à la réduction de consommation d'énergie tout en tenant en compte de l'influence sur le COP de cette machine domestique. De même, il a trouvé que la récupération de ces chaleurs au niveau du condenseur peut produire une quantité d'eau égale à 200 litres avec une température de 58 °C par jour. Cette technique de chauffage a participé d'une manière principale à la consommation d'énergie.

Sreejith et al. [36] ont étudié expérimentalement un réfrigérateur domestique avec l'utilisation de l'évaporateur pour refroidir le condenseur. Ils ont comparé le principe de refroidissement du condenseur du réfrigérateur avec l'utilisation d'un côté de l'évaporateur et de l'autre de l'air ambiant. Ils ont montré que les performances de ce système sont améliorées avec l'utilisation de l'évaporateur comme source de refroidissement par comparaison avec celle de l'air. De même, l'utilisation de l'évaporateur pour refroidir le condenseur se présente comme facteur principal de la réduction de la consommation d'énergie. Le COP de cette machine domestique s'est amélioré quand on a utilisé l'évaporateur pour effectuer la technique de condensation du fréon comparé avec celle classique : condensation par l'air ambiante. Aussi, le rendement de cette machine domestique et l'effet de réfrigération sont augmentés.

Tanmay Patil et al. [37] ont étudié la récupération des chaleurs perdues du condenseur du réfrigérateur domestique. Le réfrigérateur domestique est utilisé pour garder les aliments en bon état. Avec la conservation de ces aliments, il a consommé une quantité d'énergie électrique importante. Pour cette raison, ces chercheurs ont pensé de conserver ces énergies avec la récupération des chaleurs perdues au niveau du condenseur du réfrigérateur. Ces différents

Chapitre 1 : Etude bibliographique

rejets thermiques récupérés par le condenseur ont contribué à la technique du chauffage des enceintes fermées ou bien pour chauffer de l'eau. Le condenseur refroidi par l'air ambiant doit fournir une quantité de chaleur dans l'atmosphère. Par contre, le condenseur est refroidi par l'eau. La quantité de chaleur perdue est déjà cédée dans l'eau afin de la rendre à une température élevée. La faible température obtenue au niveau du condenseur peut être utilisée par exemple comme source supplémentaire pour effectuer la technique de préchauffage.

Tarang Agarwal et al. [38] ont amélioré le COP d'un réfrigérateur domestique avec un condenseur refroidi par l'air ambiant et avec l'utilisation d'un fréon R134a comme réfrigérant. Ils ont utilisé une cabine fermée montée au-dessus du réfrigérateur pour récupérer la chaleur perdue par le condenseur a pour but de chauffer l'eau. L'objectif principal de ce travail est de minimiser les chaleurs perdues et de maximiser la performance de ce système. Ce système est utilisable comme réfrigérateur conventionnel si on laisse la porte de cette cabine ouverte. Ils ont montré que cette technique de récupération contribue à l'augmentation du COP d'environ 11%.

4 Dessalement de l'eau

L'eau douce est une ressource naturelle abondante qui couvre les trois quarts de la surface de la terre. Cependant, seulement environ 3% de toutes les sources d'eau sont potables. Environ 25% de la population mondiale n'a pas accès à l'eau douce de bonne qualité et / ou de grande quantité. Le manque d'eau sera un facteur qui limitera la production de la nourriture. Le besoin d'eau douce est considéré comme un problème international, selon le Conseil mondial de l'eau. 17% de la population mondiale vivront avec une faible quantité d'eau douce en 2020 [**39**]. Une augmentation progressive au niveau de la quantité d'eau consommée en raison de l'augmentation du taux de la population, l'amélioration des conditions de vie et sans oublier les besoins industriels et agricoles [**40**]. Le dessalement de l'eau de mer ou bien l'eau saumâtre est la seule solution que répond au besoin de la population [**41**]. Cette méthode est devenue une méthode fiable pour l'approvisionnement en eau potable partout dans le monde. Cette technique est déjà utilisée avec succès et a donné une meilleure rentabilité [**42**].

4.1 Ressources mondiales en eau

Comme le montre le tableau 1.2, les ressources mondiales en eau sont les mers, les océans, les glaciers, les fleuves, les eaux souterraines, et enfin les lacs. Cependant l'eau douce ne représente que 2.5% de l'eau totale et sur les 2.5% d'eau douce, les lacs, les fleuves et les eaux souterraines

représentent 14% soit l'équivalent de 0.35% de l'eau totale, 86% de l'eau douce qui reste sont gelés aux pôles.

Provenance de l'eau	Quantité (%)
Eau douce des lacs	0.009
Eau de rivières	0.0001
Eau souterraine (près de la surface)	0.005
Eau souterraine (en profondeur)	0.61
Eau dans les glaciers et les calottes glaciaires	2.15
Eau salée des lacs ou des mers intérieures	0.008
Eau dans l'atmosphère	0.0001
Eau des oceans	97.2

Tableau 1. 2. Répartition des eaux [43]

4.1.1 Eaux distillables

La salinité des mers varie d'une mer à une autre et elle est en moyenne de 35 g.L⁻¹, avec de fortes variations régionales **[44]** dans certains cas: 39 g.L⁻¹ en méditerranée, 42 g.L⁻¹ dans le golfe persique et jusqu'à 270 g.L⁻¹ en mer morte (Tableau 1.3).

Mers	Salinité (g.L ⁻¹)
Mer Baltique	7.0
Mer Caspienne	13.5
Mer Noir	13.0
Mer Adriatique	25.0
Océan Pacifique	33.0
Océan Indien	33. 8
Océan Atlantique	36.0
Mer Méditerranée	39.4
Golf Arabique	43.0

Tableau 1. 3. Degrés de salinité de l'eau [45]

4.1.2 Eaux saumâtres [46]

Ce sont les eaux non potables dont la salinité est inférieure à celle des eaux de mer et qui peuvent être classées en trois catégories:

Eau légèrement saumâtre 1 g.l⁻¹ à 5 g.l⁻¹,

Eau moyennement saumâtre 5 g.l⁻¹ à 15 g.l⁻¹

Eau très saumâtre 15 g.l⁻¹ à 35 g.l⁻¹

4.1.3 Eaux naturelles

Ce sont les eaux qui proviennent des lacs, fleuves, rivières et nappes souterraines. Elles ont une composition chimique différente et parfois elles sont polluées et impropres à la consommation. Elles représentent près de 14% de l'eau douce.

4.1.4 Eaux usées

Ce sont les eaux rejetées par les collectivités domestiques, industrielles ou agricoles.

4.1.5 Eau potable

D'après les normes sanitaires de l'O.M. S (Organisation Mondiale de la Santé), toute eau distribuée à une collectivité doit être potable. Une eau est considérée comme potable si sa salinité totale est comprise entre 100 et 1000 parties par million (soit 0.1 et 1 g.L⁻¹).

4.2 Procédés de dessalement

La technologie de dessalement de l'eau est une procédure qui permet d'enlever le sel qui se trouve dans l'eau de mer. Le dessalement a pour but de produire l'eau douce pour la consommation ou bien pour l'irrigation. Il existe deux principaux procédés de dessalement : le dessalement membranaire et le dessalement thermique. La première méthode est un procédé d'utilisation de filtre spécial (membrane) pour produire l'eau potable et la deuxième technologie permet de chauffer et vaporiser l'eau de mer pour obtenir des vapeurs saturées de l'eau et le condenser (sous refroidissement) pour obtenir finalement l'eau distillée potable pour la consommation.

4.3 Procédés de dessalement

Les procédés de dessalement sont principalement classés en deux catégories : les procédés thermiques ou aussi appelés procédés avec changement de phase, et les procédés membranaires ou aussi nommés les procédés monophasés. Pour les procédés thermiques, il s'agit d'évaporer l'eau salée qui sera condensée par la suite pour obtenir de l'eau potable, pour évaporer l'eau. Il est alors nécessaire d'avoir une source d'énergie thermique telle que l'énergie solaire, fossile et nucléaire. On peut citer comme procédé thermique la distillation par détentes successives (MSF), la distillation à effet multiple (ME), la solidification fractionnée ou distillation par congélation et la distillation solaire. Les procédés membranaires les plus répandus à l'échelle commerciale sont l'osmose inverse et l'électrodyalyse.

4.3.1 Procédés membranaires

4.3.1.1 Osmose inverse

L'osmose inverse (RO) est un processus de purification de l'eau qui utilise une membrane partiellement perméable pour éliminer les ions, les molécules indésirables de l'eau potable. En osmose inverse, la pression appliquée est supérieure à la pression osmotique. L'osmose inverse peut éliminer de l'eau plusieurs types d'espèces chimiques dissoutes et en suspension, ainsi que des bactéries. Ainsi, le soluté est retenu du côté sous pression de la membrane et que le solvant pur passe de l'autre côté.





Figure 1. 17. Module d'osmose inverse

4.3.1.2 Electrodialyse

L'électrodialyse consiste à transporter les ions sel d'une solution à travers des membranes échangeuses d'ions vers une autre solution sous l'influence d'une différence de potentiel électrique. La cellule d'électrodialyse se compose d'un compartiment dilué et d'un autre concentré formé par une membrane échangeuse d'anions et une membrane échangeuse de cations placée entre deux électrodes. Dans la pratique, plusieurs cellules d'électrodialyse sont regroupées ensemble formant ainsi un empilement d'électrodialyse. Les cations se déplacent dans le sens du courant électrique. Ils sortent du premier compartiment en passant à travers la membrane cationique, mais ne peuvent pas passer au compartiment suivant, car la membrane anionique représente pour eux un obstacle. Les anions, par contre, se déplacent dans le sens inverse du courant électrique. Ils sortent du premier compartiment en passant à travers la membrane anionique, mais ne peuvent pas passer au deuxième compartiment car la membrane cationique, mais ne peuvent pas passer au deuxième compartiment car la membrane cationique, mais ne peuvent pas passer au deuxième compartiment car la membrane cationique inhibe leur passage.



Figure 1. 18. Schéma du procédé d'électrodialyse

4.3.2 Procédés thermiques

4.3.2.1 Distillation par détentes successives (MSF)

Il s'agit d'une série d'étages où chaque étage est composé d'un échangeur de chaleur et un collecteur de condensat. Le distillateur multi flash a deux extrémités, une extrémité chaude et une extrémité froide. Les étages ont des températures intermédiaires entre les températures des extrémités chaude et froide. Les étages ont des pressions différentes. L'eau de chaudière se trouvant à haute température se vaporise partiellement par détente dans une enceinte. La vapeur produite est condensée au niveau des tubes de condensation puis l'eau douce est collectée.



Figure 1. 19. Distillation MSF

4.3.2.2 Distillation à effet multiple (MED)

Ce système est composé d'une série d'évaporateurs appelés aussi effets. La vapeur produite par le premier évaporateur est condensée au niveau du second évaporateur. La chaleur dégagée lors de la condensation permet l'évaporation de l'eau de mer se trouvant dans le second évaporateur et ainsi de suite pour les autres effets.



Figure 1. 20. Distillation MED

4.3.2.3 Solidification fractionnée (distillation par congélation)

Le dessalement de l'eau par congélation existe aussi. Cette technique consiste à congeler partiellement l'eau salée. En effet, la température de solidification de l'eau pure est supérieure à celle de l'eau salée. Ensuite, les cristaux de glace formés sont séparés de la saumure. Les cristaux de glace sont enfin fusionnés afin d'avoir une eau potable à l'état liquide.



Figure 1. 21. Schéma de la solidification fractionnée

4.3.3 Distillation solaire

La distillation solaire consiste à exploiter l'énergie solaire pour évaporer l'eau et recueillir son condensat. Elle se distingue des autres techniques de dessalement qui consomment beaucoup plus d'énergie, telles que l'osmose inverse ou la distillation utilisant les énergies fossiles, prenons comme exemple la distillation MSF.

4.3.3.1 Distillateur solaire à simple effet

Le distillateur solaire à simple effet est la conception originale de la distillation solaire. Ce type de distillateur solaire simple a un seul vitrage au-dessus de l'eau salée, ce qui gaspille beaucoup d'énergie calorifique par la chaleur latente de condensation sous forme de conduction à travers le vitrage. Ainsi, l'efficacité de ces distillateurs solaires est d'environ 30 à 40% et un taux de production de distillat d'environ 6 1 / m² / j [47]. Afin d'augmenter l'efficacité, plusieurs modifications de conception ont été réalisées. Ces diverses modifications de conception peuvent être globalement classées en deux groupes : distillateurs solaires passifs et distillateurs solaires actifs. Les distillateurs passifs utilisent la chaleur interne du distillateur pour le processus de l'évaporation, tandis que les distillateurs actifs utilisent des sources d'énergie externes, telles que des capteurs solaires ou la chaleur perdue des industries. On peut citer comme distillateurs solaires à simple effet passifs les distillateurs solaires à bassin.

4.3.3.2 Distillateurs solaires passifs [47]

4.3.3.2.1 Distillateurs solaires à bassin

Ce type de distillateur est composé d'un bassin peint en noir dans lequel l'eau salée est émergée. L'eau salée est chauffée puis évaporée par l'énergie thermique de la lumière solaire transmise par une couverture en verre puis absorbée par le bassin. La vapeur d'eau est ensuite condensée sur le vitre et l'eau de distillat est recueillie.



Figure 1. 22. Distillateur solaire à basin

4.3.3.2.2 Distillateurs solaires à diffusion

Dans le système de dessalement par diffusion simple, les surfaces chaudes et froides sont placées parallèlement l'une à l'autre et séparées par une faible distance. L'air remplit l'espace entre les deux surfaces. L'intervalle est choisi petit afin de supprimer le transfert de chaleur par convection entre les deux surfaces. Le rayonnement solaire est transmis à travers la vitre et est absorbé sur la surface chaude. Lorsque l'eau d'alimentation est autorisée à s'écouler sur la surface chaude, la vapeur d'eau diffuse à travers l'espace où elle est condensée sur la surface froide. Ce processus s'appelle le dessalement par diffusion.



Figure 1. 23. Distillateur solaire à diffusion

4.3.3.2.3 Distillateurs solaires sphériques

Ce type de distillateur se compose d'une sphère en verre et d'une plaque métallique peinte en noir placée horizontalement au centre de la sphère. L'eau se condense au niveau de la surface du couvercle en verre et de l'eau fraîche est recueillie dans un bac situé au bas du distillateur. Ce distillateur montre une augmentation de 30% d'efficacité par rapport au distillateur solaire conventionnel.



Figure 1. 24. Distillateur solaire sphérique

4.3.3.3 Distillateurs solaires actifs [47]

4.3.3.3.1 Distillateur solaire intégré avec collecteur à plaque plate ou avec un concentrateur solaire

Ces types de distillateurs solaires permet d'augmenter davantage la température de l'eau salée au niveau du bassin grâce à un collecteur solaire à plaque plate ou bien un concentrateur solaire ce qui permet d'améliorer le rendement. Un exemple de type de distillateur est donné à la figure 1.25 et la figure 1.26.



Figure 1. 25. Distillateur solaire intégré avec un collecteur à plaque



Figure 1. 26. Distillateur solaire intégré avec un concentrateur solaire

4.3.3.3.2 Distillateur solaire actif avec régénération

Le distillateur solaire avec régénération consiste principalement à refroidir le vitrage qui se chauffe en raison de la chaleur latente de condensation à l'aide d'un flux d'eau s'écoulant en continu au-dessus du vitrage (Figure 1.27). L'eau chaude sortant du couvercle est conduite directement sous forme d'alimentation vers le bassin ce qui permet d'élever la température de l'eau au niveau du bassin et ainsi augmenter l'évaporation. Cette technique est appelée régénération.



Figure 1. 27. Distillateur solaire avec régénération

4.3.3.3.3 Distillateur solaire à bulles d'air

Ce système consiste à l'utilisation d'un ventilateur qui crée un effet de barbotage dans le distillateur, ce qui entraîne une augmentation du taux d'évaporation. L'effet de formation de bulles utilisant le ventilateur fait que l'eau brute circule et distribue l'énergie calorifique d'une façon homogène. L'eau brute évaporée est condensée dans le vitrage sous forme de gouttes. Le distillateur solaire avec soufflage d'air offre une meilleure efficacité et un rendement plus élevé par rapport à un distillateur solaire sans ventilateur.



Figure 1. 28. Distillateur solaire à bulles d'air

4.3.3.3.4 Distillateur solaire couplé à un système hybride photovoltaïque et thermique Les modules hybrides photovoltaïques et thermiques (PV/T) sont des modules photovoltaïques couplés à des dispositifs d'extraction de chaleur ce qui permet de préserver la durée de vie des cellules photovoltaïques surchauffées par le rayonnement solaire. La chaleur extraite des modules peut être utilisée afin de contribuer à augmenter la température de l'eau salée émergée dans le bassin ce qui améliore l'efficacité du distillateur.



Figure 1. 29. Distillateur solaire couplé à un système hybride photovoltaïque et thermique



Figure 1. 30. Distillateur solaire couplé à un système hybride photovoltaïque et thermique

4.3.3.4 Le distillateur solaire à multiple effet [47]

Dans les distillateurs solaires à triple bassin, deux couvertures de verre sont fixées entre le revêtement du bassin et le couvercle en verre du distillateur à bassin unique. Ces 2 couvertures de verre servent comme un deuxième et troisième bassin contenant aussi la saumure placée l'un au-dessus de l'autre. La productivité totale du système est alors la somme des productivités des trois bassins.



Figure 1. 31. Schéma d'un distillateur solaire à triple bassin

4.3.3.5 Distillateur solaire couplé à une pompe à chaleur

Ce type de distillateur est classifié comme un distillateur solaire à simple effet actif. Le distillateur solaire couplé à une pompe à chaleur fait partie de ce travail. L'ajout d'une pompe à chaleur à un distillateur solaire simple permet d'améliorer le rendement. Le système se compose principalement d'un bassin contenant de l'eau saumâtre, d'un couvercle en verre et d'une pompe à chaleur à compression. La pompe à chaleur à compression est composée d'un condenseur immergé dans le bassin d'eau, d'un évaporateur situé sous la région supérieure du couvercle en verre, d'un compresseur et d'un détendeur. Le condenseur contribuera à la formation de l'eau du bassin de chaleur, et donc à son évaporation, pendant la journée et surtout pendant les périodes de faible irradiation par le fluide frigorigène (R134a) traversant la pompe à chaleur. En revanche, l'évaporateur condensera une grande partie de la vapeur d'eau. L'eau du bassin est chauffée par le rayonnement solaire incident transmis à travers le couvercle en verre et l'évaporateur. Ensuite, le condensat sera récupéré par deux collecteurs.



Figure 1. 32. Distillateur solaire simple couplé à une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur est une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide frigorigène. Ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur, un condenseur et un détendeur. Le rôle de cette machine est de transférer l'énergie d'un milieu froid à un milieu chaud. Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit parcourt un cycle fermé composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures.



Figure 1. 33. Pompe à chaleur à compression

Le cycle fondamental d'une telle machine (à compression mono-étagée ou à un seul compresseur) peut être décomposé en quatre étapes illustrées dans un diagramme enthalpique (Log P=g(H)) utilisé par les frigoristes.



Figure 1. 34. Diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur à compression

4.4 Paramètres influant le fonctionnement du distillateur [48]

Les paramètres qui influent le fonctionnement du distillateur sont classifiés en paramètres internes et externes.

4.4.1 Paramètres internes

4.4.1.1 Vitre

La vitre intervient essentiellement par sa nature qui peut être en verre ou en plastique (plexiglas, polycarbonate). Elle a deux rôles à jouer : d'une part c'est un filtre sélectif de rayonnement solaire et d'autre part, c'est une surface de condensation de la vapeur d'eau. Une bonne

mouillabilité est nécessaire pour éviter la condensation en gouttelettes qui ont tendance à retomber dans le bassin et qui réfléchissent une partie importante du rayonnement incident pour assurer le ruissellement de l'eau condensée vers le collecteur **[48]**.

4.4.1.2 Inclinaison

Son inclinaison par rapport à l'horizontale permet de déterminer la quantité d'énergie solaire introduite dans le distillateur. Afin de minimiser la distance entre la saumure et la vitre, l'angle d'inclinaison doit faire l'objet d'un choix judicieux. L'inclinaison influe aussi sur les équations des bilans énergétiques des différents constituants du distillateur. Elle dépend du fonctionnement du distillateur durant l'année **[48]**:

En fonctionnement estival, on a $\beta = \beta - 10^{\circ}$.

En fonctionnement hivernal, on a $\beta = \beta + 20^{\circ}$.

En fonctionnement annuel, on a $\beta = \beta + 10^{\circ}$.

4.4.1.3 Absorbeur

Les études faites dans ce domaine montrent que la surface absorbante peut-être construite de plusieurs matériaux (bois, métal, béton, matière synthétique ou en verre ordinaire). Le choix de la matière de la surface absorbante ou du bac noir dépend de son inertie thermique, de la résistance à l'oxydation par l'eau et des dépôts minéraux.

4.4.1.4 Distance entre la surface d'évaporation et la surface de condensation

Hansen et al., [49] ont trouvé que la production du distillateur augmente quand la distance entre la saumure et la vitre diminue.

4.4.1.5 Epaisseur de la masse d'eau à distiller

L'épaisseur de l'eau saumâtre joue un rôle très important. La production autant plus importante pour un distillateur à faible épaisseur de saumure, mais pour un distillateur de grande épaisseur de la saumure, le maximum de la production n'est observé que peu après le coucher de soleil.

4.4.1.6 Isolation des faces latérales du distillateur

L'isolation des faces latérales a pour but d'éliminer les pertes thermiques vers l'extérieur.

4.4.2 Paramètres Externes

Les paramètres externes influençant le fonctionnement du distillateur sont les paramètres météorologiques :

4.4.2.1 Température ambiante de l'air

Les recherches ont prouvé que l'augmentation de la température ambiante améliore la production.

4.4.2.2 Vitesse du vent

La vitesse du vent a un effet principal sur l'échange convectif de la vitre et l'ambiant. Ce qui influe sur la température de la vitre et ainsi le rendement.

4.4.2.3 Intermittence des nuages et l'humidité de l'air

La vitesse du vent et la température ambiante dépendent de l'intermittence des nuages ce qui explique la liaison avec le rendement.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une généralité sur les machines frigorifiques à compression et les pompes à chaleur destinées pour la production d'eau chaude sanitaire et le dessalement de l'eau saumâtre. Une première partie est consacrée à décrire les notions de base nécessaires à la compréhension de la machine frigorifique et les pompes à chaleur. Nous avons vu les avantages de cette nouvelle technologie pour la production d'eau chaude sanitaire. Ensuite, une description des composants de la pompe à chaleur a été présentée. Par ailleurs, une présentation des différents paramètres influant les performances de la machine frigorifique telle que la géométrie du condenseur a été aussi faite. Dans la deuxième partie, nous avons présenté les différentes techniques de dessalement qui existent. En particulier, nous avons montré que les procédés membranaires, les procédés thermiques tels que le dessalement par détentes successives (MSF), à multi effet (MED) et à compression de vapeur sont des procédés de dessalement thermique onéreux. Nous avons présenté également les paramètres influant le fonctionnement du distillateur. Nous avons attiré l'attention en particulier de la possibilité d'utiliser la chaleur cédée par les condenseurs dans les procédés de dessalement. Cette étude bibliographique montre ainsi l'importance pour la valorisation des rejets thermiques des machines frigorifiques pour le chauffage et le dessalement de l'eau.

Chapitre 2 Etude expérimentale

1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude expérimentale de deux réfrigérateurs domestiques qui chauffent l'eau et d'un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre. La première partie de ce chapitre est consacrée à la partie de chauffage de l'eau sanitaire. L'étude permet de présenter les deux prototypes utilisés pour la production de l'eau chaude sanitaire et de présenter les matériels et les méthodes de mesures utilisés. La deuxième partie du chapitre présente les techniques de distillation de l'eau saumâtre à travers les rejets thermiques cédés par le condenseur d'un climatiseur.

2 Chauffage de l'eau domestique

2.1 Présentation du prototype

Un réfrigérateur domestique avec une unité de chauffage de l'eau est basé sur le même principe du cycle de compression de vapeur mais avec une petite modification au niveau du condenseur, comme le montre la figure 2.1. Dans ce cadre de recherche, nous étudions uniquement le mode de la production d'eau chaude sanitaire à travers le rejet thermique cédé par le condenseur du réfrigérateur.



Figure 2. 1. Réfrigérateur utilisé pour le chauffage de l'eau

2.2 Description des dispositifs expérimentaux

Deux dispositifs expérimentaux ont été fabriqués à l'école nationale d'ingénieurs de Gabès au sein du laboratoire de recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés. Le premier dispositif est un mini réfrigérateur avec une capacité de 46 litre couplé à un réservoir d'eau. Le deuxième dispositif est un réfrigérateur domestique avec une capacité de 190 litre couplé à un réservoir d'eau à forme cylindrique contenant un condenseur hélicoïdal totalement immergé. Les deux réfrigérateurs utilisent le R134a comme fluide frigorigène. Une description détaillée de chaque appareil est donnée en ce qui suit.

2.2.1 Présentation du premier prototype

Le montage expérimental est constitué des éléments courants d'une machine à compression de vapeur. Il comprend un condenseur, un compresseur, un détendeur, un évaporateur et un réservoir d'eau assemblés entre eux. La photo de ce montage est présentée sur la figure 2.2. Le prototype utilisé dans cette étude est de type Mini Réfrigérateur avec un volume net total de 46 litres et une porte réversible avec un système de refroidissement statique. Comme tout réfrigérateur conventionnel, le condenseur est refroidi par l'air. Dans ce nouveau cadre, on a choisi de modifier le condenseur du réfrigérateur refroidi par l'air ambiant par un autre totalement immergé dans l'eau qui a pour but de valoriser la chaleur perdue dans l'atmosphère. Les principales caractéristiques du réfrigérateur utilisé dans l'étude expérimentale sont données dans le tableau 2.1.



(a) Vue de face (b) Vue d'arrière

Figure 2. 2. Prototype d'un mini réfrigérateur couplé à un chauffe-eau

Modèle du réfrigérateur	Modèle du compresseur : AES30DS
Classe climatique : ST	Type du Moteur : RSIR
Courant nominal : 1.2 A	Capacité de refroidissement : 88 W
Gaz réfrigérant : R134a	COP : 2.98
Volume : 46 litres	Cylindrée : 3.88 cm^3
Consommation d'énergie : 0.52 kWh/24h	Alimentation : 220-240 V/ 50 Hz

Tableau 2. 1. Spécifications et caractéristiques du réfrigérateur mini couplé à chauffe-eau

2.2.2 Présentation du deuxième prototype

La figure 2.3 montre le prototype de réfrigérateur qui chauffe l'eau. Ce montage se compose principalement d'un réservoir sous forme d'un cylindre avec un condenseur hélicoïdal immergé dans l'eau, d'un compresseur, d'un détendeur et d'un évaporateur. Le réservoir considéré contient 50 litres d'eau et présente une forme cylindrique d'une hauteur de 480 mm et d'un diamètre de 380 mm. Le réservoir d'eau est totalement isolé avec de la laine de verre de 50 mm d'épaisseur enroulée autour du réservoir intérieur qui est en matière plastique. Le réservoir d'eau est totalement isolé dans le but de réduire les pertes de chaleur. Ce réservoir de stockage d'eau est totalement protégé par un autre réservoir en acier comme c'est présenté par la figure 2.3.



Figure 2. 3. Réfrigérateur domestique avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé Le tableau 2.2 donne les spécifications du réfrigérateur couplé à un chauffe-eau prises dans ce travail.

Composantes	Remarques
Réfrigérateur	Capacité: 190 L
Compresseur	R-134a, Hermétique, gaz réfrigérant: 140 g
Condenseur	Longueur:13 m, cuivre
Evaporateur	Type: convection naturelle
Réservoir d'eau	Capacité: 50 litres, 50 mm de laine de verre pour l'isolation

Tableau 2. 2. Caractéristiques du système de réfrigération

2.2.3 Présentation du condenseur hélicoïdal pris dans cette étude

Pour présenter la taille et la forme générale d'un réservoir d'eau avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé, nous avons eu recours à la conception d'un modèle sur SolidWorks comme le montre la figure 2.4.



(a) Conception 3D

(b) Vue 2D

Figure 2. 4. La forme générale d'un condenseur hélicoïdale utilisé dans ce travail [50] Les paramètres géométriques du réservoir à condenseur hélicoïdal sont donnés dans le tableau 2.3.

Composante	Description	Symbole	Valeur
	Diamètre intérieur du tube (m)	d _{c,i}	0.004
	Diamètre extérieur du tube (m)		
Condenseur	Nombre des spires (-)	$d_{c,o}$	0.006
	Hauteur du condenseur (m)		
	Longueur totale (m)	Ν	13
	Distance entre les spires (m)	H_{c}	0.38
		Lc	13.074
	Diamètre du réservoir (m)	h_c	0.03
	Hauteur du réservoir (m)		
Réservoir	Volume (litre)	D_t	0.38
d'eau		H_t	0.48
		\mathbf{V}_{t}	50

Tableau 2. 3. Paramètres géométriques du réservoir d'eau à condenseur hélicoidal [50]

2.3 Matériel et méthode

Concernant le matériel et la méthode de mesure, on a choisi deux types de thermomètres pour la mesure de différentes températures et deux manomètres pour mesurer la pression à l'entrée et à la sortie du compresseur.

2.3.1 Instrumentation

Pour étudier expérimentalement le fonctionnement du réfrigérateur domestique couplé au chauffe-eau, plusieurs mesures de pression, de la température sont implantées sur les différents composants de ce système comme c'est indiqué dans la figure 2.5.



Figure 2. 5. Dispositif de réfrigération et de chauffage de l'eau [50]

Les mesures prises durant les expériences sont :

- Les températures des différents composants du réfrigérateur, eau et la température ambiante à l'aide des thermocouples et thermomètres.
- Les pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur de réfrigérateur pour produire l'eau chaude à l'aide des manomètres

2.3.1.1 Thermocouples

Les températures dans les différents points sont déterminées avec l'utilisation d'un thermocouple type-K déjà étalonné. Au minimum, sept thermocouples sont utilisés pour déterminer les températures des composants du réfrigérateur et de l'eau à chaque instant comme le montre la figure 2.5.

2.3.1.2 Thermomètres

Deux thermomètres servent à mesurer la température à l'intérieur du réfrigérateur et la température ambiante.

2.3.1.3 Manomètres

Les hautes et les basses pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur sont mesurées à l'aide du manomètre.

2.3.1.4 Puissance consommée

Un wattmètre est utilisé pour mesurer l'alimentation électrique du réfrigérateur.

2.3.2 Etalonnage des thermocouples

Comme indiqué sur la figure 2.6, l'étalonnage des différents thermocouples a été réalisé en comparaison avec le thermomètre à résistance de platine standard (SPRT) relié à une électronique de mesure dont la précision absolue est de \pm 0,1 °C. Les forces électromotrices engendrées par les thermocouples sont conditionnées par des modules SB d'Analog Déviée de \pm 0,05% de précision. Le domaine de température exploré vari de -50 °C à 150 °C et la précision de mesure de température est de l'ordre de \pm 0.67 °C.



Figure 2. 6. Etalonnage des thermocouples à l'air ambiant

2.3.3 Localisation des thermocouples dans le réservoir

Pour chaque essai, trois thermocouples ont été intégrés dans le sens vertical du réservoir afin d'étudier la variation de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir comme illustre la figure 2.7. Les détails des emplacements des thermocouples sont ainsi présentés.



Paramètre	Valeur
а	180 mm
b	190 mm
с	50 mm
d	50 mm

Figure 2. 7. Localisation des thermocouples à l'intérieur du réservoir

2.3.4 Points de mesures de l'installation frigorifique

Au minimum quatre thermocouples de type K sont utilisés pour mesurer les températures du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie du condenseur et d'évaporateur comme indique la figure 2.8. Les thermocouples sont placés à la surface extérieure du tube de chaque échangeur de chaleur et permettent de mesurer la variation de la température à chaque instant.

Les différentes températures et pressions mesurées dans l'installation frigorifique sont les suivantes :

- T_4 : Température du fluide frigorigène R134a à l'entrée du condenseur (°C)
- T_5 : Température du fluide frigorigène R134a à la sortie du condenseur (°C)
- T_6 : Température du fluide frigorigène R134a à l'entrée de l'évaporateur (°C)
- T_7 : Température du fluide frigorigène R134a à la sortie de l'évaporateur (°C)
- T_8 : Température de l'air à l'intérieur du Réfrigérateur (°C)

Chapitre 2 : Etude expérimentale

 T_1^*, T_2^*, T_3^* : Température de l'eau dans les différents niveaux du réservoir (°C)

 P_1 : Pression du fluide frigorigène R134a à l'entrée du compresseur (bar)

 P_2 : Pression du fluide frigorigène R134a à la sortie du compresseur (bar)



Figure 2. 8. Températures et pressions mesurées dans l'installation frigorifique

La pression donnée par un manomètre est une pression relative. Le calcul de la pression absolue se fait selon l'équation suivante :

$$P_{abs} = P_{rel} + P_{atm}$$
(2-1)

Dans ces conditions, on suppose que $P_{atm} = 1 \ bar$

2.3.5 Analyse d'erreurs

Lors de l'expérimentation, les erreurs des résultats et les incertitudes peuvent résulter de l'étalonnage de l'instrument, des conditions de fonctionnement, du choix de l'instrument ainsi que des erreurs de lecture. Les erreurs de mesure de performance peuvent être calculées en utilisant la méthode de propagation des erreurs rapportée par **Kline et McClintock [51]**. Elle peut être présentée comme suit :

Chapitre 2 : Etude expérimentale

$$W_{R} = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_{1}} W_{1} \right)^{2} + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{2}} W_{2} \right)^{2} + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{n}} W_{n} \right)^{2} \right]^{1/2}$$
(2-2)

Avec W_R est l'incertitude de résultat, W_1 , W_2 , W_n sont les incertitudes des variables indépendantes. R est une fonction donnée de variables indépendantes $x_1, x_2...x_n$. En utilisant l'équation proposée par Kline et McClintock, les erreurs maximales de la performance sont de 1.6 %.

Afin d'éviter la dispersion dans les résultats, une série d'expérience a été effectuée sur la même condition opérationnelle pour présenter la variation possible des résultats expérimentaux si le même paramètre est donné. Notons que chaque essai est répété trois fois pour la même variable pour confirmer l'exactitude des résultats. L'incertitude des mesures est rassemblée dans le tableau 2.4.

Tableau 2.4	Incertitudes	des	mesures
-------------	--------------	-----	---------

Paramètres	Incertitude	Marge de mesure
Température (thermocouple)	±0.67	-50.0 to 150 °C
Température	-	-10 to 100 °C
(Thermomètre à mercure)		
Manomètre (pour la faible pression)	±0.1	0-2.0 MPa
Manomètre (pour la haute pression)	±0.1	0-3.0MPa
Performance	1.6 %	-

3 Distillation de l'eau saumâtre

3.1 Description du banc d'essai

Un climatiseur couplé à une unité de dessalement de l'eau est basé sur le même principe du cycle de compression mécanique de vapeur. La modification est au niveau de la géométrie externe du condenseur. Le condenseur refroidi par l'air ambiant est remplacé par un autre immergé dans l'eau afin de récupérer la quantité de chaleur rejetée dans l'atmosphère.

L'objectif principal de cette étude est de valoriser la quantité de chaleur fournie par le condenseur pour distiller l'eau comme le montre la figure 2.9.



Figure 2. 9. Principe de l'installation

Le système se compose principalement d'un bassin contenant de l'eau saumâtre, d'un couvercle en verre et d'une pompe à chaleur à compression. La pompe à chaleur à compression est composée d'un condenseur totalement immergé dans le bassin d'eau, d'un évaporateur situé devant le bassin d'eau, d'un compresseur et d'un détendeur comme c'est présenté sur la figure 2.10. Le condenseur contribue à la formation de chaleur dans l'eau du bassin, et donc à son évaporation, pendant le fonctionnement du système par le fluide frigorigène (R134a) traversant la pompe à chaleur. En revanche, le couvercle en verre transparent condensera une grande partie de la vapeur d'eau. Une partie de l'eau s'évapore et se condense sous le verre et le condenseur. Ensuite, l'eau distillée est récupère dans un collecteur.



Figure 2. 10. Climatiseur couplé à un système de distillation

3.2 Appareils de mesure

Les mesures prises durant notre expérience concernant :

- Les températures des différentes parties du distillateur à savoir la vitre, le bassin, l'eau et le milieu ambiant. Ces valeurs sont prises à l'aide des thermocouples et des thermomètres.
- Le volume du distillat collecté à l'aide d'une éprouvette.
- Les pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur de la pompe à chaleur sont à l'aide des manomètres.

Les essais sont effectués en Octobre et Décembre 2019. Les mesures sont prises chaque heure durant toute la journée.

4 Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté les prototypes des réfrigérateurs au chauffe-eau et d'un climatiseur pour le dessalement d'eau, ainsi que les méthodes et les appareils de mesures utilisés dans notre étude. Nous avons focalisé l'attention également sur le calcul des incertitudes et les erreurs de mesures. Nous mettons ainsi l'accent sur le fait qu'on peut valoriser la quantité de chaleur rejeté dans l'ambiance et l'utiliser dans différentes autres applications. Le chapitre suivant sera dédié à la modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau.
1 Introduction

Dans ce chapitre, une modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur domestique au chauffe-eau est présentée. Pour se faire, nous citons les techniques de base pour développer une simulation avec ANSYS Fluent. Nous présentons aussi un modèle mathématique pour les différents composants de la machine frigorifique couplée avec un chauffe-eau. Ensuite, nous élaborons un modèle théorique capable de déterminer la quantité d'eau à chauffer quotidiennement par le rejet thermique cédé par le condenseur. Enfin, nous présentons les résultats numériques du modèle en 2D qu'on a choisi pour modéliser le réservoir d'eau avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé en comparant avec les résultats expérimentaux qu'on a pu développer dans notre laboratoire de recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès.

2 Modèle numérique

Dans cette partie, on présente un aperçu sur le logiciel ANSYS Fluent qu'on a utilisé pour développer nos simulations numériques.

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul ANSYS Fluent version R16.2, qui utilise la méthode des volumes finis. Nous allons introduire brièvement la méthodologie de résolution numérique du modèle avec le code « FLUENT » comme l'indique la figure 3.1.



Figure 3. 1. Procédure numérique globale pour la simulation sur ces codes de calculs ICEM-CFD et Fluent

2.1 Génération du maillage

Dans la simulation CFD, la génération de maillage est une opération primitive et complexe. La plupart du temps, il est compliqué de générer un maillage compatible à la géométrie exacte. Ainsi, la modification de la forme complète de la géométrie à un certain niveau d'acceptation est permise jusqu'à ce qu'elle n'affecte pas les caractéristiques essentielles pendant l'analyse CFD. Pour la simulation numérique, la création de la géométrie et les maillages ont effectués par l'ICEM-CFD. Ce dernier fournit une seconde alternative pour la réalisation du maillage, qui est nécessaire pour effectuer un maillage de bonne qualité pour une géométrie complexe. L'ICEM-CFD est un sous-ensemble de logiciel commercial ANSYS-Fluent. C'est un outil de maillage complet capable de réaliser une géométrie donnée avec des détails compliqués. Il permet d'effectuer un maillage pour une géométrie donnée avec des maillages tétraédriques et hexaédriques, avec possibilité d'exporter un dossier de maillage pour des variétés de logiciels CFD.

2.2 Code CFD

ANSYS FLUENT est un modeleur adaptatif de la mécanique des fluides numériques (CFD) qui accède à la simulation de transfert de chaleur et la visualisation de l'écoulement des fluides.

Ce code de calcul possède des capacités de résolution à haute performance et peut étudier numériquement des géométries tridimensionnelles et bidimensionnelles, des écoulements turbulents, transitoires, laminaires, des fluides compressibles et incompressibles. Fluent est également apte de produire des écoulements à l'état liquide ou gazeux tout en étant capable de modifier les propriétés du fluide / solide. Le code de calcul Fluent utilise la méthode des volumes finis. Il traite les équations qui régissent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. Les phases de discrétisation sont les suivantes :

Division de la géométrie en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille de calcul. Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels pour élaborer des équations algébriques pour les variables dépendantes inconnues, telles que la température, la vitesse et la pression ...

Linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équation linéaire résultant.

2.3 Procédure de résolution numérique

Une fois que la géométrie bidimensionnelle est créée et les frontières sont indiquées, on exporte le maillage pour pouvoir réaliser une résolution numérique et discrétiser des équations intégrales qui définissent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.



Figure 3. 2. Etape de la résolution numérique par ANSYS Fluent

2.4 Choix de la formulation du solveur

ANSYS Fluent inclut deux types de solveurs : le solveur fondé sur la pression et le solveur fondé sur la densité. Le premier solveur est utilisé à l'origine pour les écoulements du fluide incompressibles et les écoulements faiblement compressibles. Le deuxième est choisi pour les écoulements du fluide compressibles à grande vitesse. Malgré que les deux solveurs sont bien développés pour guider une large série d'écoulement, le solveur fondé sur la densité peut toujours avoir un avantage sur le solveur fondé sur la pression pour les écoulements compressibles à grande vitesse.

2.4.1 Le solveur basé sur la pression « Pressure-based solver »

Dans ANSYS Fluent, il existe deux types de schéma de résolution numérique fondés sur la pression : un algorithme séparé « The Pressure-Based Segregated Algorithm » et un algorithme couplé « The Pressure-Based Coupled Algorithm ». Le premier traite l'équation de conservation de masse, de quantité de mouvement et l'équation d'énergie, qui sont séparées les unes des

autres, et l'autre résolue les équations gouvernantes couplées les unes aux autres. L'algorithme séparé est plus performant puisqu'il peut emmagasiner les équations discrétisées une seule fois en mémoire. La convergence des résultats est relativement lente car les équations sont déterminées de manière découplée. L'algorithme couplé a besoin d'espace mémoire, mais la convergence est nettement renforcée par rapport au solveur couplé [52].

2.4.2 Le solveur basé sur la densité «Density-based solver »

Le solveur fondé sur la densité traite les équations gouvernantes de manière couplée. Le système d'équations couplé peut être traité en utilisant soit une formulation couplée explicite, soit une formulation couplée-implicite. La formulation implicite utilise les valeurs existantes et inconnues des cellules voisines pour déterminer la valeur inconnue dans une cellule spécifique, pour une variable donnée. Les équations doivent ensuite être traitées simultanément car les diverses valeurs apparaissent dans multiples équations du système.

La formulation explicite emploie uniquement la valeur actuelle, ce qui signifie que les équations ne doivent pas être réglées simultanément.

2.5 Schéma de discrétisation

La discrétisation des équations consacrée à transformer ces équations différentielles en une forme d'équations algébriques en utilisant des approximations de dérivées. Les variables de champ mémorisé dans les centres de cellules doivent être interpolées sur les faces des volumes de contrôle comme indique l'équation suivante [52] :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}V + \sum_{f}^{N \text{ faces}} \rho_{f} V_{f} \phi_{f}. A_{f} = \sum_{f}^{N \text{ faces}} \Gamma_{\phi} \nabla \phi_{f}. A_{f} + S_{\phi} V$$
(3-1)

Avec ρ est la masse volumique, \emptyset est le variable moyenne temporelle, S_{\emptyset} est le terme source et t est le temps.

Fluent utilise plusieurs schémas d'interpolation pour la discrétisation à savoir

- Schéma Upwind du 1er ordre « First-Order Upwind »
- Schéma Upwind du 2ème ordre « Second-Order Upwind »
- Schéma à loi de puissance « Power Law »
- Schéma QUICK « Quadratique Upwind Interpolation for Convective Kinetics »
- Schéma «Bounded Central Differencing »
- Schéma MUSCL « Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws»

2.5.1 Méthodes d'interpolation de la pression sur les faces

Les algorithmes d'interpolation de la pression aux faces des cellules, fournis par ANSYS Fluent sont :

- Le schéma « Standard ».
- ✤ Le schéma « PRESTO ».
- Le schéma linéaire « *Linear* ».
- Le schéma au Second-order.
- Le schéma Force de volume pondéré « Body Force Weighted ».

2.5.2 Choix des méthodes d'interpolations (Gradients)

Les gradients des variables sont indispensables pour évaluer les flux diffusifs, les dérivées de vitesse et pour les paramètres de discrétisation d'ordre important. Les gradients des variables sur les cellules sont déterminés en utilisant une série de Taylor multidimensionnelle. Les gradients sont évalués dans ANSYS Fluent selon les méthodes suivantes **[52]**:

- ✤ Green-Gauss cell-Based
- Green-Gauss Node-Based
- ✤ Least-Squares cell-Based

2.5.3 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

La résolution de l'équation de conservation de la quantité de mouvement et la conservation de la masse nécessitent l'obtention, à chaque moment, d'un champ de pression et d'un champ de vitesse cohérents.

Quatre schémas sont disponibles sur ANSYS Fluent [52] qui sont :

SIMPLE « Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations»: Algorithme par défaut.

SIMPLEC « SIMPLE-Consistent »: assure une convergence plus rapide pour les modèles simples (écoulements laminaires sans utilisation de modèles physiques).

PISO « Pressure-Implicit with Splitting of Operators » : Utile pour des maillages contenant des nœuds avec une asymétrie plus élevée que la moyenne « highly skewed » ou pour des écoulements instationnaires.

FSM « Fractional Step Method »: est proposé pour des écoulements instationnaires. Elle est utilisée avec l'algorithme NITA et donnant des caractéristiques identiques à celles du schéma PISO.

2.5.4 Initialisation

Le choix adéquat des conditions aux limites permet d'obtenir une convergence accélérée et une solution stable.

2.5.5 Critère de convergence

Ce critère est un cas spécifique pour les résidus qui spécifient la convergence d'un résultat itérative. La convergence a été évaluée sur la base de trois règles. Tout d'abord, les résidus pour les équations de la quantité de mouvement, de la continuité et de la fraction volumique. Ils sont surveillés et devraient baisser de manière préférable en dessous de 10⁻⁶ [50]. Dans des conditions, le critère résiduel peut ne jamais être rempli même si la solution est valide et pour d'autres, la solution peut être incorrecte même si les résidus sont faibles.

L'équation (3-2) décrit le résidu de calcul R [52] :

$$R = \sum_{V} \left| a_{w} \phi_{w} + a_{E} \phi_{E} + S_{u} - a_{p} \phi_{p} \right|$$
(3-2)

2.6 Modèle mathématique

Pour étudier les performances de la machine frigorifique à compression mécanique de vapeur couplé avec un système de production d'eau chaude, on a recouru non seulement à l'étude expérimentale mais également à la simulation numérique. Cette dernière offre une flexibilité permettant d'étudier les performances du système et l'effet des différents paramètres géométriques du condenseur et du réservoir. Aussi, on peut suivre la distribution de la température et de la vitesse de l'eau dans le réservoir pendant la période de chauffage. Pour atteindre ces objectifs, plusieurs techniques sont à considérer pour modéliser une machine frigorifique couplée avec une unité de chauffage de l'eau.

2.6.1 Modèle de fonctionnement du réfrigérateur domestique

Les études concernant un réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau sont souvent accompagnées de plusieurs modèles. Certains simulent le principe de fonctionnement du système complet et d'autres simulent chaque composant indépendamment du reste de l'équipement. Dans cette partie, on s'intéresse à la modélisation de l'évaporateur, du condenseur, du détendeur et du compresseur dans le cycle de compression mécanique du vapeur aussi sans oublier la modélisation de réservoir de stockage d'eau.

2.6.1.1 Modèle de l'évaporateur

L'évaporateur est un élément principal d'un système de réfrigération. Il est placé dans le milieu à refroidir. Ce dernier émet un flux thermique à un niveau de température supérieur à celui du réfrigérant. Il y a donc transfert d'énergie thermique du milieu à refroidir vers le fluide frigorigène. Le réfrigérant à l'intérieur du tube se réchauffe, ce qui provoque sa vaporisation.

• Condition opérationnelle de l'évaporateur

A l'entrée de l'échangeur thermique (évaporateur), le fluide frigorigène R134a est sous l'état d'un mélange liquide avec vapeur (écoulement diphasique) à basse pression et à basse température. A la sortie, on obtient un fluide frigorigène sous l'état vapeur surchauffée (écoulement monophasique) à basse pression comme le montre la figure 3.3.



Figure 3. 3. Evaporateur avec deux régimes d'écoulement du fluide frigorigène [2]

Par conséquent, l'évaporateur sera modélisé selon ces deux types d'écoulement (monophasique et diphasique).

Pour chaque type d'écoulement, la puissance reçue par le fluide frigorigène (R134a) au niveau de l'évaporateur est donné par :

$$Q_e = \dot{m}_r \cdot \left(h_{e,r,o} - h_{e,r,i} \right)$$
(3-3)

La quantité d'énergie perdue par le fluide extérieur (air) est gagnée par le réfrigérant (R134a) et déterminée par l'équation suivante :

$$Q_a = \dot{m}_a \cdot \left(h_{e,a,o} - h_{e,a,i} \right)$$
(3-4)

D'une façon générale, la quantité d'énergie totale à transférer est donnée par la relation suivante :

$$Q_e = Q_a = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_e \tag{3-5}$$

2.6.1.2 Modèle du compresseur

La fonction principale du compresseur dans le cycle de réfrigération à compression du vapeur sert à aspirer le fluide frigorigène sous l'état d'un vapeur surchauffé à basse pression et à basse température et à le refouler à haute pression et haute température vers un échangeur thermique (condenseur). Dans cette étude, nous considérerons que le compresseur est isentropique (adiabatique réversible).

Pour la modélisation du compresseur, il y a trois paramètres importants à déterminer : débit massique du fluide frigorigène(m_r), la puissance électrique consommée(W_{co}) et le rendement du compresseur(η_{co}).

Le débit massique du réfrigérant à la sortie du compresseur est calculé de la façon suivante :

$$\dot{m}_r = \eta_v \cdot \frac{v_h}{_{3600v_s}} \tag{3-6}$$

Avec η_v est le rendement volumétrique, V_h est la cylindrée du compresseur et V_s est le volume massique à l'aspiration.

Le rendement volumétrique du compresseur est calculé par l'équation suivante :

$$\eta_{\rm v} = \frac{V_{\rm c,r}}{V_{\rm c,t}} \tag{3-7}$$

Avec $V_{c,r}$ est le volume de compression réel et $V_{c,t}$ est le volume de compression théorique.

Pour la détermination de l'énergie électrique consommée par le compresseur, on utilise l'équation suivante :

$$P_{c} = \frac{\dot{m}_{r} \cdot (h_{c,r,f} - h_{c,r,i})}{\eta_{c}}$$
(3-8)

Le rendement du compresseur est calculé par la formule suivante :

$$\eta_{\rm c} = \frac{P_{\rm ff}}{P_{\rm ec}} \tag{3-9}$$

Avec P_{ff} est la puissance fournie au fluide frigorigène et P_{ec} est l'énergie électrique consommée. Dans ces conditions, la puissance fournie au fluide frigorigène se calcule par la formule suivante :

$$P_{\rm ff} = m_{\rm r.} \left(m_{\rm c,r,f} - m_{\rm c,r,i} \right) \tag{3-10}$$

2.6.1.3 Modèle du détendeur

Le détendeur est un organe qui va détendre de façon isenthalqipue le fluide frigorigène, sortant du condenseur, à l'état liquide. A la sortie du détendeur, le réfrigérant sera sous l'état d'un mélange liquide-vapeur (écoulement diphasique). Dans cette étude, nous considérerons que le processus de détente est isenthalpique ; l'enthalpie à l'entrée et à la sortie du détendeur sont égales.

$$\mathbf{h}_{\mathrm{ev,r,i}} = \mathbf{h}_{\mathrm{ev,r,o}} \tag{3-11}$$

• Principe du modèle

Pour la modélisation, on a choisi un détendeur de type capillaire qui est un dispositif de forme cylindrique avec un diamètre très petit et une longueur importante. Par conséquent, avec l'utilisation d'un tube très long avec un faible diamètre, il y a deux raisons fondamentales qui produisent des pertes de pression dans le tube :

- Puisque le diamètre du tube (détendeur) est très faible et la longueur est très importante ; la perte de pression se produit.
- Le liquide saturé (écoulement monophasique) sortant du condenseur se transforme en mélange liquide-vapeur (écoulement diphasique) lorsqu'il entre dans l'évaporateur. Sachant que le débit massique du fluide frigorigène est constant, sa densité diminue en raison de la formation du vapeur. Ce dernier conduit à une vitesse très élevée à l'intérieur du tube et aussi une perte de pression par accélération se produit.

La figure 3.4 montre un détendeur de type capillaire connecté entre la sortie du condenseur et l'entrée de l'évaporateur. L'écoulement du fluide frigorigène à l'intérieur du tube capillaire est divisé en deux régimes d'écoulement : écoulement monophasique (phase liquide sous-refroidi) et écoulement diphasique (phase liquide-vapeur).



Figure 3. 4. Régime d'écoulement du réfrigérant dans le détendeur type capillaire [53]

2.6.1.4 Modèle du condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur situé dans le milieu extérieur avec une température plus basse que celle du fluide frigorigène. Il permet de transférer l'énergie calorifique du fluide frigorigène vers le milieu extérieur. Le réfrigérant va se refroidir, ce qui aura pour conséquence de le faire condenser. On obtient au niveau du condenseur quatre niveaux de températures : les températures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène (T_{ce} et T_{cs}) et les températures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène (T_{fe} et T_{fs}) comme l'indique la figure 3.5.



Figure 3. 5. Diagramme de variation des températures du réfrigérant et du fluide extérieur tout au long du condenseur

Selon le changement de phase du fluide frigorigène à l'intérieur du condenseur, ce dernier est divisé en trois zones différentes : vapeur surchauffé, mélange d'un liquide avec vapeur et liquide sous-refroidi et comme c'est montré la figure 3.6.



Figure 3. 6. Schéma d'un condenseur avec trois zones du fluide frigorigène [9]

2.6.1.4.1 Modélisation et méthode du calcul

Pour chaque zone du condenser, l'équation de conservation d'énergie est décrite comme suit :

$$Q_{c} = \dot{m}_{r} \cdot (h_{c,r,i} - h_{c,r,o})$$
 (3-12)

L'énergie transférée à l'eau est calculée par la formule suivante :

$$Q_w = Cp_w \cdot \dot{m}_w \cdot \left(T_{w,o} - T_{w,i}\right) \tag{3-13}$$

L'équation du transfert de chaleur s'écrit :

$$Q_w = Q_c = U_c \cdot A_c \cdot (T_{c,r} - T_w)$$
(3-14)

Avec U_c est le coefficient du transfert de chaleur total, A_c est la surface du condenseur, $T_{c,r}$ est la température du fluide frigorigène dans le condenseur et T_w est la température de l'eau.

Le coefficient de transfert de chaleur total est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$U_{c} = \left(\frac{d_{c,o}}{\alpha_{c,r}d_{c,i}} + \frac{1}{\alpha_{w}} + \frac{d_{c,o}}{2\lambda_{c}}\ln\frac{d_{c,o}}{d_{c,i}}\right)^{-1}$$
(3-15)

Avec α_w est le coefficient du transfert de chaleur côté eau, $\alpha_{c,r}$ est le coefficient de transfert de chaleur du côté réfrigérant, $d_{c,i}$ et $d_{c,o}$ sont les diamètres intérieur et extérieur du tube et λ_c est la conductivité thermique du tube en cuivre.

Le coefficient du transfert de chaleur côté eau peut être calculé à partir de cette théorie :

$$\alpha_{\rm w} = \frac{{\rm Nu}_{\rm w,d} \cdot \lambda_{\rm w}}{{\rm d}_{\rm c,o}} \tag{3-16}$$

Avec $Nu_{w,d}$ est le nombre de Nusselt. Le nombre du Nusselt peut être calculé en se basant sur le diamètre extérieur du tube du condenseur et il est donné par :

$$Nu_{w,d} = 0.290. \left(Ra_{w,d}\right)^{0.293} pour \ 4 \times 10^3 \le Ra_{w,d} \le 1 \times 10^5$$
(3-17)

Le nombre de Rayleigh peut s'écrire :

$$Ra_{w,d} = \frac{g\beta\Delta T_w d_{c,o}^3}{v_w a_w}$$
(3-18)

Avec g est l'accélération de la pesanteur, β est le coefficient de dilatation thermique, ΔT_w est la différence de température de l'eau dans le réservoir, v_w est la viscosité cinématique et a_w est le coefficient de diffusion thermique.

Le coefficient du transfert de chaleur $\alpha_{c,r}$ côté fluide frigorigène est déterminé par :

$$\alpha_{c,r} = \frac{Nu_{c,r} \cdot \lambda_{c,r}}{d_{c,i}}$$
(3-19)

Le transfert de chaleur côté fluide frigorigène est divisé en trois zones comme le montre la figure 3.6. Le coefficient du transfert de chaleur convective $\alpha_{c,r}$ est différent dans chaque zone d'écoulement et peut être divisé comme suit $\alpha_{sh,c}$, $\alpha_{tp,c}$ et $\alpha_{sc,c}$.

Le coefficient du transfert de chaleur convective en régime monophasique (à une seule phase),

$$Nu_{c,r} = 0.023 Re_{c,r}^{0.8} Pr_{c,r}^{0.4} \delta^{0.1}$$
(3-20)

$$\alpha_{\rm sh,c} = \frac{Nu_{\rm sh,c,r}\lambda_{\rm sh,c,r}}{d_{\rm c,i}}$$
(3-21)

$$\alpha_{\rm sc,c} = \frac{{\rm Nu}_{\rm sc,c,r} \lambda_{\rm sc,c,r}}{{\rm d}_{\rm c,i}}$$
(3-22)

En régime à deux phases (régime diphasique), le coefficient du transfert de chaleur $(\alpha_{tp,c})$ est déterminé par la corrélation suivante :

$$\alpha_{\text{tp,c}} = 1.3\alpha_{\text{sc,c}} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\Pr_{\text{tp,c,r}}^{0.38}} \right]$$
(3-23)

Avec α_{sc} est le coefficient de transfert de chaleur au niveau du condenseur (liquide sousrefroidi), x est le titre en vapeur du mélange diphasique et $Pr_{tp,c,r}$ est le nombre de Prandtl dans un mélange liquide avec vapeur.

2.6.1.4.2 Hypothèses du modèle

Pour faciliter la réalisation de ce modèle, un certain nombre d'hypothèses sont faites :

- La géométrie tridimensionnelle du condenseur immergé dans un réservoir d'eau pourrait être simplifiée en modèle bidimensionnelle axisymétrique comme le montre la figure 3.7.
- La forme hélicoïdale du condenseur a été simplifiée en plusieurs cercles dans un plan de symétrie.



(a) Conception 3D d'un réservoir d'eau avec un condenseur totalement immergé



⊾ X



2.6.1.4.3 Modèle théorique de la longueur du condenseur

En terme de dimensionnement d'un échangeur thermique, une étude numérique est prise en compte puisque c'est plus rapide et plus efficace pour l'identification des différents phénomènes physiques ainsi que les transferts thermiques. Elle nous permet aussi de minimiser le coût des essais expérimentaux. Pour la modélisation, on a suivi la méthode détaillé dans notre ancien papier **[54].**

Dans ces conditions, la puissance de refroidissement est définie par :

$$Q_{\rm r} = \dot{m}_{\rm w} \cdot C p_{\rm w} \cdot \Delta T \tag{3-24}$$

Avec :

 \dot{m}_w : Le débit massique de l'eau en $\frac{kg}{s}$

Cp_w: La chaleur spécifique de l'eau en $kJ/kg \cdot k$

 ΔT : La différence de température de l'eau en k

1.

L'énergie d'évaporation se calcule par la formule suivante :

$$Qe = h_2 - h_3 en \frac{kJ}{Kg}$$
 (3-25)

Le débit massique du fluide frigorigène R134a est défini par l'expression suivante :

$$\dot{m}_{\rm r} = \frac{P_{\rm cr}}{Q} \tag{3-26}$$

Pour la détermination du débit de l'eau de refroidissement du condenseur \dot{m}_{cw} , on utilise l'expression suivante :

$$\dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}_{r} \cdot (h_2 - h_3)}{Cp_{cw} \cdot (t_{cw2} - t_{cw1})}$$
(3-27)

Avec :

 \dot{m}_r : Débit massique du fluide frigorigène en $\frac{kg}{s}$

 h_2 et h_3 : L'enthalpie massique à l'entrée et à la sortie du condenseur en kJ/kg

 Cp_{cw} : Chaleur spécifique de l'eau en kJ/kg.k

 t_{cw1} et t_{cw2} : La température de l'eau de refroidissement à l'entrée et à la sortie du condenseur en kelvin (k)

Le débit volumique de l'eau de refroidissement du condenseur \dot{V}_{cw} en $m^3/_S$ s'écrit comme suit :

$$\dot{V}_{cw} = \frac{\dot{m}_{cw}}{\rho_{cw}}$$
(3-28)

Avec :

 \dot{m}_{cw} : Débit massique de l'eau de refroidissement du condenseur en $\frac{kg}{s}$

 $\rho_{cw}: Masse \ volumique \ de \ l'eau \ en \ {kg/_{m^3}}$

La vitesse de l'eau de refroidissement en m/s est donnée par l'expression suivante:

$$V_{cw} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{cw}}{(3.14*(do^2 - di^2))}$$
(3-29)

Avec :

 d_o : Diamètre extérieur du tube du condenseur en m.

 d_i : Diamètre intérieur du tube du condenseur en m.

Sachant que la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur est désigné par T_{cw1} en (°C) et que la température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur est désigné par T_{cw2} en (°C), on déduit la température moyenne :

$$T_{moy} = \frac{t_{cw1} + t_{cw2}}{2}$$
(3-30)

Pour cette température moyenne T_{moy} , les propriétés thermo-physiques de l'eau sont déterminées à l'aide du Logiciel « Engineering Equation Solver (EES) ».

Détermination du coefficient de transfert de chaleur (h_0) de l'eau:

On définit le nombre de Reynolds à partir des propriétés thermo-physiques de l'eau. Pour l'écoulement externe du tube on a :

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$
(3-31)

Avec :

 ρ masse volumique du fluide, V vitesse caractéristique du fluide (vitesse à distance de la paroi), D diamètre du tube, μ viscosité dynamique.

Pour calculer le nombre de Prandtl de l'écoulement externe du tube, on utilise la formule suivante :

$$\Pr = \frac{\mu C p}{\lambda} \tag{3-32}$$

Avec :

 μ la viscosité dynamique, C_p la capacité thermique massique à pression constante, λ la conductivité thermique.

Pour calculer le nombre de Nusselt, on utilise l'équation de Dittus-Boelter:

Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3} =
$$\left(\frac{h_0 D}{\lambda}\right)$$
 (3-33)

Avec :

Re : nombre de Reynolds

Pr : nombre de Prandtl

Le coefficient de transfert de chaleur s'écrit :

$$h_0 = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \tag{3-34}$$

Avec :

Nu : Nombre de Nusselt.

- λ : Conductivité thermique de l'eau en $W/_{m,k}$
- D : Diamètre extérieur du tube en m

Détermination du coefficient de transfert de chaleur (h_i)de réfrigérant R134a:

Sachant que *Re* est le nombre de Reynolds de l'écoulement interne du tube et donné par l'expression suivante :

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$
(3-35)

Pour calculer le nombre de Prandtl à l'écoulement interne du fluide frigorigène, on utilise la formule suivante :

$$\Pr = \frac{\mu C p}{\lambda} \tag{3-36}$$

Pour le calcul du nombre de Nusselt, l'équation proposée par Dittus-Boelter est utilisée :

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3} = \frac{hD}{\lambda}$$
(3-37)

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$$
(3-38)

Avec :

h : Coefficient de transfert thermique côté fluide frigorigène en $W/_{m^2 K}$

 λ : Conductivité thermique du fluide frigorigène en ${}^{W}\!/_{m,\,k}$

D : Diamètre intérieur du tube en m

 μ : Viscosité dynamique du fluide frigorigène en Pa. s

Cp : Chaleur spécifique du fluide frigorigène en $J/_{Kg, K}$

 ρ : Masse volumique du fluide frigorigène en $\frac{Kg}{m^3}$

V : Vitesse du fluide frigorigène à l'intérieur du tube en m/s

Pour évaluer les performances d'un échangeur thermique en régime permanent, la différence de température en moyenne logarithmique DTLM s'écrit :

$$DTLM = \frac{\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2}{Ln(\frac{\Delta \theta_1}{\Delta \theta_2})}$$
(3-39)

Les écarts de température sont :

$$\Delta \theta_1 = |T_{f.s} - T_{eau.e}| \tag{3-40}$$

$$\Delta \theta_2 = |T_{f.e} - T_{eau.s}| \tag{3-41}$$

Le coefficient de transfert de chaleur total (U_0) s'écrit sous la forme suivante :

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_0} + \frac{1}{\frac{e}{\lambda}}}$$
(3-42)

Avec :

h_i : Coefficient de convection thermique coté fluide frigorigène.

h_o : Coefficient de convection thermique coté eau.

e : épaisseur de la paroi.

 λ : conductivité thermique.

Par conséquent, la longueur du condenseur s'écrit sous la forme suivante :

$$Q = U_0 \cdot A \cdot \theta_m \tag{3-43}$$

$$Q = U_{0} (3.14 \cdot D \cdot L) \cdot (\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2)$$
(3-44)

$$L = \frac{Q}{U_0 \cdot 3.14 \cdot D \cdot (\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2)}$$
(3-45)

Avec :

Q : Puissance échangée entre l'eau et le fluide frigorigène au niveau du condenseur en W

 U_0 : Coefficient d'échange global en W. m⁻²k⁻¹

D : Diamètre extérieur du tube en m

 $\Delta \theta_1$ et $\Delta \theta_2$: Écarts de température entre les deux fluides (réfrigérant et fluide extérieur exprimé en°C.

2.6.1.5 Modélisation du réservoir d'eau

Pour un condenseur refroidi à convection naturelle par l'eau, le réfrigérant qui circule à l'intérieur du tube est refroidi par l'eau circulant à l'extérieur du tube. Par conséquent, pour faciliter la modélisation, une grande quantité et variété des hypothèses qui sont disponibles dans des travaux récents sont prises en compte. Notons que les hypothèses choisies dans notre modèle mathématique sont sélectionnées pour leur aptitude à reproduire les résultats expérimentaux. Pour simplifier ce problème, le modèle a été assumé comme le montre la figure 3.8.



(a) Conception 3D du réservoir (b) Conception 2D du réservoir (c) Conception 2D axisymmetrique



Hypothèses du modèle

Le modèle du réservoir d'eau est développé sur la base des hypothèses suivantes :

- La conception du réservoir d'eau en 3D est simplifiée en 2D Axisymétrique.
- •Le volume d'eau chaud dans le réservoir est conservé, c'est-à-dire, aucune consommation d'eau chaude durant la période de chauffage.
- La dimension du réservoir de stockage d'eau chaude est choisie selon le besoin minimum pour fournir une alimentation en eau chaude.
- L'écoulement du fluide est supposé bidimensionnel, instationnaire et en régime laminaire.
- L'hypothèse de Boussinesq est utilisée pour modéliser l'écoulement du fluide avec convection naturelle.
- Les extrémités du réservoir sont adiabatiques, c'est-à-dire, le réservoir est bien isolé et la perte de chaleur du réservoir à l'environnement est négligée (pas de perte de chaleur de la paroi du réservoir à l'atmosphère).

2.6.2 Méthode du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau

Pour réaliser le couplage entre un réfrigérateur domestique et un chauffe-eau, on a suivi les démarches suivantes :

- **Etape 1** : Définir un flux thermique initial $q(t)_0$ à partir des essais expérimentaux.
- Etape 2 : Exécuter le code CFD en mode transitoire pour tout le temps de chauffage.
- **Etape 3**: Obtenir le profil de vitesse v(t)et de température T(t) de l'eau.
- Etape 4 : un nouveau flux thermique $q(t)_i$ est déterminé avec le programme MATLAB.
- Etape 5 : Obtenir un flux thermique q(t)_i variable en fonction du temps pendant toute la durée de chauffage.

$$q(t)_i = A t^3 + Bt^2 + C t + D$$
 (3-46)

- Etape 6 : Un nouveau flux thermiqueq(t)_i trouvé est ensuite téléchargé dans le code
 CFD en tant que condition aux limites pour le condenseur de forme hélicoïdale afin
 d'obtenir les nouvelles informations côté eau.
- Etape 7 : Obtenir le profil de température de l'eau, la vitesse de l'eau, transfert de chaleur et le coefficient de performance du système.

2.6.3 Détermination de la quantité d'eau à chauffer par le condenseur

Pour optimiser la quantité d'eau à chauffer quotidiennement par la valorisation des rejets thermiques du condenseur, on a utilisé la méthode suivante :

Au niveau de l'échangeur thermique (condenseur), la quantité de la chaleur fournie par le fluide frigorigène est gagnée par l'eau.

$$Q_c = Q_{eau} \tag{3-47}$$

Sachant que :

$$COP \cdot P_{comp} \cdot t \cdot \eta = m_{eau} \cdot Cp \cdot \Delta T$$
(3-48)

Avec :

COP : Coefficient de performance du condenseur

P_c : Puissance du compresseur

- t : Temps de fonctionnement du compresseur
- η : Efficacité du stockage de la chaleur.

meau : Quantité d'eau à chauffer quotidiennement en kg

Cp : Chaleur spécifique de l'eau en J/kg.°C

 ΔT : Variation de température d'eau, de l'état initial à l'état final, dans le condenseur en °C Pour la détermination de l'efficacité du stockage de la chaleur d'eau, on utilise la formule suivante :

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_a}$$
(3-49)

Avec :

 Q_s : Quantité de la chaleur stockée par l'eau

 Q_a : Quantité de la chaleur totale reçue par l'eau

Ainsi, les deux quantités de chaleur peuvent être écrites sous la forme :

$$Q_a = P_{comp} \cdot COP \cdot t \tag{3-50}$$

$$Q_s = Q_{abs} - Q_p \tag{3-51}$$

Avec :

 Q_p : Quantité de la chaleur perdue par l'eau

P_{comp}: Puissance du compresseur

La quantité de la chaleur perdue par l'eau au niveau du condenseur peut s'exprimer par :

$$Q_{p} = U \cdot \Delta T \cdot t \tag{3-52}$$

Avec :

 ΔT : Différence de la température d'eau dans le réservoir

- t : Temps de fonctionnement du compresseur
- U : Coefficient de la perte thermique

Pour déterminer le coefficient de la perte thermique, on utilise l'équation suivante :

$$U = \frac{\rho \cdot Cp \cdot V}{\Delta t} \cdot \ln \left(\frac{T_i - T_{am}}{T_f - T_{am}} \right)$$
(3-53)

Avec :

 ρ : Masse volumique de l'eau en $\frac{Kg}{m^3}$

Cp : Chaleur spécifique de l'eau en J/Kg. °C

V : Volume d'eau en m^3

 Δt : Période de fonctionnement du compresseur

T_{am} : Température ambiante en °C

 T_i et T_f : Température de l'eau respectivement à l'état initial et à l'état final dans le condenseur en °C

Aussi, on obtient :

$$\eta = \frac{P_c \operatorname{COP} t - U \Delta T t}{P_c \operatorname{COP} t}$$
(3-54)

La variation de la température d'eau est définie par :

$$\Delta T = \frac{P_{\text{comp COP t}}}{U \ t + m_{\text{eau}} Cp}$$
(3-55)

Par conséquent, pour déterminer la masse d'eau à chauffer quotidiennement, on utilise la formule suivante :

$$M_{eau} = \frac{P_{comp} \text{ COP t}}{\Delta T \cdot \left(\frac{Cp}{\Delta t} \ln \left(\frac{T_i - T_{amb}}{T_f - T_{amb}}\right) \cdot t + Cp\right)}$$
(3-56)

2.7 Méthode numérique

Dans cette étude, nous avons simulé un modèle théorique avec le code ANSYS Fluent permettant de prendre en compte la géométrie du condenseur, du réservoir d'eau et surtout le transfert de chaleur entre le réfrigérant dans le condenseur et l'eau dans le réservoir. Avec l'utilisation d'un modèle mathématique, la variation de la température et de la vitesse d'eau sont déterminées. Aussi, le transfert de chaleur et le coefficient de performance du système peuvent être étudiés. Pour étudier le comportement thermique du condenseur et son couplage avec un réservoir d'eau, nous avons utilisé le code commercial ANSYS Fluent qui est bien adapté pour résoudre les équations de conservation dans des conditions variables et pour prendre en compte le couplage au sein du réfrigérateur domestique étudié.

2.7.1 Equations gouvernantes

L'écoulement convectif du réfrigérant à l'intérieur du condenseur et de l'eau dans le réservoir de stockage est modélisé sur la base des principes de la conservation de la masse, de la quantité

de mouvement et de l'énergie. D'après les hypothèses adoptées, les équations gouvernantes du modèle peuvent être écrites, sous forme cartésienne, comme suit : Équation de la continuité

$$\frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} = 0$$
(3-57)

Avec u et v représente les composantes de la vitesse du fluide dans les directions x et y, respectivement

L'équation de la quantité de mouvement s'écrit suivant l'axe (ox) :

$$\frac{\partial U_x}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial U_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho wo} \frac{\partial P}{\partial x} + v_w \left[\frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \right]$$
(3-58)

Suivant l'axe (oy), on écrit :

$$\frac{\partial U_{y}}{\partial t} + U_{x}\frac{\partial U_{y}}{\partial x} + U_{y}\frac{\partial U_{y}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho wo}\frac{\partial P}{\partial y} + v_{w}\left[\frac{\partial^{2}U_{y}}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2}U_{y}}{\partial y^{2}}\right] - g\beta(T_{w} - T_{wo})$$
(3-59)

L'équation de conservation de l'énergie s'écrit

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U_x \frac{\partial T}{\partial x} + U_y \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda_w \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right]$$
(3-60)

2.7.2 Conditions initiales et aux limites

• Conditions initiales

Comme l'indique la figure 3.9, le condenseur est sous forme hélicoïdale totalement immergée dans le réservoir d'eau durant l'étude expérimentale. Dans la modélisation CFD, le condenseur est considéré comme des petits cercles dans un plan. Le flux thermique cédé par le condenseur est déterminé à partir des résultats expérimentaux et ajouté au modèle CFD en tant que conditions initiales. La température initiale de l'eau est de l'ordre de 20 °C et la température ambiante est de 21°C. Aussi, on définit une composante d'accélération (accélération de gravité $g=9.81 \text{ m.s}^{-2}$).





(b) Modèle 2D

Figure 3. 9. Réservoir d'eau avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé **[55]** Au début de la simulation, la vitesse de l'eau à l'intérieur du réservoir, la densité, la pression et la température sont considérées comme constantes. Les paramètres initiaux du modèle sont ceux présentées dans la figure 3.10.



Figure 3. 10. Conditions aux limites dans une configuration 2D prise en considération lors de la simulation

• Conditions aux limites

Une simulation basée sur la technique des volumes finis est sélectionnée pour la modélisation. Ce dernier est effectué pour deux conditions, flux thermique variable en fonction du temps calculé par l'implémentation de la fonction UDF de Fluent (User Defined Function) et flux constant. La méthode "SIMPLE" est utilisée pour le couplage pression-vitesse avec une discrétisation spatiale du second ordre pour l'énergie et la quantité de mouvement. La méthode PRESTO est utilisée pour traiter la pression. Les facteurs de sous relaxation des équations pour l'énergie, la pression et la quantité de mouvement valent respectivement 1, 0.3 et 0.7. Les résultats sont analysés lorsque les critères de convergence (fixés à 10⁻⁶) sur les résidus des équations résolues sont atteints. Sur l'arête « Botton, Top et Wall », une condition de type « adiabatique » est imposée. Sur l'axe de symétrie du réservoir, une condition de type « Axis » est imposée comme l'indique le tableau 3.1.

Tableau 3. 1. Paramètres fondamentaux utilisés lors des simulations

Bas	Adiabatique	
Haut	Adiabatique	
Mur	Adiabatique	
Axisymmetrie	Axis	
Condenseur	Variable flux thermique + UDF/ constant	
	flux thermique	

Les propriétés thermo physiques de l'eau sont déterminées à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver (EES) basé sur la relation entre la température et la pression obtenue à partir de l'expérience qui a été menée. Le tableau 3.2 met en évidence les principales propriétés utilisées.

Tableau 3. 2. Propriétés physiques de l'eau utilisées en simulation CFD

Propriétés de l'eau	Symbole	Valeur	Unité	Méthode
Masse volumique	ρ	994	kg/m ³	Boussinesq
Chaleur spécifique	Ср	4183	J/(kg. K)	Constante
Conductivité thermique	λ	0.6107	W/(m.K)	Constante
Viscosité dynamique	μ	0.0007196	kg/(m. s)	Constante
Coefficient de	β	0.000347	1/K	Constante
dilatation thermique				

2.7.3 Modélisation CFD (Computational Fluid Dynamics)

2.7.3.1 Création de la géométrie

La figure 3.9 présente la disposition géométrique du prototype du réservoir avec un condenseur hélicoïdal totalement immergé. Dans un souci de simplification du modèle, certaines hypothèses sont adoptées. Étant donné que la hauteur du condenseur hélicoïdale dans la direction verticale du réservoir est petite et pourrait être négligée. Les spires du condenseur sont supposées comme étant petits cercles alignés dans le plan de symétrie. Aussi, comme nous observons, la géométrie 3D du réservoir d'eau pourrait être simplifiée en un modèle 2D axisymétrique. Par conséquent, dans notre cas, on va travailler en 2D axisymétrique dans le plan XY pour réaliser la géométrie. On a créé la géométrie du réservoir avec ANSYS design Modeler. Par conséquent, la figure 3.11 présente les cotations choisies pour créer la géométrie considérée.



Paramètres	Valeur
а	50 mm
b	30 mm
С	30 mm
d	6 mm
e	190 mm
f	160 mm
g	480 mm

Figure 3. 11. Réalisation de la géométrie par Design-Modeler

2.7.3.2 Maillage CFD

Dans cette partie, on présente une validation du modèle mathématique à travers l'analyse de l'indépendance du maillage, du pas de temps et d'une comparaison de nos résultats numériques avec des résultats expérimentaux.

Maillage bidimensionnel

Le maillage bidimensionnel de la géométrie du réservoir est réalisé à l'aide du logiciel ANSYS Fluent version R16.2. Il contient 3000 nœuds avec un maillage non structuré avec des volumes triangulaires et quadrilatères appartenant au domaine. Ce maillage peut garantir une meilleure convergence et une résolution plus importante. L'influence du maillage sur la simulation est systématiquement vérifiée au début des simulations. Les résultats présentés sont indépendants du maillage. Aussi, l'influence du pas de temps sur le calcul est testée pour des pas de temps égaux à 0,1 s, 0,5 s, 1s et 10 s. Par ailleurs, tous les calculs sur Fluent sont effectués en double précision. La Figure 3.12 donne un aperçu du maillage utilisé.



Figure 3. 12. Maillage de la géométrie utilisée

Effet du maillage

Avant d'exploiter le modèle numérique, il est très important d'effectuer une analyse sur l'effet du maillage. Pour cela, nous avons étudié quatre grilles de maillage qui correspondent à un nombre total de 4162, 24202, 58989 et 122005 nœuds. La variation de la température de l'eau dans le réservoir est choisie à titre de comparaison (Figure 3.13). On constate que les écarts obtenus pour les quatre grilles étudiées sont relativement faibles. Par la suite, nous avons adopté pour nos calculs la grille avec 24202 nœuds qui donne un bon compromis entre précision et temps de calcul. Par ailleurs, plusieurs pas de temps varient entre 0.1 et 10s ont testés sur la grille adoptée. Dans ces conditions, nous avons retenu la valeur $\Delta t=1$ s avec un maximum d'itération de l'ordre de 200 dans chaque pas du temps (Figure 3.13).



Figure 3. 13. Variation temporelle de la température moyenne de l'eau pour différents maillages bidimensionnels

Effet du pas de temps (Δt)

Avant le lancement des simulations, nous avons voulu connaître l'effet du pas de temps Δt sur nos calculs en variant ce dernier en fonction de la température moyenne de l'eau pendant la phase du chauffage. Pour vérifier l'incidence du pas de temps sur nos résultats, nous avons comparé les courbes de variations des températures de l'eau lors de la phase du chauffage avec la valorisation des rejets thermiques du condenseur en faisant varier les pas de temps, pour les valeurs de $\Delta t = 0.1$ s, $\Delta t = 0.5$ s, $\Delta t = 1$ s et $\Delta t = 10$ s.

Les résultats présentés sur la figure 3.14 montrent que l'effet du pas de temps sur le processus du chauffage devient très faible lorsque le nombre du pas diminue de 10 s à 0.1 s. De ce fait,

nous avons opté pour un $\Delta t = 1$ s, afin de réaliser un compromis entre la précision et le temps de calcul.



Figure 3. 14. Variation temporelle de la température moyenne du l'eau pour différentes valeurs de Δt

2.7.3.3 Post Processing

Couplage vitesse pression (Algorithme SIMPLE)

Afin de résoudre l'équation de Navier-Stokes qui décrit le mouvement des fluides, il est nécessaire de connaître le champ de pression. Dans le cas où ce champ est inconnu, l'établissement d'une équation de pression est nécessaire. Cette spécificité des équations rend nécessaire l'utilisation d'un schéma de couplage pression-vitesse. Par conséquent, nous utilisons dans le présent travail l'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) proposé par **Dai et al. [56]** et **Wenzli et al. [57].**

Schéma de discrétisation

Le gradient des variables sur la géométrie maillée est calculé selon la méthode « Least squares Cell Based ». La méthode d'interpolation de la pression aux faces des cellules est réalisée par le schéma « PRESTO ». Dans la présente étude, le schéma « Second Order Upwind » est appliqué pour résoudre l'énergie et prend en considération la direction de l'écoulement de fluide.

Implémentation d'UDF

Le logiciel commercial ANSYS Fluent est utilisé pour développer un modèle 2D axisymétrique du réservoir d'eau avec un condenseur à forme hélicoïdale. La variation du flux thermique cédée par le condenseur en fonction du temps, est calculée par une fonction de Fluent (UDF : User Defined Function). A tout instant, le flux thermique peut donc être considéré comme variable en fonction du temps et qui diminue avec l'augmentation de la température de l'eau. Par conséquent, le flux thermique est une nouvelle variable gérée par l'UDF. A chaque pas du temps, le flux varie. Le logiciel ANSYS FLUENT est utilisé pour effectuer des simulations. Un des avantages majeurs de ce code consacre une partie importante à la modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau. Un fichier UDF (User Defined Function) sous forme de subroutine écrite en langage C est réalisé et inclus dans les calculs.

Conditions de convergence

Le calcul sur un pas de temps est considéré comme convergé lorsque les résidus normalisés des équations résolues ont atteint la valeur de 10⁻⁶ pour l'équation de la continuité ; l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie. Ces valeurs sont paramétrées par défaut lors du calcul et sont les valeurs recommandées.

Sous-relaxation

La sous-relaxation des valeurs obtenues à chaque itération est régulièrement utilisée dans les problèmes non linéaires pour éviter la divergence du processus du calcul. Ceci nous permet de contrôler et de réduire le changement pour chaque itération. Afin d'améliorer la stabilité de la convergence, les facteurs de sous-relaxation de 0.3, 1, 1, 0.7 et 1 s sont considérés respectivement pour la pression, densité, force de volume, quantité de mouvement et l'énergie.

Convergence

Le critère de convergence est une condition spécifique pour les résidus qui définissent la convergence d'une solution. Il est donc utilisé pour arrêter le processus itératif lorsqu'il est satisfait. Dans notre étude, la convergence est assurée lorsque le maximum du résidu de toutes les variables atteint la valeur de 10⁻⁶.

2.8 Validation du modèle

La meilleure façon de valider un modèle numérique et de s'assurer de sa fonctionnalité et sa fiabilité et de procéder à une étude comparative entre les résultats des simulations et des résultats expérimentaux. Dans notre cas, nous commençons par valider nos résultats numériques avec les travaux expérimentaux et numériques publiés par **Dai et al. [8]** et **Wang [58]**. Dans le même axe de recherche, une étude numérique est effectuée sur une autre géométrie. Pour vérifier le modèle mathématique, une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux est réalisée. Une fois le modèle est validé, une étude paramétrique peut être effectuée afin d'optimiser le comportement thermique d'un condenseur hélicoïdale totalement émergé dans un réservoir d'eau.

2.8.1 Calcul selon les conditions de D.D Wang [58]

Nos résultats numériques sont comparés avec les données expérimentales publiées par **Wang** [58]. En fait, nous avons effectué des simulations sous ANSYS FLUENT et nous les avons confrontés à ceux disponibles dans les études similaires, telles que de **Wang** [58]. La figure 3.15 montre le profil de la température moyenne de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir. La figure 3.15 présente la comparaison entre les différents résultats. Globalement, cette comparaison montre un bon accord avec ceux disponibles dans la littérature avec une erreur à 10.96 %.



Figure 3. 15. Comparaison de la variation de la température de l'eau moyenne avec les travaux de **Wang [58]**

2.8.2 Calcul selon les conditions de Dai et al. [8]

La figure 3.16 montre que l'écart entre les résultats du modèle proposé et ceux disponibles dans la littérature est étroit. L'erreur relative moyenne est égale à 3 %. Par conséquent, ces écarts nous permettent de prédire correctement l'effet de quelques paramètres sur les performances de la machine frigorifique couplée avec une unité de chauffage de l'eau domestique.





Figure 3. 16. Comparaison de la variation de la température de l'eau moyenne avec les travaux de **Dai et al. [8]**

La figure 3.17 montre la variation de la température de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir. Ces résultats montrent un bon accord avec les résultats expérimentaux obtenus par **Wang [58]** et les résultats numériques obtenus par **Dai et al. [8]** avec des erreurs maximales observées de l'ordre 10.96 %. Si on compare les résultats numériques et expérimentaux du nos études numériques, on voit que ces erreurs sont plus faibles. Par conséquent, ces écarts nous permettent de prédire correctement le comportement thermique du système couplé.



Figure 3. 17. Comparaison de la variation de la température moyenne de l'eau dans le réservoir avec les travaux de **Dai et al. [8]** et **Wang [58]**

2.8.3 Calcul selon les conditions expérimentales

La figure 3.18 montre la variation de la température de l'eau dans le réservoir en fonction du temps. Nos résultats numériques sont comparés avec des résultats expérimentaux effectués au sein du laboratoire de recherche Energie, Eau, Environnement et Procédés à l'école nationale d'ingénieurs de Gabès. Nos résultats numériques montrent un bon accord avec les résultats expérimentaux avec des erreurs relatives moyennes observées de l'ordre de 7.67 %.



Figure 3. 18. Profil de la température d'eau en fonction du temps

3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les étapes de la simulation avec le code de calcul ANSYS Fluent. Nous avons cité la méthode de résolution et le principe de fonctionnement. Nous avons décrit les étapes suivies pour créer un modèle numérique permettant de calculer la longueur du condenseur immergé dans un réservoir d'eau. Par ailleurs, nous avons présenté un modèle permettant de calculer la quantité d'eau à chauffer quotidiennement par le réfrigérateur couplé au chauffe-eau. Ensuite, nous avons décrit un modèle mathématique qui nous a permis d'étudier et d'analyser les résultats numériques d'un système couplé en modifiant des paramètres géométriques. De plus, nous avons évalué le modèle numérique permettant de décrire l'effet de la géométrie du condenseur hélicoïdale sur le comportement thermique dont des résultats seront discutés au chapitre suivant. Enfin, nous avons comparé nos résultats numériques avec d'autres

résultats tirés du littérateur ainsi que de nos résultats expérimentaux développés à notre laboratoire.

Chapitre 4 Résultats et discussion

1 Introduction

Dans ce dernier chapitre on s'intéresse au couplage d'un réfrigérateur domestique au chauffeeau et d'un climatiseur pour le dessalement de l'eau de mer. La contribution se fera tant par l'étude théorique qu'expérimentale. Pour cela, nous avons divisé ce chapitre en deux grandes parties : La première partie permet d'analyser les performances de ces machines frigorifiques afin de confirmer l'importance du rejet thermique pour la production d'eau chaude sanitaire. Cette partie présente l'étude numérique des principaux paramètres influençant les caractéristiques de fonctionnement d'un réfrigérateur couplé au chauffe-eau et le comportement thermique du condenseur hélicoïdal totalement immergé dans un réservoir d'eau isolé thermiquement. Nous présentons également nos résultats numériques se rattachant à l'étude de l'effet de la géométrie du condenseur. Ensuite, nous étudions les différents paramètres afin d'améliorer les performances du réfrigérateur. La seconde partie est consacrée à la présentation des résultats expérimentaux obtenus se référant à la technique de dessalement de l'eau saumâtre par la valorisation du rejet thermique cédé par le condenseur du climatiseur. Nous nous intéressons dans cette partie à doubler les performances énergétiques globales de ces machines frigorifiques.

2 Production de l'eau chaude sanitaire

Dans cette partie, on présente nos résultats numériques et expérimentaux sur le phénomène du transfert de chaleur par la valorisation du rejet thermique du réfrigérateur. L'évolution des vitesses et des températures sont données pour représenter l'importance du rejet thermique pour la production de l'eau chaude sanitaire dans les secteurs industriels et résidentiels. On rend compte par ailleurs, de quelques résultats numériques sur l'effet de la géométrie du condenseur sur les performances thermiques du réfrigérateur domestique couplé à une unité de chauffage de l'eau sanitaire. Les résultats numériques des transferts de chaleur par convection naturelle entre le condenseur et l'eau seront représentés par l'évolution des vitesses, des températures et de la distribution du champ de pression, du champ de la température et du champ de la vitesse de l'eau pour les différentes conditions. Tout d'abord, l'effet des paramètres géométriques qui agissent sur le phénomène du transfert de la chaleur est présenté. Ensuite, le choix de la conception et de la réalisation du condenseur qui consiste à améliorer les performances de la machine frigorifique permettant la production de l'eau chaude sanitaire. Cette étude numérique

permettra de choisir la meilleure géométrie du condenseur le plus performant sur le plan économique et énergétique.

2.1 Etude expérimentale et numérique d'un réfrigérateur domestique couplé au chauffe-eau

Dans le but de bien comprendre l'importance du rejet thermique cédé par le condenseur du réfrigérateur domestique, on commence par l'analyse des résultats expérimentaux qui représentent l'évolution de la température en fonction du temps, des températures au niveau de l'eau à chauffer, de l'évaporateur et de l'air ambiant. L'étude expérimentale est menée dans des conditions environnementales définies par une température ambiante égale à 20 °C. Un réservoir de forme cylindrique contenant 50 litres d'eau est chauffé de 20 °C à 50 °C durant une période de fonctionnement totale égale à t=300 min. Les évolutions des températures sont présentées sur la figure 4.1. D'après ces résultats, on constate que pour le temps de chauffage égal à t=300 min, la température de l'eau augmente progressivement mais la température de l'évaporateur varie entre -13°C et -17°C. Les résultats obtenus montrent que la température de l'évaporateur n'est pas affectée par l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir. Par conséquent, ces résultats confirment que le réfrigérateur domestique peut être utilisé pour la production d'eau chaude sans affecter sa fonction principale de réfrigération.





La figure 4.2 illustre la variation de la température de l'eau et la performance du système en fonction du temps de chauffage. A partir de ces résultats, nous remarquons qu'il y a une relation entre le coefficient de performance du réfrigérateur et la température de l'eau. Avec l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir, nous observons une diminution importante du COP. En effet, lorsque la température de l'eau est plus faible, le COP est plus
élevé. Avec ces résultats, on constate que le COP est d'environ 4.8 à t=25 min et diminue avec l'augmentation de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir. Par ailleurs on constate que lorsque la température de l'eau augmente, le COP diminue progressivement. En effet, plus la température de l'eau augmente, plus le COP diminue rapidement. Lorsque la température de l'eau augmente de l'eau est égale à **22.22** °C, le COP atteint 4.8. Lorsque la température de l'eau augmente de **2.04**°C, le COP diminue jusqu'à 4.3. Cependant, lorsque la température de l'eau augmente de 13°C, le COP diminue jusqu'à 3. Ainsi, le coefficient de performance (COP) du réfrigérateur domestique couplé à une unité de production d'eau chaude sanitaire diminue pendant le processus de chauffage. Les résultats obtenus ont montré que lorsque la température de l'eau augmente, l'efficacité du système diminue considérablement. Par conséquent, l'efficacité du compresseur est affectée par l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir. Cela s'explique par le fait que lorsque la température de l'eau augmente, la quantité d'énergie utilisée augmente également [**59**]. Par ailleurs, cette justification indique l'effet de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir sur les performances du système.



Figure 4. 2. Variation de la température de l'eau et la performance du réfrigérateur en fonction du temps

2.1.1 Profil de la température

Sur la figure 4.3, on peut observer l'évolution de la température de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir pour différents temps du chauffage définis par t= 60 min, t= 180 min et t= 300 min. D'après les calculs effectués, on peut remarquer que la température de l'eau augmente le long de la hauteur du réservoir pour trois périodes de chauffage différentes. Pour le premier temps de chauffage égal à t=60 min, on remarque que la température moyenne de l'eau est égale à T= 25.50° C tandis que les températures minimale et maximale sur la hauteur du réservoir sont égales respectivement à T= 20.46° C et T= 26.29° C. Durant cette période de chauffage (t=60

min), le changement de la température de l'eau est trop faible dans la partie inférieure du réservoir d'eau ce qui conduit à la création de ce qu'on appelle la stratification. Cette dernière est produite par un écoulement entrainé par la flottabilité. Quant aux parties supérieur et médiane du réservoir, le changement est clair. Ces résultats obtenus montrent ainsi que la température de l'eau augmente avec la hauteur du réservoir et devient stable à partir de la position définis par H_t=0.15m. Lorsque la chaleur cédée par le condenseur du réfrigérateur est récupérée pour chauffer l'eau dans le réservoir durant t=180 min, la température moyenne de l'eau augmente et devient égale à 36.6 °C. Par contre, dans le sens vertical du réservoir, la différence de la température maximale est égale à T=13.25 °C. Au fur et à mesure que le temps de chauffage augmente, la température de l'eau augmente avec la hauteur du réservoir en prenant des comportements variant en fonction de la période de chauffage. On constate que pour un temps de fonctionnement du réfrigérateur égal à t=300 min, l'eau est chauffée de T=20 °C (état initial de l'eau) à T=50.73 °C (état final de l'eau). Lors de l'analyse de ces résultats, les températures moyenne, minimale et maximale dans la direction verticale du réservoir sont respectivement égales à T=48 °C, T=32.7 °C et T=50.7 °C. Par conséquent, après environ 60 minutes de chauffage, la température de l'eau est trop faible pour être utilisée. L'eau dans le réservoir serait ensuite chauffée en continu pendant 240 minutes. Selon cette période de chauffage, l'eau est chauffée pour atteindre T=50.7 °C. De plus, on peut noter que cette valeur est très utile pour les propriétaires qu'utilisent l'eau chaude.



Figure 4. 3. Variation de la température de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir

2.1.2 Profil de la vitesse

La figure 4.4 présente la variation de la vitesse de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir pour trois périodes de chauffage différentes définis par t=60 min, t=180 min et t=300 min. Avec l'utilisation du code de calcul numérique, les profils de la vitesse de l'eau à différents temps de chauffage sont comparés et analysés. On note ainsi que pour t=60 min, la vitesse maximale de l'eau est égale à V=0.013 m.s⁻¹ et apparaît dans la partie médiane du réservoir (Ht<0.3 m). Cette distribution des vitesses est presque évidente dans cette section. A t= 180 min, la vitesse de l'eau atteint son maximum dans la partie médiane du réservoir. Pour le temps de chauffage t=300 min, une faible vitesse existe encore dans la partie inférieure du réservoir. Par conséquent, avec l'augmentation du temps de chauffage à t=60 min et t=300 min, on remarque que l'eau chaude s'écoule continuellement vers le haut et s'accumule dans la partie supérieure du réservoir ce qui conduit à la formation d'une zone à vitesse plus importante.



Figure 4. 4. Variation de la vitesse de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir

2.1.3 Profil du coefficient de transfert de chaleur

La figure 4.5 montre la variation du coefficient de transfert convectif en fonction du temps de chauffage qui est défini à t=60 min, t=180 min et t=300 min. D'après les résultats de simulation obtenus, on observe une diminution du coefficient de transfert de chaleur durant la période de chauffage. Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir entraîne une diminution du coefficient d'échange convectif. Pour examiner l'influence de la température de l'eau sur le coefficient d'échange convectif, on constate que pour t=60 min, le coefficient de transfert de chaleur décroit de 727.26 W.m⁻².K⁻¹ à 253.6 W.m⁻².K⁻¹. Tandis qu'à t=180min, il décroit de 558.23 W.m⁻².K⁻¹ à 102 W.m⁻².K⁻¹. Par comparaison des deux profils, il est possible de voir que pendant le processus de chauffage, le coefficient de

transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la température de l'eau. La plus grande différence est d'environ 159.95 W.m⁻².K⁻¹. Par conséquent, la diminution du coefficient de transfert de chaleur est due à l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir qui conduit à la réduction de la différence de température à l'entrée et à la sortie du condenseur. A t= 300 min, les valeurs maximales et minimales du coefficient de transfert de chaleur du condenseur sont respectivement égales à 452,27 W.m⁻².K⁻¹ et 68,64 W.m⁻².K⁻¹. En comparant ces résultats durant les trois périodes considérées, le coefficient de transfert de chaleur du condenseur à t= 60 min est plus élevé que dans les deux autres temps égaux à t=180 min et t=300 min. Ce fait peut être expliqué par l'augmentation de la température de l'eau qui est responsable de la diminution du coefficient de transfert de chaleur. Cette étude permet de montrer que lorsque la température de l'eau augmente, le coefficient d'échange convectif diminue afin d'atteindre une valeur minimale de 68.64 W.m⁻².K⁻¹ après 300 min de chauffage.



Figure 4. 5. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du temps de chauffage

2.1.4 Champ des températures

La figure 4.6 présente la distribution de la température de l'eau dans le réservoir pour les trois différents temps de chauffage définis par t=60 min, t=180 min et t =300 min. D'après les résultats obtenus, on peut mentionner que la stratification de la température dans la partie inférieure est formée. Après 60 min de chauffage, trois zones sont observées ; la première et la deuxième zone se trouvent dans la partie inférieure du réservoir tandis que la troisième zone est formée près du condenseur. Elle est située dans la partie médiane et supérieure du réservoir. Avec l'augmentation du temps de chauffage, le nombre de zones augmente et il se forme en raison de la différence de densité. La comparaison entre ces résultats confirme que la

température minimale et maximale de l'eau augmente de manière linéaire quand on continue à valoriser les rejets thermiques cédés par le serpentin du condenseur. Selon les résultats de simulation, la différence de la température de l'eau entre la partie inférieure et supérieure du réservoir augmente à mesure que le temps de chauffage augmente. Ainsi, on constate que pendant le processus de chauffage, l'eau chaude s'écoule continuellement vers le haut et s'accumule dans la partie supérieure du réservoir pour former une zone chaude. En effet, l'eau de la partie supérieure du réservoir est progressivement chauffée par la convection naturelle cédée par le condenseur du réfrigérateur. Ainsi, on confirme que la température de l'eau dans la partie supérieure du réservoir d'eau est évidemment plus élevée que dans la partie inférieure.



(b) $t = 180 \min$ Figure 4. 6. Distribution de la température

(c) $t = 300 \min$

2.1.5 Champ des vitesses

La figure 4.7 montre la variation de la vitesse de l'eau en fonction de trois périodes de chauffage définies par t=60 min, t=180 min et t=300 min. Pour les trois périodes de chauffage, on note que l'eau circule à grande vitesse dans la partie médiane et supérieure du réservoir indiquant la quantité de chaleur transférée par convection dans ces deux zones. En examinant la distribution du champ des vitesses de l'eau dans le réservoir, on peut remarquer que la vitesse de l'eau dans la partie médiane et supérieure du réservoir est évidemment plus élevée que dans la partie inférieure. Dans ces conditions, la valeur maximale se trouve dans la ligne centrale du réservoir qui est proche du serpentin du condenseur. Avec l'augmentation du temps de chauffage à t=60 min et t=180 min, la distribution des vitesses est similaire à l'exception du profil dans la partie médiane du réservoir qui est due à l'importance du phénomène de transfert de chaleur générée

par la paroi du tube. Après 300 min de chauffage, le champ de la vitesse présente une petite variation par rapport aux autres temps de chauffage.





2.2 Etude paramétrique

Une étude paramétrique du condenseur hélicoïdal est développée dans cette partie. Il s'agit de faire varier un paramètre en fixant les autres. On étudie ainsi comment cette variation affecte les performances thermiques du réfrigérateur domestique couplé avec une unité de chauffage de l'eau par la valorisation des rejets thermiques cédés par le condenseur.

2.2.1 Effet du pas du condenseur

2.2.1.1 Profil de la vitesse

La variation de la vitesse de l'eau en fonction du temps de chauffage est représentée par la figure 4.8. A partir de ces résultats, on constate que la distance entre les pas du condenseur est un facteur important qui influe sur les performances thermiques d'une machine frigorifique permettant la production de l'eau chaude sanitaire. Les résultats de la simulation obtenus montrent que la vitesse de l'eau présente une valeur maximale avec l'utilisation d'un condenseur avec un pas égal à h=20 mm.





(a) $t = 60 \min$

(b) $t = 180 \min$



(c) $t = 300 \min$

Figure 4. 8. Variation de la vitesse de l'eau en fonction du temps pour trois pas différents

2.2.1.2 Champ des vitesses

A partir de la figure 4.9, le condenseur hélicoïdal avec un pas égal à h=20 mm montre une meilleure performance thermique par rapport aux deux autres types du condenseur à savoir h=10 mm et h=30 mm. On observe également que la vitesse élevée sur la ligne centrale du réservoir est due au meilleur coefficient de transfert de chaleur fournie par le condenseur à pas défini par h=20 mm. Il est alors clair que les pas du condenseur hélicoïdal sont des paramètres

importants qui influent sur le fonctionnement du réfrigérateur domestique couplé avec une unité de production de l'eau chaude.



Figure 4. 9. Contours de vitesse

2.2.1.3 Profil de la température

L'influence du pas du condenseur à forme hélicoïdale sur la variation de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir est présentée sur la figure 4.10. Les résultats de la simulation numérique montrent que la température de l'eau augmente avec la réduction du pas du condenseur pour le même temps du chauffage. D'après ces résultats de simulation, on constate que le condenseur à faible pas provoque une augmentation du transfert de chaleur convectif. Cela peut s'expliquer par la relation entre le coefficient de transfert de chaleur et la géométrie du condenseur. Pour examiner l'influence de ce paramètre sur les performances thermiques, les résultats obtenus montrent que la température de l'eau présente une valeur maximale avec l'utilisation d'un condenseur avec un pas égal à h=20 mm.





(c) $t = 300 \min$

Figure 4. 10. Variation de la température en fonction de pas du condenseur

2.2.1.4 Champ des températures

La variation de la température de l'eau en fonction de trois différents pas du condenseur est représentée dans la figure 4 .11. Ces résultats indiquent que la géométrie des condenseurs est un paramètre principal qui affecte la température de l'eau à l'intérieur du réservoir. Pour les trois périodes de chauffage, la température la plus élevée se produit pour un condenseur avec un pas égal à h=20 mm.







Figure 4. 11. Contours de température

2.2.1.5 Champ des pressions

La figure 4.12 illustre la distribution du champ de la pression à l'intérieur du réservoir d'eau durant trois périodes de chauffage définies par t=60 min, t=180 min et t=300 min. Cette étude permet d'analyser et de comparer l'impact de la géométrie du condenseur sur les performances thermiques d'un réfrigérateur domestique couplé avec une unité de chauffage de l'eau sanitaire. D'après les résultats trouvés, on peut remarquer que l'augmentation de pas du condenseur permet de réduire le coefficient de transfert de chaleur entre la paroi du tube et l'eau, ainsi les pertes de chaleur augmentent. Par ailleurs, on note que le condenseur avec un pas hc=20 mm assure le flux thermique le plus élevé comparé avec les autres géométries durant le même temps de fonctionnement sachant que la zone de transfert de chaleur est plus importante.





Figure 4. 12. Contours de pression

2.2.2 Effet du diamètre du tube du condenseur

2.2.2.1 Profil de la vitesse

La figure 4.13 présente l'effet du diamètre du tube du condenseur sur les performances thermiques d'un réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau. Durant les trois périodes de chauffage, les résultats obtenus montrent qu'avec l'augmentation du diamètre du tube, la vitesse de l'eau augmente aussi. De plus, on note que le diamètre du tube égal à dc =6 mm assure une vitesse plus faible que les autres diamètres pour le même temps. Ces résultats indiquent que le diamètre du tube du condenseur est le paramètre principal affectant la vitesse de l'eau.





(c) $t = 300 \min$

Figure 4. 13. Variation de la vitesse de l'eau en fonction du diamètre du tube

2.2.2.2 Champ des vitesses

La figure 4.14 présente l'effet du diamètre du tube du condenseur sur la distribution du champ de vitesse durant les trois périodes de chauffage. Les résultats de la simulation numérique montrent que l'augmentation du diamètre du tube conduit à une augmentation de la vitesse pour une même période de chauffage. En augmentant le diamètre du tube de dc= 6mm à dc=10 mm, on assiste à une augmentation progressive de la vitesse au sein de la partie supérieure du réservoir. D'après ces résultats, on confirme que le diamètre du tube est un facteur principal affectant les performances thermiques du réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau.



(a) dc=6 mm

(b) dc=8 mm t=60 min

(c) dc = 10 mm



Figure 4. 14. Distribution de la vitesse

2.2.2.3 Profil de la température

La figure 4.15 illustre la variation de la température de l'eau en fonction du diamètre du tube du condenseur. D'après ces résultats, on constate que l'augmentation du diamètre du tube fait augmenter la température de l'eau à l'intérieur du réservoir. Par ailleurs, on constate que la température de l'eau du réservoir est la plus élevée lorsqu'on utilise le tube avec dc=10 mm. Dans ces conditions, l'eau est chauffée à 26°C en 38 min.



(c) t = 300 min Figure 4. 15. Variation de la température de l'eau en fonction du diamètre du tube du condenseur

2.2.2.4 Champ des températures

Nous avons tracé sur la figure 4.16 le profil de la température de l'eau pour différents diamètres du tube du condenseur. D'après ces résultats, on remarque que la température de l'eau varie selon le diamètre du tube. A t=60 min, il faut noter que pour un diamètre du tube dc=10 mm, on atteint le maximum de température à savoir 30 °C. Au fur et à mesure que le diamètre du condenseur augmente, on observe une augmentation de la température de l'eau dans la partie

supérieure du réservoir et le phénomène de stratification commence à diminuer. En outre, ces résultats indiquent que la température décroit progressivement quand on passe de dc =10 mm à dc = 8 mm.







Figure 4. 16. Distribution de la température

2.2.2.5 Champ des pressions

La distribution du champ de la pression dans le réservoir est illustrée sur la figure 4.17. D'après ces résultats, on note que la pression augmente progressivement avec l'augmentation du diamètre du tube durant une période égale à t=60 min, t=180 min et t=300 min. Une amélioration nette du champ de pression évaluée à 41.22 % est observée sur ces résultats. Par ailleurs, une diminution modérée de la pression est observée pour la faible valeur du diamètre égale à dc=6 mm. En effet, l'impact du diamètre du tube est visible pour dc=6 mm. Dans ces conditions, une meilleure distribution de la pression est obtenue comparée au diamètre dc =10 mm.







Figure 4. 17. Contours de pression

2.2.3 Effet du nombre de spires du condenseur

2.2.3.1 Profil de la vitesse

L'influence de nombre de spires du condenseur hélicoïdal sur la variation de la vitesse de l'eau est présentée sur la figure 4.18. Dans cette étude, une comparaison des profils de la vitesse pour trois différents nombres de spires représentés par N=11, N=13 et N=15. Les résultats obtenus montrent que la vitesse augmente avec la diminution du nombre de spires du condenseur pour la même période de chauffage. Cette augmentation peut être expliquée par l'accroissement de la quantité d'énergie thermique produite par le condenseur dans la partie inférieure du réservoir d'eau. D'après les résultats de simulation numérique, on peut remarquer que l'augmentation du diamètre du condenseur et la réduction du nombre de spires donne un échange thermique important entre l'eau et la paroi du condenseur avec une perte de chaleur minimale.

- • - N= 11 - ■ · N= 13 - ▲ - N= 15





(c) $t = 300 \min$



2.2.3.2 Champ des vitesses

Une comparaison de distribution du champ de la vitesse de l'eau pour différents nombres de spires du condenseur à forme hélicoïdale est représentée par la figure 4.19. D'après ces résultats, on remarque que pour t= 60 min, la vitesse de l'eau diminue avec la variation du nombre de spires de N= 11 à N= 15. Par ailleurs, on note que l'échange de chaleur le long du condenseur varie d'une zone à une autre comme l'indique ces résultats. Ce fait est du principalement à la diminution du nombre de spires du condenseur et l'augmentation du diamètre total. La diminution du nombre des spires et en même temps l'augmentation du diamètre du condenseur permettent de voir une bonne turbulence dans la partie supérieure du réservoir. Ce phénomène se concrétise avec un bon transfert de chaleur par convection naturelle. Enfin, on note que la vitesse de l'eau la plus importante correspond à un condenseur hélicoïdal avec N=11.





Figure 4. 19. Contours de vitesse

2.2.3.3 Profil de la température

La figure 4.20 illustre la variation de la température de l'eau en fonction du nombre de spires du condenseur hélicoïdal. Ces profils des températures obtenues pendant le processus de chauffage montrent également l'impact du changement du nombre des spires pour les trois configurations considérés N=11, N=13 et N=15. Pour analyser l'effet de la géométrie du condenseur sur les performances thermiques, une comparaison entre les résultats numériques obtenus est établie pour t=60 min, t=180 min et t=300 min. Il est à noter également que la température moyenne de l'eau augmente considérablement quand on augmente le nombre de spires du condenseur hélicoïdal. Ce fait peut s'expliquer par l'augmentation de la température due à l'augmentation de la surface verticale du condenseur dans le réservoir d'eau. Ces mêmes résultats sont décrits précédemment dans l'étude de la variation de la vitesse.



(c) t = 300 min Figure 4. 20. Variation de la température de l'eau en fonction du diamètre du tube du condenseur

2.2.3.4 Champ des températures

La figure 4.21 montre la distribution des températures de l'eau dans le réservoir pour les trois configurations N=11, N=13 et N=15 spires. Les résultats obtenus montrent que la diminution du nombre des spires est très efficace du fait que l'écoulement du fluide frigorigène à l'intérieur du tube du condenseur présente un accroissement de la vitesse de l'eau où les températures sont

élevées. D'après ces résultats, on observe également la formation des zones de recirculation au niveau de la partie supérieure du réservoir qui permettent de quantifier les échanges convectifs entre les parois du condenseur et l'eau qui y circule.







Figure 4. 21. Contours de température

2.2.3.5 Champ des pressions

La figure 4.22 montre la distribution du champ de la pression dans le réservoir pour les trois configurations N=11, N=13 et N=15 spires. D'après les résultats de cette étude, on constate que la pression diminue si on augmente le nombre de tours du condenseur hélicoïdal de N=11 à N=15. Le signe négatif des valeurs de pression correspond au changement de la direction de l'écoulement de l'eau dans le réservoir, ce qui explique la présence d'une zone de dépression. Ces résultats montrent également que l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal avec N=11 spires s'avère donc bénéfique pour l'amélioration de l'échange thermique entre les parois du condenseur et l'eau.



(b) N=13 t=60 min

(c) N=15





Figure 4. 22. Contours de pression

2.3 Optimisation numérique de la géométrie du condenseur à forme hélicoïdale

Le condenseur à forme hélicoïdale est largement utilisé dans les machines frigorifiques pour la production de l'eau chaude sanitaire en raison de son efficacité énergétique, sa simplicité de fabrication et son meilleur transfert de chaleur. Il est donc intéressant de développer et d'optimiser les conceptions du tube du condenseur hélicoïdal pour améliorer les performances du système, le transfert de chaleur et la stratification de la température dans le réservoir. Par conséquent, la présente étude a pour objectif d'améliorer les performances thermiques d'un condenseur hélicoïdal en modifiant la forme du tube. Ainsi, cette section s'articule sur l'influence de la forme du tube du condenseur hélicoïdal sur les performances thermiques telles que la vitesse, la température et le coefficient du transfert de chaleur. De plus, obtenir la structure optimale du tube du condenseur et améliorer le processus de transfert de chaleur entre le tube du condenseur et l'eau, paraît intéressant pour le fonctionnement du réfrigérateur domestique avec condenseur immergé pour la production de l'eau chaude.

2.3.1 Comparaison entre pas variable et pas constant

2.3.1.1 Profil de la vitesse

L'influence de la géométrie du condenseur sur la vitesse de l'eau à l'intérieur du réservoir est présentée sur la figure 4.23. Ces résultats numériques permettant de présenter l'évolution de la vitesse de l'eau pendant l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas constant et un autre à pas variable. L'effet de ce paramètre a été étudiée pour trois temps différents définis par t=60 min, t=180 min et t=300 min. Pour analyser et comparer l'impact de ce paramètre sur la distribution de la vitesse, la hauteur totale, la longueur et le diamètre des deux types de condenseur sont égaux. Egalement, les paramètres géométriques du réservoir de stockage de l'eau sont maintenus constants. Après 1 h de chauffage, on observe que la valeur de la vitesse a augmenté avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable. Dans ces conditions, la vitesse maximale atteint V=0.017 m.s⁻¹. Avec le suivi du processus de chauffage jusqu'à t= 3h, la vitesse de l'eau augmente d'avantage et la différence de la vitesse maximale a également augmenté. Par ailleurs, on remarque que l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable provoque une augmentation du coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du réservoir, ce qui entraine une augmentation de la vitesse de l'eau. Avec l'augmentation du temps de chauffage jusqu'à 300 min, la différence est évidemment augmentée de manière significative. Par conséquent, il y a des effets clairs de la géométrie du condenseur sur la vitesse de l'eau. Pour une période de chauffage maximale, t=300 min, les champs de la vitesse de l'eau en fonction de la hauteur du réservoir indique qu'avec l'utilisation du condenseur hélicoïdal à pas variable, la zone du transfert de chaleur dans les parties inférieure et médiane du réservoir est augmentée. Ce fait peut augmenter le flux de la chaleur à la partie inférieure du réservoir et d'améliorer les performances thermiques. Cela confirme que la convection naturelle devient importante avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable. En fait, lors de l'utilisation d'un condenseur à pas constant pour le chauffage de l'eau, la partie inférieure de l'eau ne favorise pas la convection naturelle avec la partie supérieure et la vitesse de l'eau à l'intérieur devient très faible. Ceci entraine une stratification thermique qui peut être évitée avec un condenseur à pas variable. La comparaison entre ces résultats confirme que la forme du serpentin du condenseur hélicoïdal a un effet direct sur la distribution de la vitesse de l'eau.



(c) t = 300 min



2.3.1.2 Profil de la température

L'évolution de la température de l'eau en fonction de la hauteur de réservoir pour t=60 min, t=180 min et t=300 min est illustrée dans la figure 4.24. Pour la même condition opérationnelle, on a tracé le profil de la température pour deux types de condenseur à savoir le condenseur hélicoïdal à pas constant et le condenseur hélicoïdal à pas variable. Cette étude permet de monter l'impact de la géométrie du condenseur sur la variation de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir. Les résultats obtenus de l'étude indiquent que la géométrie du

condenseur est un paramètre principal affectant la température de l'eau pendant le processus de chauffage. Après l'analyse de ces résultats, on note que la température de l'eau est augmentée en fonction de la hauteur du réservoir. Après 1 heure de chauffage, la température de l'eau dans la partie supérieure et médiane du réservoir est uniforme et atteint la valeur T=26.29 °C. Par contre, la température diminue progressivement de T=26.29 °C à T=20.46 °C depuis le haut du réservoir jusqu'au son bas, entrainant ainsi une différence de température maximale de 5.83 °C et de 0.04 °C, respectivement, pour le condenseur à pas constante et à pas variable. Ainsi, on peut déduire qu'avec l'utilisation d'un condenseur à pas variable, la différence de la température de l'eau sur la ligne centrale du réservoir est réduite. En outre, ces résultats indiquent qu'en raison de l'importance du transfert de chaleur par le condenseur à pas variable, la température de l'eau s'est répartie uniformément de la partie supérieure vers la partie inférieure du réservoir. Ainsi, la température de l'eau augmente uniformément lorsque le condenseur à pas variable est utilisé. Cela peut s'expliquer par le fait que le transfert de chaleur fournie par le condenseur à pas variable est relativement élevé dans la partie inférieure du condenseur. Avec l'augmentation du temps de chauffage, la température de l'eau augmente aussi. Pour t=180 min, la température moyenne de l'eau est augmentée et la différence de température maximale sur la ligne centrale du réservoir est de 13.25 °C et de 2.72 °C respectivement pour le condenseur à pas constant et le condenseur à pas variable. A t=300 min, les effets de la géométrie du condenseur sur le comportement thermique restent évidents. Par rapport à la configuration du condenseur à pas constant, le condenseur à pas variable présente les profils de température les plus élevées. Par ailleurs, la température de l'eau dans le réservoir est presque uniforme et la stratification thermique est presque éliminée grâce à la nouvelle conception de ce condenseur à pas variable. Condenseur cylindrique -

0,5 0,5 0,4 0,4 (ii) H¹ 0,3 € _{0,3} Ή 0,2 0,2 0,1 0,1 0 0 22 24 20 25 30 35 40 21 23 25 26 20 27 T (°C) T (°C) (a) $t = 60 \min$ (b) $t = 180 \min$ 0,5 0,4 $(\widehat{\underline{B}}_{H^{i}})_{0,3}$ 0,2 0,1 0 20 30 40 50 60 T (°C)

Condenseur cylindrique à pas variable



Figure 4. 24. Variation de la température de l'eau en fonction de la géométrie du condenseur

2.3.1.3 Profil du coefficient de transfert de la chaleur

Afin d'analyser qualitativement les deux configurations proposées du condenseur à forme hélicoïdale, on présente sur la figure 4.25 les profils des coefficients du transfert de chaleur à trois temps de chauffage différents définis par t=60 min, t=180 min et t=300 min. D'après ces résultats, il convient de noter que les deux configurations du condenseur montrent des résultats similaires présentant une diminution du coefficient de transfert de chaleur avec l'augmentation du temps de chauffage. A t=60 min, on note que le coefficient du transfert de chaleur moyen du condenseur à pas variable est de 424.60 W/m².K alors que pour le condenseur à pas constant

est de 413.47 W/m².K. Avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=300 min, le transfert de chaleur moyen diminue et la différence maximale entre le coefficient du transfert de chaleur des deux configurations augmente. En effet, lorsque le condenseur hélicoïdal à pas variable est utilisé, le transfert de chaleur augmente. Ceci est principalement dû à son flux de chaleur relativement élevé dans la partie inférieure résultant de la petite distance entre les pas du condenseur. Ainsi, on déduit que le condenseur à pas variable présente le coefficient du transfert de chaleur le plus élevé par rapport à un condenseur hélicoïdal à pas constant.







(c) t = 300 min

Figure 4. 25. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du condenseur

2.3.1.4 Champ des vitesses

La figure 4.26 présente la variation de la vitesse de l'eau en fonction du temps de chauffage pour les deux configurations du condenseur à pas constant et à pas variable. Pour examiner l'influence de ce paramètre géométrique sur la variation de la vitesse, on a considéré trois périodes différentes de chauffage définies respectivement par t=60 min, t=180 min et t=300 min. En examinant ces résultats, on remarque que la vitesse est très faible pour le condenseur à pas constant comparé à la deuxième géométrie à pas variable. Après une heure de fonctionnement, la vitesse maximale de l'eau est de 0.013 m/s et 0.016 m/s respectivement pour le condenseur à pas constant et le condenseur à pas variable. Avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=180 min, la vitesse maximale est de 0.020 m/s pour le condenseur à pas variable tandis que pour le condenseur à pas constant elle reste la même. En effet, il est à remarquer que la convection est très importante avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable. Ce fait confirme le choix du condenseur hélicoïdal afin d'assurer la meilleure performance. À t=300 min, la vitesse maximale est égale à 0.010 m/s et 0.020 m/s respectivement pour le condenseur à pas constant et à pas variable. En outre, ces résultats indiquent que le condenseur à pas variable permet d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'eau dans le réservoir et le fluide frigorigène dans le condenseur. Ce fait est dûe principalement à la diminution du pas du condenseur dans la partie inférieure du réservoir. Par ailleurs, les résultats obtenus peuvent nous amener à améliorer la convection naturelle de la partie inférieure du condenseur. Ainsi, la comparaison entre ces résultats confirme que la géométrie du condenseur a un effet direct sur la distribution du champ de vitesse de l'eau qui à son tour contribue à améliorer la température dans le réservoir de stockage.



(a) Condenseur cylindrique



(b) Condenseur cylindrique à pas variable

[m/s] [m/s] 0.013 0.020 0.012 0.019 0.011 0.017 0.010 0.016 0.009 0.015 0.009 0.014 0.008 0.012 0.007 0.011 0.006 0 010 0.005 0.009 0.005 0.007 0.004 0.006 0.003 0.005 0.002 0.004 0.002 0.002 0.001 0.001 0.000 0.000 Condenseur cylindrique Condenseur cylindrique à pas variable (a) (b) t = 180 min[m/s] [m/s] 0.010 0 020 0.009 0.018 0.009 0.017 0.008 0.016 0.008 0.015 0.007 0.014 0.006 0.012 0.006 0.011 0 0 0 5 0.010 0 004 0.009 0.004 0.007 0.003 0.006 0.003 0.005 0.002 0.004 0.001 0.002 0.001 0.001 0.000 0.000 (a) Condenseur cylindrique (b) Condenseur cylindrique à pas variable t = 300 min

 $t = 60 \min$

Figure 4. 26. Distribution de la vitesse

2.3.1.5 Champ des températures

Dans cette section, on présente la distribution de la température de l'eau pour trois temps de chauffage définis par t=60 min, t=180 min et t=300 min. Les résultats obtenus montrent l'impact de la géométrie du condenseur sur la distribution de la température. Après 60 min de chauffage, les températures moyennes de l'eau pour un condenseur à pas constant et un condenseur à pas variable égales respectivement à T=25.08 °C et T=26.61 °C. Dans la présente étude, la température de l'eau de ces deux configurations est comparée. Suite aux calculs effectués, on constate que le phénomène de stratification thermique est remarquable lors de l'utilisation d'un condenseur à pas constant. Pour une même période de chauffage, on note que la stratification thermique diminue avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable.

Par ailleurs, il est intéressant de noter que la température de l'eau à l'intérieur du réservoir est affectée par la géométrie du condenseur. Avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=180 min, on remarque que la distribution de la température de l'eau est affectée par la géométrie du condenseur. En effet, on constate que les températures de l'eau dans la partie inférieure du réservoir pour le condenseur à pas constant et à pas variable sont respectivement égale à T=25.3°C et T=34.4 °C. En raison de la différence de la température dans la partie inférieure du réservoir, la stratification thermique ne peut pas être améliorée avec l'utilisation d'un condenseur à pas constant. Ainsi, les résultats montrent que le degré de stratification dépend principalement de la géométrie du condenseur et du temps de chauffage. Dans ces conditions, on constate que la différence maximale entre la distribution de la température de l'eau pour un condenseur à pas constant et à pas variable augmente avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=300 min. Par conséquent, la température de l'eau dans le réservoir est uniforme et le phénomène de stratification thermique est totalement éliminé grâce à la nouvelle géométrie utilisée.





 $t = 60 \min$



Figure 4. 27. Contours de température

2.3.1.6 Champ des pressions

Il est clair que la géométrie du condenseur est un paramètre important qui influe sur le fonctionnement du réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau. Par conséquent, il est intéressant d'étudier l'effet de ce paramètre sur la distribution du champ de pression à l'intérieur du réservoir d'eau. La figure 4.28 montre que la pression augmente avantageusement avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable. Comme indique ces résultats, un condenseur hélicoïdal à pas variable montre ainsi une meilleure performance thermique par rapport à celle du condenseur à pas constant.



t = 300 min

Figure 4. 28. Contours de pression
2.3.2 Effet du diamètre

Dans cette paragraphe, on s'intéresse à la comparaison des performances entre un condenseur hélicoïdal à diamètre variable de forme conique et un condenseur à diamètre constant.



Figure 4. 29. La géométrie du condenser à diamètre constant et à diamètre variable

2.3.2.1 Profil de la vitesse

L'influence de la géométrie du condenseur sur la variation de la vitesse de l'eau est présentée sur la figure 4.30. Les résultats montrent que la forme extérieure du condenseur hélicoïdal totalement immergée dans le réservoir d'eau affecte la variation de la vitesse. D'après les calculs effectués, on confirme que l'utilisation d'un condenseur à forme conique pour chauffer l'eau s'avère donc bénéfique pour l'amélioration du phénomène de transfert de chaleur entre la paroi du tube et l'eau à son extérieur. Avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=300min, l'influence de la géométrie devient plus claire.





(a) $t = 60 \min$

(b) $t = 180 \min$



(c) $t = 300 \min$



2.3.2.2 Profil de la température

La figure 4.31 montre la variation de la température de l'eau avec la hauteur du réservoir pour le condenseur à forme cylindrique et un autre à forme conique pour trois temps de chauffage définis par t=60 min, t=180 min et t=300 min. A t=60 min, les températures moyennes de l'eau pour le condenseur à forme cylindrique et le condenseur à forme conique sont respectivement égale à T=25.50 °C et T= 25.53 °C. Cette différence de température est due principalement à l'augmentation du diamètre total du condenseur en bas du réservoir. Avec l'augmentation du

temps de chauffage, la température moyenne de l'eau augmente ainsi la différence entre les deux résultats. D'après les résultats obtenus, on confirme que la forme conique de condenseur améliore le processus de chauffage et fournit un flux thermique supérieur à celui de la forme cylindrique. Ainsi, la récupération de la chaleur cédée par un condenseur à forme conique permet d'augmenter la température de l'eau à 50.73°C. Par conséquent, cette eau chaude peut être utilisée pour répondre à des besoins domestiques et industriels comme le nettoyage et le lavage.







2.3.2.3 Profil de coefficient de transfert de la chaleur

La figure 4.32 représente la variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du temps pour un condenseur à forme cylindrique et à forme conique. D'après les résultats obtenus, on constate que l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=300 min provoque une augmentation de la différence du coefficient de transfert de chaleur entre le condenseur à forme hélicoïdale et à forme conique. Par ailleurs, l'augmentation du temps de chauffage réduit le coefficient du transfert de chaleur entre la paroi du condenseur et l'eau comme l'indique les résultats obtenus. Au début du fonctionnement, le coefficient de transfert de chaleur est égal à 700.38W/m⁻².K⁻¹. Puis, il diminue progressivement jusqu'à atteindre une valeur égale à 70.43 W/m⁻².K⁻¹ après une période de t=300min. Ce fait peut être expliqué par la diminution du transfert de chaleur entre le condenseur et l'eau qui est due à l'augmentation de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir. On note également que le condenseur à forme conique assure un transfert de chaleur plus élevé que l'autre à forme cylindrique. Les résultats de l'étude numérique indiquent que la géométrie du condenseur est un paramètre principal qui affecte le coefficient du transfert de chaleur.



(a)
$$t = 60 \min$$

(b) $t = 180 \min$



(c) $t = 300 \min$

Figure 4. 32. Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du condenseur

2.3.2.4 Champ des vitesses

La figure 4.33 présente la distribution de la vitesse de l'eau dans le réservoir pour différents temps de chauffage. Pour examiner l'influence de ce paramètre, nous étudions deux condenseurs avec deux géométries différentes avec forme cylindrique simple et forme conique. D'après les résultats obtenus, il convient de noter que le condenseur à forme conique entraine une augmentation de la vitesse pour les trois temps de chauffage par rapport à celui du condenseur à forme conique. Ce fait est dû à l'augmentation de la vitesse de l'eau ainsi que de flux thermique fourni par le condenseur à forme conique dans la partie basse du réservoir. La comparaison des champs des vitesses de l'eau met en évidence l'influence de la géométrie du condenseur sur les performances thermiques du réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau.

Chapitre 4 : Résultats et discussion



t=300 min Figure 4. 33. Distribution de la vitesse

2.3.2.5 Champ des températures

L'impact de la géométrie du condenseur sur la variation de la température de l'eau est illustré sur la figure 4.34. D'après les résultats obtenus, le phénomène de stratification est clair dans le réservoir. Après la première période de chauffage t=60 min, on constate qu'il existe deux parties qu'une partie supérieure homogène apparaît sous une température de 26 °C. Par contre, la partie inférieure se réchauffe à 20.73 °C par rapport à la température initiale. Par ailleurs, les résultats montrent que lorsque le temps de chauffage augmente de t=60 min à t=300 min, la température augmente. Pour la même période de chauffage, l'augmentation de la température de l'eau est importante pour un condenseur à forme conique. Ainsi, il est évident de noter que le condenseur à forme conique peut améliorer considérablement la stratification de la température dans le réservoir. Ce fait est dû principalement au transfert de chaleur cédée par la plus grande surface du condenseur dans la partie basse du réservoir par rapport à celle en partie haute.



Chapitre 4 : Résultats et discussion





Figure 4. 34. Distribution de la température

2.3.2.6 Champ des pressions

Sur la figure 4.35 est présentée la distribution de la pression pour un condenseur à forme cylindrique et un autre à forme conique pour différents temps de chauffage. Pareil à ce qui a été mentionné pour le cas des températures, l'augmentation de la pression est importante pour un condenseur à forme conique.









t=300 min

Figure 4. 35. Contours de pression

2.3.3 Comparaison des performances entre condenseur à forme conique, condenseur à diamètre constant et condenseur à pas variable

2.3.3.1 Profil de la température

La figure 4.36 montre la variation de la température de l'eau avec différentes géométries du condenseur à savoir le condenseur à diamètre constant, le condenseur à forme conique et le condenseur hélicoïdal à pas variables. Dans ce cas, les spires sont très resserrées entre elles dans la partie basse du condenseur. D'après les résultats obtenus, il convient de noter que les profils des températures suivent la même tendance pour t=60 min, t=180 min et t=300 min. Grâce à cette étude numérique, on constate qu'il existe un facteur principal qui impacte la variation de la température de l'eau dans le réservoir durant les trois différentes périodes de chauffage. Ce fait a pour conséquence la réduction du phénomène de stratification en plus de

l'homogénéisation de la température dans le réservoir. Par ailleurs, on constate que l'impact est encore plus prononcé pour un temps de chauffage plus élevé. Ces résultats montrent ainsi que la distribution de la température est plus importante pour le condenseur hélicoïdal à pas variable.





(c) t = 300 min



2.3.3.2 Profil de coefficient du transfert de la chaleur

La variation du coefficient de transfert de la chaleur en fonction de la géométrie du condenseur pour différents temps de chauffage est présentée sur la figure 4.37. D'après ces résultats, on constate que le condenseur hélicoïdal à pas variable assure une production du flux thermique plus élevée que les deux géométries pour la même période de chauffage. En effet, la faible distance entre les spires du condenseur dans la partie basse du réservoir a un effet direct sur ces résultats. Ceci nous aide à mieux concevoir un condenseur hélicoïdal afin d'assurer le meilleur transfert de chaleur entre la paroi du condenseur et le fluide à chauffer.

- Condenseur cylindrique - Condenseur conique Condenseur cylindrique à pas variable









(f) t = 300 min Figure 4. 37. Variation de coefficient de transfert de chaleur en fonction de la géométrie du condenseur

2.3.3.3 Champ des vitesses

Pour essayer de mieux maîtriser la géométrie, on a introduit de nouvelles formes pour les condenseurs à forme hélicoïdale, à forme conique et hélicoïdal à pas variable. Sur la figure 4.38 est présentée la variation de la vitesse de l'eau en fonctions de la géométrie qui a pour but de mettre en évidence l'influence de ce paramètre sur le comportement thermique d'un réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau. Les résultats obtenus montrent que pour t=60 min, la vitesse de l'eau augmente et atteint une valeur maximale de 0.016 m/s quand on utilise un condenseur à pas variable. Avec l'augmentation du temps de chauffage de t=60 min à t=300 min, la vitesse augmente et la différence entre les résultats devient plus claire. Cependant, avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable, nous constatons une évolution environ 2 fois plus rapide que les deux autres géométries. Par conséquent, il est intéressant de voir l'effet de ce paramètre sur la variation de la vitesse.



Temps = 1 h





Temps= 5 h Figure 4. 38. Distribution de la vitesse

2.3.3.4 Champ des températures

Afin de généraliser l'étude à toutes les géométries du condenseur, nous avons effectué une étude numérique sur un condenseur totalement immergé dans un réservoir d'eau de 50 litres. Pour les mêmes conditions opérationnelles, nous avons présenté la distribution de la température de l'eau pour différentes géométries du condenseur comme c'est indiqué dans la figure 4.39. Avec le changement de la géométrie, les résultats obtenus montrent un accroissement très important de la température dans la partie inférieure du réservoir ; ce qui entraine une réduction du phénomène de stratification. Pour un condenseur hélicoïdal à pas variable, on atteint le maximum de température et le minimum de stratification dans le réservoir. Ce fait est dû à la présence d'un condenseur à pas variable dans un réservoir d'eau. Dans ces conditions, le transfert de chaleur entre le fluide froid et la paroi chaude présente une amélioration assez nette.





Temps= 5 h

Figure 4. 39. Distribution de la température

2.4 Analyse de performance du réfrigérateur domestique pour différentes géométries

La figure 4.40 présente la variation du coefficient de performance d'un réfrigérateur à condenseur hélicoïdal sous deux types de géométries définis par un condenseur hélicoïdal à pas variables et un condenseur hélicoïdal à pas constantes. Suite aux résultats trouvés, on constate que les performances du réfrigérateur domestique couplé avec une unité de production d'eau chaude sanitaire diminuent avec l'augmentation du temps de chauffage. Ce fait est dû à l'augmentation de la température de l'eau dans le réservoir de stockage qui a contribué à l'augmentation de la consommation d'énergie électrique par le compresseur. Par ailleurs, on peut facilement noter que les performances du réfrigérateur avec un condenseur à pas constants et un condenseur à pas variables sont respectivement de 4.8 et 5 au début du fonctionnement et de 1.6 et 2 après 300 minutes de fonctionnement. En outre, ces résultats indiquent que les performances du système décroissent lorsque la température de l'eau augmente. Il faut aussi mentionner que l'efficacité du compresseur sera affectée. Lorsque la température de l'eau dans le réservoir est trop élevée, la perte de chaleur augmente, le COP diminue et le fonctionnement normal du compresseur est affecté. D'après ces résultats, on remarque que les coefficients de performance moyens du condenseur à pas constant et du condenseur à pas variable sont respectivement égaux à 3.03 et 3.52. Par conséquent, le coefficient de performance moyen est amélioré de 16.17% avec l'utilisation d'un condenseur hélicoïdal à pas variable. En raison de cette amélioration, le coefficient du transfert de chaleur par convection augmente avec l'utilisation d'un condenseur à pas variable. En conséquence, la nouvelle configuration avec condenseur hélicoïdal à pas variable conduit à accélérer le transfert de chaleur dans la partie basse du réservoir provoquant l'amélioration du COP. Comme c'est déjà mentionné, le condenseur à pas variable a une bonne répartition du transfert de chaleur dans l'eau, ce qui rend le COP du réfrigérateur avec un condenseur à pas variable supérieur à celui d'un condenseur à pas constant. Ainsi, on peut confirmer que les performances du system couplé sont améliorées de manière importante avec l'utilisation d'un condenseur à pas variable.

···· Condenseur cylindrique --- Condenseur cylindrique à pas variable --- Mesures expérimentales



Figure 4. 40. Evolution du coefficient de performance au cours du temps

3 Partie dessalement de l'eau

Dans cette partie, nous étudions expérimentalement un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre. Cette étude présente les résultats expérimentaux pour chaque dispositif tels que le profil des températures des différents composants du climatiseur ainsi que la production d'eau distillée au cours du temps. Une étude sur les performances du système est par la suite élaborée pour un climatiseur couplé avec une unité de dessalement de l'eau. L'objectif de cette partie est d'évaluer expérimentalement les performances du climatiseur couplé avec une unité de distillation de l'eau.

3.1 Distillateur

Des essais expérimentaux pour un climatiseur couplé avec une unité de distillation de l'eau saumâtre ont été réalisés le 06 Mars 2018.

3.2 Conditions environnementales

L'étude expérimentale est menée en Mars et en Avril dans différentes conditions ambiantes pour le même paramètre géométrique du climatiseur et du distillateur. La température ambiante est aux alentours de 20 °C à 21 °C.

3.3 Profil de la température

La variation de la température de l'eau dans le bain de chauffage et la température de l'évaporateur est illustrée sur la figure 4.41. Grâce au haut flux thermique cédé par le condenseur du climatiseur, la température du bain et celle de l'eau émergée qui s'échauffe dans le bain augmentent. Par ailleurs, on remarque que la température de l'eau s'accroit jusqu'à ce qu'elle atteigne 57°C entre 8 h et 10 h. Dans ces conditions, la température maximale du vitre est de l'ordre de 34°C. Cette valeur est inférieure à celle de l'eau ce qui permet la condensation de la vapeur d'eau. Les résultats obtenus montrent également que la température de l'eau évolue proportionnellement avec l'augmentation du temps de chauffage. Bien que la température de l'eau et le débit récupéré augmentent, la température de l'évaporateur n'est pas affectée et varie entre 19°C et 20.5°C.



Figure 4. 41. Evolution de la température d'eau et d'évaporateur au cours du temps

3.4 Débit d'eau récupérée

Le débit horaire d'eau récupérée lors de notre étude expérimentale est présenté sur la figure 4.42. D'après les résultats obtenus, une augmentation remarquable de la production commence à partir de 4 h. L'eau distillée est récupérée suite à la condensation de la vapeur d'eau au niveau de la vitre. Par ailleurs, on constate que la variation de la production de l'eau distillée est dûe à plusieurs facteurs comme le flux thermique, la température ambiante, le volume d'eau et l'épaisseur de la saumure. En outre, ce résultat indique que la production maximale est de 180 ml/h pour la journée du 06 Mars 2019. En effet, l'augmentation de la masse de l'eau du bain

dans des conditions environmentales similaires réduit la tempèrature de l'eau, ainsi que la production d'eau potable diminue.



Figure 4. 42. Débit d'eau horaire récupérée

3.5 Performance du climatiseur

Comme le montre la figure 4.43, le coefficient de performance globale maximale pour un climatiseur couplé à une unité de distillation de l'eau saumâtre est de l'ordre de COP = 6.11. D'après les résultats obtenus, on remarque que le coefficient des performances croit jusqu'à ce qu'il atteigne 6 entre 11 h et 13 h. Ensuite, elle décroit avec la baisse du transfert de chaleur entre la paroi du condenseur et l'eau. La baisse de COP après une période de fonctionnement s'explique principalement par l'augmentation de la température de l'eau dans le bain.



Figure 4. 43. Evolution du coefficient de performance au cours du temps

4 Conclusion

Ce chapitre regroupe les différents résultats théoriques et expérimentaux obtenus lors de l'analyse d'un réfrigérateur domestique couplé avec un chauffe-eau et un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre. Pour atteindre nos objectifs, nous avons structuré ce dernier en deux parties qui représentent les principaux axes de cette recherche.

Dans une première partie, une analyse sur le comportement thermique d'un réfrigérateur couplé au chauffe-eau a été présentée. Nous avons illustré les différents résultats théoriques des modèles mathématiques développés pour évaluer les performances d'un réfrigérateur domestique couplé avec une unité de production d'eau chaude sanitaire. En effet, une étude paramétrique a été effectuée pour améliorer le comportement thermique du condenseur hélicoïdal totalement immergé dans un réservoir d'eau. Nous avons fait ainsi une analyse qualitative pour plusieurs paramètres constructifs du condenseur à savoir le diamètre du tube, le pas du condenseur et les nombres des spires. Les résultats de simulation numériques obtenus ont permis de visualiser la distribution de la vitesse, de la pression et de la température. Aussi, les profils des coefficients du transfert de chaleur, de la température et de la vitesse ont été tracés afin de mettre en évidence l'impact de la géométrie externe du condenseur sur le comportement thermique.

Dans une deuxième partie, nous nous sommes intéressés à l'étude du climatiseur qui assure la distillation de l'eau. Les expériences réalisées montrent que la production de l'eau potable dépend de plusieurs paramètres comme la température ambiante, le temps de fonctionnement

Chapitre 4 : Résultats et discussion

et le volume d'eau. Les expériences montrent aussi que la production de l'eau potable est proportionnelle à la température de l'eau et tendent à augmenter au fur et à mesure que le temps de fonctionnement augmente.

Conclusions Générales et Perspectives

La production d'eau chaude sanitaire et le procédé de dessalement de l'eau saumâtre sont des processus fondamentaux qui permettent d'augmenter la consommation d'électricité dans les secteurs résidentiels et engendre une augmentation des émissions de gaz à effet de serre. Par conséquent, les méthodes conventionnelles pour répondre à ces besoins sont considérées comme méthodes très énergivores. Avec la demande de réduction des émissions de CO₂ et la consommation d'énergie fossile, un système de réfrigération couplé à une constitue d'une machine frigorifique-unité de chauffage et/ou de dessalement de l'eau est considéré comme solution prometteuse et économique pour la diminution de la consommation d'électricité et des émissions de dioxyde de carbone. Ce fait, explique le recours à l'utilisation des machines frigorifiques couplées qui connaissent un développement remarquable durant ces dernières années.

Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse constitue une étude d'un réfrigérateur qui chauffe l'eau sanitaire et d'un climatiseur qui assure la distillation de l'eau saumâtre. Il s'agit de mieux comprendre le phénomène du transfert de la chaleur par la valorisation du rejet thermique des machines frigorifiques couplées afin d'optimiser la quantité d'eau à chauffer quotidiennement. Par conséquent, il faut poursuivre l'étude en se concentrant sur la modélisation du fonctionnement et du couplage du réfrigérateur au chauffe-eau, pour contribuer au développement d'une unité du chauffage de l'eau domestique économique, performante et qui n'a aucune incidence néfaste envers l'environnement.

Dans ce travail, un modèle décrivant le fonctionnement et le couplage du réfrigérateur au chauffe-eau a été établi en utilisant la méthode des volumes finis. La résolution des systèmes d'équations différentielles formant ce modèle a été réalisée au moyen du logiciel ANSYS Fluent. Le calcul des transferts thermiques par convection est effectué dans un domaine bidimensionnel (2D) Axisymétrique avec un maillage raffiné près du tube du condenseur et la paroi du réservoir. Les résultats obtenus par ce modèle numériques ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement. Le modèle mathématique étant validé a fait l'objet d'une publication dans une revue de renommée internationale.

Les résultats obtenus pour les différents paramètres d'étude et pour les deux réfrigérateurs et le climatiseur ont été présentés. Ces résultats obtenus montrent également que :

• Le réfrigérateur domestique peut être utilisé pour la production d'eau chaude sans altérer à son rôle principal dans le processus de refroidissement.

• Lorsque la température de l'eau augmente, le coefficient d'échange convectif diminue afin d'atteindre une valeur minimale de 68.64 W.m⁻².K⁻¹ après 300 min de chauffage.

• L'eau chaude s'écoule continuellement vers le haut et s'accumule dans la partie supérieure du réservoir pour former une zone à haute température. Nous avons également observé que la température de l'eau dans la partie supérieure du réservoir est évidemment plus élevée que dans la partie inférieure.

• La distance entre les spires du condenseur est un facteur important qui influe les performances thermiques d'une machine frigorifique destiné à la production de l'eau chaude sanitaire.

• La géométrie du condenseur est le paramètre principal affectant la température de l'eau à l'intérieur du réservoir.

• L'augmentation du pas du condenseur permet de réduire le coefficient de transfert de la chaleur entre la paroi du tube et l'eau. Ainsi, les pertes de chaleur augmentent.

• Le diamètre du tube du condenseur est le paramètre principal affectant la vitesse de l'eau.

• Le diamètre du tube est un facteur principal affectant la performance thermique du réfrigérateur domestique couplé à un chauffe-eau.

• La diminution du nombre des spires et en même temps l'augmentation du diamètre du condenseur permettent aussi une bonne turbulence dans la partie supérieure du réservoir et donc un bon transfert de chaleur par convection naturelle.

• L'utilisation d'un condenseur hélicoïdal avec N=11 spires s'avère donc bénéfique pour l'amélioration de l'échange thermique entre les parois du condenseur et l'eau.

• La comparaison entre les résultats confirme que la forme extérieure du condenseur hélicoïdal a un effet direct sur la distribution de la vitesse de l'eau.

165

• Le condenseur à pas variable permet d'améliorer le coefficient du transfert convectif entre l'eau dans le réservoir et le fluide frigorigène dans le condenseur.

• La variation de la pression statique de l'eau est proportionnelle à la géométrie du condenseur.

• L'utilisation d'un condenseur à forme conique pour chauffer l'eau s'avère donc bénéfique pour l'amélioration du phénomène de transfert de la chaleur entre la paroi du tube et l'eau à son extérieur.

Une perspective de cette thèse serait de travailler sur l'amélioration des performances thermiques des machines frigorifiques destinées à la production de l'eau chaude sanitaire à travers les rejets thermiques cédés par le condenseur. En particulier, nous proposons de modifier les formes géométriques du condenseur et faire le couplage entre un condenseur à pas variable et un condenseur à diamètre variable.

Références bibliographiques

- Carolina Flores Bahamonde, Étude des transferts de masse et de chaleur au sein d'un absorbeur eau/bromure de lithium, Thèse 7 août 2006
- 2- Oussama Ibrahim et al., Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers, Energy (2013), 2013.11.017.
- 3- Récupération de chaleur et utilisation des rejets thermiques, Planification, construction et exploitation rationnelle de la récupération de chaleur et de l'utilisation des rejets thermiques, RAVEL dans le domaine de la chaleur, Cahier 2.
- 4- Hong Li et al., Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong, Applied Energy 87 (2010) 2818–2825.
- Jiaheng Chen, Jianlin Yu., Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater, Solar Energy 142 (2017) 299– 307.
- 6- Xinhui Zhao et al., Experimental Study on Heating Performance of Air source Heat Pump with Water Tank for Thermal Energy Storage, Procedia Engineering 205 (2017) 2055–2062.
- 7- Xiaolin Sun et al., Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water, Energy Procedia 70 (2015) 394 – 401.
- 8- Nannan Dai, Shuhong Li., Simulation and performance analysis on condenser coil in household heat pump water heater, Sustainable Cities and Society 36 (2018) 176–184
- 9- Qiang Ye, Shuhong Li, Investigation on the performance and optimization of heat pump water heater with wrap-around condenser coil, International Journal of Heat and Mass Transfer 143 (2019) 118556
- 10- Andreas Genkinger et al., Combining heat pumps with solar energy for domestic hot water production, Energy Procedia 30 (2012) 101 105.
- 11- Mustafa S. Mahdi, Hameed B. Mahood, Alasdair N. Campbell, Anees A. Khadom, Experimental Study on the Melting Behavior of a Phase Change Material in a Conical Coil Latent Heat Thermal Energy Storage Unit, Applied Thermal Engineering (2019), doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114684

- 12- V. Skrivan., Utilisation of the heat of condensation from medium capacity refrigerating units for heating water, International Journal of Refrigeration Volume 7 Numéro 1 Janvier 1984.
- **13-** D. Carbonell et al., Potential benefit of combining heat pumps with solar thermal for heating and domestic hot water preparation, Energy Procedia 57 (2014) 2656 2665.
- 14- Flora B.F et al., Heat Pump for Heating Water for Domestic Purposes Using a Varying Speed Compressor Control.
- **15-** Hong Li et al., Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong, Applied Energy 87 (2010) 2818–2825.
- **16-** Mei VC et al., A study of a natural convection immersed condenser heat pump water heater. ASHRAE Trans 2003; 109 (2):3–8.
- **17-** Jianbo Qin et al., Experimental investigation of gas bubble diameter distribution in a domestic heat pump water heating system, Energy Procedia 123 (2017) 361–368.
- 18- Romdhane Ben Slama., Thermodynamic heat water by the condenser of refrigerator, , Int. Symp. on Convective Heat and Mass Transfer in Sustainable Energy April 26 – May 1, 2009, Tunisia.
- 19- Walid Youssef et al., Effects of latent heat storage and controls on stability and performanceof a solar assisted heat pump system for domestic hot water production, Solar Energy 150 (2017) 394–407.
- 20- Tianji Liu et al., Experiments of a Heat Pump Water Heating System Using Stored Solar Energy to Defrost, The 8th International Conference on Applied Energy – ICAE2016, Energy Procedia 105 (2017) 1130 – 1135.
- **21-** Kadir Bakirci et al., Experimental thermal performance of a solar source heat-pump system for residential heating in cold climate region, Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1508-1518.
- 22- Ralf Dott et al., System evaluation of combined solar & heat pump systems, Energy Procedia 30 (2012) 562 570.
- 23- Sara Eicher et al., Solar assisted heat pump for domestic hot water production, Energy Procedia 30 (2012) 571 579.
- 24- Romdhane Ben Slama., Refrigerator Coupling to a Water-Heater and Heating Floor to Save Energy and to Reduce Carbon Emissions, Computational Water, Energy, and Environmental Engineering, 2013, 2, 21-29.

- **25-** Jing-Wei Peng et al., Performance comparison of air-source heat pump water heater with different expansion devices, Applied Thermal Engineering 99 (2016) 1190–1200.
- 26- G.G. Momin et al., Cop Enhancement of Domestic Refrigerator by Recovering Heat from the Condenser, International Journal of Research in Advent Technology, Vol.2, No.5, May 2014 E-ISSN: 2321-9637.
- 27- Lakshya Soni et al., Waste heat recovery system from domestic refrigerator for water and air heating, International Journal of Engineering Sciences and Research Technology.
- 28- Jadhav. P. J et al., Heat Recovery from Refrigerator Using Water Heater and Hot Box, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), ISSN: 2278-0181, Vol. 3 Issue 5, May – 2014.
- **29-** N. B. Chaudhari et al., Heat Recovery System from the Condenser of a Refrigerator an Experimental Analysis, ISSN (Print): 2319-3182, Volume -4, Issue-2, 2015.
- 30- Sreejith K. et al., Experimental Investigation of a Household Refrigerator using Aircooled and Water-cooled Condenser, Research Inventy: International Journal of Engineering And Science, Vol.4, Issue 6 (June 2014), PP 13-17,ISSN: 2278-4721, Issn (p):2319-6483, www.researchinventy.com.
- 31- Omkar Borkar et al., A Review on Utilization of Waste Heat from a Refrigerator, IJSRD
 International Journal for Scientific Research & Development Vol. 5, Issue 01, 2017 |
 ISSN (online): 2321-0613.
- 32- Prashant.S.Pathak et al., Review Study of Waste Heat Recovery using Refrigeration System, GRD Journals- Global Research and Development Journal for Engineering | Volume 2 | Issue 5 | April 2017, ISSN: 2455-5703.
- 33- Pratik Kumbhar et al., Design and Development Waste Heat Recovery from Domestic Refrigerator, International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology, ISSN: 2454-132X, Volume3, Issue2. Available online at www.ijariit.com.
- 34- Soma A. Biswas et al., Waste heat recovery from domestic refrigerator, International Journal of Current Engineering and Scientific Research (IJCESR), ISSN (PRINT): 2393-8374, (ONLINE): 2394-0697, Volume 4, Issue9, 2017.
- 35- Sreejith K., Experimental Investigation of A Domestic Refrigerator Having Water-Cooled Condenser Using Various Compressor Oils, International Journal Of Engineering And Science, 2278-4721, Vol. 2, Issue 5 (February 2013), Pp 27-31, Www.Researchinventy.Com.

- 36- Sreejith K et al., Experimental Investigation of a Household Refrigerator Using Evaporative-Cooled Condenser, International Journal of Engineering And Science, Vol.7, Issue 4 (April 2017), PP -01-06, 2278-4721, Issn (p):2319-6483, www.researchinventy.com.
- 37- Tanmay Patil et al., A Review On Recovering Waste Heat From Condenser Of Domestic Refrigerator, International Journal of scientific research and management (IJSRM), Volume||3||Issue||3||Pages|| 2409-2414||2015||, Website: www.ijsrm.in ISSN: 2321-3418.
- 38- Tarang Agarwal et al., Cost-Effective COP Enhancement of a Domestic Air Cooled Refrigerator using R-134a Refrigerant, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Website: <u>www.ijetae.com</u> ISSN 2250-2459, ISO 9001:2008 Certified Journal, Volume 4, Issue 11, November 2014.
- **39-** Hanning Li et al., Techno-economic feasibility of absorption heat pumps using wastewater as the heating source for desalination, Desalination 281 (2011) 118–127.
- **40-** Farzaneh Mahmoudi et al., Sustainable seawater desalination by permeate gap membrane distillation technology, Energy Procedia 110 (2017) 346 351.
- **41-** Giuseppe Franchini et al., Modeling of a solar driven HD: Humidification-Dehumidification desalination system, Energy Procedia 45 (2014) 588 – 597.
- **42-** Jinzeng Chen et al., A discussion of "Heat pumps as a source of heat energy for desalination of seawater", Desalination 169 (2004) 161-165.
- **43-** S. Jasechko, Z.D. Sharp, J.J. Gibson, S.J. Birks, Y. Yi and P.J. Fawcett, Terrestrial water fluxes dominated by transpiration, Nature 496 (2013), pp. 347–350.
- **44-** R. Tripathi and G.N. Tiwari, Performance evaluation of a solar still by using the concept of solar fractionation, Desalination 169 (2004), pp. 69–80
- **45-** A. Kettab, Les ressources en eau en Algérie: stratégies, enjeux et vision, Desalination 136 (2001), pp. 25–33.
- **46-** A. Maurel, Dessalement de l'eau de Mer et Des Eaux Saumâtres et Autres Procédés Non Conventionnels d'approvisionnement En Eau Douce, Éditions Tec & Doc, 2001.
- **47-** A.A. El-Sebaii and E. El-Bialy, Advanced designs of solar desalination systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 49 (2015), pp. 1198–1212.
- **48-** O. Halloufi, Etude de la performance d'un distillateur solaire par un système de préchauffage solaire de l'eau saumatre, (2010), .

- **49-** S. Satcunanathan and H.-P. Hansen, An investigation of some of the parameters involved in solar distillation, Solar Energy 14 (1973), pp. 353–363
- **50-** Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Experimentally validated model of domestic refrigerator with immersed condenser coil for water heating, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, https://doi.org/10.1142/S201013252150022X
- **51-** I.P. Holman, Experimental Methods for Engineers, sixth ed.. McGraw-Hill, New York, 1994, 48.
- 52- ANSYS Fluent user's Guide; Release 13.0
- 53- Salim Ibrahim Hasan et al. Numerical Study of Refrigerant Flow in CapillaryTubeUsingRefrigerant(R134a),https://www.researchgate.net/publication/322 086504. 27 December 2017.
- **54-** Missaoui Sami, Ben Slama Romdhane and Chaouachi Bechir, Optimum length of a condenser for a domestic refrigerator for water heating, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 13(7): 1-5.
- 55- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Numerical analysis of the heat pump water heater with immersed helically coiled tubes, Journal of Energy Storage 39 (2021) 102547
- 56- Nannan Dai, Shuhong Li, Qiang Ye; "Performance analysis on the charging and discharging process of a household heat pump water heater"; International Journal of Refrigeration 98 (2019) 266–273.
- 57- Wenzhe Li, PegaHrnjak. (2018). Experimentally validated model of heat pump water heater with a water tank in heating-up transients. International Journal of Refrigeration.(88), 420–431.
- **58-** D.D. Wang, Research on temperature field and flow field in tank of ASHPWH, Beijing Institute of Civil Engineering and Architecture Doctor of Philosophy, 2006.
- 59- Jie JI, Huide FU, Hanfeng HE, Gang PEI; "Performance analysis of an air-source heat pump using an immersed water condenser"; Front. Energy Power Eng. China 2010, 4(2): 234–245

Annexe 1

Le code de variable flux thermique en fonction du temps pour la fonction UDF (User Defined Function) est défini comme suit :

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROFILE (ramp_heat,thread,position)
{
float t,heat;
face_t f;
t=RP_Get_Real ("flow-time");
heat= q(t)_i = A.t^3 + Bt^2 + C.t + D;
begin_f_loop (f,thread)
{
F_PROFILE (f,thread,position) =heat;
}
end_f_loop (f,thread)
}
```

Annexe 2

1. Publications internationals

- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Numerical analysis of the heat pump water heater with immersed helically coiled tubes, Journal of Energy Storage 39 (2021) 102547
- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Experimentally validated model of domestic refrigerator with immersed condenser coil for water heating, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, https://doi.org/10.1142/S201013252150022X
- Missaoui Sami, Ben Slama Romdhane and Chaouachi Bechir, Optimum length of a condenser for a domestic refrigerator for water heating, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 13(7): 1-5.
- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Experimental and numerical analysis of a helical coil heat exchanger for domestic refrigerator and water heating, International Journal of Refrigeration 2022.
- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Effects of pipe turns on vertical helically coiled tube heat exchangers for water heating in a household refrigerator, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration 2022.
- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Theoretical Analysis on a Household Heat Pump Water Heater With Immersed Condenser Coil, Chapter Book: Advances in the Modelling of Thermodynamic Systems (pp.236-252).

2. Communications nationale et internationale

- Missaoui S., Ben Slama R., Chaouachi B. Optimum length of a condenser for domestic refrigerator for water heating, Third International Conference on Advances in Mechanical, Industrial and Mechatronics Engineering (ICAMIME 2019), April 19-20, 2019, Tunis, Tunisia [Présentation orale]
- Missaoui.S, Ben Slama .R, Chaouachi .B, Utilization of Waste heat from Domestic Refrigerator for Water heating-an Experimental Analysis, The 6th International Conference on Green Energy and Environmental Engineering GEEE-2019, 27 - 29 April 2019 – Tabarka, Tunisia [Présentation orale]

- Sami Missaoui, Romdhane Ben Slama, Bechir Chaouachi, Theoretical analysis on a household heat pump water heater with immersed condenser coil, First International Advanced Modeling of Thermodynamic Systems (AMTS2021, Online March,10-11,2021 ISSAT Gabes [Présentation orale]
- Sami Missaoui, Romdhane Ben Slama, Bechir chaouachi, Waste heat recovery from helical condenser coil of domestic refrigerator and applications, 3rd Euro-Mediterranean Conference For Environmental Integration, 10-13 JUNE 2021, Sousse, Tunisia.
 [Présentation orale]
- Sami Missaoui, Romdhane Ben Slama, Béchir Chaouachi, Desalination of seawater using waste heat from condenser of air conditioning, International Meeting on Advanced Technologies in Energy and Electrical Engineering, 28-29 Nov. 2019 Tunis, Tunisia [Présentation orale]
- Sami Missaoui, Zied Driss, Romdhane Ben Slama and Bechir Chaouachi, Numerical investigation of an air-source heat pump water heater with immersed helically coiled tube heat exchanger, International Conference on Mechanics and Energy (ICME'2021), 27-29 Décembre, 2021, Sousse, TUNISIA [Présentation orale]