

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : génie mécanique
Ref :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
du diplôme de

Doctorat LMD en Génie Mécanique
Spécialité (Option) : énergétique

Intitulé

**Etude d'une machine frigorifique solaire à adsorption
adaptée à la région de Biskra**

Présentée par :

Mohammed Amin MELHEGUEG

Soutenue publiquement le 03/07/2023

Devant le jury composé de :

Dr. Foued CHABANE	Professeur	Président	Université de BISKRA
Dr. Adel BENCHABANE	Professeur	Directeur de thèse	Université de BISKRA
Dr. Salah GUERBAAI	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de BISKRA
Dr. Toufik ARRIF	Maitre de Recherche 'A'	Examineur	URAER Ghardaïa

Résumé

Cette thèse de doctorat s'est concentrée sur la réfrigération par adsorption, une technologie qui utilise des sources d'énergie renouvelable pour produire du froid. Elle est structurée en quatre chapitres. Le premier chapitre a examiné les principes fondamentaux de la réfrigération par adsorption et les avancées les plus récentes dans ce domaine. Le deuxième chapitre a abordé la question de l'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air, en particulier dans les régions chaudes et sèches. Le troisième chapitre a étudié la conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption. Enfin, le quatrième chapitre a proposé un nouveau modèle pour estimer la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol. L'ensemble de ces travaux ont contribué à améliorer notre compréhension de la réfrigération par adsorption et des échangeurs de chaleur air/sol, en proposant des approches novatrices pour optimiser leur conception et améliorer leur efficacité énergétique. Ces avancées ont des implications importantes pour la production de froid à partir de sources d'énergie renouvelable, en particulier dans les régions chaudes et sèches.

Mots clés : régions chaudes et sèches, production de froid, adsorption, sources d'énergie renouvelable, échangeurs de chaleur air/sol.

المخلص

تركز هذه الأطروحة على التبريد الشمسي بالامتزاز، وهي تقنية تستخدم مصادر الطاقة المتجددة لإنتاج البرودة. وهي تتكون من أربعة فصول. فصل الأول ناقش المبادئ الأساسية للتبريد بالامتزاز وأحدث التطورات في هذا المجال. وناقش الفصل الثاني مسألة تحسين نقل الحرارة في مبادلات الحرارة الهوائية، وخاصة في المناطق الحارة والجافة. ودرس الفصل الثالث التصميم الحراري لمبادلات الحرارة الهواء / التربة لألات التبريد الشمسية بالامتزاز. وأخيراً، اقترح الفصل الرابع نموذجاً جديداً لتقدير درجة حرارة التربة حول مبادلات الحرارة الهواء / التربة. وساهمت هذه الأبحاث جميعها في تحسين فهمنا للتبريد بالامتزاز ومبادلات الحرارة الهواء / التربة، وتقديم نهج مبتكر لتحسين تصميمها وتحسين كفاءتها الطاقوية. ولهذه التطورات أهمية كبيرة في إنتاج البرودة من مصادر الطاقة المتجددة، خاصة في المناطق الحارة والجافة.

الكلمات المفتاحية: المناطق الحارة والجافة، الإنتاج البارد، الامتزاز، مصادر الطاقة المتجددة، المبادلات الحرارية الهواء / التربة.

*A ma mère, A mon père,
A Lina Beghdadi,*

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur Adel BECHABANE, Professeur à l'Université de Biskra, qui est à l'origine de cette thèse, qui m'a fait confiance en me proposant ce sujet et surtout sa patience tout au cours ce travail. Ses remarques et son esprit de synthèse m'ont permis d'apporter une nouvelle vision sur la problématique.

Je voudrais remercier tout particulièrement le Professeur Noureddine MOUMMI pour son soutien et ses encouragements indéfectibles tout au long de la réalisation de ce travail.

Je voudrais également saluer ses qualités "humaines", son humour et aussi sa compréhension.

Je tiens à remercier mon frère le docteur Chawki MAHBOUB. J'estime avoir énormément appris via sa relation scientifique durant la réalisation de cette thèse. Son dévouement et sa rigueur scientifique resteront pour moi des modèles.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers ceux qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail. Monsieur Foued CHABANE Professeur à l'Université de Biskra, qui a bien voulu présider le jury de soutenance, Monsieur Salah GUERBAAI, Maître de conférences « A » à l'Université de Biskra et Monsieur Toufik ARRIF Maître de recherche « A » à Unité de Recherche Appliquée en Énergies Renouvelables de Ghardaïa qui ont accepté de rapporter et examiner cette thèse.

Je tiens également à remercier mes collègues, mes amis et mes frères.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille des départements de Génie Mécanique de l'Université de Biskra, tous les directeurs et les membres des laboratoires LGEM et LGM.

Je réserve le meilleur remerciement à ma mère pour sa patience, son soutien, son encouragement et son support inconditionnel.

Tables des matières

REMERCIEMENTS	III
LISTE DES FIGURES	VI
LISTE DES TABLEAUX	X
NOMENCLATURES	XI
INTRODUCTION GENERAL	1
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA REFRIGERATION PAR ADSORPTION	2
1 INTRODUCTION	2
2 PHENOMENES D'ADSORPTION	2
3 PRINCIPE FONDAMENTAL DE LA REFRIGERATION PAR ADSORPTION	3
4 DEVELOPPEMENT DE LA TECHNOLOGIE DE REFRIGERATION PAR ADSORPTION	6
4.1 Historique des systèmes de réfrigération à adsorption solaire	6
4.2 Paires de travail d'adsorption	9
4.2.1 Paire d'adsorption physique	10
4.2.1.1 Systèmes de gel de silice-eau	10
4.2.1.2 Systèmes zéolite-eau	11
4.2.1.3 Systèmes de charbon actif (ammoniac/méthanol)	12
4.2.2 Paire d'adsorption chimique	13
4.3 Comparaison de différentes paires de travail	13
5 CYCLE DE REFRIGERATION PAR ADSORPTION	17
5.1 Cycle de réfrigération par adsorption à récupération de chaleur	18
5.2 Cycle de réfrigération par adsorption à récupération de masse	19
5.3 Cycle de réfrigération par adsorption d'ondes thermiques	20
5.4 Cycle de réfrigération par adsorption thermique par convection	21
5.5 Cycle de réfrigération par adsorption à plusieurs étages et en cascade	22
5.6 Cycle de réfrigération par adsorption hybride	23
6 REFRIGERATION PAR ADSORPTION ALIMENTEE PAR L'ENERGIE SOLAIRE ET LA CHALEUR RESIDUELLE	24
7 REFROIDISSEUR A ADSORPTION ENTRAINE PAR UNE SOURCE DE CHALEUR BASSE TEMPERATURE	25
8 CONCLUSION	26
CHAPITRE II : AMELIORATION DU TRANSFERT THERMIQUE DANS LES ECHANGEURS DE CHALEUR A AIR DANS LES REGIONS CHAUDES ET SECHES	28
1 INTRODUCTION	28
2 CONTRIBUTIONS ANTERIEURES DE L'EQUIPE	28
2.1 Couplage d'un système de climatisation avec un accessoire à grille humidifiée	28
2.2 Tour de refroidissement avec de nouveaux éléments pour rafraichir	29
2.3 Une tour de refroidissement sec lié à une source géothermale à air	30
3 NOUVELLE CONTRIBUTION POUR LES MACHINE FRIGORIFIQUE A ADSORPTION SOLAIRE	32

4	CONCLUSION	35
CHAPITRE 3 : CONCEPTION THERMIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR AIR/SOL POUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES A ADSORPTION		
1	INTRODUCTION	36
2	DESCRIPTION DU MODELE GRBM	36
3	VALIDATION AVEC DES EXPERIMENTATIONS A COURT TERME	38
3.1	Effet du pas de temps (Δt)	39
3.2	Effet du pas de rayon (Δr)	42
3.3	Effet du pas (Δx)	45
3.4	Effet du nombre de racines	46
3.5	Effet de la variation du rayon du sol circonvoisin (r_{∞})	48
4	PROFIL DE TEMPERATURE DU SOL UTILISANT LE MODELE GRBM	51
5	CONCLUSION	58
CHAPITRE 4 : PROPOSITION ET VALIDATION D'UN NOUVEAU MODELE DE LA TEMPERATURE DU SOL AUTOURS DES ECHANGEURS DE CHALEUR AIR/SOL		
1	INTRODUCTION	59
2	DESCRIPTION DU MODELE	59
3	VALIDATION AVEC DES EXPERIENCES A COURT TERME	61
4	DISCUSSION SUR LA PRECISION DU MODELE	64
4.1	Effet du pas de temps (Δt)	68
4.2	Effet du pas de rayon (Δr)	70
4.3	Effet du pas de couche (Δx)	72
4.4	Effet du nombre de racines	73
4.5	Effet de la variation du rayon du sol environnant (r_{∞})	75
5	PROFIL DE TEMPERATURE DU SOL A L'AIDE DU PRESENT MODELE	76
6	CONCLUSION	80
CONCLUSION GENERAL		82
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		83

Liste des Figures

CHAPITRE 1

Figure 1. 1 Schématisation du phénomène d'adsorption.....	3
Figure 1. 2 Système de réfrigération solaire à adsorption	4
Figure 1. 3 Diagramme p-T du cycle de réfrigération par adsorption.....	4
Figure 1. 4 Classification du cycle de réfrigération par adsorption	18
Figure 1. 5 Schémas du système de réfrigération par adsorption à deux lits à récupération de chaleur	19
Figure 1. 6 a) Principe du cycle de récupération de masse; (b) Diagramme de Clapeyron de l'adsorption physique.....	20
Figure 1. 7 a) Principe d'un système de pompe à chaleur à adsorption régénérative à ondes thermiques. b) Schéma du cycle d'onde thermique idéal	21
Figure 1. 8 Système de réfrigération par adsorption avec cycle d'ondes thermiques convectives	22
Figure 1. 9 Cycle de réfrigération par adsorption à double effet en cascade à deux étages (utilisation de la chaleur par adsorption). (a) Diagramme de la température pour le cycle et (b) des processus de chauffage et de refroidissement du lit d'adsorbant.	23
Figure 1. 10 Système hybride de réfrigération et de chauffage par adsorption solide continue alimenté par l'énergie solaire	24

CHAPITRE 2

Figure 2. 1 Un schéma descriptif d'un exemple d'application de l'accessoire à grille humidifiée couplé à un système de climatisation « mono-split »	29
Figure 2. 2 Un schéma descriptif d'un condenseur (ou une tour de refroidissement sec) lié à une source géothermale à air	31
Figure 2. 3 Une machine frigorifique à adsorption, fonctionnant par une source solaire, couplée à un aéro-refroidisseur géothermal	34

CHAPITRE 3

Figure 3. 1 Organigramme détaillé du modèle GRBM où i, j, k sont respectivement la longueur, le rayon et les pas de temps.....	37
Figure 3. 2 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (modèle GRBM) pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et les mesures expérimentales après six heures de fonctionnement continu.	40
Figure 3. 3 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (modèle GRBM) pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les mesures expérimentales après 42 (E) et 66 (F) heures de fonctionnement continu	40
Figure 3. 4 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats	

expérimentaux pour une série de mesures (A,B ,C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de continu travail.....	41
Figure 3. 5 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu.....	41
Figure 3. 6 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de continu travail.....	42
Figure 3. 7 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu.....	42
Figure 3. 8 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (A,B ,C et D) à chaque point de mesure après six heures de travail continu.....	43
Figure 3. 9 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu.....	43
Figure 3. 10 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de travail continu.....	44
Figure 3. 11 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu.....	44
Figure 3. 12 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (A, B, C et D) après 6 heures de travail continu.....	45
Figure 3. 13 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (E) après 42 heures de travail continu.....	46
Figure 3. 14 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (F et G) après 66 heures de travail continu.....	46
Figure 3. 15 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (A, B, C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de continu travail.....	47
Figure 3. 16 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de continu travail.....	47

Figure 3. 17 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de continu travail	48
Figure 3. 18 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu	48
Figure 3. 19 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (A, B, C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de travail continu	49
Figure 3. 20 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu.....	50
Figure 3. 21 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de travail continu.....	50
Figure 3. 22 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement six, quarante deux et soixante six heures de travail continu.....	51
Figure 3. 23 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (A, B, C et D) après 6 heures de fonctionnement continu.....	52
Figure 3. 24 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (E) après 42 heures de fonctionnement continu	52
Figure 3. 25 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (F et G) après 66 heures de fonctionnement continu.....	53
Figure 3. 26 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 6 heures de fonctionnement	54
Figure 3. 27 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 42 heures de fonctionnement	54
Figure 3. 28 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 66 heures de fonctionnement	55
Figure 3. 29 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 6 heures de fonctionnement	56
Figure 3. 30 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 42 heures de fonctionnement	57

Figure 3. 31 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 66 heures de fonctionnement 57

CHAPITRE 4

Figure 4. 1 Organigramme détaillé du présent modèle où i, j, k sont respectivement la longueur, le rayon et les pas de temps..... 60

Figure 4. 2 Validation du présent modèle et du modèle GRBM avec les résultats expérimentaux (A ~ D), (E) et (F) réalisés après 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu respectivement..... 63

Figure 4. 3 Vérification du profil de température d'entrée d'air avec le profil du sol en utilisant le présent modèle et le modèle GRBM à proximité de la conduite..... 64

Figure 4. 4 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (le présent modèle) pour des pas de temps de 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et des mesures expérimentales après 6 heures de fonctionnement continu..... 68

Figure 4. 5 L'erreur relative moyenne entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle pour des pas de temps de 15 min, 1 h, 2 h, 3 h et 6 h et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu..... 69

Figure 4. 6 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour des pas de temps de 15 min, 1 h, 2 h, 3 h et 6 h pour une série de mesures (A~D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu..... 70

Figure 4. 7 L'erreur relative moyenne entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle pour les étapes de rayon 0,01, 0,06, 0,12, 0,24 m et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu..... 71

Figure 4. 8 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour les pas de rayon 0,01, 0,06, 0,12, 0,24 m pour une série de mesures (A~D), (E), et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu..... 72

Figure 4. 9 L'évolution de la température de l'air le long de l'ECAS pour différentes couches de marches (0,01 m, 1 m, 5 m, 10 m) après l'exécution du présent modèle..... 73

Figure 4. 10 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu..... 74

Figure 4. 11 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) en utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu..... 74

Figure 4. 12 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle en utilisant un rayon de sol environnant différent de 0,3, 0,4, 0,6, 0,8, 1,1, et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu..... 75

Figure 4. 13 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ ° C) en utilisant un rayon de sol environnant différent de 0,3, 0,4, 0,6, 0,8, 1,1 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu.	76
Figure 4. 14 Températures radiales du sol à l'entrée de l'ECAS après 6 heures de fonctionnement continu.	77
Figure 4. 15 Le profil de température d'entrée d'air et les températures radiales du sol à l'entrée de l'ECAS en utilisant le présent modèle pendant 6h (A), 42h (E) et 66h (F) de fonctionnement.	80

Liste des Tableaux

CHAPITRE 1

Tableau 1. 1 Les cycles d'adsorption solaire pour les applications de refroidissement.	14
---------------------------------------------------------------------------------------------	----

CHAPITRE 3

Tableau 3. 1 Méthode de calcul du R_{tot}	37
Tableau 3. 2 paramètres des études expérimentales A de B à G de.	38
Tableau 3. 3 Principales caractéristiques et spécifications techniques utilisées dans le montage expérimental ECAS	39

CHAPITRE 4

Tableau 4. 1 méthode de calcul de la résistance thermique totale, R_{tot}	60
Tableau 4. 2 Principales caractéristiques et spécifications techniques utilisées dans le montage expérimental ECAS.	61
Tableau 4. 3 Paramètres de six ensembles de mesures expérimentales : Le « A » est obtenu à partir de Mehdid et al., (2018), et la série de mesures B à F est obtenue à partir de Belloufi, (2017).	62
Tableau 4. 4 Variations des paramètres : temps (Δt), rayon (Δr), pas de longueur de tube (Δx), nombre de racines (βn) et rayon du sol environnant r_{∞}	64
Tableau 4. 5 La température de l'air estimée à l'aide du présent modèle.	66
Tableau 4. 6 La température de l'air expérimentale obtenue par Mehdid et al (2018) [92] avec une précision de mesure ($\pm 0,2^{\circ}\text{C}$).	67
Tableau 4. 7 Les erreurs relatives RE%, MRE% et OMRE% entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les données expérimentales obtenues par Mehdid et al (2018)	67

Nomenclatures

C_p	Chaleur spécifique	J/(kg·K)
d	Diamètre intérieur du tube	m
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W/(m ² ·K)
i	Indice de longueur du tube	-
j	Indice de rayon du sol	-
J_0	Fonction de Bessel du premier type d'ordre 0	-
J_1	Fonction de Bessel du premier type d'ordre 1	-
k	Indice de temps	-
\dot{m}	débit massique d'air à travers le tuyau en sol	kg/s
ERM	Erreur relative moyenne	%
Nu	Nombre de Nusselt	-
ERMG	Erreur relative moyenne globale	%
Pr	Nombre de Prandtl	-
q	flux de chaleur	W
r	Rayon du sol	m
R	Résistance thermique	K/W
ER	Erreur relative	%
Re	Le numéro de Reynold	-
t	Temps	s
T	Température	°C
V	Vitesse	m/s
x	Longueur	m

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique	m ² /s
δ	Épaisseur	m
Δ	Opérateur de différence	-
λ	Conductivité thermique	W/(m·K)
μ	Viscosité dynamique	kg/(m·s)
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	Densité	kg/m ³

Indices

a	Air
amb	Ambiant
CV	Convective
ext	Externe
	Résultats
exp	expérimentaux
H	Hydraulique
int	Interne
max	Maximum
num	Résultats numériques
p	pipe
s	Sol
tot	Total

Introduction général

La réfrigération est un besoin fondamental dans notre vie quotidienne et est devenue une nécessité pour maintenir certaines denrées périssables comme la nourriture et les médicaments. Cependant, la production de froid a un impact environnemental important car elle consomme une quantité considérable d'énergie. Les technologies de réfrigération actuelles sont principalement basées sur la compression de vapeur et utilisent des fluides frigorigènes qui ont un potentiel de réchauffement planétaire élevé. Pour cette raison, les technologies de réfrigération alternatives utilisant des sources d'énergie renouvelable sont de plus en plus étudiées.

La réfrigération par adsorption est une technologie prometteuse qui utilise des matériaux adsorbants pour produire du froid en utilisant la chaleur comme source d'énergie. Cependant, cette technologie a des performances inférieures à celles des systèmes de réfrigération traditionnels, notamment en termes d'efficacité énergétique. Par conséquent, il est important de développer des stratégies pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération par adsorption.

Dans ce contexte, cette thèse de doctorat se concentre sur la réfrigération par adsorption et propose des solutions innovantes pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à air et air/sol, qui sont des composants clés des systèmes de réfrigération par adsorption. Les quatre chapitres de cette thèse présentent une étude bibliographique sur la réfrigération par adsorption, une amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air, une conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption, et enfin, une proposition d'un nouveau modèle pour estimer la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol. Ces travaux contribuent à améliorer la compréhension de la réfrigération par adsorption et des échangeurs de chaleur air/sol, en proposant des approches novatrices pour optimiser leur conception et améliorer leur efficacité énergétique.

Chapitre 1 : Etude bibliographique sur la réfrigération par adsorption

1 Introduction

L'étude bibliographique sur la réfrigération par adsorption est une analyse exhaustive des travaux de recherche et des publications les plus pertinentes sur ce sujet. La réfrigération par adsorption est une technologie de refroidissement qui utilise des adsorbants pour capturer et libérer des substances réfrigérantes, telles que l'eau, l'ammoniac ou le gaz carbonique.

Cette technologie de refroidissement est de plus en plus utilisée dans les applications industrielles et domestiques en raison de son efficacité énergétique, de sa fiabilité et de son faible impact environnemental. Cette étude bibliographique a pour objectif de fournir une vue d'ensemble des avancées récentes dans ce domaine, en mettant en évidence les principes de base de la réfrigération par adsorption, les différents types d'adsorbants, les cycles de refroidissement, les applications et les perspectives futures.

L'étude bibliographique couvrira un large éventail de sources d'information, notamment des articles scientifiques, des thèses de doctorat, des rapports techniques et des publications spécialisées dans le domaine de la réfrigération par adsorption. Elle permettra aux lecteurs de comprendre les fondements de cette technologie de refroidissement, les avantages et les limites de chaque type d'adsorbant, ainsi que les défis technologiques à surmonter pour améliorer l'efficacité énergétique et la performance globale de cette technologie.

2 Phénomènes d'adsorption

En physique de surface, le terme adsorption signifie généralement accumulation à l'interface solide-vapeur d'atomes ou de molécules provenant de la vapeur comme représenté sur la Figure 1.1. La quantité la plus importante pour la description de ce phénomène est l'énergie de liaison ou d'adsorption de l'adsorbat, c'est-à-dire l'énergie libérée lorsqu'un atome de vapeur, au repos, colle à la surface [1]. Le domaine de

l'adsorption est généralement divisé en deux domaines principaux, à savoir : le domaine de l'adsorption physique et le domaine de l'adsorption chimique ou de la chimisorption. En catalyse hétérogène, la réaction a lieu à l'interface entre le catalyseur (solide ou liquide) et la phase contenant les molécules en réaction (liquide ou gaz). De plus, un catalyseur hétérogène joue le rôle d'adsorbant pour au moins un des éléments réactifs. L'adsorption peut être causée par des forces physiques, comparables à celles qui sont responsables de la liquéfaction des gaz ou par des forces chimiques, similaires à celles agissant dans la formation de composés chimiques normaux. La chaleur d'adsorption donne parfois une indication du type d'adsorption. Les forces agissant dans les phénomènes d'adsorption physique sont les mêmes que celles qui provoquent la liquéfaction. On peut donc s'attendre à ce que les chaleurs d'adsorption soient du même ordre de grandeur que les chaleurs de liquéfaction des gaz. Les forces responsables de la chimisorption sont les mêmes que celles conduisant aux combinaisons chimiques [2].

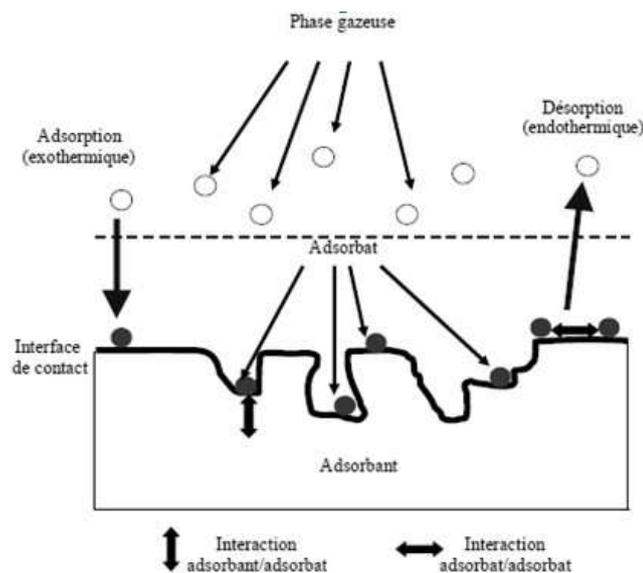


Figure 1. 1 Schématisation du phénomène d'adsorption[3]

3 Principe fondamental de la réfrigération par adsorption

La machine de la réfrigération par adsorption alimentée par énergie solaire illustrée dans la figure 1.2 démontre le principe fondamental de la réfrigération par adsorption, tandis que le cycle thermodynamique associé est présenté dans la figure 1.3.

Comme indiqué dans la figure 1.1, le réfrigérateur à adsorption utilisant l'énergie solaire est composé de plusieurs composants, à savoir l'adsorbeur, le condenseur, l'évaporateur, la vanne et le réservoir de réfrigérant.

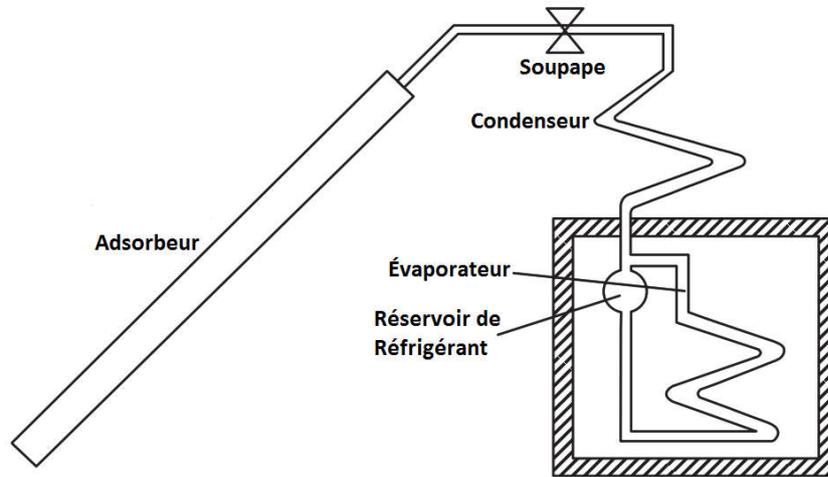


Figure 1. 2 Système de réfrigération solaire à adsorption[4]

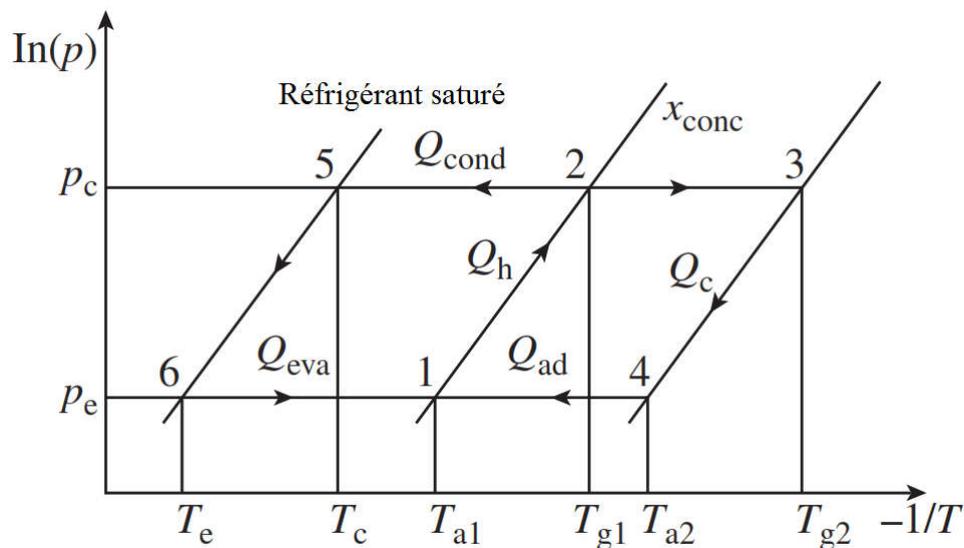


Figure 1. 3 Diagramme p-T du cycle de réfrigération par adsorption[4]

La nuit, lorsque l'adsorbeur se refroidit, la pression à l'intérieur diminue, ce qui entraîne l'adsorption du réfrigérant présent dans l'évaporateur par l'adsorbant à l'intérieur de l'adsorbeur. Ce processus d'adsorption du réfrigérant génère la puissance de réfrigération. Lorsque l'adsorbant est saturé, le processus de réfrigération s'arrête.

Pendant la journée, l'adsorbeur est chauffé par l'énergie solaire, ce qui augmente la pression à l'intérieur. Le réfrigérant à l'intérieur de l'adsorbeur est ensuite désorbé vers le condenseur, grâce à la différence de pression entre l'adsorbeur et le condenseur. Le réfrigérant est ensuite condensé à l'intérieur du condenseur, qui est refroidi par l'air ambiant environnant.

Le processus global peut être résumé en détail comme suit (Figure 1.3) :

- Le matin, la vanne est fermée, supposant une température ambiante T_{a1} de 30 °C. Au fil du temps, l'adsorbeur est chauffé par l'énergie solaire, ce qui fait augmenter la pression à l'intérieur. Finalement, la pression du réfrigérant atteint la pression saturée correspondant à la température de condensation de 30 °C. La température de l'adsorbeur est représentée par T_{g1} dans la figure 1.3.
- La vanne est ouverte, et le réfrigérant désorbé de l'adsorbeur est condensé à l'intérieur du condenseur, qui est refroidi par convection naturelle. Le réfrigérant s'écoule ensuite vers l'évaporateur et le réservoir de réfrigérant, où il s'accumule. À ce stade, la température finale de l'adsorbeur peut atteindre T_{g2} (température de désorption).
- Le soir, la vanne est fermée. La température de l'adsorbeur commence à diminuer en raison de l'absence ou de la faible quantité d'énergie solaire à l'extérieur. La pression à l'intérieur de l'adsorbeur diminue également, atteignant la pression saturée correspondant à la température d'évaporation, qui est représentée par la température T_{a1} (température d'adsorption initiale) dans la figure 1.3.
- La vanne est ouverte, ce qui entraîne l'évaporation du réfrigérant à l'intérieur de l'évaporateur. Le réfrigérant est ensuite adsorbé par l'adsorbant à l'intérieur de l'adsorbeur en raison de la différence de pression entre l'adsorbeur et l'évaporateur. Ce processus d'évaporation du réfrigérant fournit la puissance de réfrigération, tandis que la chaleur d'adsorption de l'adsorbeur est libérée dans l'environnement. Cette phase se poursuit jusqu'au lendemain matin, où un nouveau cycle commence.
- La vanne est ouverte, ce qui entraîne l'évaporation du réfrigérant à l'intérieur de l'évaporateur. Le réfrigérant est ensuite adsorbé par l'adsorbant à l'intérieur de l'adsorbeur en raison de la différence de pression entre l'adsorbeur et l'évaporateur. Ce processus d'évaporation du réfrigérant fournit la puissance de réfrigération, tandis que la chaleur d'adsorption de l'adsorbeur est libérée dans l'environnement. Cette phase se poursuit jusqu'au lendemain matin, où un nouveau cycle commence.

- La réfrigération par adsorption comprend deux processus : le processus de chauffage-désorption et le processus de refroidissement-adsorption. En raison de cela, le cycle traditionnel simple devient un cycle de réfrigération intermittent, ce qui est une caractéristique très avantageuse pour l'utilisation de l'énergie solaire, étant donné que l'énergie solaire est également intermittente. Si une source de chaleur continue est disponible et que l'effet de réfrigération est nécessaire, il est nécessaire de concevoir un système de réfrigération à adsorption avec deux adsorbants ou plusieurs adsorbants, où les processus de chauffage et de refroidissement des adsorbants multiples sont organisés de manière complémentaire.

4 Développement de la technologie de réfrigération par adsorption

4.1 Historique des systèmes de réfrigération à adsorption solaire

En 1848, Faraday découvrit que la capacité de refroidissement pouvait être générée lorsque l'AgCl adsorbait du NH₃[5]. C'est le plus ancien enregistrement du phénomène de réfrigération par adsorption. Dans les années 1920, G. E. Hulse a proposé un système de réfrigération dans lequel du gel de silice-SO₂ était utilisé comme paire de travail pour stocker les aliments dans un train. Il était alimenté par la combustion du propane et était refroidi par le transfert d'air par convection. La température de réfrigération la plus basse pourrait atteindre 12°C [6]. R. Plank et J. Kuprianoff ont également présenté le système de réfrigération à adsorption avec une paire de charbon actif au méthanol [7]. En 1940-1945, le système de réfrigération à adsorption avec la paire de travail CaCl₂-NH₃ était utilisé pour le stockage des aliments dans le train entre Londres et Liverpool, pour lequel la source de chaleur est la vapeur à 100°C. À partir des années 1930s, de nouvelles technologies, telles que la découverte de Fréon et le développement réussi du compresseur totalement fermé ont considérablement amélioré l'efficacité du système de réfrigération à compression. Du fait que la technologie de réfrigération par adsorption ne pouvait pas concurrencer le système très efficace à base de CFCs, elle n'avait plus été envisagée par les chercheurs.

Dans les années 1970s, la crise énergétique a commencé et a offert une grande chance au développement de la technologie de réfrigération par adsorption, principalement en raison du fait que le système de réfrigération par adsorption est alimenté par une source de chaleur de qualité inférieure, telle que la chaleur perdue et l'énergie solaire. Dans les années 1990s, la pollution de l'environnement est devenue de plus en plus grave et les

défaillances du système des CFCs ont été reconnues dans le monde entier comme une cause de l'appauvrissement de la couche d'ozone et du réchauffement de la serre. En conséquence, la technologie de réfrigération verte, qui est une technologie de réfrigération thermique, telle que la réfrigération par adsorption, a retrouvé la reconnaissance des universitaires. Jusqu'à présent, ce type de technologie avait été largement étudié pour les systèmes de pompes à chaleur, les systèmes de réfrigération marine, les systèmes de climatisation automobile [8], ainsi que pour l'application à la cryogénie de l'aérospatiale, car il ne comportait aucune pièce mobile, aucun bruit, et avait de bonnes performances anti-vibration [9, 10].

La recherche sur la réfrigération par adsorption est originaire d'Europe. Les célèbres chercheurs tels que F.E. Meunier, M. Pons et al. de France [11-13], G. Cacciola et al. d'Italie [14, 15], R.E. Critoph et al. d'Angleterre [16-18], Shelton et al. d'Amérique [19-22], et Leonard L. VASILIEV et al. de Biélorussie [23] ont beaucoup contribué au développement de la technologie. L'Université Jiao Tong de Shanghai (SJTU) a lancé la recherche en 1991 [24-30] et la poursuivie pendant plus de 20 ans. Les domaines de recherche de SJTU (Université Shanghai Jiao Tong) incluent les paires de travail par adsorption, les cycles de réfrigération par adsorption et les technologies d'intensification du transfert de chaleur et de masse.

Du point de vue de son évolution, la recherche sur la réfrigération par adsorption peut être résumée en fonction des objectifs de la recherche, du contenu de la recherche et des méthodes de recherche. Dans les premières années, la recherche a commencé par la performance des paires de travail adsorbant-réfrigérant, et la plupart de ces travaux de recherche ont été effectués par des universitaires en chimie et en physique plutôt que par des spécialistes en réfrigération. L'objectif principal était d'appliquer cette technologie à une application réelle. Les méthodes de recherche reposaient principalement sur les objets des systèmes de réfrigération de base à adsorption et combinaient les résultats expérimentaux avec les théories chimiques et physiques pour l'analyse des performances. Ces travaux de recherche ont amélioré la théorie de base de la réfrigération par adsorption. Les adsorbants et les réfrigérants typiques étaient principalement concentrés sur le charbon actif, la zéolite, le gel de silice, le CaCl_2 , l'hydruure, etc., et les réfrigérants étaient principalement du méthanol, de l'ammoniac, de l'eau, de l'hydrogène et ainsi de suite [31].

Les premiers travaux de recherche ont montré que les cycles de base de la réfrigération par adsorption devaient être améliorés de nombreuses manières, en particulier le processus de réfrigération intermittent. Le taux et la capacité d'adsorption / désorption étaient liés aux propriétés des paires de travail d'adsorption et aux performances de transfert de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption. De tels problèmes ont entraîné un faible COP (coefficient de performance) et un faible SCP (puissance de refroidissement spécifique par kilo d'adsorbant). Afin de résoudre ces problèmes, la recherche a porté sur de nombreux aspects interdépendants tels que le transfert de chaleur, le transfert de masse et les propriétés d'adsorption. Certains cycles d'adsorption avancés, tels que le cycle de récupération de chaleur en continu, le cycle d'ondes thermiques [24], le cycle de récupération de masse, le cycle d'ondes thermiques de convection [17, 24] et le cycle en cascade [12], etc., ont été proposés et leur Les performances thermiques ont été analysées à cette époque. Dans le même temps, des couples de travail adsorbants-réfrigérants présentant de meilleures caractéristiques d'adsorption, tels que les couples de travail composites à adsorption, ont été proposés dans de nombreuses références [28, 32, 33], pour lesquels les cycles d'adsorption ont été évalués en combinant le cycle d'adsorption et les processus thermodynamiques. Analyse plus que du seul point de vue de la capacité d'adsorption.

Les références produites jusqu'en 1992 environ concernaient principalement l'analyse et la simulation théoriques de différents cycles, notamment en ce qui concerne l'influence des paramètres du cycle sur les performances [34-36]. Ces contenus ont même été étudiés ces dernières années. La supériorité, la faisabilité et le potentiel énorme de certains systèmes avancés ont été prouvés [21, 37]. Bien que la faisabilité de certains cycles plus avancés tels que le cycle d'ondes thermiques, le cycle d'ondes thermiques de convection et le cycle en cascade ait été prouvée, les recherches ont offert la possibilité d'une réfrigération continue et un avenir prometteur pour l'amélioration des performances des systèmes de réfrigération à adsorption. L'intensification du transfert de chaleur et de masse a beaucoup attiré l'attention lors de la conception du système. En conséquence, les chercheurs ont accordé plus d'attention à la conception d'un lit d'adsorption susceptible d'améliorer le transfert de chaleur et de masse et d'obtenir de meilleures performances de régénération continue [14, 38, 39] en combinant analyse théorique et étude expérimentale. En 1992, la première conférence sur la sorption tenue à Paris a attiré encore plus l'attention de la planète sur cette technologie. Depuis lors, les chercheurs du monde entier ont reconnu de manière uniforme les aspects clés de la recherche liés à cette technologie, car de

nombreuses nouvelles idées avaient été avancées pour améliorer les performances de réfrigération par adsorption.

Dans les années 1990s, le projet de recherche sur la réfrigération par adsorption a été inscrit dans le plan de recherche JOULE de l'Union européenne [1]. Dans ce plan, des groupes de recherche tels que Meunier de France (zéolite-eau), Critoph d'Angleterre (charbon actif-ammoniac), Cacciola d'Italie (zéolite-eau), Groll de l'allemand (hydrures de métal-Hydrogène), Zigler de l'allemand, Les fileuses de France (adsorption / absorption chlorure de nickel-ammoniac / bromure de lithium-eau) ont toutes étudié la technologie de réfrigération par adsorption. Les résultats de la recherche ont été publiés dans le numéro spécial de l'International Journal of Refrigeration en 1999. La technologie d'adsorption et la technologie d'absorption ont été mises en parallèle dans le plan de pompe à chaleur publié par l'Association internationale de l'énergie (AIE). En 1994, la pompe à chaleur à adsorption était considérée comme une question importante lors de la Conférence internationale sur les pompes à chaleur à absorption (ISHPC) qui s'est tenue en Louisiane aux États-Unis en 1996. Le document sur la réfrigération par adsorption représentait un tiers de tous les documents de l'ISHPC. Tenue à Montréal, Canada. Depuis 1996, la conférence sur les pompes à chaleur à adsorption et les pompes à chaleur à absorption a été combinée en une pompe à chaleur à sorption et a été renommée ISHPC, qui a lieu tous les trois ans. En 1999, la réfrigération par adsorption était le sujet principal de la conférence sur les pompes à chaleur à sorption qui s'est tenue à Munich, en Allemagne. Lors des conférences de 1996 et 1999, la plupart des sujets abordés concernaient l'adsorbant composite, les hydrures polymétalliques pour le cycle de récupération de chaleur, le cycle des ondes thermiques, etc. Après cela, les sujets se sont développés au cours des sessions suivantes de la conférence. Par exemple, l'ISHPC 2002 s'est tenu à SJTU. Au cours de cette conférence, les sujets abordés ont été l'intensification du transfert de chaleur, le cycle à plusieurs étages, le cycle des ondes thermiques, le cycle de récupération de chaleur et de masse, le cycle à triple effet de la réfrigération par adsorption / absorption, le système d'adsorption solaire et le climatiseur à adsorption de la locomotive, etc.

4.2 Paires de travail d'adsorption

Les performances globales ainsi que la conception sont grandement affectées par les paires adsorbant/réfrigérant utilisées. En général, les bons adsorbants doivent avoir une plus large plage de capacité d'adsorption avec des variations de température, des propriétés

de transfert de chaleur et de masse plus élevées, ainsi qu'une stabilité thermique et une faible sensibilité à la contamination. En outre, les propriétés distinctives d'un réfrigérant doivent être examinées, notamment la chaleur de vaporisation, la conductivité thermique, le point d'ébullition et les pressions de service, la réactivité et la stabilité, la toxicité, l'impact environnemental et le point de congélation. La capacité d'adsorption d'un couple adsorbant-réfrigérant est généralement déterminée à partir de tracés appelés isothermes d'adsorption. Ces isothermes donnent la quantité de masse adsorbée absorbée par l'adsorbant, après avoir atteint l'équilibre thermodynamique, en fonction de la pression à température constante. Ainsi, les couples adsorbant-adsorbat et leurs évolutions peuvent être comparés en fonction de leurs isothermes. Cependant, lorsque le domaine adsorbant subit des conditions opératoires transitoires, un modèle cinétique est nécessaire pour définir la cinétique de transfert de masse et donne la quantité instantanée d'adsorbat par une relation avec la reprise d'équilibre donnée par les isothermes. La cinétique de transfert de masse est un terme fourre-tout lié à la résistance au transfert de masse intra particulaire.

Les couples adsorbant/réfrigérant les plus couramment utilisés sont gel de silice/eau, zéolite/eau, charbon actif/méthanol, charbon actif/ammoniac, chlorure de calcium/ammoniac et adsorbant composite/ammoniac. En général, selon la nature des forces mises en jeu dans le processus d'adsorption, elles sont classées en trois catégories telles que physique, chimique et couple adsorbant/adsorbat composite.

4.2.1 Paire d'adsorption physique

Les adsorbants physiques reposent sur les forces de van der Waal pour contenir l'adsorbat. Trois paires adsorbant-adsorbat sont généralement considérées comme les meilleures disponibles dans les applications :

4.2.1.1 Systèmes de gel de silice-eau

Le gel de silice est un dioxyde de silicium amorphe, SiO_2 , fabriqué synthétiquement à partir de silicate de sodium, et a une forme granulaire, vitreuse et très poreuse. La silice haute densité est le type de gel de silice couramment utilisé dans les systèmes d'adsorption, dont le diamètre des pores est compris entre 2,0 et 3,5 nm, le volume des pores est de 0,3 à 0,4 cm^3/g et la surface spécifique est de 400 à 700 m^2/g [40]. Les performances du gel de silice-eau à deux lits ont été évaluées expérimentalement et analytiquement par plusieurs chercheurs [41-43].

En général, le principal avantage du gel de silice par rapport aux autres adsorbants est que la température de régénération est généralement de 85 °C, ce qui rend ce système adapté à l'utilisation de l'énergie solaire et aux sources de chaleur perdue à basse température. De plus, il pourrait être aussi bas que 50°C lorsqu'un système de configuration à plusieurs étages est appliqué [44]. Dans un tel cas, pour un cycle non régénératif, les pertes dynamiques dues aux capacités calorifiques des composants de l'adsorbent seront réduites, ce qui entraînera des COP plus élevés puisque l'adsorbant lui-même et le récipient n'ont pas besoin d'être chauffés à des températures élevées. Cependant, la température de désorption ne doit pas être trop élevée. S'il est supérieur à 120 °C, le gel de silice sera détruit. La chaleur d'adsorption est relativement plus élevée que la paire de charbon actif entre 2500 et 2800 kJ / kg. De plus, le niveau de porosité du gel de silice est inférieur à celui du charbon actif (100-1000 m²/g). La capacité d'adsorption maximale à l'équilibre pourrait être comprise entre 0,35 et 0,4 kg/kg de gel de silice, tandis que le changement net de la quantité instantanée d'adsorbant ne peut pas dépasser 0,1 kg d'eau/kg de gel de silice dans des conditions de fonctionnement typiques qui sont faibles. Un autre inconvénient est la limitation de la température d'évaporation en raison du point de congélation de l'eau et l'absorption est également mal effectuée sous un vide très faible, ce qui rend le système de réfrigération gel de silice-eau mieux à appliquer dans les applications de climatisation avec une grande eau glacée débits.

4.2.1.2 Systèmes zéolite-eau

Les zéolites sont des cristaux de silicate d'alumine microporeux composés d'alcali ou de sol alcalin. Le couple de travail zéolite-eau a une large plage de température de désorption (70-250°C). En raison de ses performances stables à haute température, l'adsorbent peut être directement chauffé par les gaz d'échappement des moteurs. Par conséquent, le système zéolite-eau est plus simple que celui entraîné par l'eau chaude. Cependant, la chaleur d'adsorption de la zéolite-eau est plus élevée que celle du gel de silice-eau, entre environ 3300 et 4200 kJ/kg [45], ce qui conduira à de faibles COP, en plus des inconvénients liés à l'utilisation de l'eau comme réfrigérant. Plusieurs études ont été présentées expérimentalement et théoriquement pour étudier et améliorer les performances du système d'adsorption zéolite-eau en particulier pour la climatisation des véhicules.

4.2.1.3 Systèmes de charbon actif (ammoniac/méthanol)

Le charbon actif est une forme de charbon qui a une grande surface spécifique disponible pour l'adsorption environ entre 800 et 1500 m²/g pour la plupart des charbons utilisés. Initialement, les matières premières telles que le charbon, le lignite, le bois, les coquilles de noix et les polymères synthétiques subissent un certain nombre de pyrolyses spéciales ou de traitements chimiques à haute température (700-800°C) pour produire des charbons actifs. Ils peuvent être produits sous de nombreuses formes, notamment des poudres, des microporeux, des granulés, des tamis moléculaires et des fibres de carbone. Le charbon actif présente des avantages : une chaleur d'adsorption relativement faible parmi les autres types de paires d'adsorbants physiques (1800-2000 kJ/kg), une faible chaleur d'adsorption est bénéfique pour le COP du système car la majorité de la consommation de chaleur dans la phase de régénération chaleur d'adsorption [45], réactivité de surface plus élevée, taille de pores appropriée [46] et grande surface. Cependant, la conductivité thermique du charbon actif est mauvaise et proche du matériau isolant.

4.2.1.3.1 Charbon actif-ammoniac

Alors que la plupart des paires adsorbant-adsorbat fonctionnent sous vide poussé, un système de paire charbon actif-ammoniac a une pression de service élevée (environ 1600kPa lorsque la température de condensation est de 40°C). Ainsi, la perméabilité du sorbant n'est pas critique et elle peut être plus facile et plus applicable que les systèmes sous-atmosphériques. Il est également plus adapté que le couple charbon actif/méthanol pour les sources de chaleur de 200°C ou plus. Les inconvénients de cette paire de travail sont la toxicité et l'odeur piquante de l'ammoniac.

4.2.1.3.2 Charbon actif-méthanol

La grande capacité d'adsorption de paire charbon actif-méthanol a une capacité d'adsorption d'environ 0,45 kg / kg d'adsorbant. Une basse température de régénération peut être utilisée pour piloter des systèmes de réfrigération par adsorption utilisant un couple charbon actif-méthanol (environ 100°C). D'autre part, il ne doit pas être utilisé avec une température de régénération supérieure à 120 °C, où le charbon actif catalysera le méthanol pour se décomposer en éther diméthylque à une température supérieure à 150

°C, et la pression de fonctionnement du système sera inférieure à la pression atmosphérique. et cela nécessite un système d'aspiration auxiliaire.

4.2.2 Paire d'adsorption chimique

Les adsorbants chimiques sorbes les réfrigérants différemment des adsorbants physiques où la forte liaison chimique entre l'adsorbant et le réfrigérant a lieu lors de l'adsorption chimique. L'absorption dans les adsorbants chimiques n'est pas limitée par la surface du matériau, ce qui conduit généralement à une cinétique de transfert de masse plus élevée par rapport aux adsorbants physiques. Les chlorures métalliques sont couramment utilisés comme adsorbants chimiques en raison de leur capacité d'adsorption élevée, et ils impliquent le chlorure de calcium (CaCl_2), le chlorure de strontium (SrCl_2), le chlorure de magnésium (MgCl_2), le chlorure de baryum (BaCl_2), le chlorure de manganèse (MnCl_2) et le cobalt. chlorure (CoCl_2), entre autres. Par exemple, dans le couple CaCl_2 /ammoniac, 1 mole de chlorure de calcium peut adsorber 8 moles d'ammoniac [47].

Généralement, les adsorbants chimiques ont des absorptions très importantes avec des adsorptions spécifiques approchant $1 \text{ kg/kg}_{\text{ads}}$ dans certains cas, et des températures de désorption variant de 40 à 80°C qui sont très prometteuses. Cependant, la stabilité des systèmes d'adsorption chimique est inférieure à celle des systèmes d'adsorption physique en raison des phénomènes d'agglomération et de gonflement, qui sont courants dans les lits d'adsorbants chimiques. Cette instabilité réduit les transferts de chaleur et de masse ce qui limite les capacités de refroidissement des adsorbants chimiques. Par conséquent, les refroidisseurs à chaleur utilisant ces adsorbants sont moins courants que ceux utilisant des adsorbants physiques. Pour pallier ce problème, les matrices poreuses de transfert de chaleur ont été proposées pour l'amélioration du transfert de masse ainsi que du transfert de chaleur en utilisant des adsorbants composites.

4.3 Comparaison de différentes paires de travail

La performance de la paire adsorbant / adsorbat décide vraiment de la performance d'un système de réfrigération par adsorption. L'efficacité de n'importe quelle paire peut être mesurée en mesurant certains paramètres tels que la température de fonctionnement, la pression de fonctionnement, la capacité de refroidissement spécifique, la chaleur d'adsorption, la conductivité thermique et bien d'autres. Une analyse comparative des différentes paires adsorbant-réfrigérant disponibles est présentée dans le tableau 1.1.

Tableau 1. 1 Les cycles d'adsorption solaire pour les applications de refroidissement [48].

Adsorbent-refrigerant pair(s)	Description du système	La performance du système	Référence
Fibre de carbone activé-éthanol	Un refroidisseur à adsorption à deux lits pour le climat malais	Une puissance frigorifique de 12 kW peut être atteinte lorsque la température de la source de chaleur est de 85 ° C.	[49]
Charbon actif-ammoniac	Système de réfrigération par adsorption alimenté par un capteur solaire à auge parabolique couplé à un caloduc	L'utilisation d'un collecteur concentré et d'une densité de flux élevée a rendu le système plus compact et plus léger que les systèmes à plaques plates ou à tubes sous vide	[50]
Charbon actif-R134a + charbon actif-R507A	Cycle de réfrigération à adsorption combiné à énergie solaire avec AC-R134a comme cycle de garnissage et AC-R507A comme cycle de fond	Le système peut atteindre une charge frigorifique de -10 ° C.	[51]
Gel de silice-eau	Un refroidisseur bi-mode alimenté par la chaleur solaire capable de fournir un refroidissement tout au long de l'année	Pour une température de source motrice supérieure à 60 ° C, le refroidisseur fonctionne comme un refroidisseur à adsorption à un étage à quatre lits; tandis que le refroidisseur fonctionne comme un refroidisseur à adsorption à deux étages lorsque la température de la source d'entraînement tombe en dessous de 60 ° C.	[51]
Gel de silice-eau	Un refroidisseur à adsorption solaire à caloduc avec récupération de chaleur en masse a été conçu. Avec 65 kg de gel de silice microporeux, on a utilisé comme adsorbant dans chaque lit d'adsorbant. Le refroidisseur a été appliqué	L'efficacité thermique moyenne du capteur solaire, le COP moyen du réfrigérateur à adsorption et le COP solaire moyen du système sont respectivement de 0,36, 0,44 et 0,16	[52]

	dans le bâtiment écologique de la ville de Dezhou, en Chine		
Gel de silice-eau	Système de climatisation à énergie solaire qui se composait d'un capteur solaire de 150 m ² et de deux refroidisseurs à adsorption d'une capacité de 8,5 kW chacun dans les conditions météorologiques typiques de Shanghai	$COP_{\text{solaire}} = 0,15$ $COP_{\text{Système}} = 0,35$	[53]
Gel de silice-eau	Le refroidisseur avec auto-équilibre du fluide frigorigène est étudié. Les performances du refroidisseur peuvent être influencées par une stratégie de chauffage différente.	La capacité de refroidissement et le COP obtenus étaient de 3,6 kW et de 0,32 lorsque la température de la source d'entraînement, l'entrée d'eau de refroidissement et les températures d'entrée d'eau glacée étaient de 57 ° C, 27 ° C et 15 ° C, respectivement.	[54]
Gel de silice-eau	Une enquête analytique a été menée pour étudier la possibilité d'application du refroidissement solaire pour les conditions climatiques de Tokyo, Japon.	Au moins 15 capteurs (chacun de 2,415 m ²) sont nécessaires pour atteindre la température de source de chaleur requise (environ 85 ° C) pour faire fonctionner l'unité de refroidissement. On observe également que l'unité de refroidissement par adsorption à énergie solaire fournit une capacité de refroidissement d'environ 10 kW à midi avec des conditions de fonctionnement de base, tandis que le système fournit un COP solaire d'environ 0,3.	[55]
Charbon actif-méthanol	Un système de refroidissement par adsorption théorique alimenté par l'énergie solaire	Le refroidisseur est capable de produire une masse journalière de 2,63 kg d'eau froide à 0 ° C à partir	[56]

	est introduit, capable de produire du froid en continu environ 24 h par jour.	d'eau à 25 ° C par kg d'adsorbant. Le COP obtenu était de 0,66.	
Charbon actif-méthanol	Un système de climatisation par adsorption d'étude paramétrique utilisant la technique de dynamique des fluides computationnelle (CFD)	Dans l'étude CFD, un gaz d'échappement d'entrée de 200°C aurait une température de lit de 120°C tout en employant une coque de 20 mm de paroi en acier inoxydable.	[57]
Charbon actif-méthanol	Un modèle prototype de système de réfrigération à adsorption solaire a été construit et ses performances ont été évaluées avec différents rapports de masse allant de 0,25 à 2,50 d'adsorbant.	Lorsque le rapport massique est de 1,0, une température de refroidissement minimale de 12,2 ° C a été obtenue.	[58]
Charbon actif-méthanol	Une analyse théorique d'un système de réfrigération tubulaire à adsorption solaire qui prend en compte les variations de température ambiante et de rayonnement solaire au cours de la journée	Le COP et le SCP obtenus sont respectivement de 0,211 et 2326 kW. La distribution de la pression à l'intérieur du lit d'adsorption s'est avérée presque uniforme et variant avec le temps.	[59]
Charbon actif-méthanol	Système de réfrigération à adsorption solaire pour produire de la glace	à -3 ° C a été produite à raison d'environ 6 kg de glace par m ² de surface de collecteur. $COP_{\text{solaire}} = 0,12$ $COP_{\text{Système}} = 0,43$	[60]
Charbon actif-méthanol	Une analyse transitoire basée sur les éléments finis d'un réfrigérateur à adsorption à énergie solaire	Numériquement, les performances du réfrigérateur se sont améliorées avec la diminution de la pression du condenseur et l'augmentation de la pression de l'évaporateur	[61]
Charbon actif-méthanol	Une climatisation à adsorption système piloté par de simples capteurs solaires à plaques	Valeurs optimales de la masse d'adsorbant et de la surface du collecteur pour obtenir un SCP	[62]

	plates	maximum de 150 Wm^{-2}	
Charbon actif-méthanol	Performance d'un système de refroidissement par adsorption solaire avec adsorbent tubulaire dans une isolation de tube de verre sous vide	Pas de différence de pression significative dans les tubes adsorbent de 80 mm de diamètre pendant la période de chauffage	[63]

5 Cycle de réfrigération par adsorption

Selon le principe de fonctionnement, le cycle de réfrigération par adsorption peut être divisé en cycles intermittents et en cycles continus. Pour les cycles de réfrigération par adsorption intermittente, il y avait toujours un lit utilisé dans le système. Pour les cycles de réfrigération continus, il y a généralement deux lits ou plus fonctionnant en alternance, qui peuvent fournir une sortie de réfrigération continue. Pour un cycle de réfrigération par adsorption, si seuls le processus de chauffage et de désorption ainsi que le processus de refroidissement et d'adsorption sont impliqués, il est généralement défini comme le cycle de réfrigération d'adsorption de base. Les cycles de réfrigération par adsorption avancés sont communément appelés les cycles avec des processus de récupération de chaleur et de masse, tels que le processus de récupération de chaleur à deux lits, le processus de récupération de chaleur à plusieurs lits, le processus de récupération de masse, les ondes thermiques et les cycles à ondes thermiques convectives. Selon les caractéristiques du système d'adsorption et les sélections de source de température, les cycles de réfrigération avancés du système de réfrigération à plusieurs étages et en cascade peuvent également être construits [64, 65]. Afin d'améliorer le COP de la réfrigération par adsorption, divers cycles avancés de réfrigération par adsorption ont été proposés dans la littérature. Tels que le processus de récupération de chaleur à deux lits, le processus de récupération de chaleur à plusieurs lits, le processus de récupération de masse, les ondes thermiques et les cycles à ondes thermiques convectives [66]. Une large classification de divers cycles d'adsorption est illustrée à la Figure 1.4.

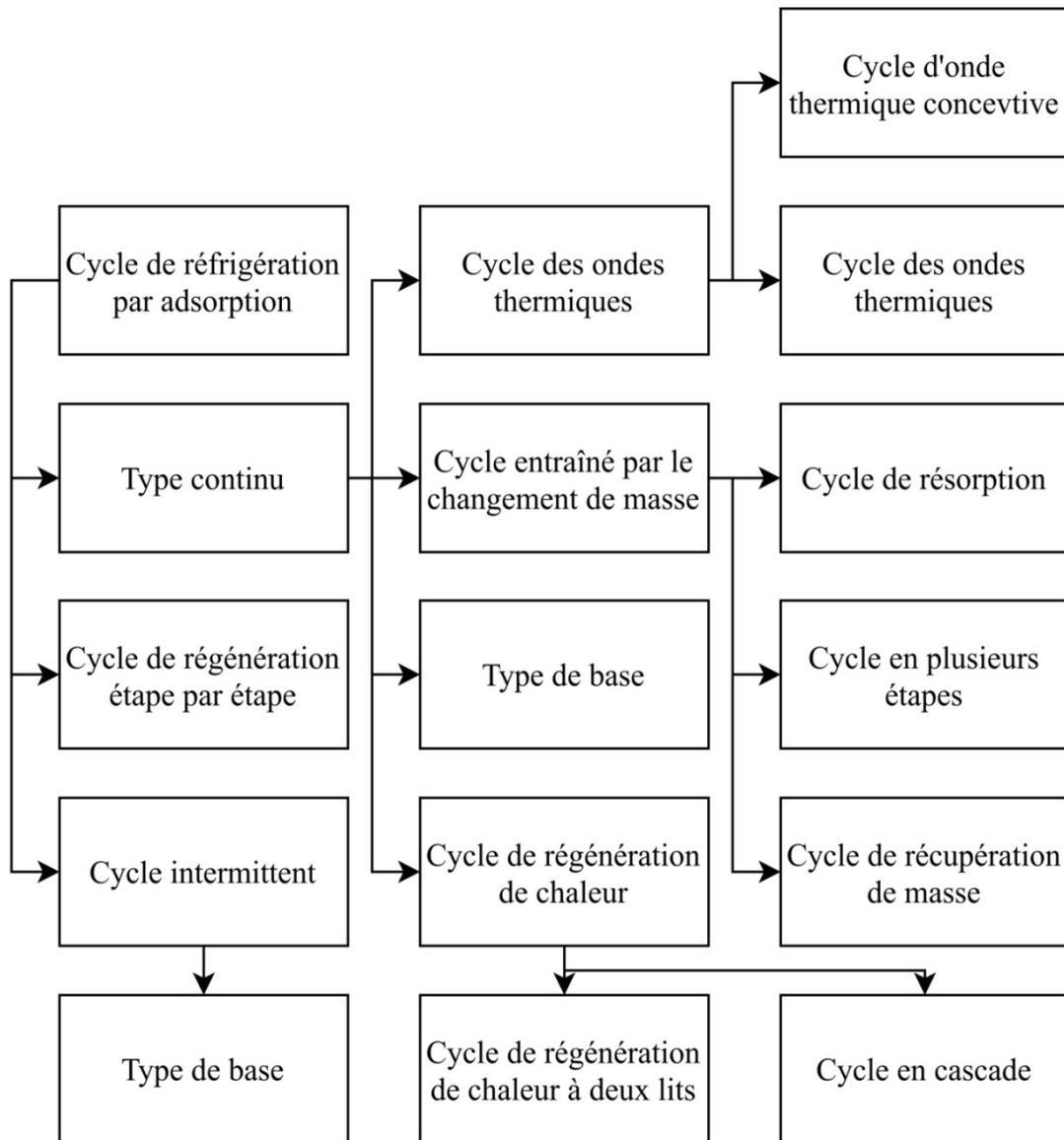


Figure 1. 4 Classification du cycle de réfrigération par adsorption [4]

5.1 Cycle de réfrigération par adsorption à récupération de chaleur

Le concept de récupération de chaleur a été introduit pour la première fois dans le système de réfrigération par adsorption pour améliorer le COP basé sur le principe du récupérateur. Le récupérateur est similaire au lit d'adsorbant et dans les processus alternés de chauffage et de refroidissement, l'énergie thermique peut être stockée dans le récupérateur de chaleur, puis libérée. Tchernev a proposé [67]. Le récupérateur de chaleur utilisé dans les systèmes d'adsorption de gaz solides est le lit d'adsorbant lui-même, de sorte que le système d'adsorption avec le récupérateur de chaleur est également appelé cycle de régénération de chaleur. Un système de réfrigération à adsorption quasi continue avec récupération de chaleur a été étudié par Wang et al. [24, 25] illustré à la Figure 1.5.

Miles [68] a également utilisé cette technique pour augmenter le COP jusqu'à 0,8 pour son système de réfrigération par adsorption solaire à charbon actif / ammoniac. Jones a suggéré une amélioration en installant plus de deux lits d'adsorption. Il a obtenu un COP de l'ordre de 1,16 [69]. Citrophi [70] a donné le fonctionnement d'un système d'adsorption régénérative à plusieurs lits en continu.

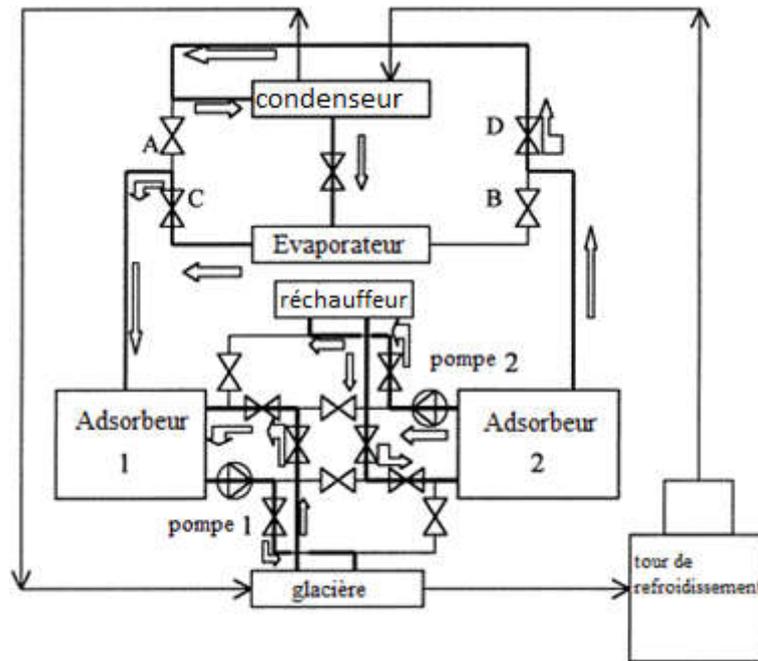


Figure 1. 5 Schémas du système de réfrigération par adsorption à deux lits à récupération de chaleur [24, 25].

5.2 Cycle de réfrigération par adsorption à récupération de masse

L'opération de récupération de masse améliore également la puissance de refroidissement de l'unité sans le COP. Dans ce processus, à la fin de chaque demi-cycle, un adsorbant est froid et l'autre est chaud. L'un qui est à basse pression doit être mis sous pression à la pression de condensation et la pression doit être dépressurisée jusqu'à la pression de l'évaporateur. Il existe un seul tube entre les adsorbants et en transférant la vapeur de l'adsorbant basse pression vers l'adsorbant haute pression, une certaine pressurisation / dépressurisation est obtenue. Lorsque le processus de désorption du lit d'adsorbant 1 est terminé, le processus d'adsorption du lit d'adsorbant 2 se termine également. Fermez ensuite les vannes reliant les lits d'adsorption, l'évaporateur et le condenseur, et ouvrez la vanne A pour la récupération de masse entre le lit adsorbant haute pression (lit chaud) et le lit adsorbant basse pression (lit froid). La récupération de masse se

déroulera entre deux lits. Le principe du cycle de récupération de masse est illustré sur la Figure 1.6(a).

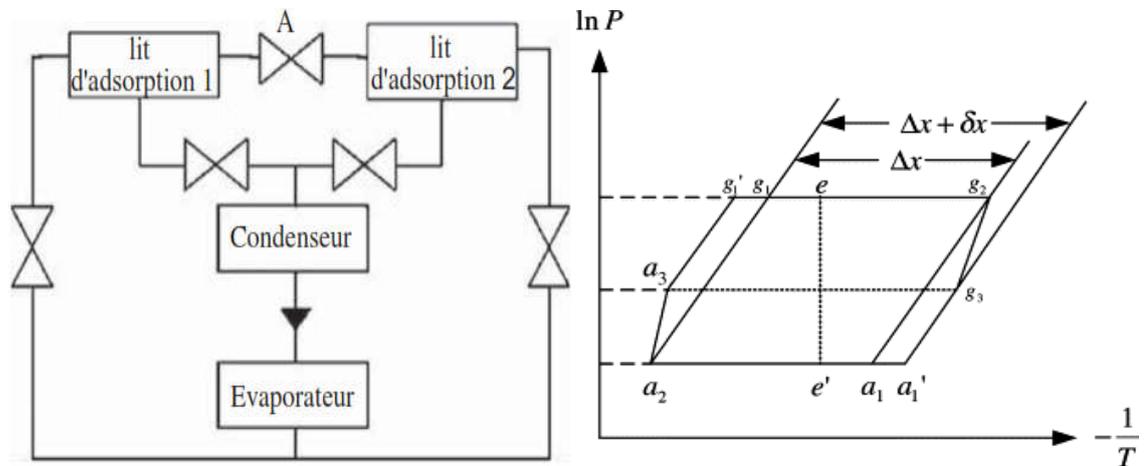


Figure 1. 6 a) Principe du cycle de récupération de masse; (b) Diagramme de Clapeyron de l'adsorption physique.

Ce principe, s'il est incorporé aux cycles de récupération de chaleur, entraîne une forte augmentation de l'effet de réfrigération. Un cycle idéal de récupération de chaleur et de masse est illustré sur la Figure 1.6 (b). Le cycle de récupération de masse (a_1 - a_2 - g_1' - g_1 - g_2 - g_3 - a_1' - a_1 - a_2) est une forme étendue de cycle de base à deux lits et la masse cyclée est augmentée de $\Delta x+x$, ce qui augmente l'effet de réfrigération. L'état de récupération de chaleur est $e-e'$.

5.3 Cycle de réfrigération par adsorption d'ondes thermiques

Il a été proposé pour la première fois par Shelton [20, 22]. Ici, la seule limitation qui existe est la température du lit, mais elle a été surmontée par le mérite que la chaleur peut être transférée du lit d'adsorbant chaud vers l'adsorbant froid parce que la différence de température est grande. L'objectif derrière la conception était d'utiliser complètement la chaleur exothermique et de réduire la chaleur requise par le processus de désorption de la source de chaleur externe. Un processus de base est illustré sur la Figure 1.7. Le principe de base d'un tel cycle consiste à utiliser un seul circuit de fluide de chauffage et de refroidissement pour connecter deux lits d'adsorbant, le refroidisseur et le réchauffeur. Le circuit de fluide pourrait transférer la chaleur libérée du lit d'adsorption vers le lit de désorption, et récupérer la chaleur d'adsorption pour améliorer l'efficacité énergétique du système. Pour un cycle d'onde thermique, l'onde thermique signifie que la température du fluide baisse ou monte rapidement dans le lit d'adsorbant, formant une grande différence de

température dans les deux lits d'adsorbant qui est essentielle pour le transfert de chaleur. Ben Amar et al [71] ont examiné l'effet de divers paramètres sur les performances d'une pompe à chaleur régénérative à ondes thermiques adsorbants. Ce système a pu atteindre une valeur COP supérieure à un, mais celle-ci était légèrement plus élevée pour les applications de climatisation, comme l'a conclu le modèle de Spinner [72].

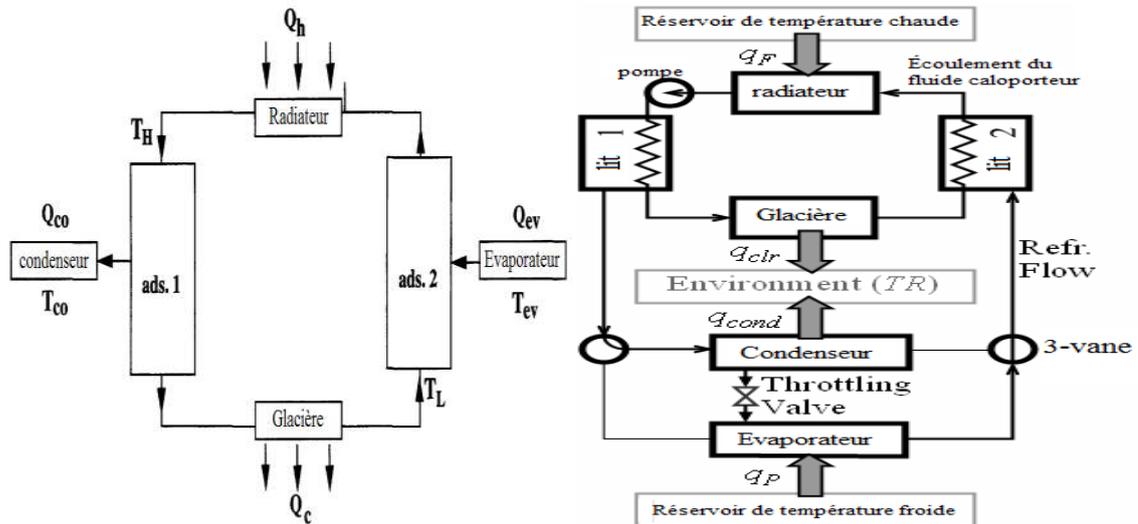


Figure 1. 7 a) Principe d'un système de pompe à chaleur à adsorption régénérative à ondes thermiques. b) Schéma du cycle d'onde thermique idéal [20, 22]

5.4 Cycle de réfrigération par adsorption thermique par convection

Ceci a été proposé par Critoph [73, 74] comme une amélioration du cycle des ondes thermiques. Dans ce procédé, au lieu de chauffer directement le lit d'adsorbant comme dans le cycle à ondes thermiques, deux lits inertes remplis de particules non réactives telles qu'une bille d'acier ont été utilisés pour initier le chauffage ou le refroidissement du fluide thermique. Le cycle d'onde thermique convectif proposé est illustré sur la Figure 1.8, où la première moitié du cycle est représentée lorsque le lit actif un est chauffé et désorbe l'ammoniac et le lit actif deux est refroidi, adsorbant ainsi l'ammoniac. Les avantages de ce système sont:

- Ceux-ci sont bon marché par rapport au coût des échangeurs de chaleur conventionnels.
- Ce cycle possède des valeurs COP élevées et une bonne efficacité énergétique.

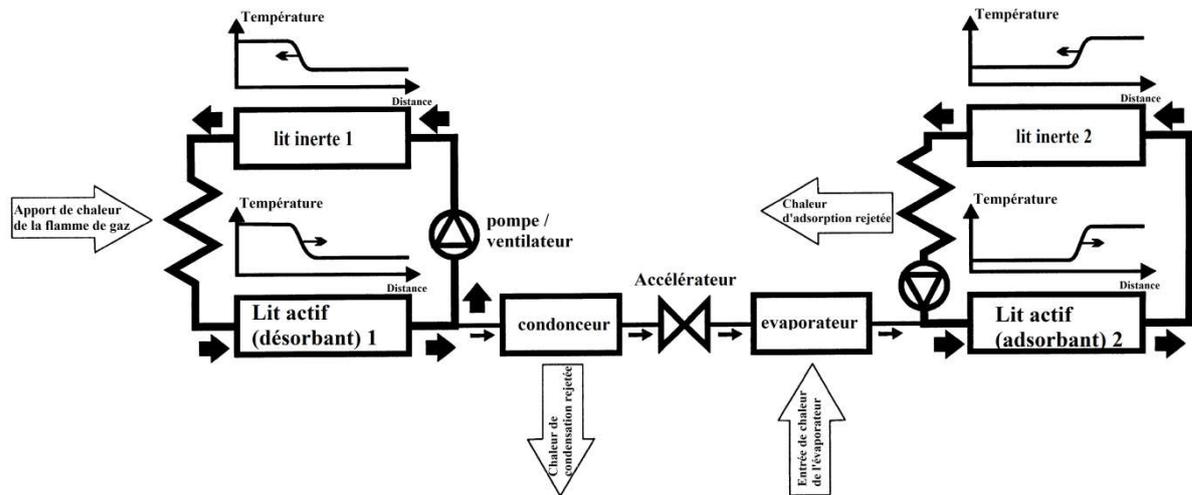


Figure 1. 8 Système de réfrigération par adsorption avec cycle d'ondes thermiques convectives [73, 74].

5.5 Cycle de réfrigération par adsorption à plusieurs étages et en cascade

Tous les cycles décrits ci-dessus étaient à une seule étape et ont donc certaines limitations, c'est qu'ils ne peuvent pas utiliser efficacement une source de chaleur à haute température, ainsi qu'ils ne fonctionnent pas bien à de très basses températures. L'idée de base est d'effectuer des processus de désorption - condensation et adsorption - évaporation à différents niveaux de température / pression en utilisant le même couple de travail. Dans les cycles en cascade, différentes paires de travail sont utilisées fonctionnant à des températures élevées. Ceux-ci sont appliqués lorsqu'il existe un énorme gradient de température entre la source de chaleur et l'évaporateur / espace de réfrigération. Un cycle d'adsorption à double effet en cascade en deux étapes qui utilise de l'eau de zéolite pour la récupération de chaleur à haute température et du méthanol de charbon actif pour la récupération de chaleur de la source de chaleur à basse température est illustré à la Figure 1.9. Le COP global du système sera $COP = COP_Z + COP_{AC}$ Où Z était la zéolite, AC était le charbon actif [4].

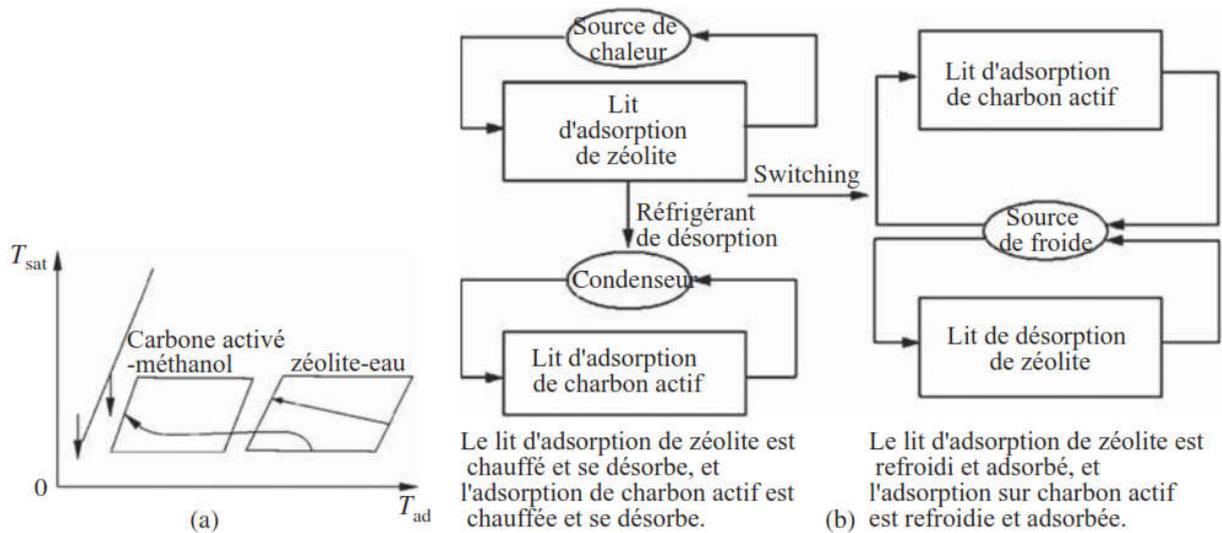


Figure 1. 9 Cycle de réfrigération par adsorption à double effet en cascade à deux étages (utilisation de la chaleur par adsorption). (a) Diagramme de la température pour le cycle et (b) des processus de chauffage et de refroidissement du lit d'adsorbant. [4]

5.6 Cycle de réfrigération par adsorption hybride

Diverses recherches ont été effectuées sur des systèmes hybrides utilisant le cycle d'adsorption de base pour la production de chaleur et de froid. Le premier système hybride de chauffage et de refroidissement par adsorption a été développé par Tchernev[75]. Cela utilisait la zéolite-eau comme paire de travail et dans ce, avec le système d'adsorption de base, le couplage croisé de la boucle d'eau externe a été fait, ce qui fournit le chauffage des locaux en hiver et également comme climatiseur et est illustré à la Fig.9. Wang et al [76] ont également développé un système hybride solaire pour le chauffage de l'eau et la production de glace à l'aide de carbone actif-méthanol et celui-ci avait un COP de 0,144 (COP de cycle de 0,431). Ceci a été encore amélioré par Wang en incluant un deuxième réservoir qui a servi de réservoir d'eau chaude [77]. Le même groupe de recherche a développé quelques modèles supplémentaires, ayant à chaque fois une meilleure efficacité de chauffage que le précédent.

Zhang et al [77] ont également présenté un modèle de simulation d'un système hybride d'adsorption solaire de chauffage et de refroidissement fonctionnant en continu qui avait un COP de chauffage moyen de 0,34 et un COP solaire de 0,18 Figure 1.10. Plus récemment, un modèle numérique d'un système hybride solaire pour le refroidissement et le chauffage a été présenté par Suleiman et.al [78]. Ils utilisaient du carbone actif et du méthanol et le

Le système était entraîné par un capteur solaire à plaque plane d'une surface de 2 m². Ce système avait un COP solaire de 0,02 et une efficacité de chauffage de 0,46.

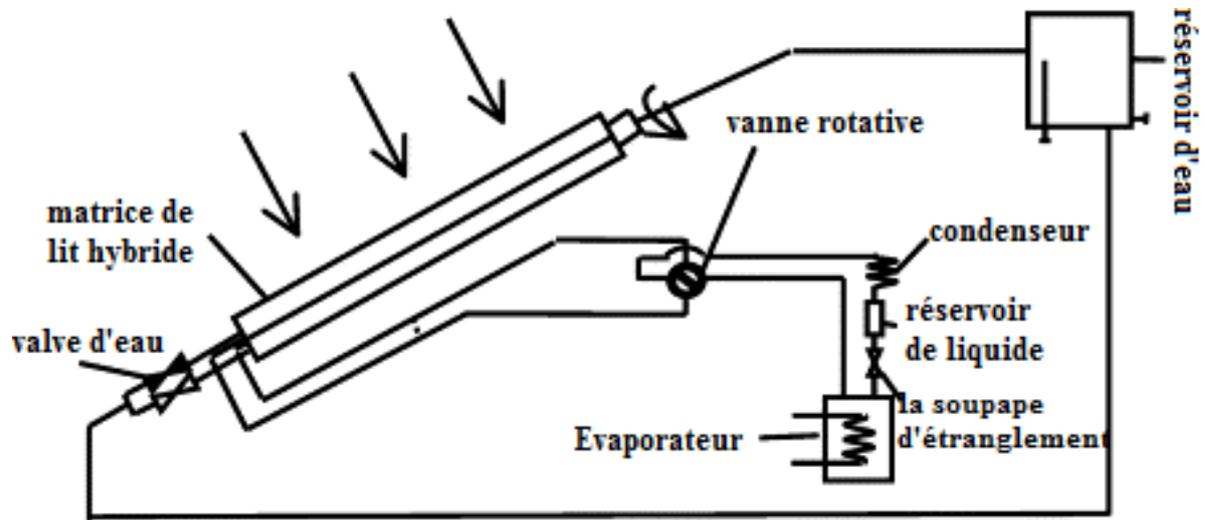


Figure 1. 10 Système hybride de réfrigération et de chauffage par adsorption solide continue alimenté par l'énergie solaire [77].

6 Réfrigération par adsorption alimentée par l'énergie solaire et la chaleur résiduelle

Sous la double pression de la crise énergétique et de la pollution environnementale, en tant qu'énergie naturelle inépuisable et non polluante, l'énergie solaire est considérée comme la source d'énergie la plus prometteuse après le 21^e siècle, et elle a suscité une grande attention dans le monde entier [79]. De nos jours, le développement et l'utilisation de l'énergie solaire sont devenus des sujets brûlants dans le domaine de la recherche énergétique. (2010) rendu public par le ministère de la Construction en Chine. Dans les bâtiments civils généraux, la climatisation représente plus de la moitié de la consommation totale d'énergie. Avec l'évolution des niveaux économiques et de vie, la consommation d'énergie sur la climatisation ne cesse d'augmenter chaque année, et cela exerce une pression énorme sur l'énergie, l'électricité et l'environnement. En 1978, le Dr D.I. Tehernev a construit les premiers appareils de réfrigération solaire intermittente à adsorption utilisant de la zéolite-eau. Depuis lors, la réfrigération solaire à adsorption est devenue une branche importante de la technologie d'économie d'énergie, et elle est progressivement devenue un sujet de recherche majeur [35, 60, 80-82]. Comparé à d'autres systèmes de refroidissement, le système de réfrigération solaire à adsorption présente les caractéristiques suivantes :

1. La structure du système est simple et le fonctionnement du système est facile, et aucune pompe à solution ou dispositif de rectification n'est requis. Par conséquent, les coûts de fonctionnement du système sont faibles. Il n'y a pas non plus de problèmes de contamination par le réfrigérant, de cristallisation et de corrosion. Pour un cycle de fabrication de glace par adsorption de base alimenté par l'énergie solaire, il n'y a pas de pièces mobiles ni de consommation d'énergie.
2. Différentes paires de travail d'adsorption peuvent être choisies pour différentes températures de chauffage et d'évaporation. Par exemple, un système de climatisation solaire à adsorption avec un couple de travail gel de silice-eau peut être alimenté par l'eau chaude de 65 à 85 °C pour produire l'eau de refroidissement à °C. Une machine à glaçons à adsorption solaire avec un couple de travail charbon actif-méthanol peut 7 à 20 être directement entraînée par le rayonnement solaire sur les capteurs solaires.
3. L'exigence de la puissance de refroidissement du système de climatisation peut correspondre au rayonnement solaire. Plus le rayonnement solaire est fort, plus le temps est chaud et plus la charge de refroidissement requise est élevée, par conséquent plus la puissance de refroidissement du système est élevée.
4. Par rapport aux systèmes de réfrigération à absorption et à compression, la puissance de refroidissement des systèmes d'adsorption est relativement faible. En raison des performances critiques de transfert de chaleur et de masse, si la capacité de refroidissement augmente, la masse de l'adsorbant et de l'échangeur de chaleur augmentera, et par conséquent l'investissement initial augmentera. La machine sera grande. De plus, en raison de la faible densité d'énergie du rayonnement solaire sur le sol, une surface de collecteur relativement grande pour collecter une certaine quantité de puissance de chauffage est nécessaire. Pour les raisons ci-dessus, il est difficile de développer des machines à glaçons, des réfrigérateurs ou des climatiseurs solaires performants.
5. En raison du fait que l'énergie solaire dépend des saisons et est fournie périodiquement et par intermittence, le système de réfrigération à adsorption solaire a généralement besoin d'une source thermique auxiliaire lorsqu'il est utilisé comme système de climatisation ou de stockage à froid.

7 Refroidisseur à adsorption entraîné par une source de chaleur basse température

Pour la conception du lit d'adsorption, la zone de transfert de chaleur est étendue pour les lits du refroidisseur à adsorption entraîné par la source de chaleur à basse température

pour améliorer les performances de transfert de chaleur [29, 30]. La conception du système présente les avantages suivants par rapport aux refroidisseurs à adsorption traditionnels :

1. Il y a peu de vannes pour les réfrigérants de l'eau dans le système. Une telle conception a amélioré la fiabilité du système tout en simplifiant le processus de maintenance par rapport au système de réfrigération à adsorption traditionnel.
2. La nouvelle conception de l'évaporateur a simplifié le circuit d'eau de refroidissement pour échanger la puissance de réfrigération de l'évaporateur, et a encore amélioré la fiabilité et minimisé la perte de capacité de refroidissement dans l'évaporateur.
3. Avait de bonnes performances lorsqu'il était entraîné par la source de chaleur à basse température et pouvait fonctionner efficacement lorsque la température de la source de chaleur était comprise entre 65 et 85 ° C.

Des expériences sur le système ont également montré que les performances de transfert de chaleur et de masse du système pouvaient répondre aux besoins réels et que les performances du réfrigérateur pouvaient répondre aux besoins réels.

Il existe deux occasions appropriées pour l'application du refroidisseur à adsorption entraîné par une source de chaleur à basse température. L'un est destiné à la chaleur résiduelle et l'autre à la récupération de l'énergie solaire. Lorsque le système de réfrigération par adsorption est entraîné par la chaleur résiduelle, le système nécessitera moins de coefficient de performance (COP) car la quantité de chaleur est suffisante, mais il nécessitera une puissance de refroidissement spécifique plus élevée d'une manière ou d'une autre, car le volume du système doit être diminué efficacement. Cependant, lorsque le système est alimenté par l'énergie solaire ou une autre énergie thermique limitée, il nécessitera un COP plus élevé ainsi qu'une puissance de refroidissement spécifique plus élevée. Compte tenu des deux occasions, le refroidisseur à adsorption développé a une puissance de refroidissement de 10 kW pour la climatisation. Le COP du système est supérieur à 0,4 et les performances du système peuvent être ajustées pour s'adapter aux différentes exigences de puissance de refroidissement et de COP spécifiques.

8 Conclusion

La réfrigération par adsorption est une technologie prometteuse pour la production de froid dans des régions où l'accès à l'électricité est limité ou coûteux. Les recherches sur les paires de travail, les cycles de réfrigération et l'utilisation de l'énergie solaire et de la

chaleur résiduelle doivent se poursuivre pour améliorer l'efficacité et la durabilité de cette technologie.

Chapitre II : Amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air dans les régions chaudes et sèches

1 Introduction

L'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air est un enjeu crucial pour garantir une efficacité optimale des systèmes de climatisation et de ventilation dans les régions chaudes et sèches. En effet, les conditions climatiques extrêmes de ces régions mettent à rude épreuve les échangeurs de chaleur à air, qui ont souvent du mal à maintenir des performances élevées en termes de transfert thermique. Dans ce chapitre, nous explorerons les différentes approches visant à améliorer le transfert thermique dans ces échangeurs de chaleur à air, en mettant l'accent sur les avancées les plus récentes dans ce domaine.

2 Contributions antérieures de l'équipe

2.1 Couplage d'un système de climatisation avec un accessoire à grille humidifiée

En pratique, on utilise parfois l'eau pour proposer des solutions technologiques assurant le fonctionnement du système à des températures ambiantes supérieures à 50°C, tel que les tours de refroidissement humide. Cependant, ce genre de système est très encombrant avec un coût exorbitant et pas pratique à installer notamment dans les zones sahariennes.

Ounis et al. [83] Ont déposé un brevet pour résoudre le problème de dysfonctionnement des aéro-refroidisseurs et les condenseurs à air sec comme solution de choix. Nous résumons dans cette section l'essentiel du brevet qui porte sur un accessoire raccordé directement aux échangeurs de chaleur à air sec utilisant le principe de l'évaporation de l'eau, qui permet de rafraichir l'air ambiant chaud avant de le conduire dans le condenseur ou la tour de refroidissement. L'avantage de cette invention est qu'elle ne fait pas recourir à

la modification des systèmes déjà installé ou à installer. De plus de son coût raisonnable, l'accessoire n'est pas encombrant facile à installer et à maintenir sans faire recoure à un technicien.

Dans le schéma descriptif présenté par la Figure 2.1, [83] donnent un exemple d'application de l'accessoire à grille humidifiée couplé à un système de climatisation « mono-split ». Ce dernier est composé d'un évaporateur (1), d'un tuyau d'évacuation de condensats (2), d'un compartiment condenseur (3) qui enveloppe une batterie à ailettes (4) et un ventilateur (5).

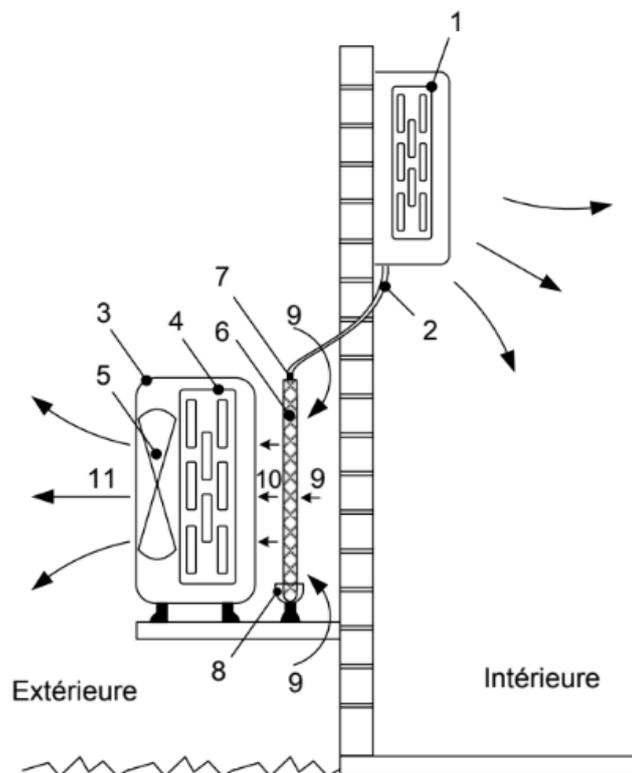


Figure 2. 1 Un schéma descriptif d'un exemple d'application de l'accessoire à grille humidifiée couplé à un système de climatisation « mono-split » [83].

2.2 Tour de refroidissement avec de nouveaux éléments pour rafraichir

Le bon fonctionnement des machines frigorifiques dépend de l'efficacité des tours de refroidissement à air qui font partie de ces machines, comme indiqué dans la publication [84]. Les échangeurs ont pour rôle de transférer la chaleur de la machine frigorifique vers l'extérieur et sont sensibles à la température de l'air ambiant. Les technologies les plus

couramment utilisées pour évacuer la chaleur de ces machines sont les tours de refroidissement sèches, humides ou hybrides, comme le décrit la publication [85]. Cependant, les tours de refroidissement sèches ont une limite d'utilisation, en particulier dans les régions chaudes et/ou sahariennes pendant les périodes estivales, car la température de la tour de refroidissement doit être légèrement supérieure à la température ambiante. L'invention [86] propose une solution technologique, l'aéro-refroidisseur géothermal (GAC), qui utilise un échangeur géothermal sol/air et un mélangeur d'air pour refroidir le condenseur à air des machines frigorifiques à adsorption solaire. L'invention [87] améliore cette solution technologique en permettant le refroidissement de l'adsorbent de la machine pendant la période nocturne par le couplage avec l'échangeur géothermal sol/air.

L'invention de Kheireddine et al. [88] propose également un mécanisme de grille humidifiée par l'eau de condensat provenant de l'évaporateur de la machine pour améliorer l'efficacité des échangeurs à air. La tour de refroidissement humide, décrite dans la publication [85], utilise la pulvérisation d'eau pour obtenir un effet de refroidissement intéressant. Cependant, pour éviter les dysfonctionnements critiques des installations frigorifiques liés à leurs systèmes de refroidissement à air, l'échange thermique entre l'air ambiant humidifié et l'échangeur de chaleur de la tour de refroidissement humide peut être amélioré en se rapprochant de l'état de saturation de l'air humide et/ou en abaissant encore plus la température de l'eau de refroidissement.

2.3 Une tour de refroidissement sec lié à une source géothermale à air

En raison des préoccupations environnementales concernant la consommation d'énergie élevée des systèmes frigorifiques, leur développement devrait connaître une croissance significative. Ces systèmes utilisent des appareils thermodynamiques tels que des condenseurs ou des tours de refroidissement pour transférer la chaleur du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid, avec ou sans changement de phase. Le rendement de ces systèmes dépend de l'efficacité des condenseurs ou des tours de refroidissement, qui sont très sensibles aux conditions climatiques, pouvant entraîner une dégradation importante des performances thermiques et même une panne de l'installation. La géothermie est une source d'énergie renouvelable qui permet d'échanger de l'énergie thermique avec le sous-sol pour une utilisation dans des systèmes de chauffage, de refroidissement ou de production d'électricité. La géothermie très basse énergie, qui collecte la chaleur à une

faible profondeur, entre 10°C et 30°C, est couramment utilisée dans la conception de nouveaux systèmes frigorifiques. Les pompes à chaleur sont nécessaires pour prélever l'énergie à basse température et la transférer à une température suffisante pour le chauffage ou le refroidissement.

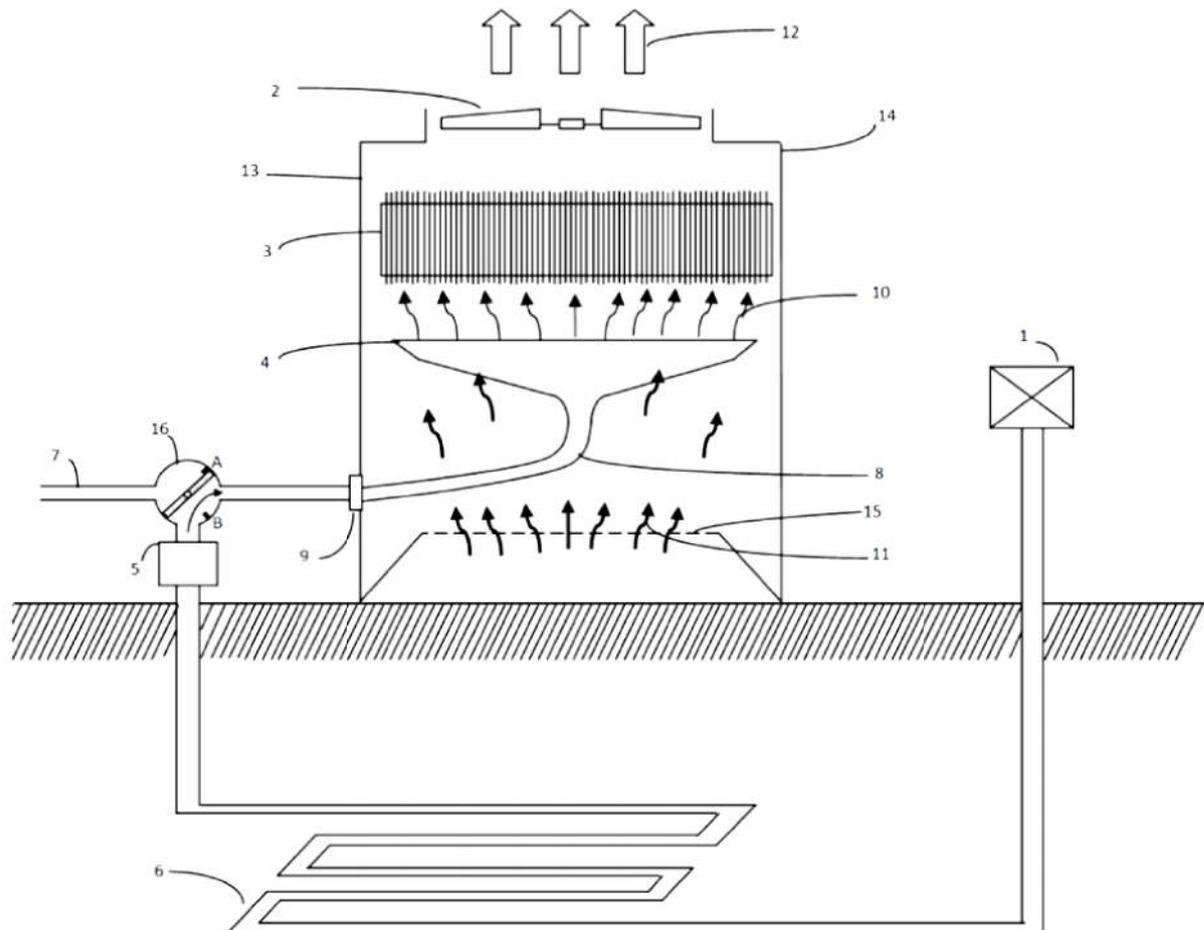


Figure 2. 2 Un schéma descriptif d'un condenseur (ou une tour de refroidissement sec) lié à une source géothermale à air [86].

Figure 2.2 est un nouveau système de refroidissement appelé aéro-refroidisseur géothermal. Ce système est composé d'un condenseur, d'une tour de refroidissement sec, d'un échangeur géothermique air-sol, d'un ventilateur d'extraction, d'un filtre à air, d'un diffuseur d'air, d'un boîtier, d'une grille d'entrée d'air, d'un tuyau flexible et d'un raccord de liaison. L'échangeur géothermique est dimensionné pour garantir une température de sortie d'air de l'ordre de 24°C. Si la surface frontale du condenseur est très grande, des échangeurs géothermiques identiques superposés peuvent être utilisés. La vanne de distribution d'air permet de sélectionner le mode de fonctionnement de l'échangeur géothermal pour améliorer le fonctionnement du condenseur pendant les périodes

caniculaires ou pour rafraîchir ou chauffer des locaux. L'aéro-refroidisseur géothermal consomme moins de 100W d'électricité supplémentaire par rapport à un aéro-refroidisseur de base. Cette invention permet de résoudre les problèmes de dysfonctionnement des installations frigorifiques pendant les périodes caniculaires en couplant un échangeur à air de type batterie à ailettes à une source géothermale très basse énergie.

3 Nouvelle contribution pour les machine frigorifique à adsorption solaire

De la publication [89] est connu que le bon fonctionnement des machines frigorifiques à adsorption est lié à l'efficacité des deux échangeurs : le condenseur à air et l'adsorbeur ; qui sont sensibles à la température de l'air ambiant. Le rôle principal de ces deux échangeurs est de transférer la chaleur de la machine frigorifique vers l'extérieur. Les technologies les plus courants pour évacuer la chaleur du condenseur et de l'adsorbeur sont généralement les tours de refroidissement sèches, humides, ou hybrides.

Selon la même publication [89], la tour sèche, plus particulièrement dans le cas des 20 aéro-refroidisseur et des condenseurs, utilise directement l'air ambiant à l'aide des ventilateurs pour le refroidissement d'une batterie à ailettes. Cette dernière doit se situer quelques degrés au-dessus de la température de l'air ambiant ; ce qui est difficile à garantir notamment dans les régions chaudes et/ou sahariennes. Le rendement de ces échangeurs dépend fortement de la température de l'air ambiant, notamment pour les condenseurs à air des machines frigorifiques à adsorption. Selon une autre publication [90], ce problème lié au niveau relativement élevé de température d'air ambiant limite l'utilisation de ces machines uniquement durant les périodes froides et/ou aux régions de température modérée.

Selon une autre publication [85], la tour humide est caractérisée par l'effet de refroidissement obtenu par la pulvérisation de l'eau de refroidissement dans la zone d'échange avec l'air. Bien que cette technique soit très efficace, elle présente des inconvénients tels que le problème d'encrassement et la consommation supplémentaire de l'eau et de l'électricité. Ainsi, les tours de refroidissement hybrides constituent une autre solution de refroidissement combinant les deux techniques citées en un seul système.

Les deux publications [86] et [84] proposent une autre solution technologique pour refroidir le condenseur à air de la machine frigorifique à adsorption. Le dispositif proposé

est appelé 'aéro-refroidisseur géothermal (GAC)'. Il s'agit d'une solution qui repose sur la liaison du condenseur avec deux éléments en série : i) un échangeur géothermal air-sol et ii) un mélangeur d'air. L'échangeur de chaleur air-sol fonctionne seulement lorsque la température ambiante dépasse les limites de fonctionnement du condenseur.

Selon la publication [86], le GAC peut travailler en deux modes I et II. Le mode I correspond au refroidissement du condenseur comme expliqué plus haut. Le mode II permet l'exploitation de l'échangeur géothermal pour le rafraichissement notamment en été et le chauffage notamment en hiver. Pour assurer le choix du mode de fonctionnement, une vanne de distribution d'air est utilisée pour sélectionner le mode de fonctionnement I ou II. La vanne de distribution d'air peut être contrôlée d'une manière automatique en fonction de la température de l'air ambiant pour permettre le passage entre les deux modes I et II.

Cependant, la température ambiante élevée dans les zones chaudes et/ou sahariennes affecte également d'autres éléments de la machine, notamment l'adsorbeur durant la phase d'adsorption. Ainsi, le principal inconvénient du system 'machine frigorifique à adsorption /aéro-refroidisseur géothermal', décrit dans la publication [86], est qu'il ne concerne pas l'adsorbeur; ce qui rend la machine incapable de produire le froid durant la période nocturne.

Tel que représenté sur la Figure 2.6, le dispositif permet le couplage d'une machine frigorifique à adsorption à un aéro-refroidisseur géothermal. L'exemple de la Figure 2.3 montre la machine frigorifique à adsorption qui comprend : un adsorbeur 1 ; un condensateur à air 2, généralement sous forme d'un échangeur de chaleur à batterie à ailettes ; un évaporateur 3 installé dans une enceinte frigorifique 11 ; un jeu de vannes 8, 9 et 10 reliant respectivement les composantes 1 à 2 ; 2 à 3 et 3 à 1 de la machine frigorifique.

L'aéro-refroidisseur géothermal, peu profond comme l'exemple de la Figure 2.6, comprend : un échangeur air-sol 4, un filtre à air 12, un ventilateur 7 aspirant l'air géothermal, une vanne de distribution d'air 6 et un diffuseur d'air 5 refoulant l'air géothermique vers l'entrée du condenseur 2.

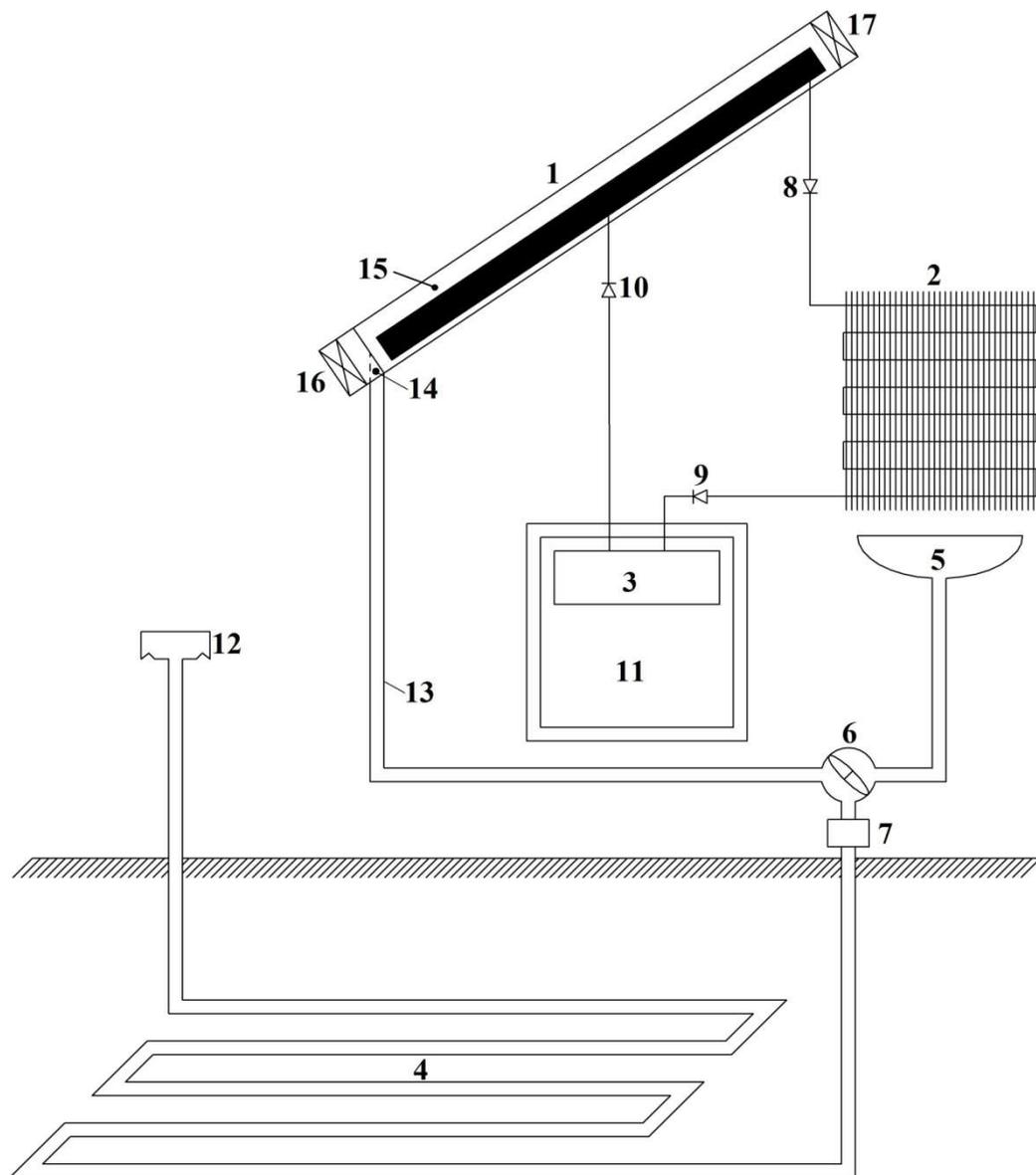


Figure 2. 3 Une machine frigorifique à adsorption, fonctionnant par une source solaire, couplée à un aéro-refroidisseur géothermal [87].

Le dispositif de couplage ‘machine frigorifique / aéro-refroidisseur’ de la présente invention est composé des nouveaux éléments suivants : i) Un raccord 13 assurant la liaison entre l’échangeur géothermal air-sol 4 et l’adsorbeur 1 via la vanne de distribution d’air 6 ; ii) Un diffuseur/mélangeur d’air 14 refoulant l’air géothermique vers l’entrée du canal d’air 15 de l’adsorbeur 1 ; iii) Deux mécanismes, manuels et/ou automatiques, d’entrée et de sortie d’air 16 et 17 du canal 15. Ainsi, le dispositif de couplage de la présente invention travaille en intermittence avec le system ‘échangeur géothermal air-sol /

condenseur' en permettant d'améliorer le couplage cité notamment par le refroidissement de l'adsorbeur 1 d'une manière : a) classique par convection naturelle ou forcée en utilisant l'air ambiant ; b) par l'air géothermique selon l'invention; et c) par le mélange de l'air ambiant et l'air géothermique selon l'invention.

La présente invention vise à remédier aux inconvénients du system 'machine frigorifique à adsorption / aéro-refroidisseur géothermal' connu de l'art antérieur. Plus particulièrement, la présente invention vise à prévoir l'ajout de nouveaux éléments à la machine frigorifique à adsorption, assurant les deux fonctions suivantes : i) Relier l'échangeur géothermal air-sol avec l'adsorbeur. Ce nouveau couplage travaille en intermittence avec le system 'échangeur géothermal air-sol / condenseur' ; et ii) Permettre le refroidissement de l'adsorbeur selon les trois possibilités suivantes : a) classique par convection naturelle ou forcée en utilisant l'air ambiant ; b) par l'air géothermique ; et c) par le mélange de l'air ambiant et l'air géothermique. Ainsi, les nouveaux éléments permettront d'améliorer le rendement, d'étendre les limites de fonctionnement et de résoudre le problème de dysfonctionnement des machines frigorifiques à adsorption durant les périodes chaudes et/ou caniculaires, notamment lorsque la température ambiante dépasse les limites de fonctionnement de l'adsorbeur.

4 Conclusion

L'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air dans les régions chaudes et sèches montre que plusieurs techniques peuvent être utilisées pour améliorer la performance des échangeurs de chaleur dans ces régions. Ces différentes techniques peuvent contribuer à améliorer le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air dans les régions chaudes et sèches, permettant ainsi d'obtenir une meilleure performance et une plus grande efficacité énergétique.

Chapitre 3 : Conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption

1 Introduction

La conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol revêt une importance particulière dans les machines frigorifiques solaires à adsorption, qui utilisent l'énergie solaire pour produire du froid. Les échangeurs de chaleur air/sol permettent en effet de transférer la chaleur du fluide de travail à l'air ambiant, ce qui constitue une étape clé du processus de production de froid. Dans ce chapitre, nous nous intéresserons à la conception thermique de ces échangeurs de chaleur, en examinant les différents paramètres qui influencent leur efficacité, tels que la géométrie de l'échangeur, et les conditions de fonctionnement. Nous passerons également en revue les méthodes de simulation et de modélisation qui permettent d'optimiser la conception de ces échangeurs de chaleur, en vue d'améliorer leur rendement et leur efficacité énergétique.

2 Description du modèle GRBM

Le GRBM est un modèle semi-analytique développé puis amélioré par l'équipe de recherche du Laboratoire d'ingénierie de l'énergie et des matériaux. Ce modèle estime la température de l'air passant à l'intérieur de l'échangeur et du sol environnant le long de l'échangeur en utilisant les paramètres i pour la longueur, j pour le rayon et k pour le temps comme le montre la figure 3.1. La température du sol est calculée le long de l'échangeur à différentes positions dans la direction radiale, et à différents moments (Eq. 1), en utilisant l'équation de la température de l'air (Eq. 2), qui à son tour est calculée à chaque position à l'intérieur de l'échangeur et à différents moments après avoir calculé la résistance thermique totale entre l'air, les tuyaux et la couche de sol. Les propriétés thermiques physiques de l'air qui changent avec la température sont données dans le tableau 3.1.

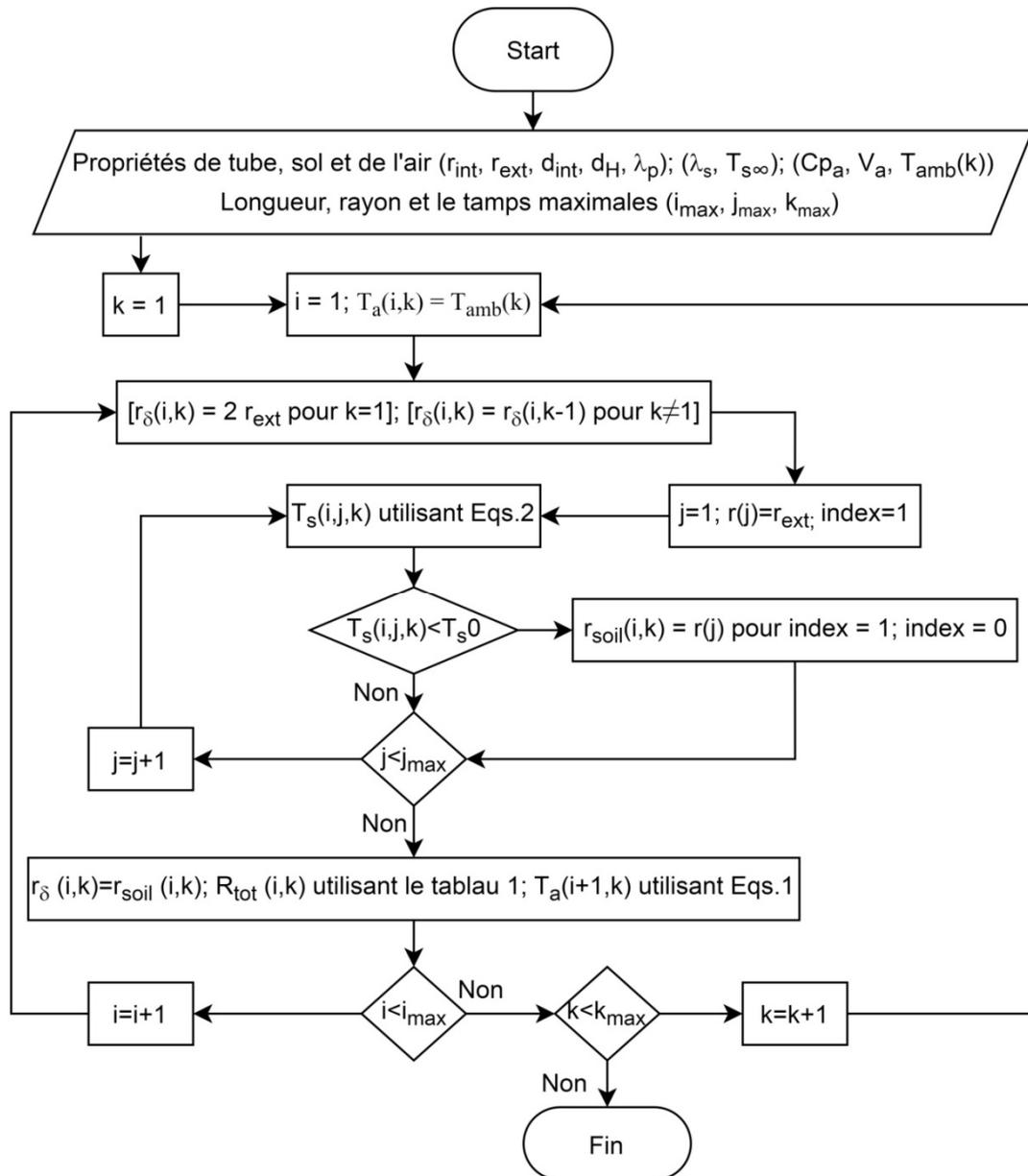


Figure 3. 1 Organigramme détaillé du modèle GRBM où i, j, k sont respectivement la longueur, le rayon et les pas de temps.

Tableau 3. 1 Méthode de calcul du R_{tot}

Équation de paramètre	Référence
$\mu_a(i, k) = 10^{-5} (0.0046 \times T_a(i, k) + 1.7176)$	[91]
$\rho_a(i, k) = 353 / (T_a(i, k) + 273)$	
$v_a(i, k) = \mu_a(i, k) / \rho_a(i, k)$	
$\lambda_a(i, k) = 7.57 \times 10^{-5} T_a(i, k) + 0.0242$	

$$\begin{aligned}
Pr(i,k) &= \mu_a(i,k) \times Cp_a / \lambda_a(i,k) \\
Re(i,k) &= V_a \cdot d_H / \nu_a(i,k) \\
Nu(i,k) &= 0.023 Re(i,k)^{0.8} Pr(i,k)^{0.3} \\
h_a(i,k) &= Nu(i,k) \cdot \lambda_a(i,k) / d_{int} \\
R_{cv}(i,k) &= 1 / (h_a(i,k) 2\pi r_{int}) \\
R_p &= \log(r_{ext}/r_{int}) / (2\pi \lambda_p) \\
R_s(i,k) &= \log(r_{\delta}(i,k) / r_{ext}) / (2\pi \lambda_s) \\
R_{tot}(i,k) &= R_{cv}(i,k) + R_p + R_s(i,k)
\end{aligned}
\tag{92}$$

La température de l'air est donnée comme suit [92]:

$$T_a(i,k) = (T_a(i,k) - T_{s\infty}) \times \exp(-1/\rho_a(i,k) Cp_a \pi_{int}^2 V_a R_{tot}(i,k)) + T_{s\infty} \tag{1}$$

Les températures transitoires du sol entourant le tuyau peuvent être écrites comme [92]:

$$T_s(i,j,k) = \frac{2(T_a(i,k) - T_{s\infty})}{r_{\infty}^2 \log\left(\frac{r_{\delta}(i,k)}{r_{ext}}\right)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\alpha_s \beta_n^2 k}}{\beta_n^2} \frac{J_0(\beta_n) J_0(\beta_n r_e)}{J_1^2(\beta_n r_{\infty})} + T_{s\infty} \tag{2}$$

3 Validation avec des expérimentations à court terme

Le banc d'essai expérimental est monté à l'Université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de quatre voies d'une longueur totale d'environ 53 m et d'un diamètre intérieur de 110 mm. qui est placé à une profondeur de 3 m sur le site de Biskra[92]. Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m. Le tableau 3.2 montre une série de mesures sur cinq mois pour différentes conditions et durées de fonctionnement.

Tableau 3. 2 paramètres des études expérimentales A de [92]B à G de [93].

Série de mesures	A	B	C	D	E	F	G
jj/mm/2013	02/05	27/05	03/06	20/06	23-25/07	04-07/08	15-19/09
Heure de début (hh :mm)	09:45	08:30	09:00	08:30	09:30	09:30	10:30
t _{max} (h)	6	6	6	6	42	66	66
T _{s∞} (°C)	21.9	23.1	23.6	24.7	26.9	27.6	28.9
Δt (h)	¼	¼	¼	¼	1	1	1
V _a (m/s)	3.5	4.5	4.5	3.5	2	3.5	4.5

Tableau 3. 3 Principales caractéristiques et spécifications techniques utilisées dans le montage expérimental ECAS

Matériau du Pipe	PVC
Longueur de Pipe, m	47
Profondeur de l'échangeur, m	3
Diamètre intérieur du Pipe, m	0.11
Épaisseur du Pipe, m	0.0025
Conductivité thermique du Pipe, W/m.K	0.16
Diffusivité thermique du sol, m ² /s	0.62x10 ⁻⁶
Conductivité thermique du sol, W/m.K	1.5

3.1 Effet du pas de temps (Δt)

Les figures 3.2, 3.3 représentent que les courbes de température ont des profils similaires pour les pas de temps 15 min, 1h, 2h, 3h tout en enregistrant une différence notable avec 6h. Cela revient au fait que des pas de temps relativement importants altèrent la capacité du GRBM à prédire la température de l'air, d'une certaine manière, il y a une perte d'information sur les états thermiques du sol. Ce dernier va nécessairement induire l'augmentation des erreurs relatives (ER%) pendant le calcul.

Les figures 3.4, 3.5, 3.6 indiquent l'erreur relative moyenne (ERM%) entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux à chaque point de mesure, pendant six heures de travail continu. Cependant, l'erreur relative (RE%) est calculée avec différents pas de temps (15 minutes, 1, 2, 3 et 6 heures) tout en fixant le reste des paramètres de la même manière au cours des différentes simulations ($\Delta r=0.01m$, $\Delta x=0.01m$ et racines=10). Comme le montre les figures 3.4, 3.5, 3.6, plus le pas de temps est affiné, plus l'erreur relative moyenne (ERM%) est minimale. En termes d'erreur relative moyenne globale (ERMG%), les figures 3.7, 3.8, 3.9 expriment explicitement que des pas de temps de 15 min à 1 heure sont plus adaptés à la mise en œuvre du modèle GRBM.

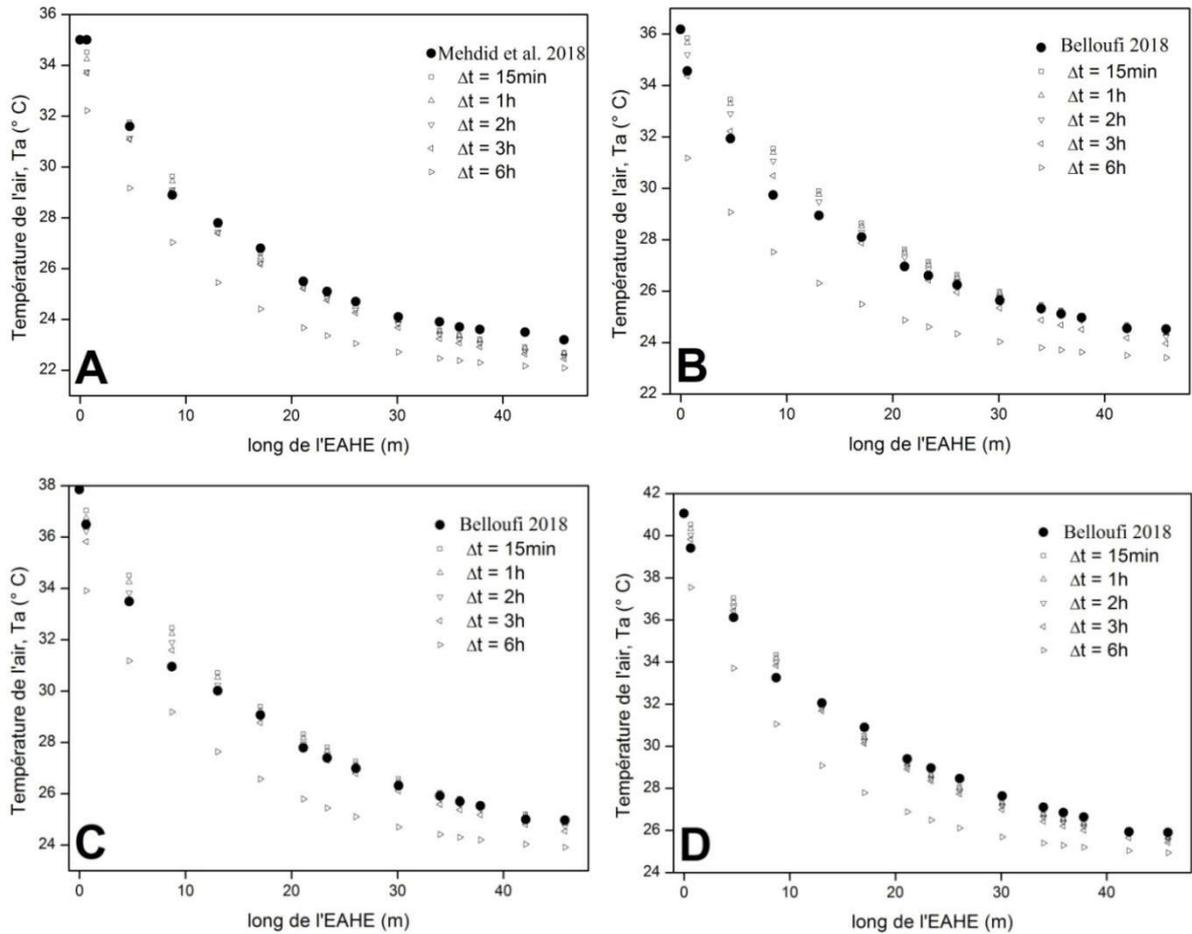


Figure 3. 2 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (modèle GRBM) pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et les mesures expérimentales après six heures de fonctionnement continu.

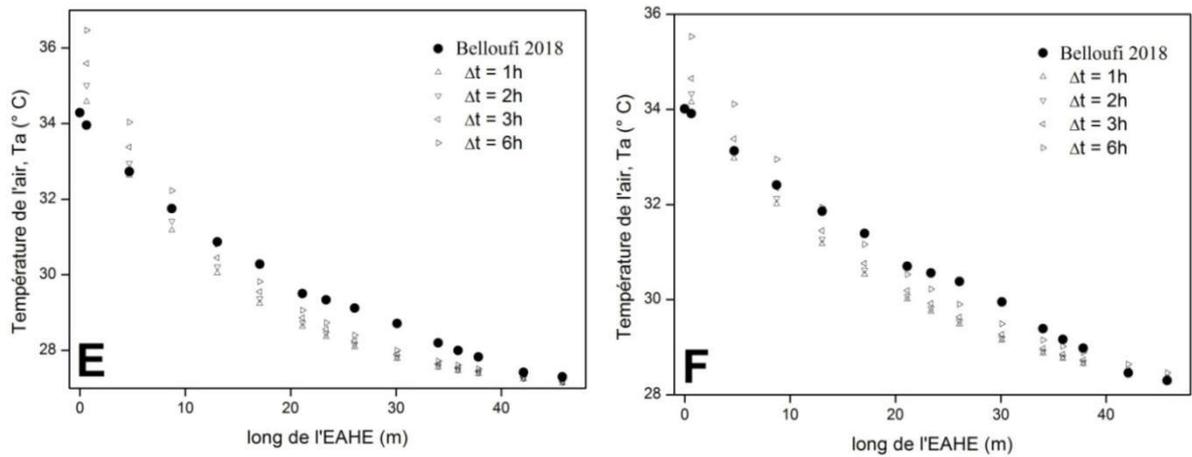


Figure 3. 3 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (modèle GRBM) pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les mesures expérimentales après 42 (E) et 66 (F) heures de fonctionnement continu

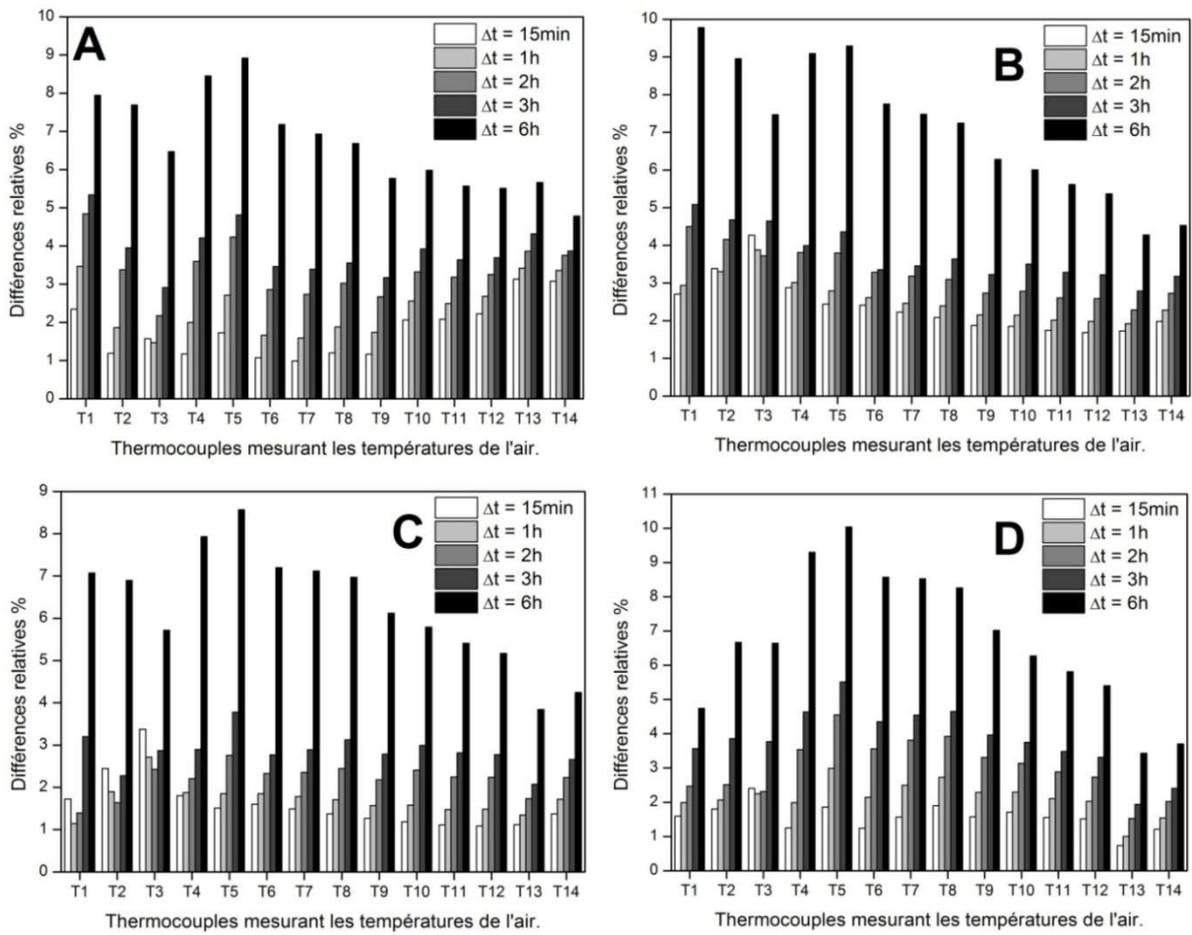


Figure 3. 4 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (A,B ,C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de continu travail

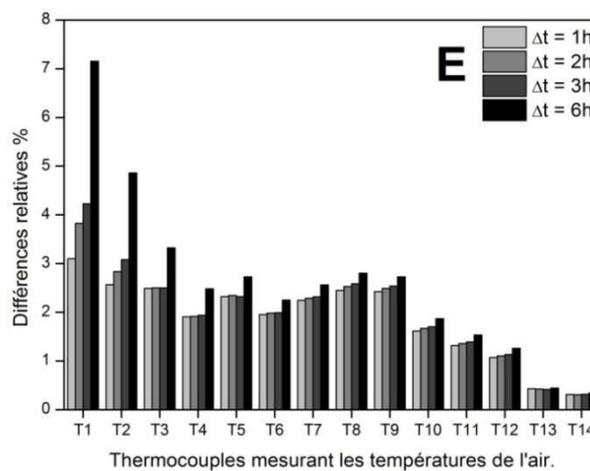


Figure 3. 5 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu

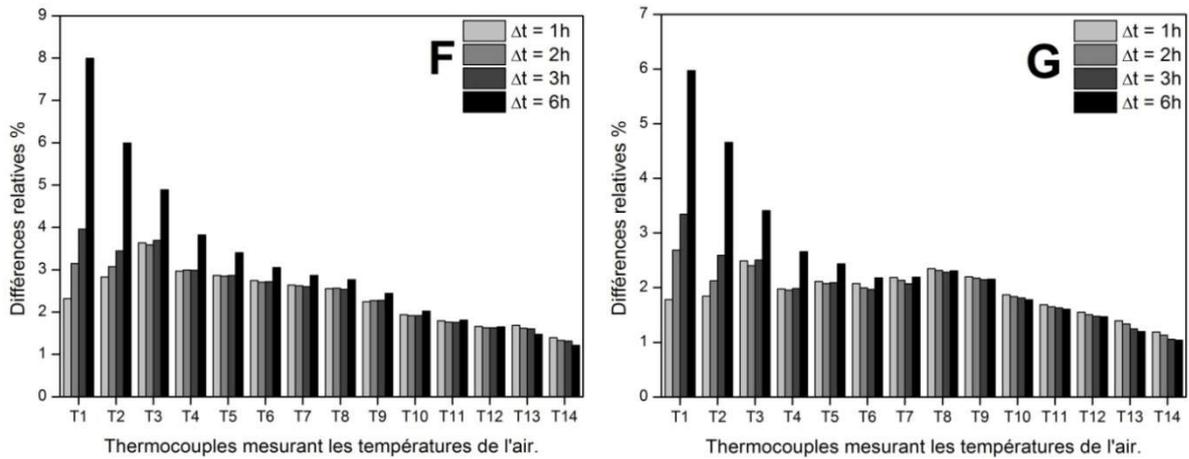


Figure 3. 6 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de temps 1, 2, 3 et 6 (h) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de continu travail

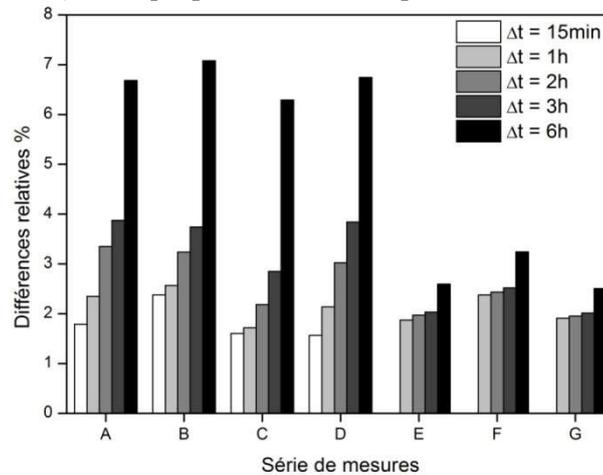


Figure 3. 7 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux pour les pas de temps 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu

3.2 Effet du pas de rayon (Δr)

Les figures 3. 8; 9; 10. montre la moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux pour les séries de mesures (A, B, C, D, E, F et G) à chaque point de mesure. A partir de les figures 3. 8; 9; 10, on peut voir que la différence relative est pratiquement la même pour les différents pas de rayon tout en fixant le reste des paramètres lors des différentes simulations ($\Delta t = 1h$, $\Delta x = 0,01m$ et racines = 10). Par conséquent, le pas de rayon n'a pas d'effet significatif sur le modèle GRBM. Néanmoins, il est clair que le raffinement dans le calcul de la distribution radiale de la température du sol permet une compréhension aisée du comportement thermique du sol.

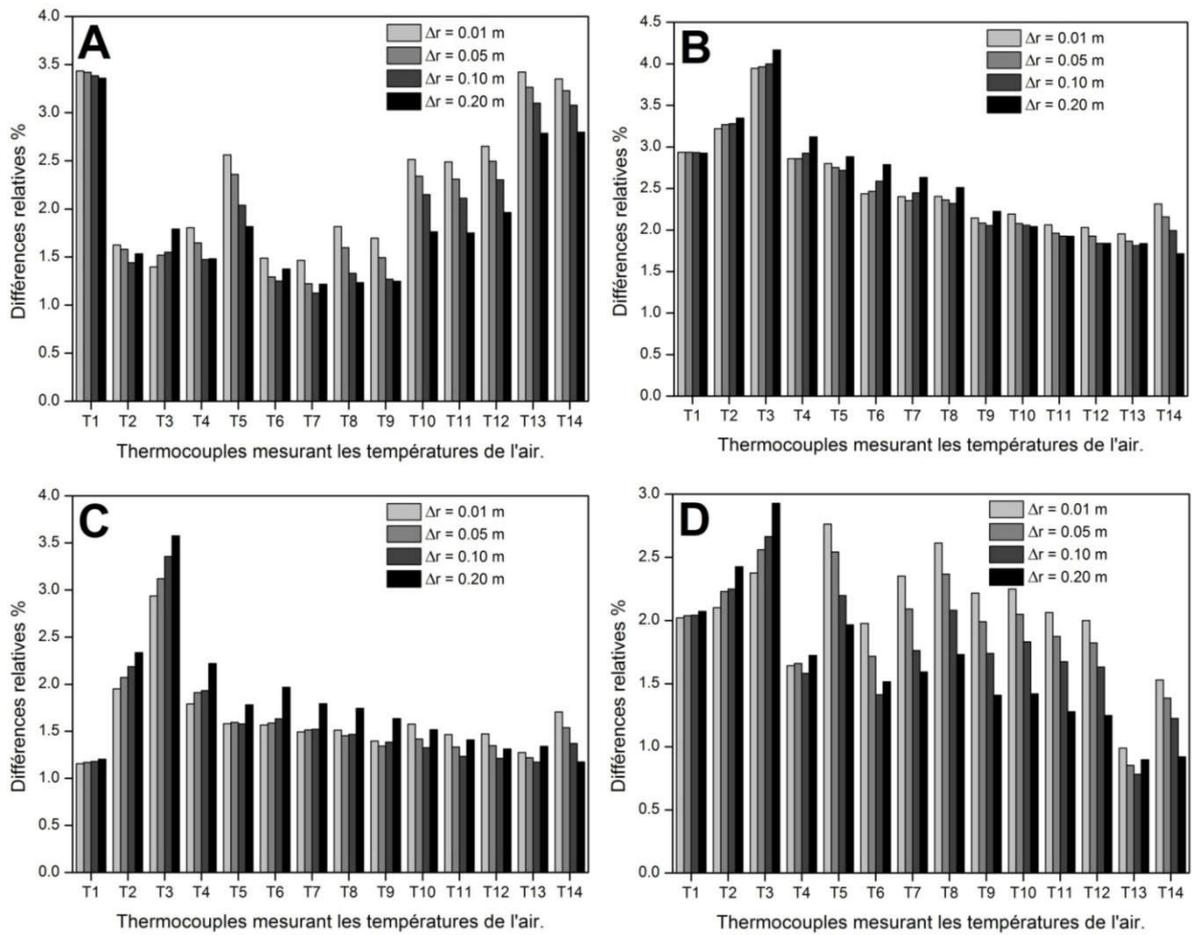


Figure 3. 8 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (A,B ,C et D) à chaque point de mesure après six heures de travail continu

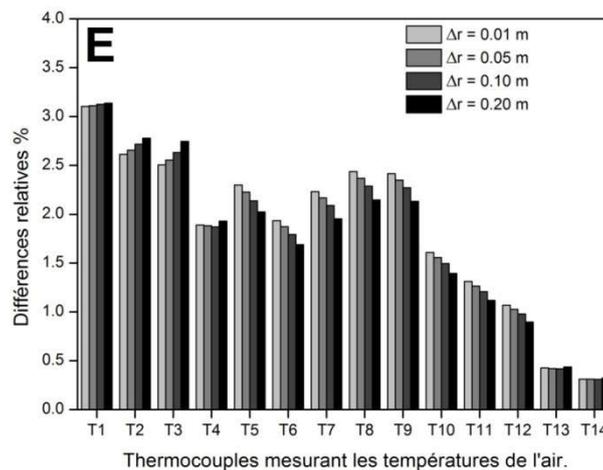


Figure 3. 9 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu

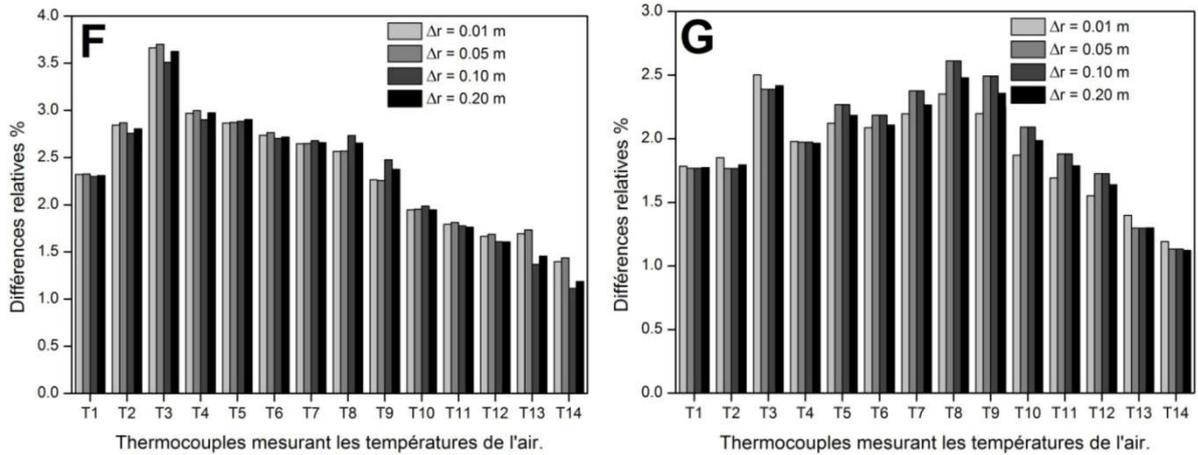


Figure 3. 10 La moyenne de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de travail continu

La figure 3.11. illustre la moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air calculée par le modèle GRBM et les mesures expérimentales pour différentes étapes de rayon Δr (0,01, 0,05, 0,10, 0,20 m) et chaque série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G), voir tableau 3.2. On observe à partir les résultats de la figure 6 que quelle que soit la durée de l'opération (6, 42 ou 66 heures) et quel que soit le pas de rayon utilisé dans la modélisation, l'écart relatif est toujours moins de 2,5%, ce qui implique que le pas de rayon n'a aucun effet sur la stabilité du modèle GRBM.

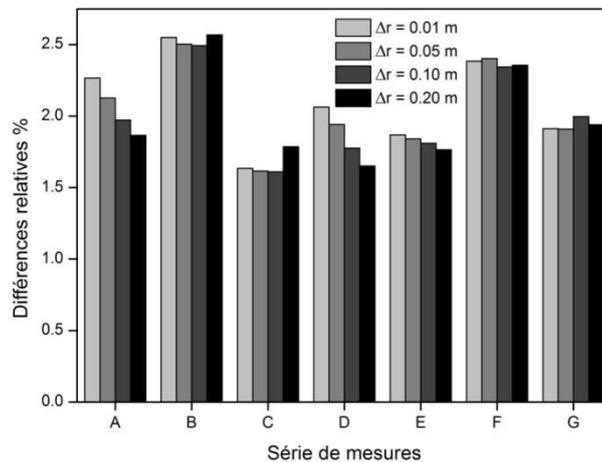


Figure 3. 11 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux pour les pas de rayon 0,01, 0,05, 0,10, 0,20 (m) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu

3.3 Effet du pas (Δx)

Pour analyser l'effet de l'étape de couche, différentes couches d'étape (0,01 m, 1 m, 5 m, 10 m) ont été implémentées dans le modèle GRBM. Les figures 3.12 ; 13 ; 14. montre l'évolution de la température de l'air le long de l'ECAS pour les étapes de couche susmentionnées après l'exécution du code GRBM. Comme on peut le voir sur les figures 3.12 ; 13 ; 14. et en réglant le reste des paramètres lors des différentes simulations ($\Delta t = 1h$, $\Delta r = 0,01m$ et racines = 10), les profils de température de l'air se superposent parfaitement quel que soit le pas de couche Δx , ce qui explique la stabilité du modèle GRBM. Ce résultat est dû au fait que l'aspect analytique du modèle est plus présent que le côté numérique et de plus en plus dominé dans le modèle GRBM.

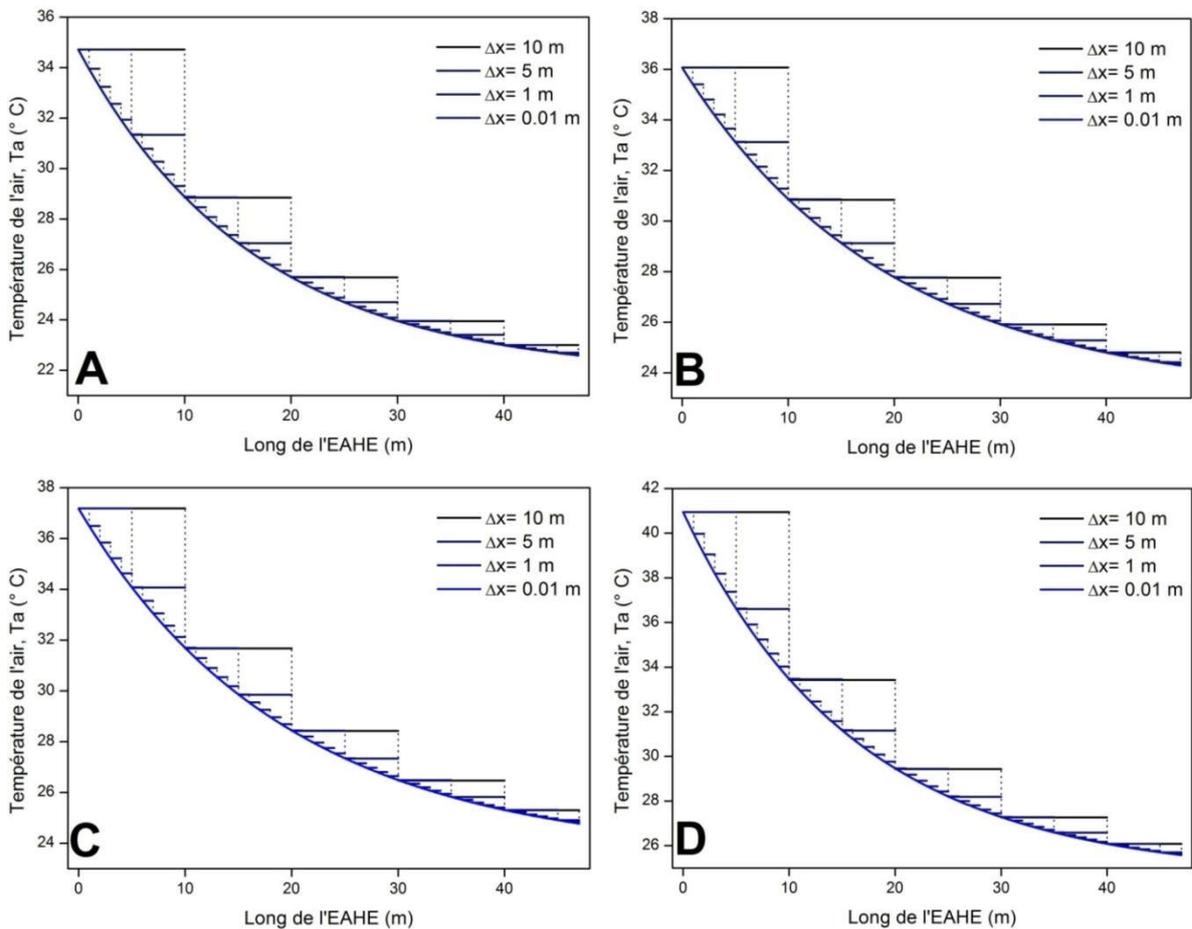


Figure 3. 12 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (A, B, C et D) après 6 heures de travail continu

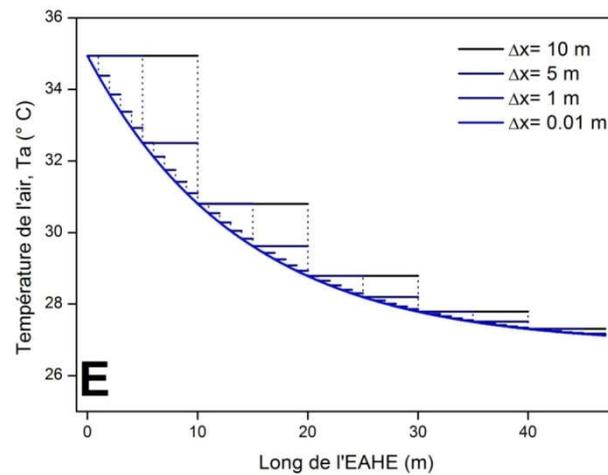


Figure 3. 13 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (E) après 42 heures de travail continu

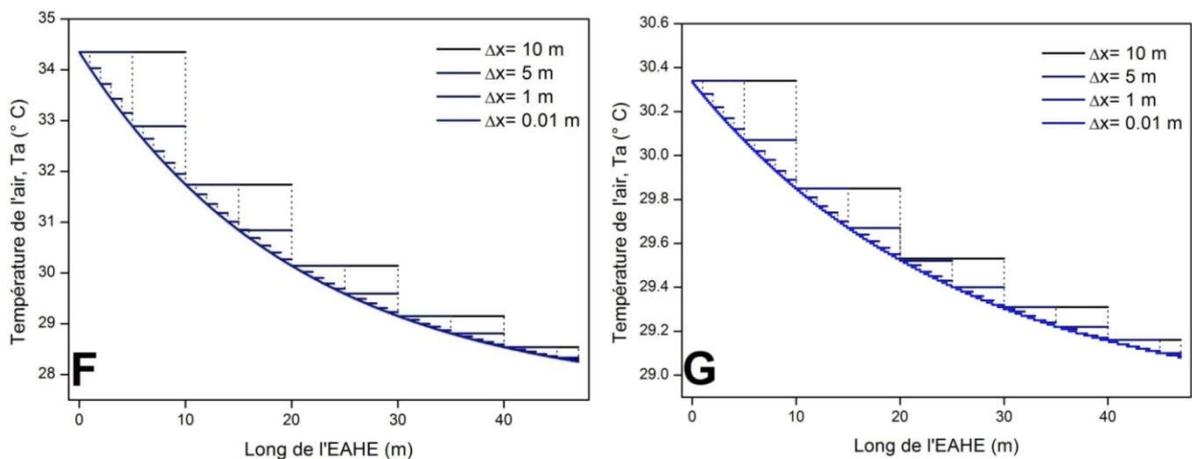


Figure 3. 14 Température de l'air le long de l'ECAS avec différents pas 0,01, 1, 5, 10 (m) pour une série de mesures (F et G) après 66 heures de travail continu

3.4 Effet du nombre de racines

Afin de s'assurer que le modèle GRBM est indépendant du nombre de racines positives de la fonction de Bessel, nous avons choisi différents nombres de racines (10, 30, 50, 90, 150) et comparé les résultats obtenus avec les points expérimentaux et pour chaque série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G), voir les figures 3.15 ;16 ;17., 3.18. D'après les résultats des figures 3.15 ;16 ;17. et 3.18., il apparaît que l'utilisation de nombres de racines différents lors du réglage du reste des paramètres lors des différentes simulations ($\Delta t = 1h$, $\Delta r = 0,01m$ et $\Delta x = 0,01m$) ne perturbe pas la solution, bien au contraire, le modèle GRBM préserve sa convergence sans altérer l'exactitude de la solution (figures 3.15 ;16 ;17 ;18) . Cependant, en termes de précision, il est recommandé d'augmenter le nombre de racines pour obtenir des solutions raffinées.

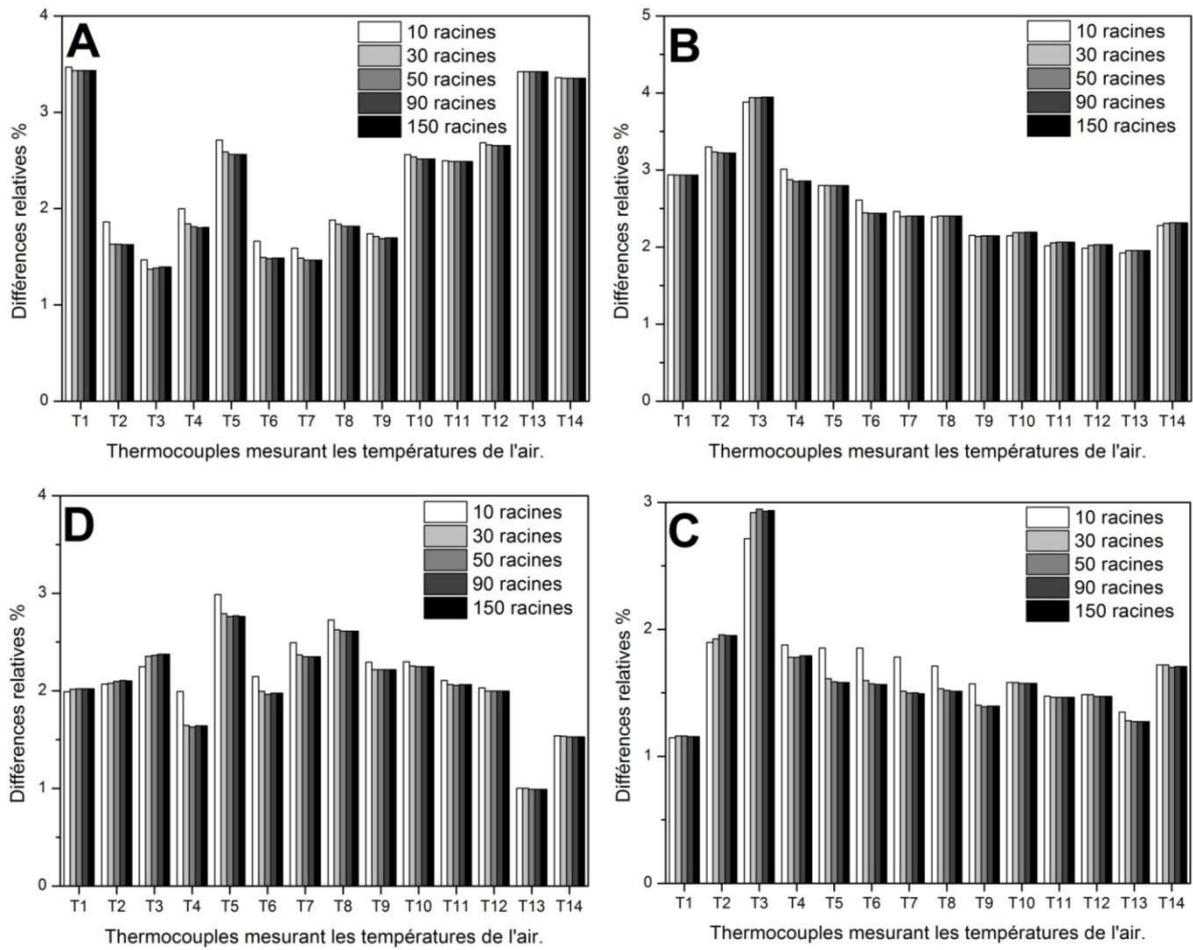


Figure 3. 15 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (A, B, C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de continu travail

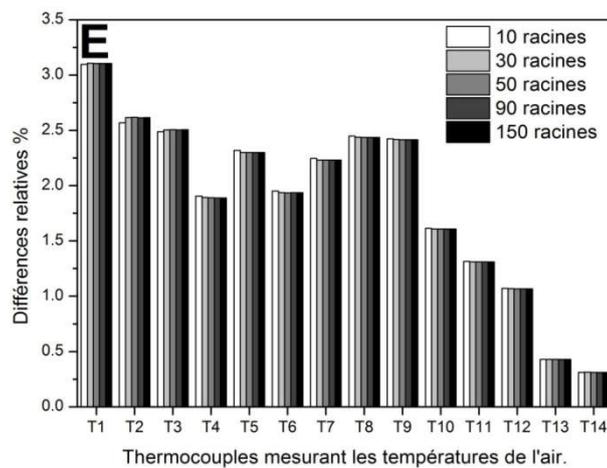


Figure 3. 16 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de continu travail

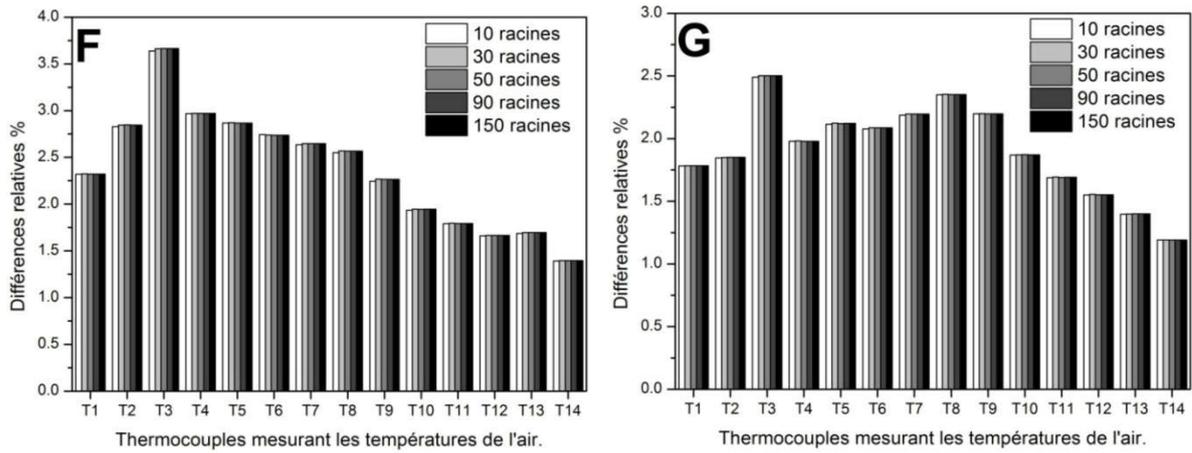


Figure 3. 17 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux d'une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de continu travail

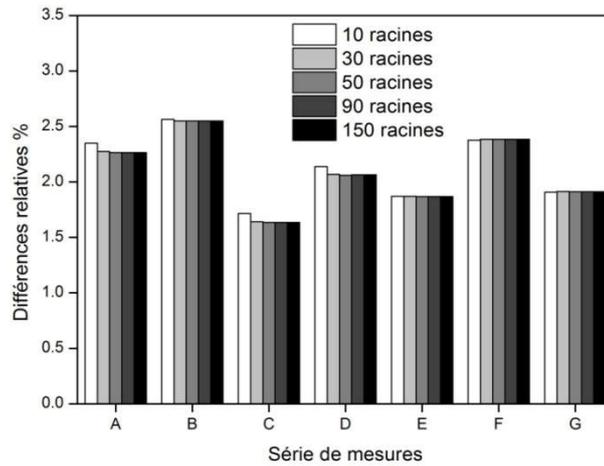


Figure 3. 18 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement 6, 42 et 66 heures de travail continu

3.5 Effet de la variation du rayon du sol circonvoisin (r_{∞})

La figure 3.19. représente la différence relative globale entre la température de l'air simulée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux à différents points de mesure. La température de l'air prévue est effectuée sous différents rayons du sol environnant 0,2, 0,4, 1,1, 1,5, 2 m après six heures de fonctionnement continu. De plus, l'influence du rayon du sol sur la stabilité du modèle GRBM doit être mieux appréciée, pour cela, le reste des paramètres du modèle sont définis conformément aux selon les

valeurs mentionnées dans le tableau 3.4 nommée valeur sélectionnée. Comme on peut le voir sur la figure 3.19., on constate que les rayons étudiés sont quasiment satisfaisants du fait que le maximum global de différence relative ne dépasse pas 5%. De même, l'intervalle [0,4 m-1,1 m] est le plus approprié pour des raisons de temps de calcul de simulation réduit restant dans la plage de six heures de fonctionnement continu.

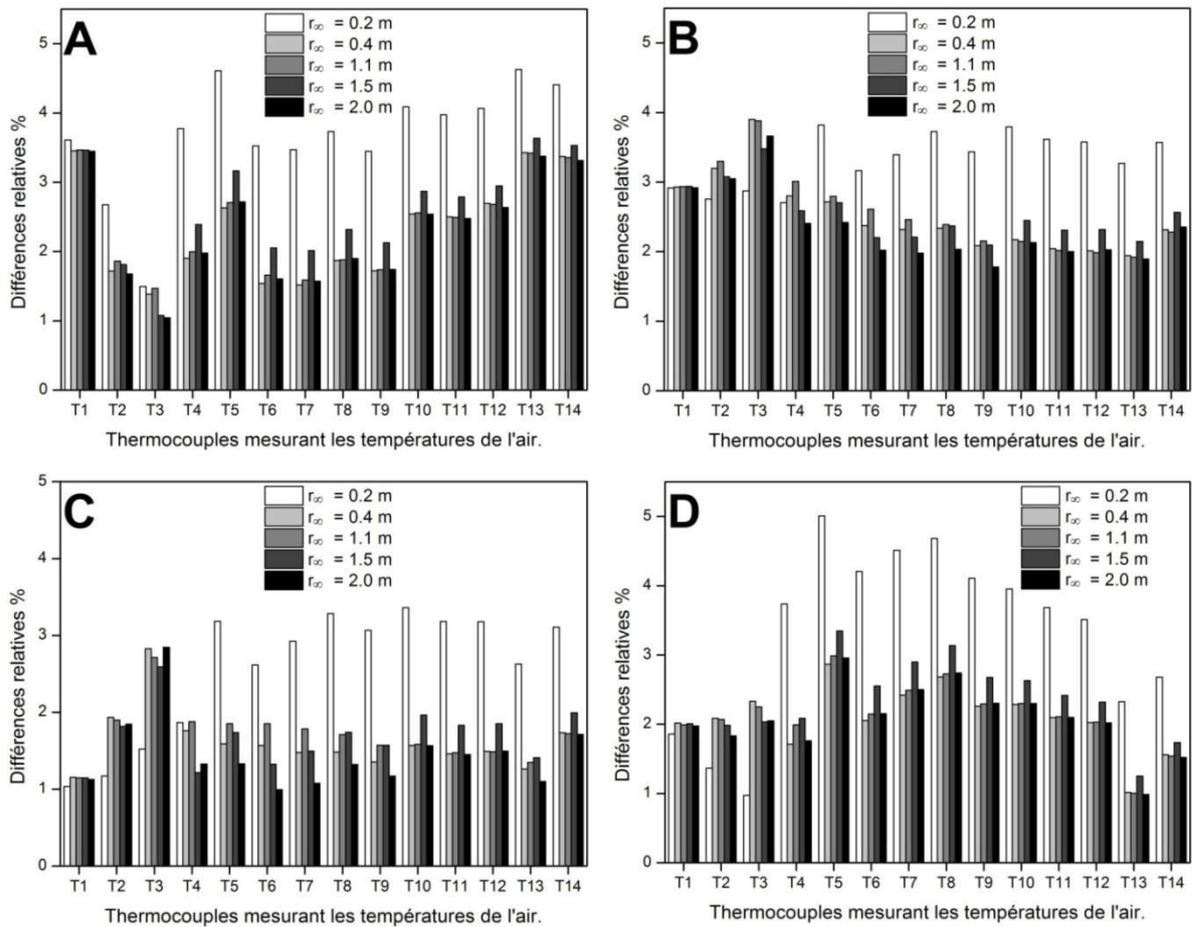


Figure 3. 19 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (A, B, C et D) à chaque point de mesure après 6 heures de travail continu

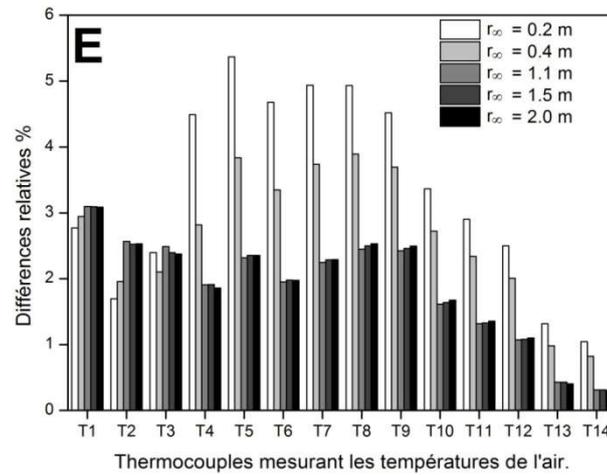


Figure 3. 20 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (E) à chaque point de mesure après 42 heures de travail continu

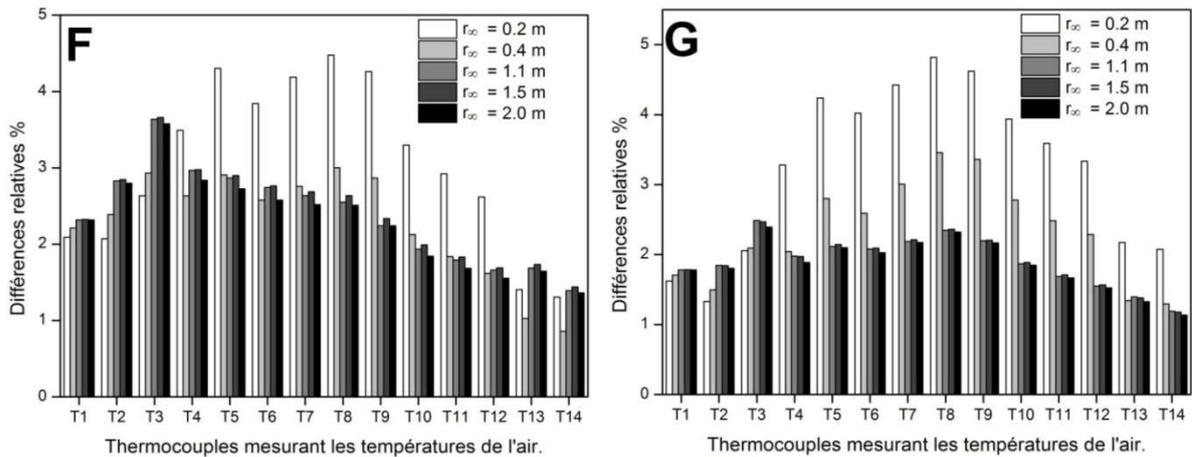


Figure 3. 21 La différence relative globale entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) et les résultats expérimentaux pour une série de mesures (F et G) à chaque point de mesure après 66 heures de travail continu

Sachant que le rayon du sol augmente progressivement avec le temps de fonctionnement, il était nécessaire d'inspecter minutieusement la validité de la plage de rayon. Pour ce faire, nous avons réalisé une analyse sur des campagnes de mesures d'heures de fonctionnement différentes. Plus de détails sont mentionnés dans le tableau 3.2. Selon la figure 3.22., la moyenne globale de la différence relative montre que bien que le petit rayon ait l'erreur maximale, il est toujours valide ($OMD < 4\%$). Ainsi que, encore une autre confirmation de la validité de l'intervalle [0,4 m-1,1 m], qui présente des résultats de performance plus similaires avec un rayon relativement grand.

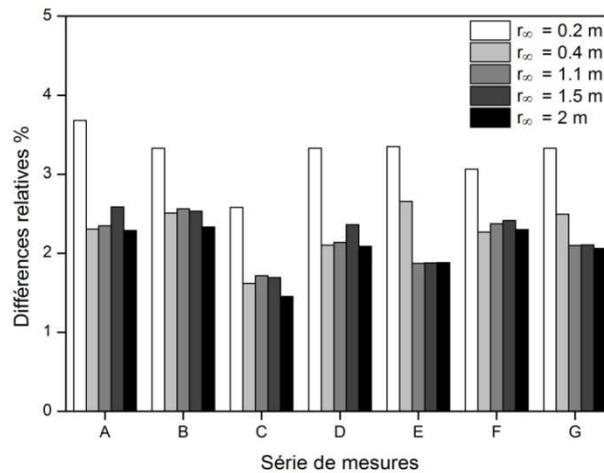
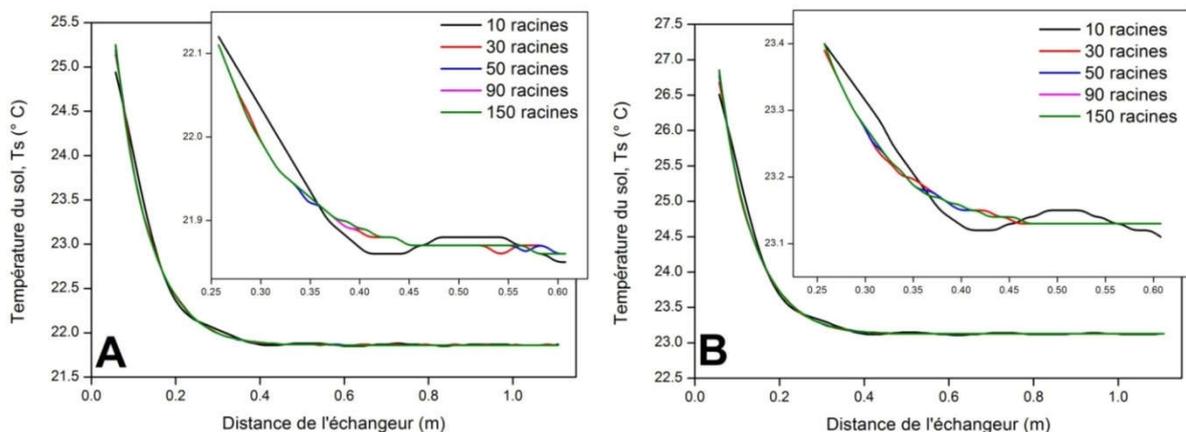


Figure 3. 22 La moyenne globale de la différence relative entre la température de l'air estimée à l'aide du modèle GRBM et les résultats expérimentaux utilisant un rayon de sol environnant différent 0.2, 0.4, 1.1, 1.5, 2 (m) pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F, G) après respectivement six, quarante deux et soixante six heures de travail continu

4 Profil de température du sol utilisant le modèle GRBM

Les figures 3. 22; 23; 24 présente la température radiale du sol autour de l'entrée du tube à 1m de l'entrée ECAS. La distribution de la température du sol est prédite par le modèle GRBM en utilisant différentes valeurs de racines 10, 30, 50, 90 et 150 tandis que les paramètres de repos sont tirés de la valeur sélectionnée présentée dans le tableau 3.4.



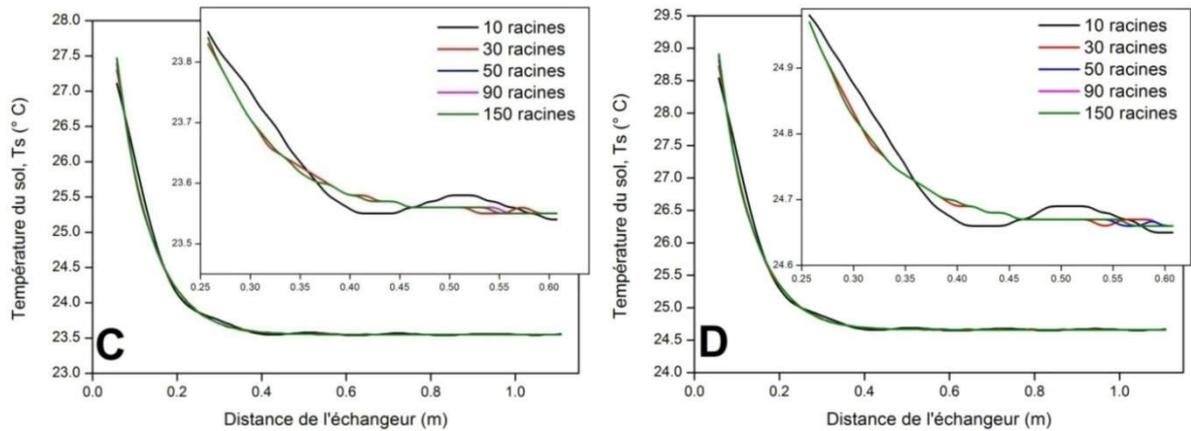


Figure 3. 23 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (A, B, C et D) après 6 heures de fonctionnement continu

En général, les profils de température sont acceptables avec peu de différence. En effet, un agrandissement est effectué dans l'intervalle 0,25 m -0,6m pour mieux égaliser l'influence des racines sur la solution semi-analytique. Notamment, on constate que les profils de température ont à l'identique la même forme avec des racines supérieures ou égales à 30, tandis que le profil tracé à 10 racines est peu perturbé. Ainsi, l'augmentation du nombre de racines contribue de manière significative à la stabilité de la solution analytique et offre des formes courbes parfaitement bonnes, alors que 30 racines est largement suffisante en termes de stabilité et présente la valeur optimale du point de vue de la réduction du temps de calcul.

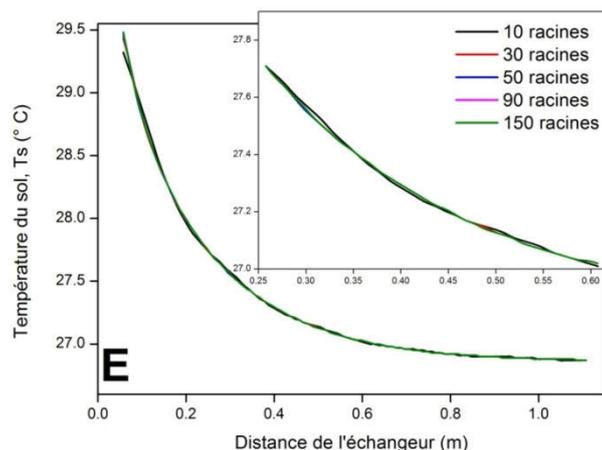


Figure 3. 24 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (E) après 42 heures de fonctionnement continu

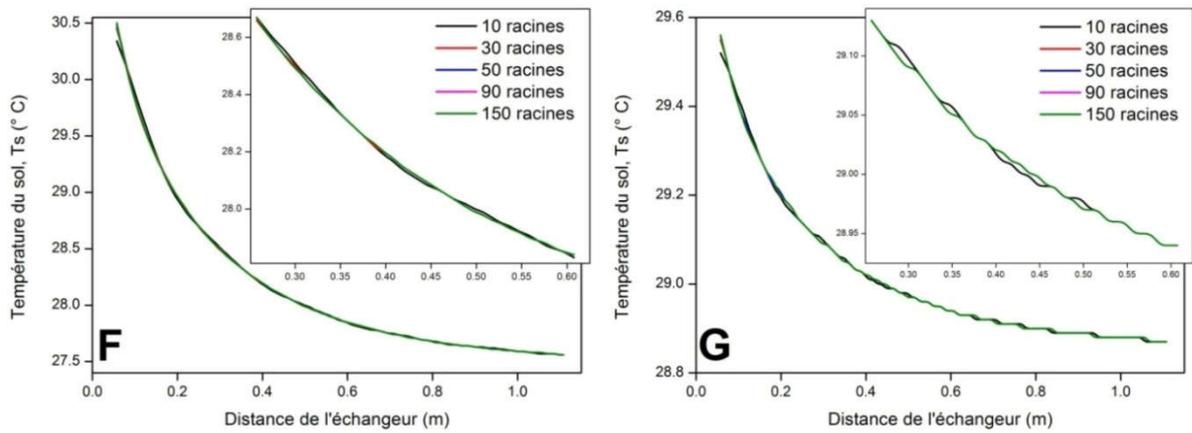


Figure 3. 25 Température radiale du sol à 1m de l'entrée ECAS pour une série de mesures (F et G) après 66 heures de fonctionnement continu

Les figures 3. 26, 27, 28 représentent l'évolution de la température de l'air prévue et les résultats expérimentaux le long de la conduite pour trois campagnes de mesures (A, B, C et D-E-F et G) réalisées sur le même appareil. En parallèle, il illustre le comportement du sol en traçant l'évolution de la température radiale du sol tout au long de la conduite. Comme on peut le voir sur la figure 13, on constate que les courbes du modèle GRBM sont assez cohérentes avec les données expérimentales ce qui ajoute une autre validation après la première[92, 94] et offre une confirmation au modèle GRBM dans le domaine de la conception ECAS. Ainsi, ces validations GRBM nous ramènent à étendre la portée du modèle à des échelles de temps courtes. En revanche, la figure 13 illustre les phénomènes de saturation des sols. Comme on peut le voir sur Les figures 3. 26, 27, 28., dans une dimension radiale, les couches de sol les plus proches du tuyau sont les plus affectées. En effet, à mesure que le temps de fonctionnement augmente, la perturbation du sol se propage à la fois radialement et longitudinalement en même temps. Par exemple, on note que le changement de température du sol atteint 10, 30 et 50 cm de distance de la surface de la conduite pour les campagnes de mesures A, E, F respectivement. Evidemment, la saturation du sol est plus signifiée pour la longue durée de fonctionnement. En outre, le profil de température de l'air à l'intérieur de l'ECAS suit généralement le profil de température radiale du sol le long de l'ECAS.

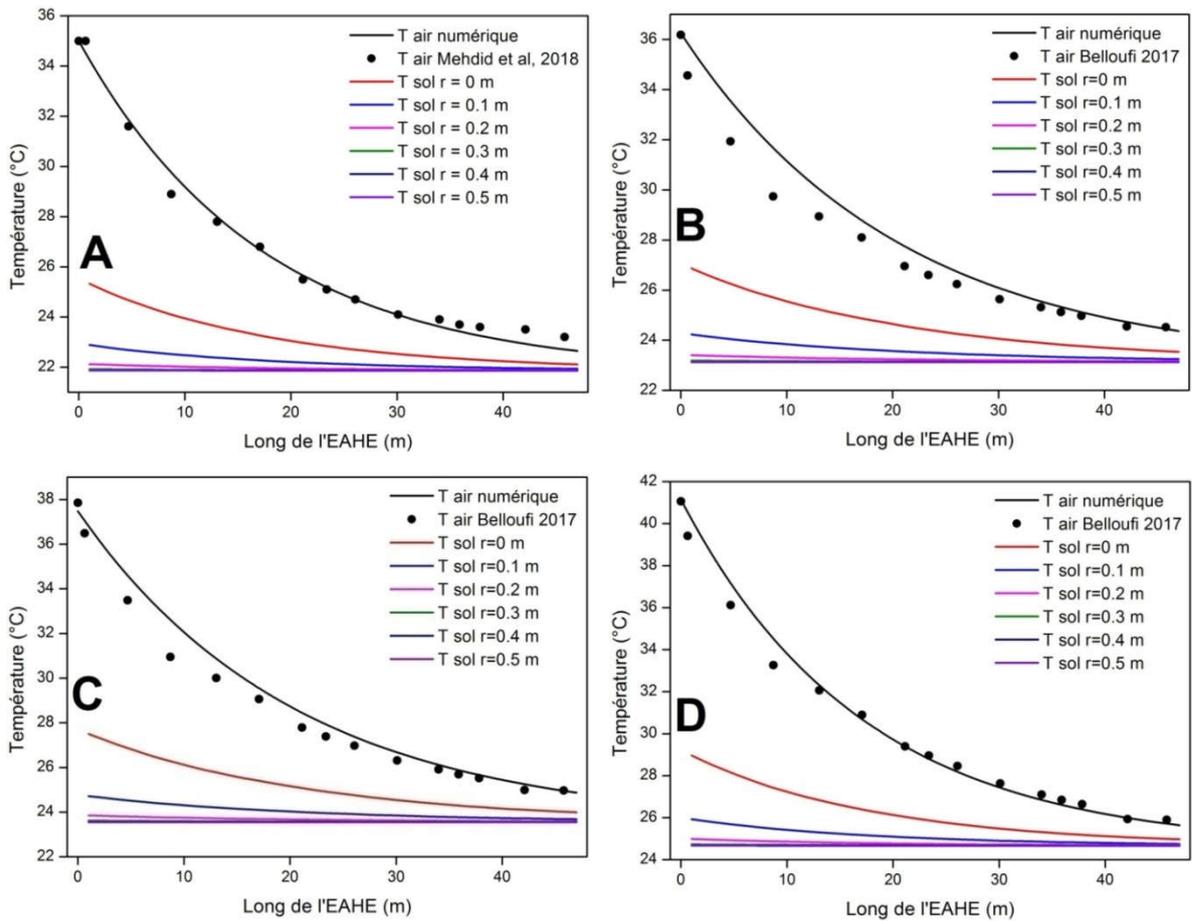


Figure 3. 26 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 6 heures de fonctionnement

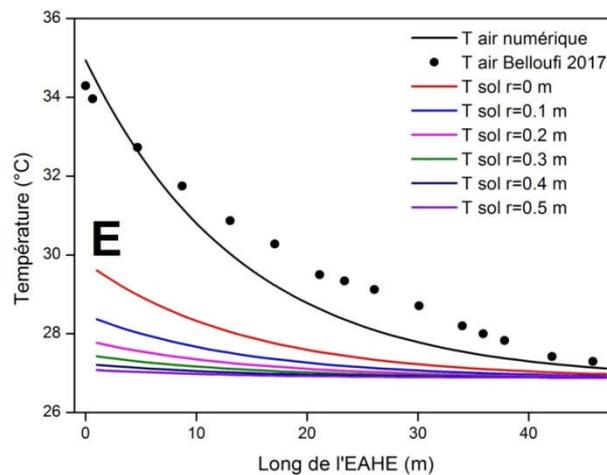


Figure 3. 27 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 42 heures de fonctionnement

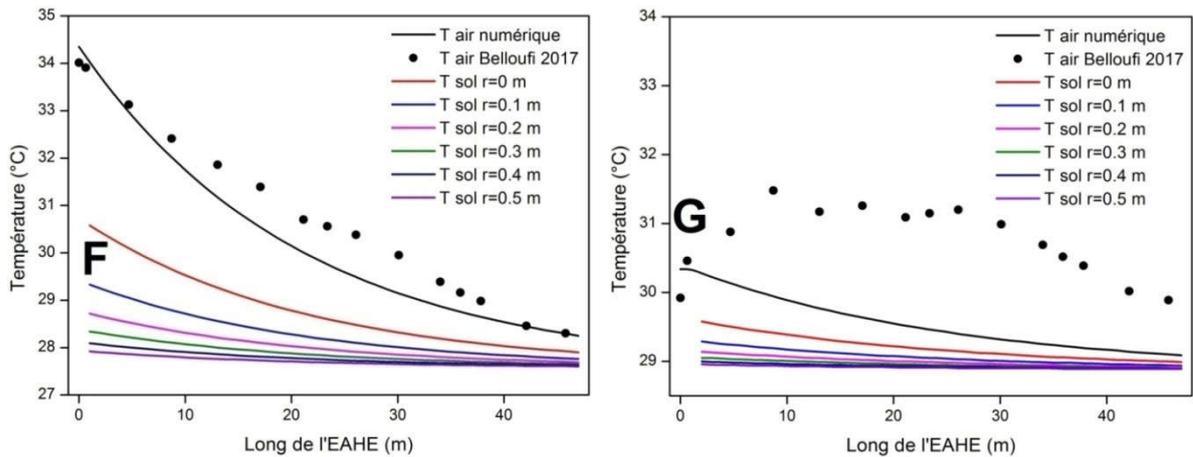


Figure 3. 28 Comparaison entre la température de l'air (modèle GRBM avec résultats expérimentaux) et la température du sol (modèle GRBM) des différentes distances le long du tube réalisée après 66 heures de fonctionnement

Les figures 3. 29; 30 ; 31. Englobe les campagnes de mesure de différentes heures de fonctionnement exprimées en trois dimensions (température-temps-distance radiale). Cette dernière rend le comportement du sol plus explicite tout en illustrant les phénomènes de saturation et de déchargement des sols. La figure décrit la variation de la température du sol dans la dimension radiale au cours du temps fonctionnant à 1 m de l'ECAS. Les températures du sol ont été simulées par le modèle GRBM sous la valeur choisie, sauf que la figure 3.29 a seulement subi une modification du paramètre de temps (15 min). Conformément à la figure 14, la première constatation est que la température du sol varie constamment avec le temps de fonctionnement de la figure 3.29. et suite à la sollicitation externe (la température de l'air d'admission) les figures 3.30 et 3.31 dans un second temps. Ensuite, la durée de fonctionnement et la température de l'air d'admission régissent la résistance thermique du sol. En utilisant le concept de rayon du sol r_s défini par Amar et al [94], on constate que le rayon du sol atteint 40 cm après six heures de fonctionnement continu.

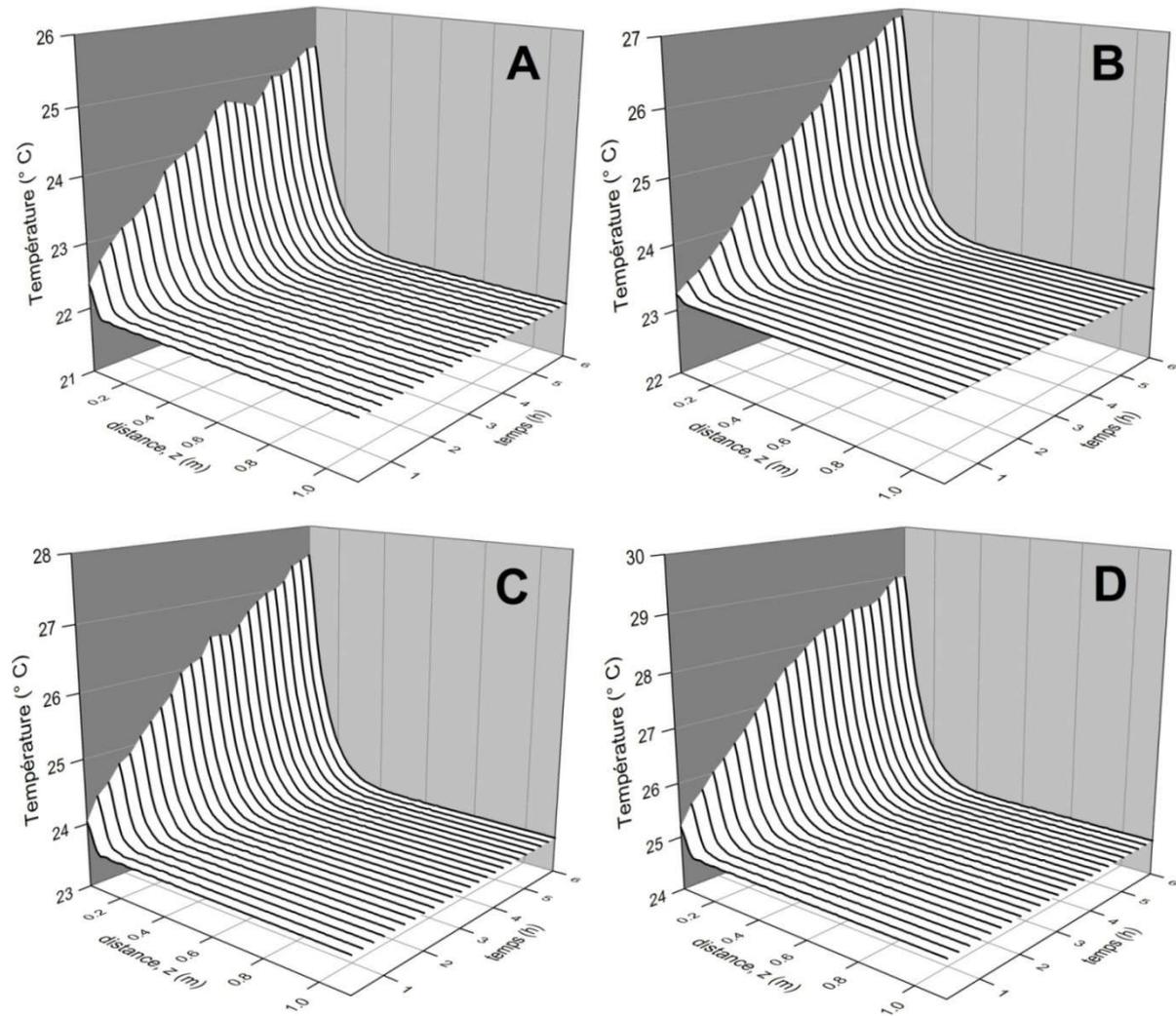


Figure 3. 29 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 6 heures de fonctionnement

Cependant, la figure 3.30 montre deux cycles de chargement thermique du sol et de récupération (déchargement). Dans le premier cycle, le rayon du sol (r_{δ}) est d'environ 50 cm après 12 heures de fonctionnement continu puis descend vers 30 cm après 21 heures correspondant à 9 heures de récupération. De même, dans le deuxième cycle, le rayon du sol augmente de 45 cm ce qui correspond à $r_{\delta} = 75$ cm après 12 heures de chargement continu (33 heures) puis descend de 15 cm ce qui correspond à $r_{\delta} = 60$ cm après 9 heures de continu récupération (42 heures). De plus, il est à souligner que le taux d'augmentation du rayon du sol (r_{δ}) par rapport à l'opération de chargement est significativement supérieur (40%) à celui du taux d'amortissement du rayon du sol lors du processus de récupération au premier cycle, après cela, la différence devient de l'ordre de 66,66% au deuxième cycle. C'est-à-dire que la charge du sol domine notamment la récupération du sol sur une courte

échelle de temps. Sans aucun doute, il y a une dépréciation sur le taux d'augmentation due à la fois à la saturation thermique du sol et à l'inertie thermique du sol.

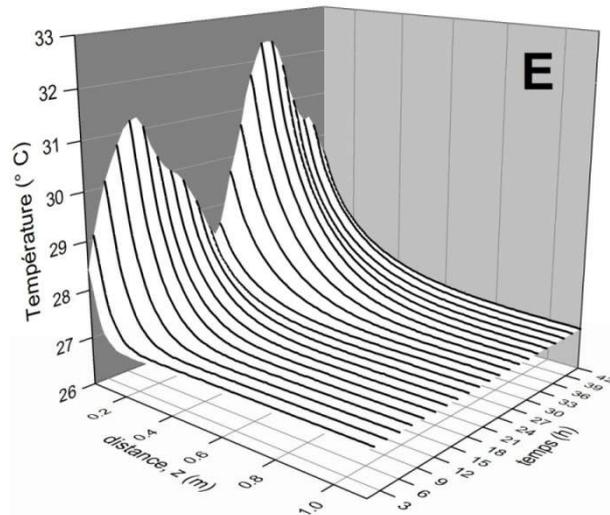


Figure 3. 30 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 42 heures de fonctionnement

La figure 3.31, le chargement et la récupération du sol sont plus explicites de sorte que cette opération (chargement et récupération du sol) reprend à chaque fois le dernier état du sol enregistré. De toute évidence, le premier cycle est plus expressif que les cycles suivants, ce qui signifie que l'état précédent du sol affecte de manière significative l'état postérieur du sol.

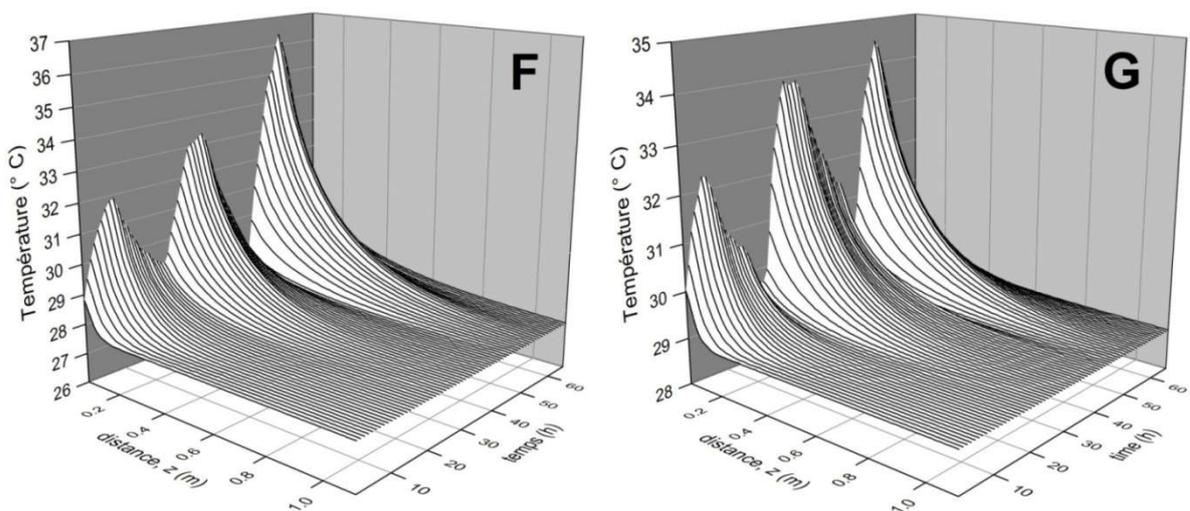


Figure 3. 31 Température radiale du sol à 1 m de l'entrée ECAS en utilisant le modèle GRBM pendant 66 heures de fonctionnement

5 Conclusion

La conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption, il a été présenté le modèle de transfert de chaleur (GRBM). Ce modèle a été validé avec des expérimentations à court terme, en étudiant l'effet de plusieurs paramètres, tels que le pas de temps Δt , le pas de rayon Δr , le pas de longueur Δx , le nombre de racines des fonctions de Bessel et la variation du rayon du sol circonvoisin r_∞ . De plus, le profil de température du sol a été obtenu en utilisant ce modèle.

Le chapitre suivant va encore plus loin en présentant un nouveau modèle qui permettra d'estimer plus précisément la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol. Ce nouveau modèle prendra en compte des facteurs tels que la densité de flux de chaleur et la conductivité thermique du sol. Avec cette nouvelle approche, il sera possible de mieux comprendre le comportement des échangeurs de chaleur air/sol et d'optimiser leur conception pour des performances plus élevées et une meilleure efficacité énergétique.

Chapitre 4 : Proposition et validation d'un nouveau modèle de la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol

1 Introduction

La température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol joue un rôle crucial dans leur efficacité et leur durabilité. Cependant, l'estimation précise de cette température est souvent difficile à réaliser, en raison de la complexité des phénomènes de transfert de chaleur qui se produisent entre le sol et l'air ambiant. Dans ce chapitre, nous proposons un nouveau modèle pour estimer la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol [95], en prenant en compte les effets de la conduction thermique et de la convection. Notre modèle repose sur une approche numérique avancée, qui permet de simuler avec précision les flux de chaleur entre le sol et l'air, ainsi que les variations de température qui en découlent. Nous montrerons que notre modèle peut fournir des résultats beaucoup plus précis que les modèles traditionnels (GRBM), ce qui peut contribuer à améliorer l'efficacité et la durabilité des échangeurs de chaleur air/sol.

2 Description du modèle

Le présent modèle basé sur le GRBM ; est un modèle semi-analytique développé par les auteurs [89, 92, 94]. Ce modèle estime la température de l'air passant à l'intérieur de l'échangeur et du sol environnant le long de l'échangeur en utilisant les paramètres i pour la longueur, j pour le rayon et k pour un temps, comme illustré à la figure 4.1.

La température transitoire du sol entourant le tuyau est calculée avec l'échangeur à différents emplacements de tuyau comme suit [92] :

$$T_s(i, j, k) = \frac{2(T_a(i, k) - T_s(i, j, k))}{r_\infty^2 \log(r_\delta(i, k)/r_{\text{ext}})} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\alpha_s \beta_n^2 k}}{\beta_n^2} \frac{J_0(\beta_n r) J_0(\beta_n r_e)}{J_1^2(\beta_n r_\infty)} + T_s(i, j, k) \quad (1)$$

Après avoir calculé la résistance thermique totale, R_{tot} , entre l'air, le tuyau et la couche de sol, la température de l'air transitoire à chaque emplacement à l'intérieur de l'échangeur peut être écrite comme [92]:

$$T_a(i, k) = (T_a(i, k) - T_s(i, m, k)) \exp\left(-1/\rho_a(i, k) C_{p_a} \pi r_{int}^2 V_a R_{tot}(i, k)\right) + T_s(i, m, k) \quad (2)$$

Les propriétés thermiques physiques transitoires de l'air à l'intérieur de l'échangeur sont données dans le tableau 4.1 [91, 92].

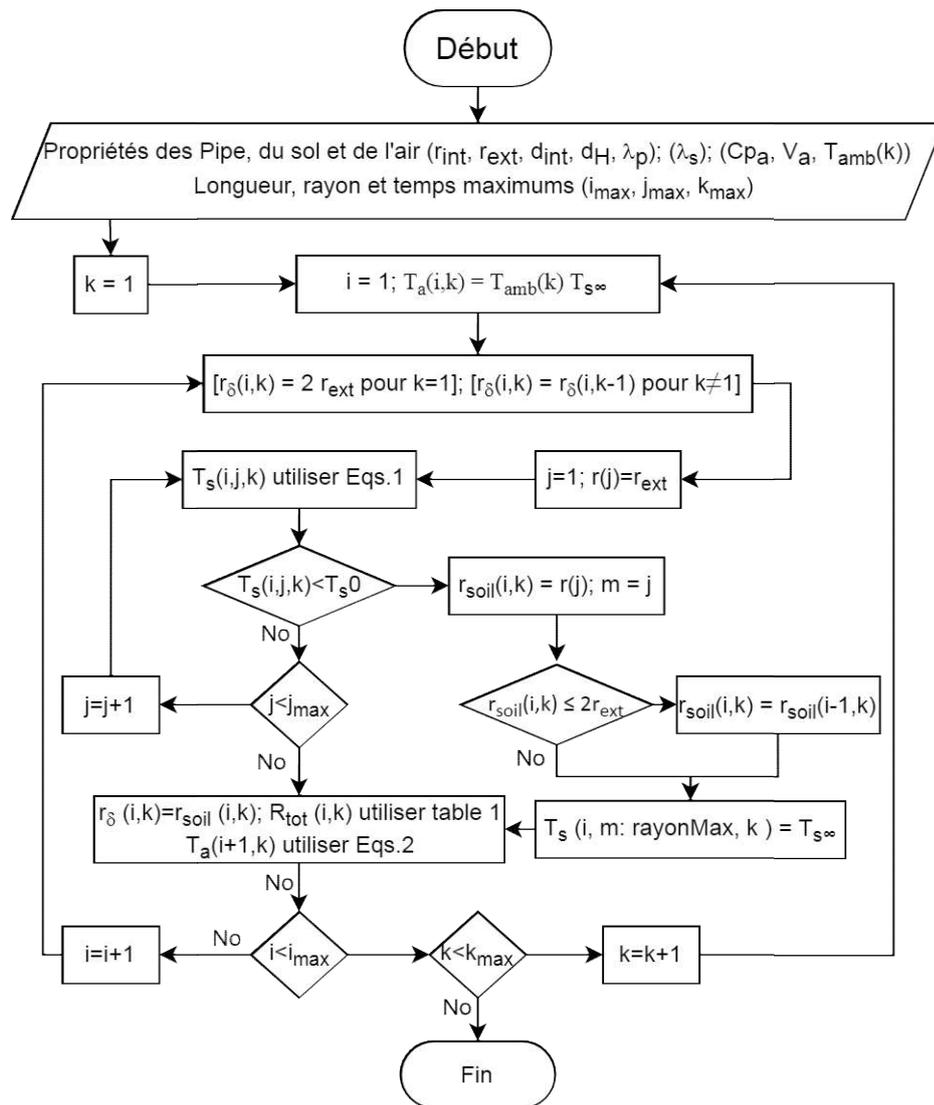


Figure 4. 1 Organigramme détaillé du présent modèle où i, j, k sont respectivement la longueur, le rayon et les pas de temps.

Tableau 4. 1 méthode de calcul de la résistance thermique totale, R_{tot} .

Équation des paramètres	Référence
$\mu_a(i, k) = 10^{-5}(0.0046 \times T_a(i, k) + 1.7176)$ $\rho_a(i, k) = 353 / (T_a(i, k) + 273)$ $v_a(i, k) = \mu_a(i, k) / \rho_a(i, k)$ $\lambda_a(i, k) = 7.57 \times 10^{-5} T_a(i, k) + 0.0242$	[91]
$\text{Pr}(i, k) = \mu_a(i, k) \times \text{Cp}_a / \lambda_a(i, k)$ $\text{Re}(i, k) = V_a \cdot d_H / v_a(i, k)$ $\text{Nu}(i, k) = 0.023 \text{Re}(i, k)^{0.8} \text{Pr}(i, k)^{0.3}$ $h_a(i, k) = \text{Nu}(i, k) \cdot \lambda_a(i, k) / d_{\text{int}}$ $R_{\text{cv}}(i, k) = 1 / (h_a(i, k) 2\pi r_{\text{int}})$ $R_p = \log(r_{\text{ext}} / r_{\text{int}}) / (2\pi \lambda_p)$ $R_s(i, k) = \log(r_\delta(i, k) / r_{\text{ext}}) / (2\pi \lambda_s)$ $R_{\text{tot}}(i, k) = R_{\text{cv}}(i, k) + R_p + R_s(i, k)$	[92]

3 Validation avec des expériences à court terme

Le banc d'essai expérimental est installé à l'Université de Biskra (sud Algérie 34° 47'N-005° 43'E). Il s'agit d'une canalisation enterrée d'une longueur totale d'environ 53 m et d'un diamètre intérieur de 110 mm ; qui est placé à une profondeur de 3 m. Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m [92]. Les principales caractéristiques et spécifications techniques utilisées dans le montage expérimental ECAS sont données dans le tableau 4.2.

Tableau 4. 2 Principales caractéristiques et spécifications techniques utilisées dans le montage expérimental ECAS.

Matériau du tube	PVC
Longueur du tube, m	47.00
Profondeur de tube, m	3.00
Diamètre intérieur du tube, m	0.11
Épaisseur du tube, m	0.0025
Conductivité thermique du tube, W/m K	0.16

Diffusivité thermique du sol, m^2/s	0.62×10^{-6}
Conductivité thermique du sol, $W/m K$	1.5

Le tableau 4.3 montre les détails de six ensembles de mesures (A, B, C, D, E et F) sur cinq mois pour différentes conditions et durées de fonctionnement. Toutes les séries de mesures ont été effectuées pendant une courte période d'un fonctionnement continu ($t_{max} < 70$ h).

Tableau 4. 3 Paramètres de six ensembles de mesures expérimentales : Le « A » est obtenu à partir de Mehdid et al., (2018) [92], et la série de mesures B à F est obtenue à partir de Belloufi, (2017) [93].

Série de mesures	A	B	C	D	E	F
jj/mm/2013	02-mai	27-mai	03-juin	20-juin	23-25/07	04-07/08
Heure de début (hh:mm)	09:45	08:30	09:00	08:30	09:30	09:30
$t_{max}(h)$	6	6	6	6	42	66
Δt (h)	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	01:00	01:00
$V_a(m/s)$	3.5	4.5	4.5	3.5	2	3.5

La figure 4.2 représente l'évolution de la température de l'air prédite le long de la conduite par rapport aux résultats expérimentaux (A~D), (E) et (F) réalisés respectivement après 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu. On remarque que les courbes du présent modèle et du modèle GRBM sont raisonnablement cohérentes avec les données expérimentales. Presque les deux modèles donnent les mêmes résultats.

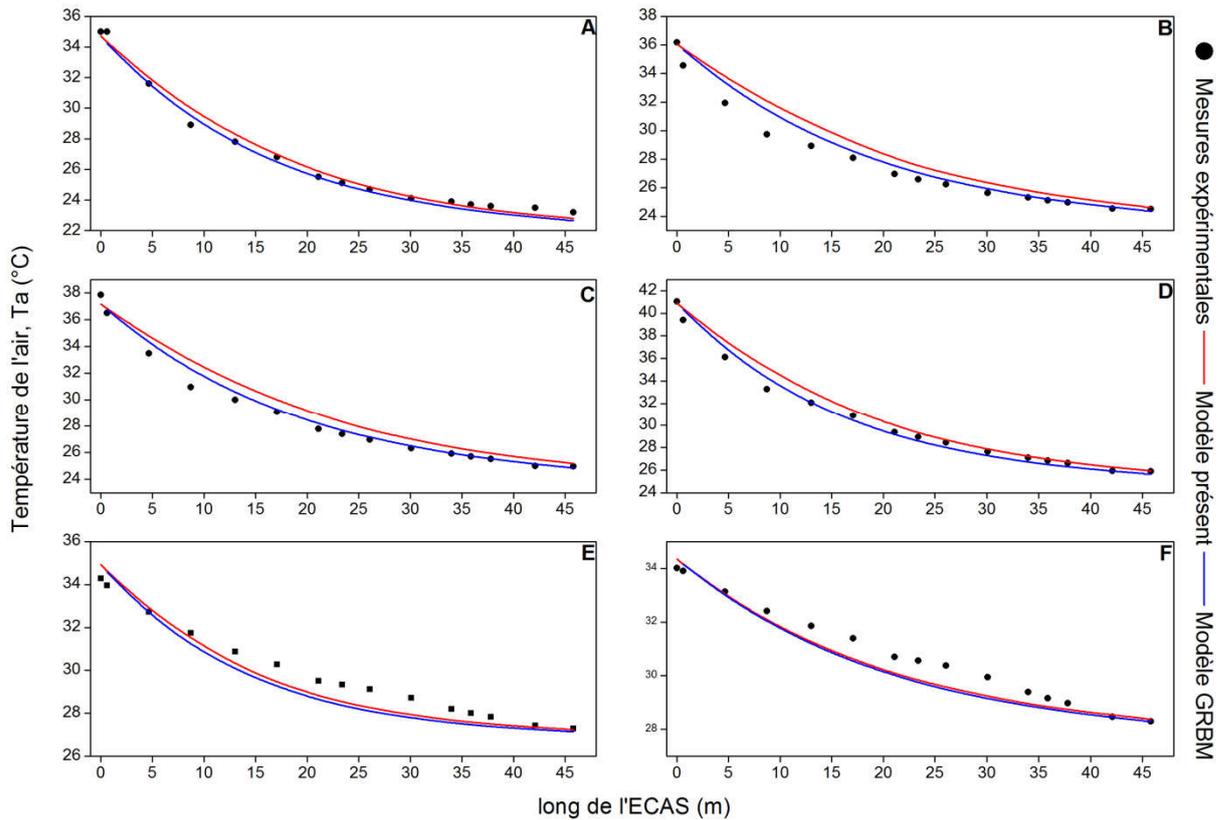


Figure 4. 2 Validation du présent modèle et du modèle GRBM avec les résultats expérimentaux (A ~ D), (E) et (F) réalisés après 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu respectivement.

La figure 4.3 représente l'évolution de la température de l'air en entrée et du comportement de la température du sol au voisinage de la conduite à l'entrée de l'ECAS à l'aide du présent modèle et du modèle GRBM pour toutes les séries de mesures effectuées sur le même appareil après 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu respectivement. Comme on peut le voir sur la figure 4.3, les courbes du présent modèle sont assez cohérentes avec l'évolution de la température de l'air d'admission et offrent une confirmation au présent modèle dans le domaine de la conception ECAS. D'autre part, la figure 4.3 illustre les phénomènes de saturation du sol. La saturation du sol est davantage signifiée par la longue durée de fonctionnement. En outre, le profil de température du sol le long de l'ECAS suit généralement le profil de température de l'air d'entrée dans l'ECAS.

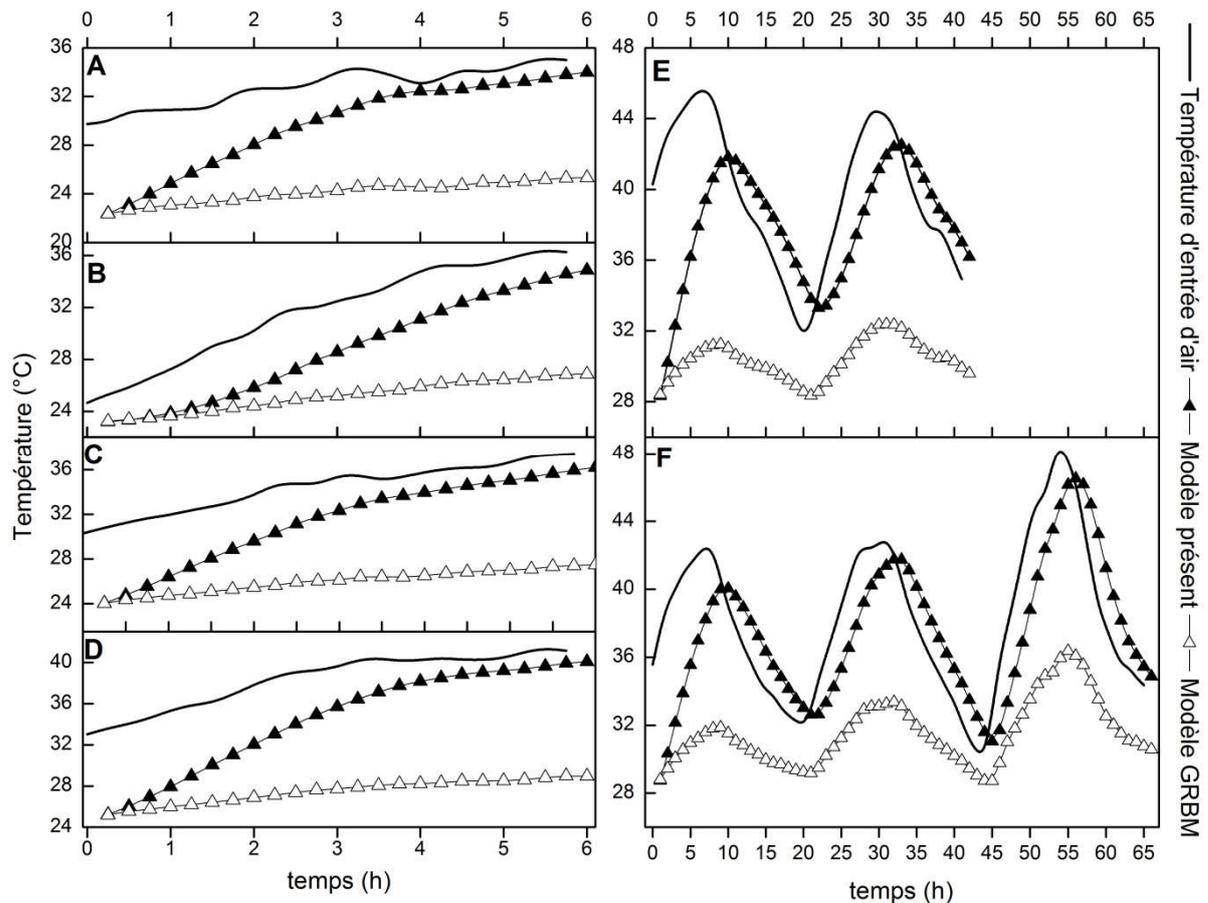


Figure 4. 3 Vérification du profil de température d'entrée d'air avec le profil du sol en utilisant le présent modèle et le modèle GRBM à proximité de la conduite

4 Discussion sur la précision du modèle

Cette section se concentre sur l'évaluation qualitative des résultats du présent modèle en faisant varier les paramètres tels que le temps (Δt), le rayon (Δr), les pas de longueur de couche (Δx), le nombre de racines de la fonction de Bessel et le sol environnant Rayon r_{∞} . Le principe de notre étude consiste en la variation d'un des paramètres clés en fixant les autres. par exemple, au pas de temps; le Δt évolue entre (1/4, 1, 2, 3 et 6 h) et $\Delta r=0,01(m)$; $\Delta x=0,01(m)$; Racine $\beta_n=10$ et $r_{\infty}=1.1(m)$ restent fixes, comme le montre le tableau 4.4. Les erreurs relatives sont calculées par rapport aux mesures expérimentales [92, 93] et présentées sous la forme d'histogrammes et de courbes.

Tableau 4. 4 Variations des paramètres : temps (Δt), rayon (Δr), pas de longueur de tube (Δx), nombre de racines (β_n) et rayon du sol environnant r_{∞} .

paramètre étudié	Δt [h]	Δr [m]	Δx [m]	Root β_n	r_∞ [m]
	1/4				
pas de Temps Δt [h]	1				
	2	0.01	0.01	10	1.1
	3				
	6				
Pas de Rayon Δr [m]		0.01			
	1	0.06	0.01	10	1.1
		0.12			
		0.24			
longueur de couche Δx [h]			0.01		
	1	0.01	1	10	1.1
			5		
			10		
nombre de racines (β_n)				10	
				30	
	1	0.01	0.01	50	1.1
				90	
				150	
soil radius (r_∞)					0.3
					0.4
	1	0.01	0.01	10	0.6
					0.8
					1.1

Pour la $i^{\text{ème}}$ longueur de la conduite et le $k^{\text{ème}}$ pas de temps, le pourcentage d'erreur relative (ER%) de la température de l'air obtenu par le modèle semi-analytique présenté dans le tableau 4.5 et les résultats expérimentaux avec une précision de mesure ($\pm 0,2$ ° C) présentés dans le tableau 4.6 est calculé à chaque point de mesure (i,k) comme débit :

$$ER(i,k)\% = 100 \times \frac{|T_{a,exp}(i,k) \pm 0.2 - T_{a,num}(i,k)|}{T_{a,exp}(i,k) \pm 0.2} \quad (3)$$

Le tableau 4.7 montre le pourcentage d'erreur relative (ER%) entre les données expérimentales pour la série A de mesures [92] et les résultats semi-analytiques du présent modèle sur 6 heures de fonctionnement continu. Les thermocouples mesurant la température du flux d'air (T1, T2,... et T14) sont situés à 0,63 m, 4,69 m,... et 45,8 m de l'entrée de l'ECAS (tableau 4.5). Les paramètres de calcul sont choisis comme suit : pas de temps $\Delta t = 1h$, pas de rayon $\Delta r = 0,01m$, pas de couche $\Delta x = 0,01m$, 10 racines de la fonction de Bessel et rayon du sol environnant $r_{\infty}=1,1m$. Le pourcentage erreur relative moyenne (ERM%) est calculée à chaque point de mesure (i,k) par la relation suivante :

$$ERM(i)\% = \frac{\sum_{k=1}^{k_{max}} ER(i,k)\%}{k_{max}} \quad (4)$$

Le pourcentage d'erreur relative moyenne globale (ERMG%) est calculé par la moyenne de tous les résultats (ERM%) :

$$ERMG\% = \frac{\sum_{i=1}^{i=14} ERM(i)\%}{14} \quad (5)$$

Tableau 4. 5 La température de l'air estimée à l'aide du présent modèle.

Temps t(h)	Distance de l'entrée de l'Échangeur de chaleur air-sol, x (m)													
	0.63	4.69	8.73	13.04	17.07	21.12	23.37	26.07	30.1	34.01	35.89	37.82	42.1	45.8
1	29.86	27.51	25.86	24.63	23.83	23.26	23.02	22.78	22.52	22.34	22.27	22.21	22.1	22.04
2	31.04	29.2	27.6	26.17	25.17	24.39	24.05	23.69	23.27	22.92	22.79	22.66	22.45	22.31
3	32.55	30.53	28.63	27.07	25.94	24.98	24.54	24.1	23.58	23.17	23.02	22.87	22.61	22.44
4	33.53	31.33	29.37	27.73	26.53	25.51	25.05	24.57	23.99	23.54	23.37	23.2	22.9	22.69
5	33.28	31.13	29.21	27.61	26.43	25.45	24.99	24.53	23.96	23.52	23.35	23.18	22.89	22.68
6	34.31	31.95	29.94	28.25	26.94	25.85	25.35	24.83	24.2	23.72	23.52	23.34	23.01	22.79

Tableau 4. 6 La température de l'air expérimentale obtenue par Mehdid et al (2018) [92] avec une précision de mesure ($\pm 0,2^\circ\text{C}$).

Temps hh:mm	Distance de l'entrée de l'Échangeur de chaleur air-sol, x (m)													
	0.63	4.69	8.73	13.04	17.07	21.12	23.37	26.07	30.1	34.01	35.89	37.82	42.1	45.8
10:45	31.4	28.6	26.4	25.7	25.0	24.1	23.8	23.6	23.3	23.2	23.1	23.1	23.1	23.0
11:45	32.9	29.8	27.4	26.5	25.7	24.6	24.2	24	23.6	23.4	23.3	23.2	23.2	23.1
12:45	33.3	30.2	27.9	26.9	26.0	24.9	24.5	24.2	23.7	23.6	23.4	23.3	23.3	23.1
13:45	34.0	30.8	28.4	27.3	26.3	25.1	24.7	24.4	23.8	23.7	23.5	23.4	23.3	23.2
14:45	34.4	31.1	28.6	27.5	26.5	25.3	24.9	24.5	23.9	23.7	23.6	23.5	23.4	23.2
15:45	35.0	31.6	28.9	27.8	26.8	25.5	25.1	24.7	24.1	23.9	23.7	23.6	23.5	23.2

Tableau 4. 7 Les erreurs relatives RE%, MRE% et OMRE% entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les données expérimentales obtenues par Mehdid et al (2018) [92].

Temps t(h)	ER%						ERM%	ERMG%
	1	2	3	4	5	6		
0.63	4.90 \pm 0.6	5.65 \pm 0.6	2.25 \pm 0.6	1.38 \pm 0.6	3.25 \pm 0.6	1.97 \pm 0.6	3.23 \pm 0.6	
4.69	3.81 \pm 0.7	2.01 \pm 0.7	1.10 \pm 0.7	1.73 \pm 0.7	0.64 \pm 0.1	1.11 \pm 0.6	1.73 \pm 0.6	
8.73	2.04 \pm 0.7	0.74 \pm 0.7	2.62 \pm 0.7	3.42 \pm 0.7	2.14 \pm 0.7	3.60 \pm 0.7	2.43 \pm 0.7	
13.04	4.16 \pm 0.8	1.24 \pm 0.8	0.75 \pm 0.6	1.58 \pm 0.7	0.73 \pm 0.4	1.62 \pm 0.7	1.68 \pm 0.7	
17.07	4.67 \pm 0.8	2.06 \pm 0.8	0.77 \pm 0.2	0.88 \pm 0.8	0.75 \pm 0.3	0.75 \pm 0.5	1.65 \pm 0.6	
21.12	3.48 \pm 0.8	0.85 \pm 0.8	0.81 \pm 0.3	1.64 \pm 0.8	0.80 \pm 0.6	1.38 \pm 0.8	1.49 \pm 0.7	
23.37	3.27 \pm 0.8	0.82 \pm 0.6	0.82 \pm 0.2	1.42 \pm 0.8	0.81 \pm 0.4	1.00 \pm 0.8	1.36 \pm 0.6	
26.07	3.47 \pm 0.8	1.28 \pm 0.8	0.82 \pm 0.4	0.83 \pm 0.7	0.82 \pm 0.1	0.81 \pm 0.5	1.34 \pm 0.6	1.93 \pm 0.7
30.1	3.34 \pm 0.8	1.39 \pm 0.8	0.84 \pm 0.5	0.85 \pm 0.8	0.84 \pm 0.3	0.83 \pm 0.4	1.35 \pm 0.6	
34.01	3.70 \pm 0.8	2.04 \pm 0.8	1.81 \pm 0.8	0.84 \pm 0.7	0.84 \pm 0.8	0.83 \pm 0.8	1.68 \pm 0.8	
35.89	3.59 \pm 0.8	2.18 \pm 0.8	1.62 \pm 0.8	0.85 \pm 0.6	1.05 \pm 0.8	0.84 \pm 0.8	1.69 \pm 0.8	
37.82	3.85 \pm 0.8	2.32 \pm 0.8	1.84 \pm 0.8	0.85 \pm 0.9	1.35 \pm 0.8	1.09 \pm 0.8	1.88 \pm 0.8	
42.1	4.32 \pm 0.8	3.23 \pm 0.8	2.95 \pm 0.8	1.71 \pm 0.8	2.17 \pm 0.8	2.08 \pm 0.8	2.74 \pm 0.8	
45.8	4.17 \pm 0.8	3.41 \pm 0.8	2.85 \pm 0.8	2.19 \pm 0.8	2.23 \pm 0.8	1.76 \pm 0.9	4.77 \pm 0.8	

4.1 Effet du pas de temps (Δt)

La figure 4.4 représente que les courbes de température ont des profils similaires pour des pas de temps de 15 min, 1h, 2h et 3h tout en enregistrant une différence notable avec 6h. Cela revient au fait que des pas de temps relativement grands altèrent la capacité du présent modèle à prédire la température de l'air, d'une certaine manière, il y a une perte d'information sur les états thermiques du sol. Ce dernier va nécessairement induire l'augmentation de l'erreur relative (ER%) lors du calcul.

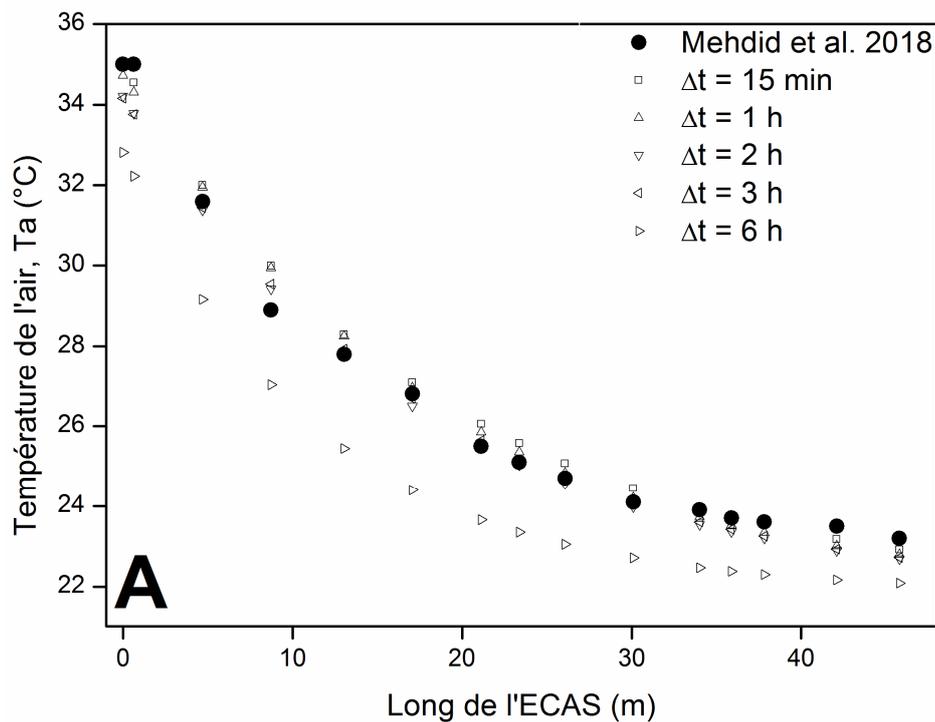


Figure 4. 4 Comparaison entre les résultats obtenus par le modèle semi-analytique (le présent modèle) pour des pas de temps de 15 (min), 1, 2, 3 et 6 (h) et des mesures expérimentales après 6 heures de fonctionnement continu.

La figure 4.5 indique l'erreur relative moyenne (EMR%) entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ ° C) à chaque point de mesure, pendant 6 heures de fonctionnement continu. Cependant, l'erreur relative (ER%) est calculée avec différents pas de temps (15 minutes, 1 heure, 2 heures, 3 heures et 6 heures) tout en fixant le reste des paramètres de la même manière au cours des différentes simulations ($\Delta r=0.01$ m , $\Delta x=0.01$ m, racines=10 et $r_{\infty}=1.1$ m). Comme le montre la figure 4.5, plus le pas de temps est affiné, plus l'erreur relative moyenne (EMR%) est minimale. En termes d'erreur relative moyenne globale (ERMG%), la figure 4.6 exprime

que des pas de temps de 15 min à 1 heure sont plus adaptés à la mise en œuvre du présent modèle.

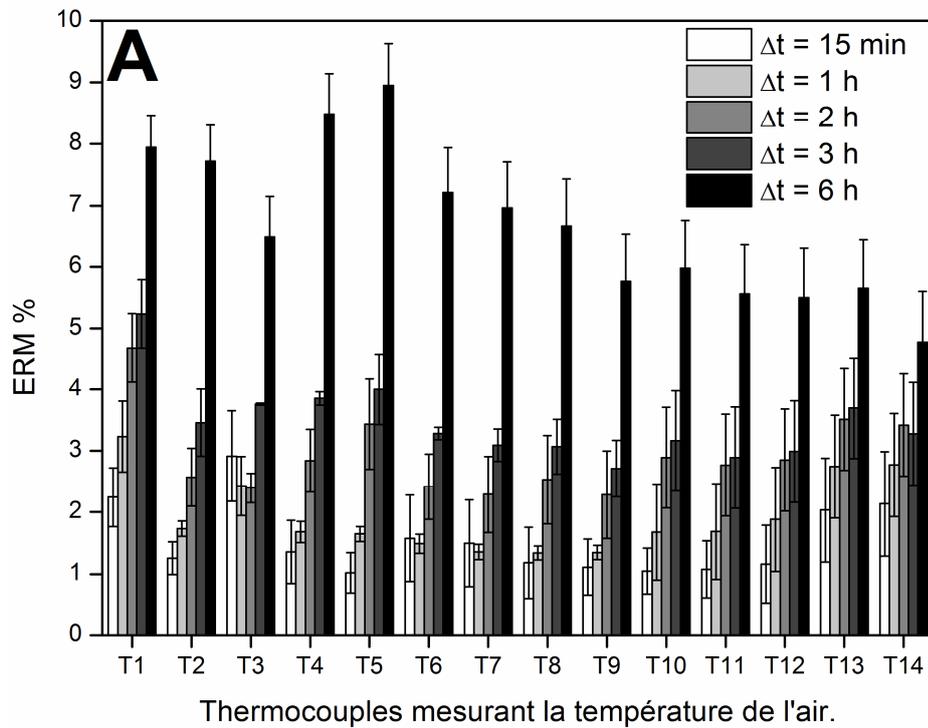


Figure 4. 5 L'erreur relative moyenne entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle pour des pas de temps de 15 min, 1 h, 2 h, 3 h et 6 h et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu.

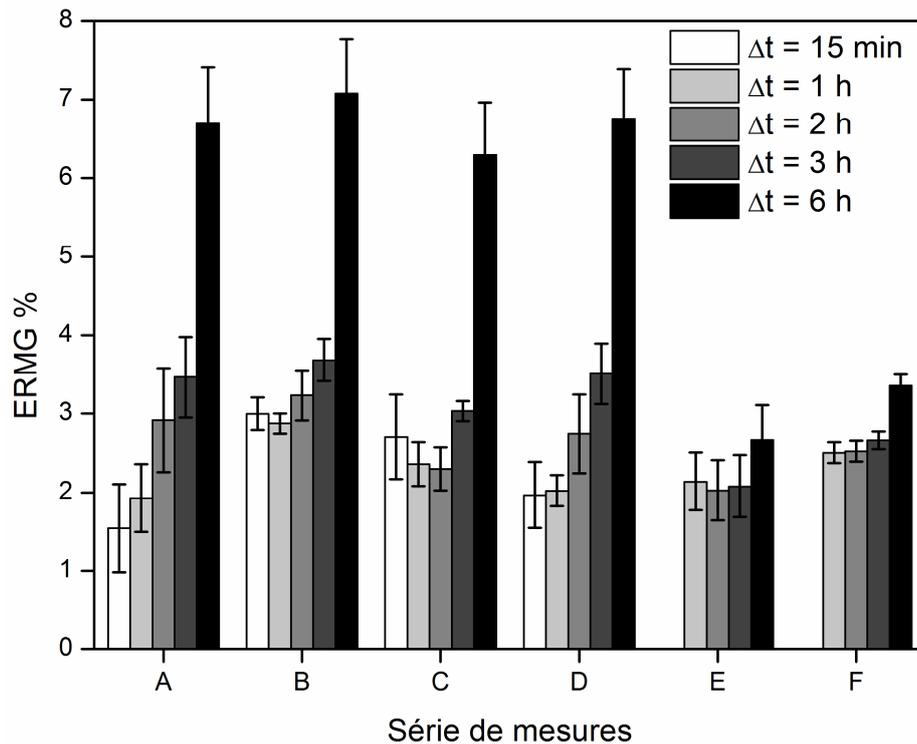


Figure 4. 6 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour des pas de temps de 15 min, 1 h, 2 h, 3 h et 6 h pour une série de mesures (A~D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu.

4.2 Effet du pas de rayon (Δr)

La figure 4.7 montre l'erreur relative moyenne entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle pour des pas de rayon de 0,01, 0,06, 0,12 et 0,24 m et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour la série de mesures (A) à chaque mesure indiquer. D'après la figure 4.7, on peut voir que l'erreur relative est pratiquement similaire pour les différents pas de rayon tout en fixant le reste des paramètres de la même manière au cours des différentes simulations ($\Delta t=1h$, $\Delta x=0,01m$, racines=10 et $r_{\infty}=1,1$ m). Par conséquent, le pas de rayon n'a pas d'effet significatif sur le présent modèle. Néanmoins, il est clair que l'affinement dans le calcul de la distribution radiale de la température du sol offre une compréhension aisée du comportement thermique du sol.

La figure 4.8 illustre l'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air calculée par le présent modèle et les mesures expérimentales pour différentes étapes de rayon Δr (0,01, 0,06, 0,12, 0,24 m) et chaque série de mesures (A~D), (E), et (F), voir

Tableau 4.3. On observe à partir des résultats de la Figure 4.8 que quelle que soit la durée de fonctionnement (6, 42 ou 66 heures) et quel que soit le pas de rayon utilisé dans la modélisation, l'erreur relative est toujours inférieure à 2,5 %, ce qui implique que le pas de rayon a un effet négligeable sur les résultats du présent modèle.

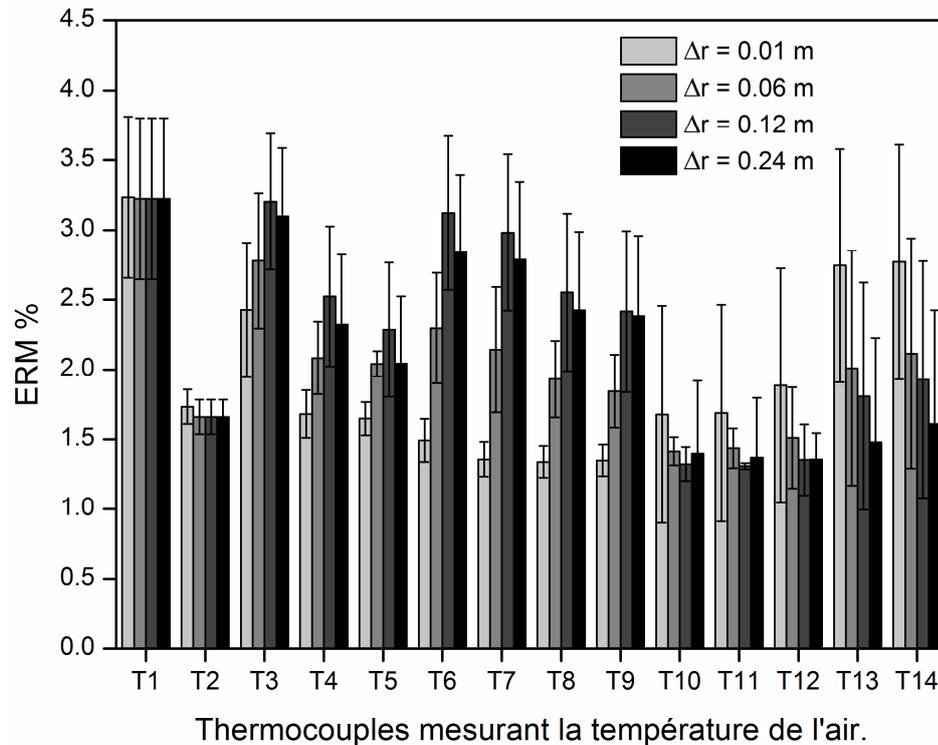


Figure 4. 7 L'erreur relative moyenne entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle pour les étapes de rayon 0,01, 0,06, 0,12, 0,24 m et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ ° C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu.

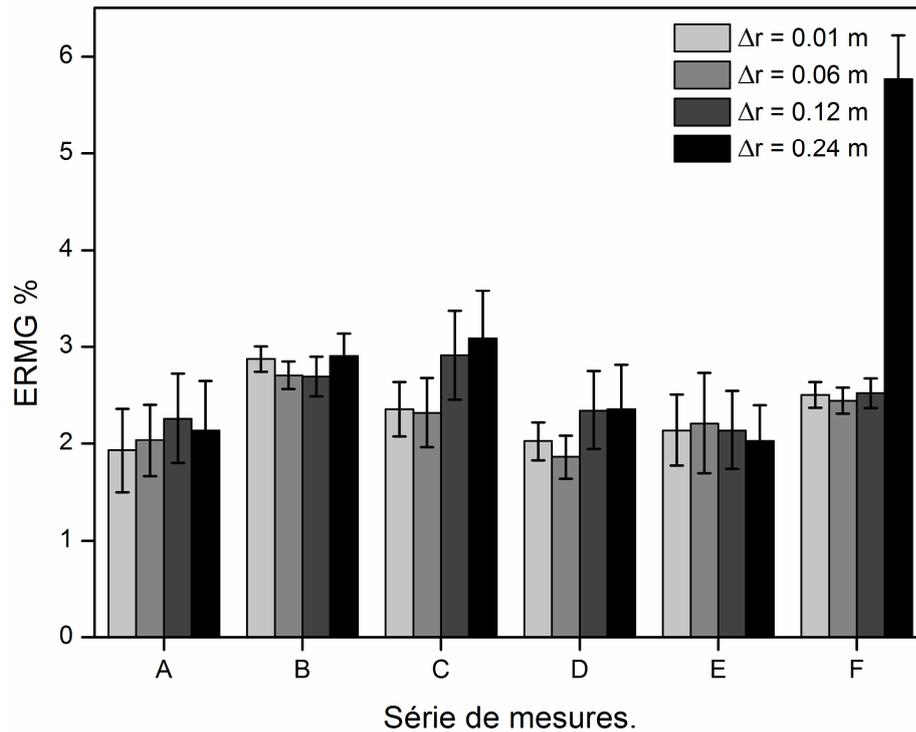


Figure 4. 8 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour les pas de rayon 0,01, 0,06, 0,12, 0,24 m pour une série de mesures (A~D), (E), et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu.

4.3 Effet du pas de couche (Δx)

Pour analyser l'effet de l'étape de couche, différentes couches d'étape (0,01 m, 1 m, 5 m, 10 m) ont été mises en œuvre dans le présent modèle. La figure 4.9 montre l'évolution de la température de l'air le long de l'ECAS pour les étapes de couche susmentionnées après l'exécution du code de présent modèle. Comme on peut le voir sur la Figure 4.9, tout en fixant le reste des paramètres de la même manière au cours des différentes simulations ($\Delta t=1h$, $\Delta r=0.01m$, $r_{acines}=10$ et $r_{\infty}=1.1m$), les profils de température de l'air sont parfaitement superposés quel que soit le pas de couche Δx est, ce qui explique les bons résultats du présent modèle. Ce résultat est dû au fait que l'aspect analytique du modèle est plus présent que le côté numérique et est de plus en plus dominé dans le présent modèle.

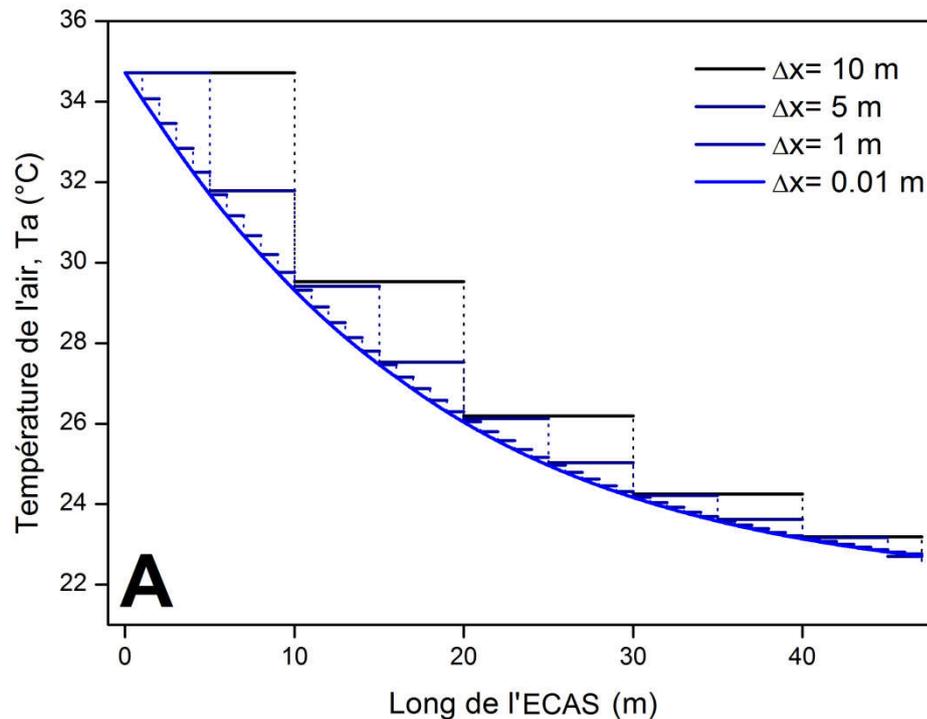


Figure 4. 9 L'évolution de la température de l'air le long de l'ECAS pour différentes couches de marches (0,01 m, 1 m, 5 m, 10 m) après l'exécution du présent modèle.

4.4 Effet du nombre de racines

Afin de s'assurer que le présent modèle est indépendant du nombre de racines positives de la fonction de Bessel, différents nombres de racines (10, 30, 50, 90, 150) sont choisis et comparés aux résultats expérimentaux ($\pm 0,2^\circ\text{C}$) pour chaque série de mesures (A~F), voir Figure 4.10 et 4.11. D'après les résultats des figures 10 et 11, il ressort que l'utilisation de nombres de racines différents tout en fixant le reste des paramètres de la même manière au cours des différentes simulations ($\Delta t=1\text{h}$, $\Delta r=0,01\text{m}$, $\Delta x=0,01\text{m}$ and $r_\infty=1,1\text{ m}$) ne perturbe pas la solution, bien au contraire, le présent modèle conserve sa convergence sans altérer l'exactitude de la solution (Figure 4.10 et 4.11). Cependant, en termes de précision, il est recommandé d'augmenter le nombre de racines à plus de 50 racines pour obtenir des solutions nettes. Pendant 66 heures de fonctionnement continu, ces paramètres étudiés $\Delta t=1(\text{h})$; $\Delta r = 0,01(\text{m})$; $\Delta x=0.01(\text{m})$ et $r_\infty=1.1(\text{m})$ ont été utilisés pour obtenir : 10 racines sur 200 (s), 50 racines sur 1000 (s) et 150 racines sur 3000 (s) comme temps de calcul.

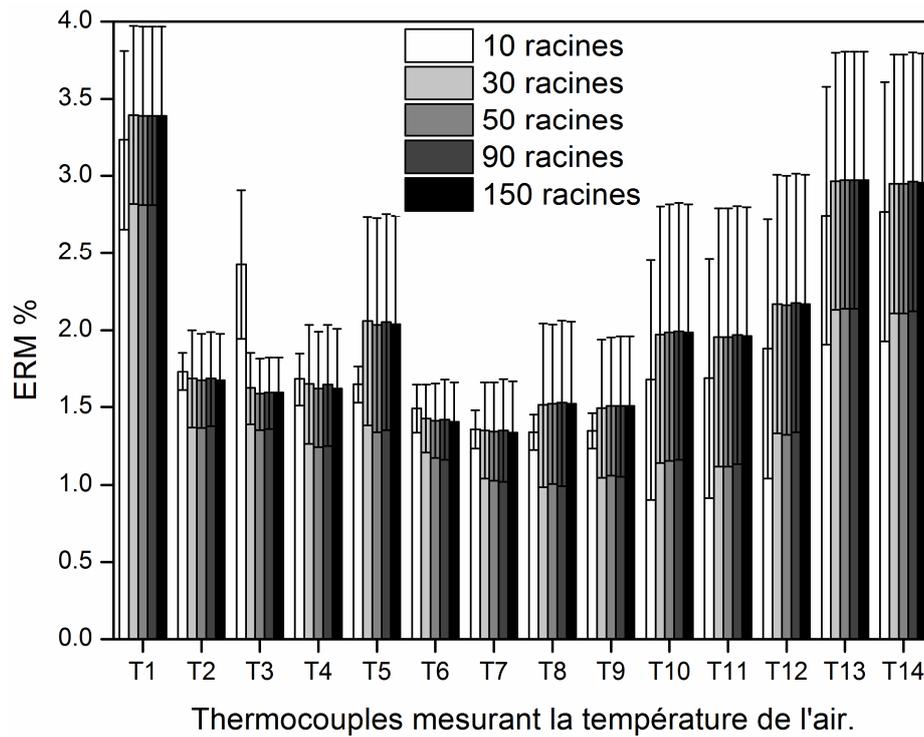


Figure 4. 10 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2^{\circ}\text{C}$) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu.

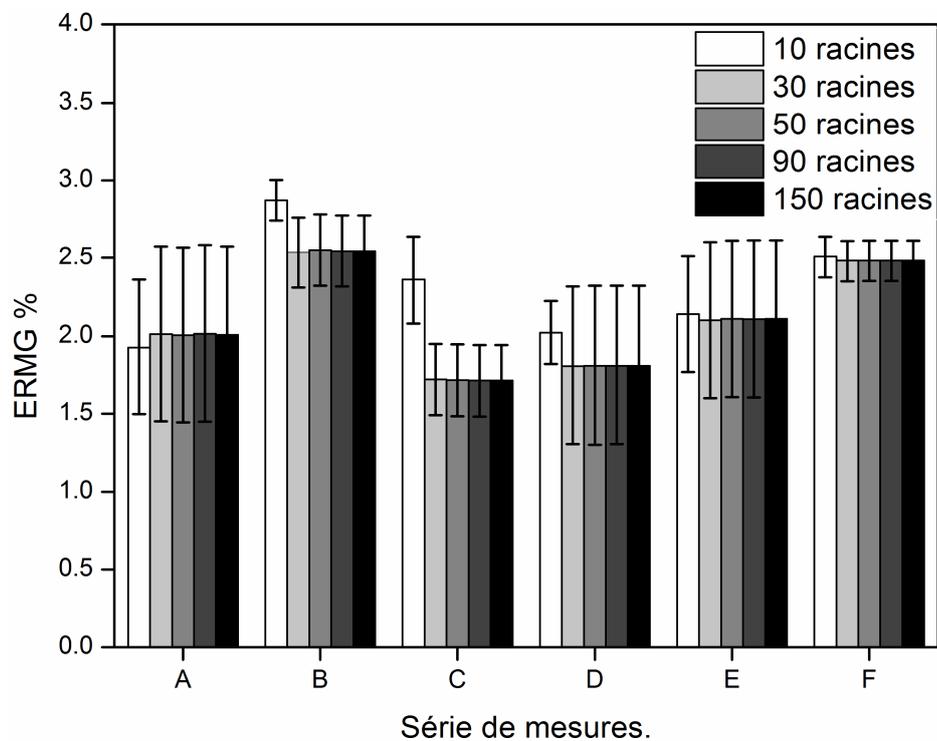


Figure 4. 11 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2^{\circ}\text{C}$) en utilisant un nombre différent de racines 10, 30, 50, 90, 150 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu.

4.5 Effet de la variation du rayon du sol environnant (r_∞)

La figure 4.12 représente l'erreur relative globale entre la température de l'air simulée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) aux différents points de mesure. La température de l'air prédite est effectuée sous différents rayons de sol environnant de 0,3, 0,4, 0,6, 0,8 et 1,1 m après 6 heures de fonctionnement continu. De plus, l'influence du rayon du sol sur les résultats du présent modèle doit être mieux appréciée. Par conséquent, le reste des paramètres du modèle sont définis conformément aux valeurs correspondantes mentionnées dans le tableau 4.4. Comme on peut le voir sur la figure 4.12, on remarque que les rayons étudiés sont presque satisfaisants car l'erreur relative globale maximale ne dépasse pas 5 %. De même, l'intervalle [0,4 m-1,1 m] est le plus approprié en raison du temps de simulation réduit dans la plage de 6 heures de fonctionnement continu.

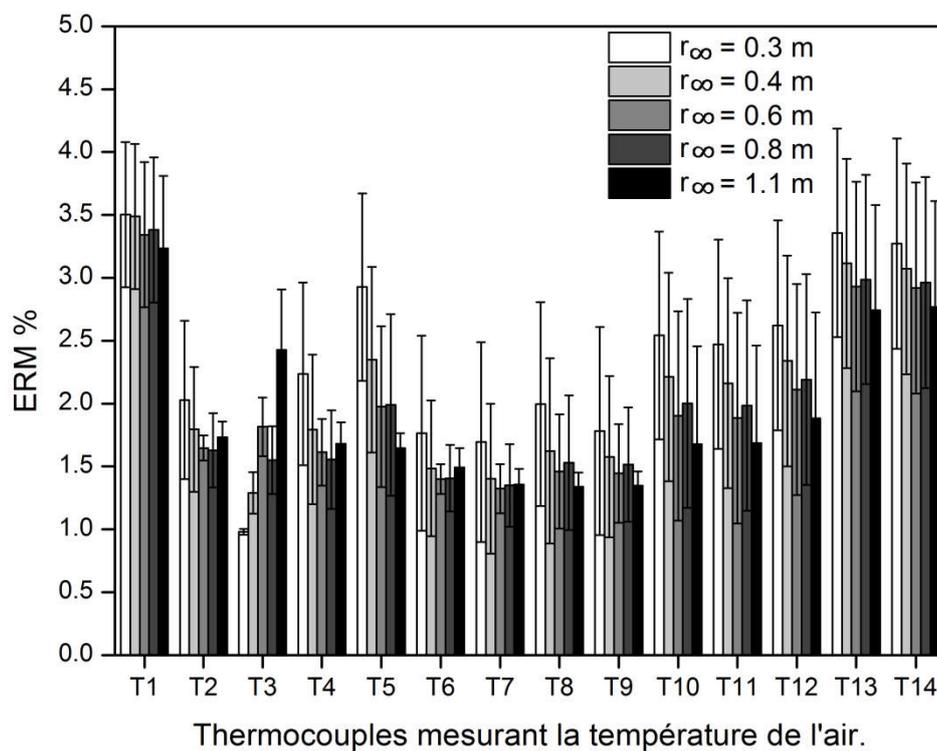


Figure 4. 12 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle en utilisant un rayon de sol environnant différent de 0,3, 0,4, 0,6, 0,8, 1,1, et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ °C) pour une série de mesures (A) à chaque point de mesure après 6 heures de fonctionnement continu.

Sachant que le rayon du sol affecté augmente progressivement avec le temps de fonctionnement, il était nécessaire d'inspecter minutieusement la validité de la plage de rayon. Pour ce faire, des analyses sur des séries de mesure de différents temps de fonctionnement ont été réalisées. Plus de détails sont mentionnés dans le tableau 4.3. Selon la figure 4.13, l'erreur relative moyenne globale montre que bien que le petit rayon ait l'erreur maximale, il est toujours valide ($ERMG < 4\%$). De plus, une autre confirmation de la validité de l'intervalle [0,4 m-1,1 m], qui présente des résultats de performance plus similaires avec un rayon relativement grand.

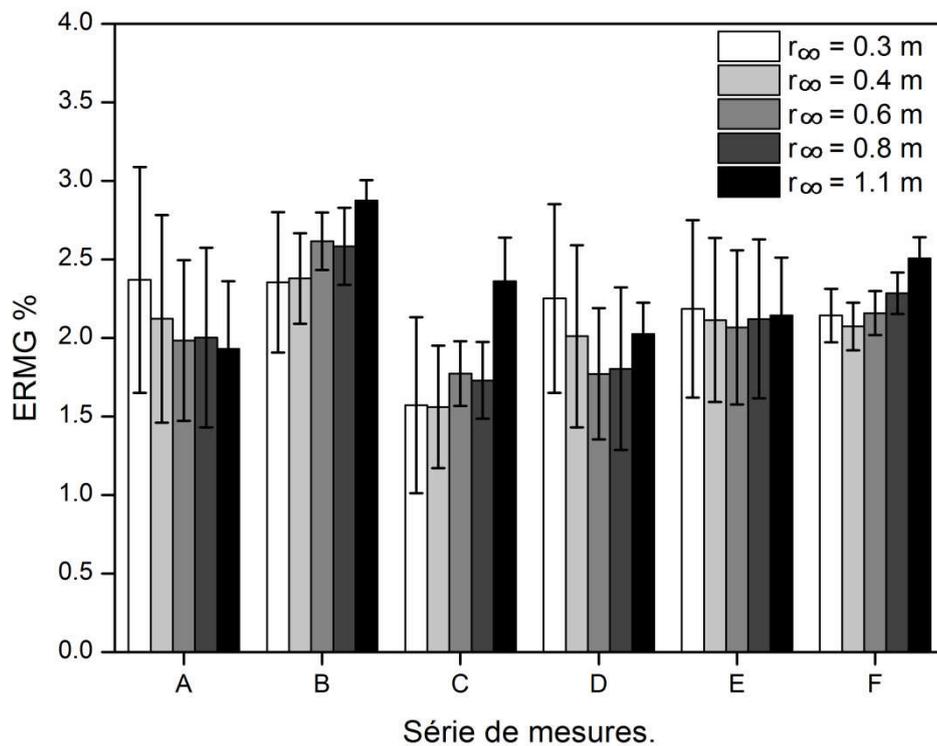


Figure 4. 13 L'erreur relative moyenne globale entre la température de l'air estimée à l'aide du présent modèle et les résultats expérimentaux ($\pm 0,2$ ° C) en utilisant un rayon de sol environnant différent de 0,3, 0,4, 0,6, 0,8, 1,1 pour une série de mesures (A ~ D), (E) et (F) après respectivement 6, 42 et 66 heures de fonctionnement continu.

5 Profil de température du sol à l'aide du présent modèle

La figure 4.14 présente la température radiale du sol entourant l'entrée du tube à l'entrée de l'ECAS. La distribution de la température du sol est prédite par le présent modèle en utilisant différentes valeurs des racines 10, 30, 50, 90 et 150 tandis que les autres paramètres sont tirés de la valeur sélectionnée présentée dans le tableau 4.4. Généralement, les profils de température sont acceptables avec peu d'écart. En effet, un

agrandissement est effectué dans l'intervalle 0,15 m-0,4 m pour encore mieux visualiser l'influence des racines sur la solution semi-analytique. A noter que les profils de température ont identiquement la même forme avec des racines supérieures ou égales à 30, alors que, le profil tracé avec 10 racines est un peu perturbé. Ainsi, l'augmentation du nombre de racines contribue significativement aux résultats de la solution analytique et offre des formes parfaitement courbes, alors que 30 racines sont largement suffisantes en termes de stabilité et présentent la valeur optimale du point de vue de la réduction du temps de calcul.

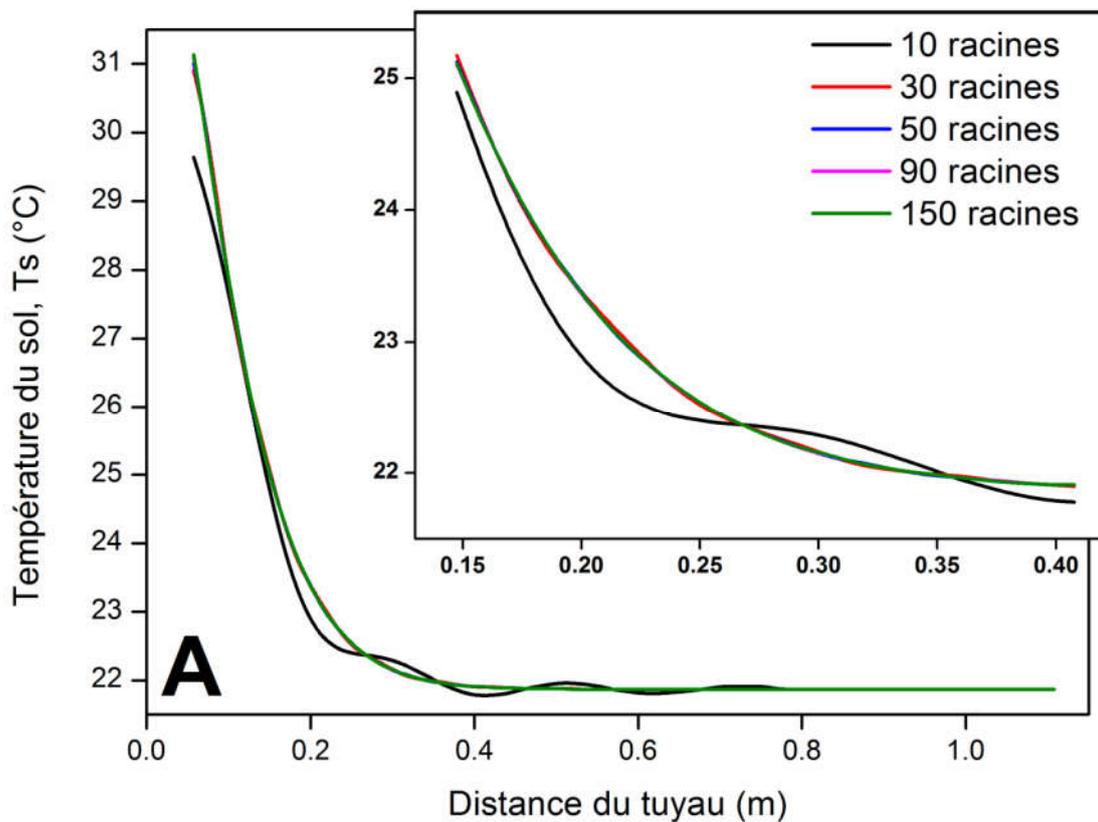
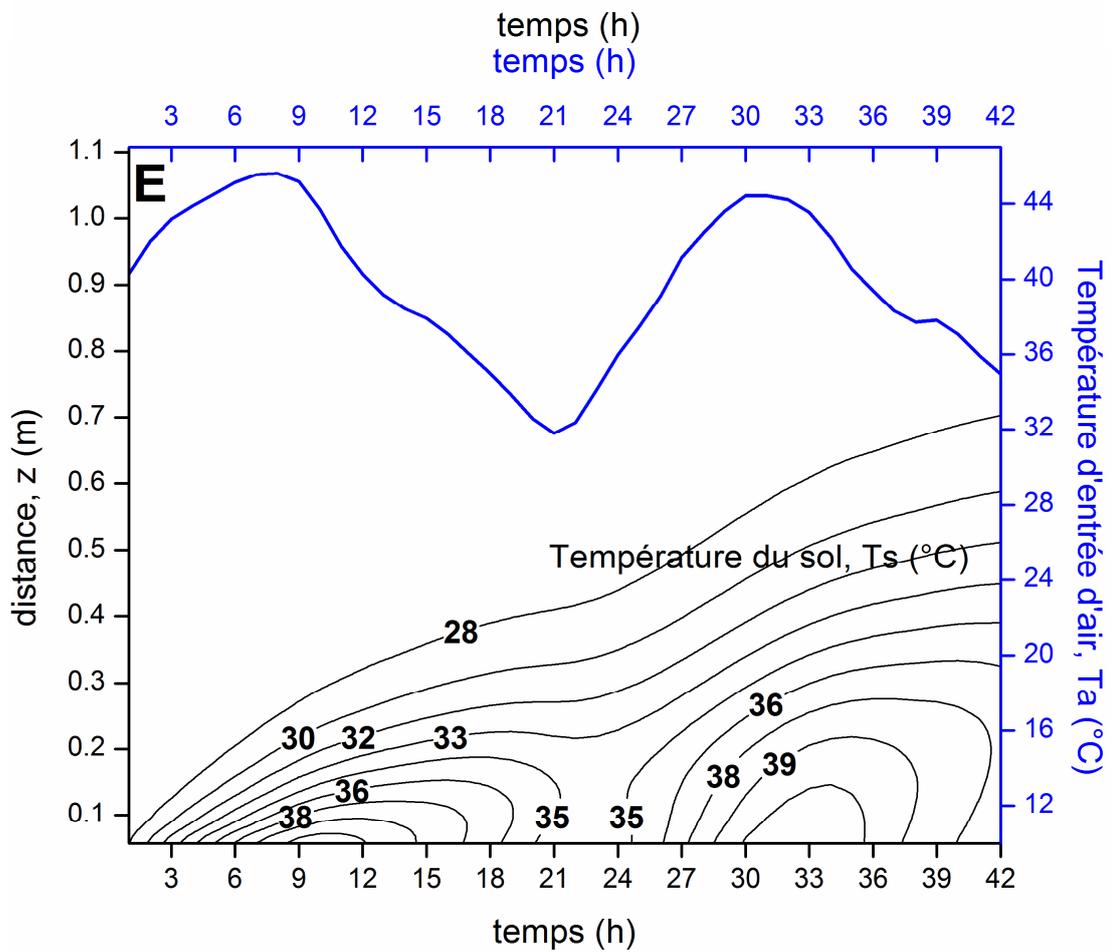
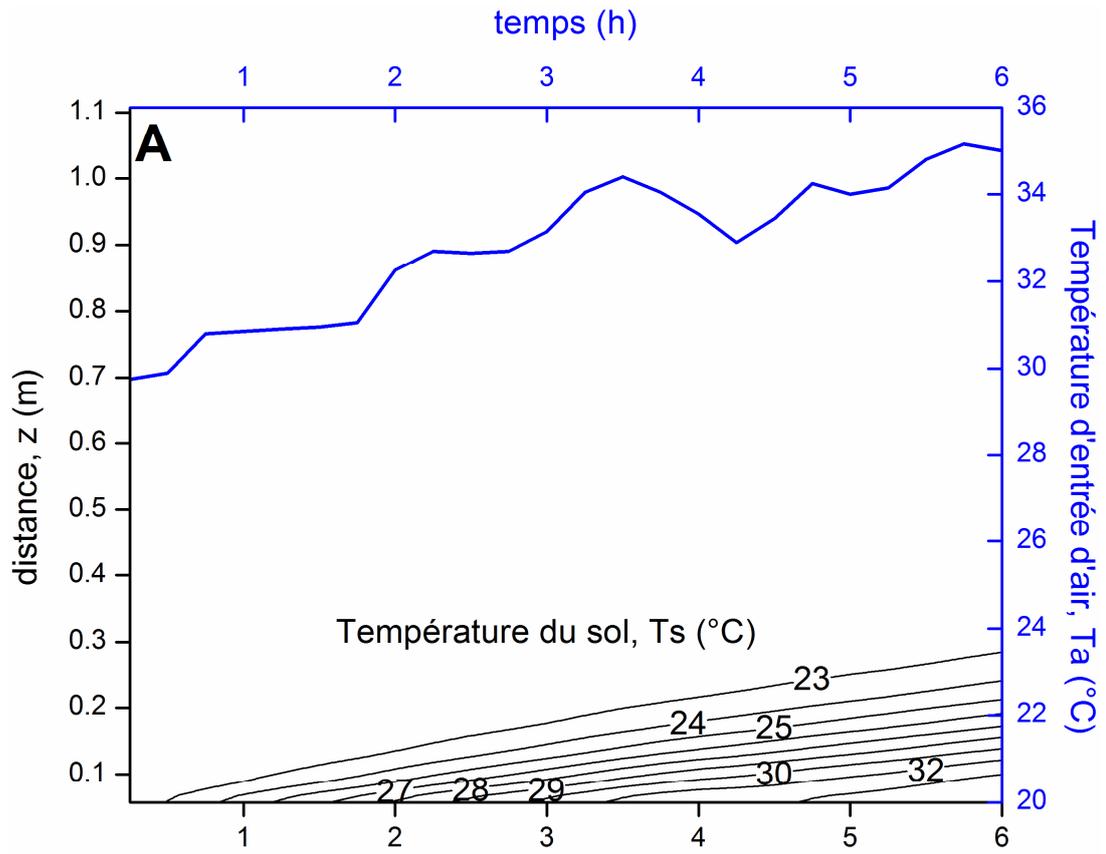


Figure 4. 14 Températures radiales du sol à l'entrée de l'ECAS après 6 heures de fonctionnement continu.

La figure 4.15 regroupe des séries de mesures de différentes heures de fonctionnement exprimées en trois dimensions (température-temps-distance radiale). Ce dernier rend plus explicite le comportement du sol tout en illustrant les phénomènes de saturation et de déchargement du sol. La figure 4.15 décrit la variation de la température du sol dans la dimension radiale au cours du temps de fonctionnement à l'entrée de l'ECAS. Les températures du sol ont été simulées par le présent modèle sous la valeur choisie, sauf la figure 4.15A qui n'a subi qu'une modification du paramètre temps (15 min). Selon la

figure 4.15, la première constatation est la température du sol qui varie constamment avec le temps de fonctionnement sur la figure 4.15A et suite à la sollicitation externe (la température de l'air d'admission) sur les figures 4.15E et 4.15F pour une seconde fois. Ensuite, le temps de fonctionnement et la température de l'air d'admission régissent la résistance thermique du sol. En utilisant le concept de rayon de sol r_{δ} défini par Rouag et al. (2018)[94], on constate que le rayon du sol atteint 30 cm après 6 heures de fonctionnement continu. Cependant, la figure 4.15E montre deux cycles de chargement thermique du sol et de récupération (déchargement). Au premier cycle, le rayon du sol (r_{δ}) est d'environ 30 cm après 10 heures de fonctionnement continu puis fixe après 21 heures correspondant à 11 heures de récupération. De même, dans le deuxième cycle, le rayon du sol saute de 30 cm ce qui correspond à $r_{\delta} = 60$ cm après 11 heures de chargement continu (32 heures) puis devient fixe correspond à $r_{\delta} = 60$ cm après 1 heure de récupération continue (42 heures). En outre, il convient de souligner que le taux d'augmentation du rayon du sol (r_{δ}) par rapport à l'opération de chargement est significativement supérieur (40 %) à celui du taux d'amortissement du rayon du sol pendant le processus de récupération dans le premier cycle, après cela, la différence devient de l'ordre de 66,66% au deuxième cycle. C'est-à-dire que la charge du sol domine notamment la récupération du sol pendant une courte période de fonctionnement continu. Sans aucun doute, il y a une dépréciation du taux d'augmentation due à la fois à la saturation thermique du sol et à l'inertie thermique du sol. En effet, ces résultats numériques approuvent et soutiennent les résultats de la littérature liés au processus de chargement et de récupération [96-99]. En revenant à la figure 4.15F, le chargement et la récupération du sol sont plus explicites de sorte que cette opération (chargement et récupération du sol) reprend à chaque fois à partir du dernier état du sol enregistré. De toute évidence, le premier cycle est plus expressif que les cycles suivants, ce qui signifie que l'état antérieur du sol affecte de manière significative l'état postérieur du sol.



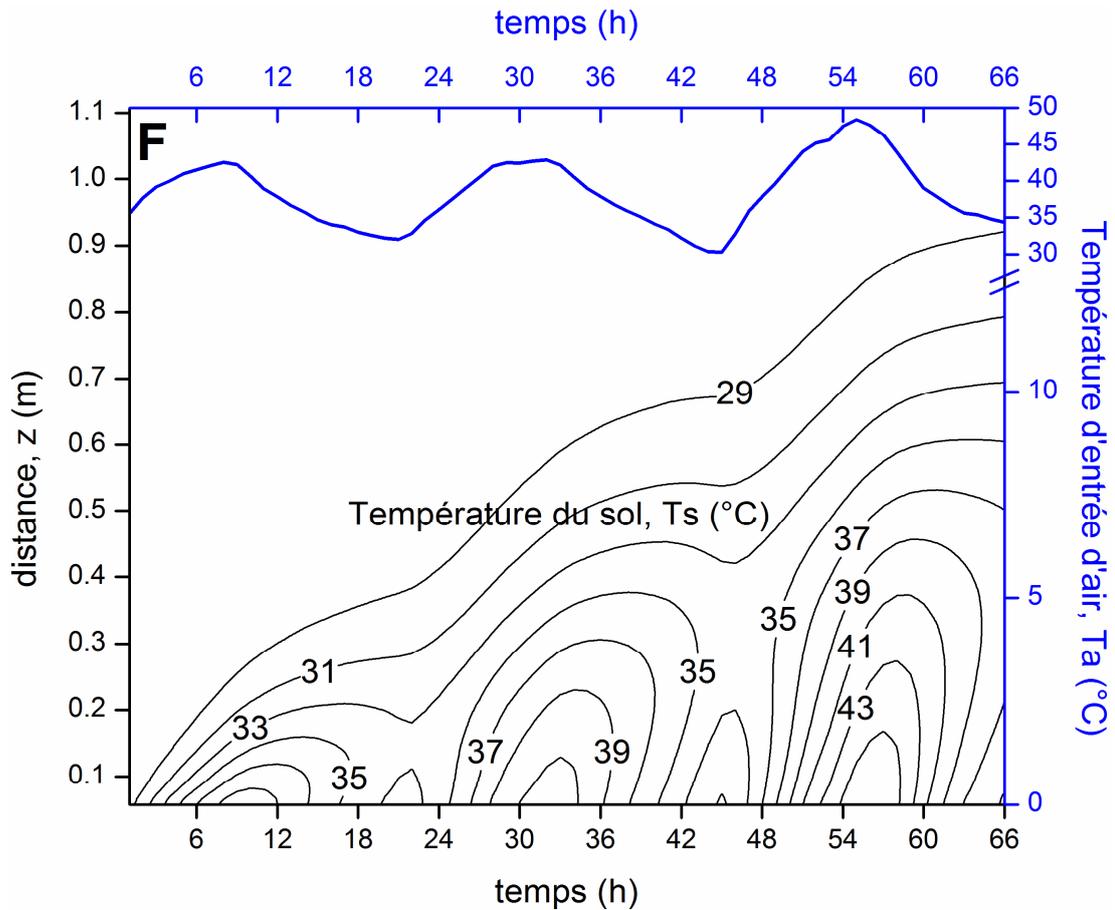


Figure 4. 15 Le profil de température d'entrée d'air et les températures radiales du sol à l'entrée de l'ECAS en utilisant le présent modèle pendant 6h (A), 42h (E) et 66h (F) de fonctionnement.

6 Conclusion

La conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption est un élément crucial pour assurer leur efficacité et leur durabilité. Cependant, pour améliorer la conception de ces échangeurs de chaleur, il est nécessaire d'avoir une estimation précise de la température du sol autour de ces échangeurs.

C'est pourquoi la proposition d'un nouveau modèle pour une meilleure estimation de la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol est une étape importante pour optimiser la conception de ces échangeurs. Ce nouveau modèle peut aider à mieux comprendre le comportement thermique du sol et à fournir des informations précieuses pour la conception des échangeurs de chaleur.

En résumé, la combinaison de ces deux chapitres est essentielle pour une conception optimale des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption, en tenant compte de la température du sol et en utilisant les dernières connaissances en matière de modélisation thermique.

Conclusion général

Cette thèse a porté sur l'étude de la réfrigération par adsorption, une technologie prometteuse pour la production de froid à partir de sources d'énergie renouvelable. À travers une étude bibliographique approfondie, nous avons examiné les principes fondamentaux de la réfrigération par adsorption et les avancées les plus récentes dans ce domaine.

Nous avons également abordé la question de l'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à air, en particulier dans les régions chaudes et sèches. Nous avons présenté les différentes approches pour optimiser le transfert thermique dans ces échangeurs, en mettant en évidence les avancées les plus récentes dans ce domaine.

Nous avons également étudié la conception thermique des échangeurs de chaleur air/sol pour les machines frigorifiques solaires à adsorption. Nous avons examiné les différents paramètres qui influencent l'efficacité de ces échangeurs et présenté les méthodes de simulation et de modélisation pour optimiser leur conception.

Enfin, nous avons proposé un nouveau modèle pour estimer la température du sol autour des échangeurs de chaleur air/sol. Notre modèle repose sur une approche numérique avancée, qui permet de simuler avec précision les flux de chaleur entre le sol et l'air, ainsi que les variations de température qui en découlent.

Dans l'ensemble, cette thèse a contribué à améliorer notre compréhension de la réfrigération par adsorption et des échangeurs de chaleur air/sol, en proposant des approches novatrices pour optimiser leur conception et améliorer leur efficacité énergétique. Ces avancées ont des implications importantes pour la production de froid à partir de sources d'énergie renouvelable, en particulier dans les régions chaudes et sèches.

Références bibliographiques

1. Desjonquères, M.-C. and D. Spanjaard, *Adsorption Phenomena*, in *Concepts in Surface Physics* 1996, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 411-538.
2. De Boer, J., *Adsorption phenomena*. *Advances in Catalysis*, 1956. **8**: p. 17-161.
3. Djebiret, M.A., *Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra*, 2012, Université de Biskra-Mohamed Khider.
4. Wang, R., L. Wang, and J. Wu, *Adsorption refrigeration technology: theory and application* 2014: John Wiley & Sons.
5. Ugale, V.D. and A.D. Pitale, *A review on working pair used in adsorption cooling system*. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015. **23**(02): p. 1530001.
6. Hulse, G., *Freight car refrigeration by an adsorption system employing silica gel*. *Refrigerating Engineer*, 1929. **17**(2): p. 41-54.
7. Plank, R. and J. Kuprianoff, *die Kleinkältemaschine* 2013: Springer-Verlag.
8. Suzuki, M., *Application of adsorption cooling systems to automobiles*. *Heat recovery systems and CHP*, 1993. **13**(4): p. 335-340.
9. Jones, J. and P. Golben, *Design, life testing, and future designs of cryogenic hydride refrigeration systems*. *Cryogenics*, 1985. **25**(4): p. 212-219.
10. Wade, L., et al., *Test performance of a 2 W, 137 K sorption refrigerator*. *Cryogenics*, 1992. **32**(2): p. 122-126.
11. Douss, N. and F. Meunier, *Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon-methanol systems*. *Heat Recov. Syst. CHP*; (United Kingdom), 1988. **8**(5).
12. Douss, N. and F. Meunier, *Experimental study of cascading adsorption cycles*. *Chemical engineering science*, 1989. **44**(2): p. 225-235.
13. Passos, E., J. Escobedo, and F. Meunier, *Simulation of an intermittent adsorptive solar cooling system*. *Solar energy*, 1989. **42**(2): p. 103-111.
14. Restuccia, G., et al., *Zeolite heat pump for domestic heating*. *Energy*, 1988. **13**(4): p. 333-342.
15. Cacciola, G. and G. Restuccia, *Progress on adsorption heat pumps*. *Heat recovery systems and CHP*, 1994. **14**(4): p. 409-420.
16. Critoph, R., *Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling*. *Solar energy*, 1988. **41**(1): p. 21-31.
17. Critoph, R., *Forced convection enhancement of adsorption cycles*. *Heat recovery systems and CHP*, 1994. **14**(4): p. 343-350.
18. Tamainot-Telto, Z. and R. Critoph, *Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair*. *International Journal of Refrigeration*, 1997. **20**(2): p. 146-155.
19. Shelton, S.V., *Solid adsorbent heat pump system*, 1986, Google Patents.

20. Shelton, S.V., W.J. Wepfer, and D.J. Miles, *EXTERNAL FLUID HEATING OF A POROUS ED*. Chemical Engineering Communications, 1988. **71**(1): p. 39-52.
21. Shelton, S.V., W.J. Wepfer, and D.J. Miles, *Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump*. Heat recovery systems and CHP, 1989. **9**(3): p. 233-247.
22. Shelton, S., W. Wepfer, and D. Miles, *Ramp wave analysis of the solid/vapor heat pump*. 1990.
23. Vasiliev, L., et al., *Resorption heat pump*. Applied thermal engineering, 2004. **24**(13): p. 1893-1903.
24. Wang, R., *Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation*. International Journal of Refrigeration, 2001. **24**(7): p. 602-611.
25. Wang, R., *Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001. **5**(1): p. 1-37.
26. Zhang, X., Y. Dai, and R. Wang, *A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier*. Applied thermal engineering, 2003. **23**(8): p. 989-1003.
27. Lu, Y., et al., *Adsorption cold storage system with zeolite–water working pair used for locomotive air conditioning*. Energy Conversion and Management, 2003. **44**(10): p. 1733-1743.
28. Wang, L., et al., *Compound adsorbent for adsorption ice maker on fishing boats*. International Journal of Refrigeration, 2004. **27**(4): p. 401-408.
29. Zhai, X., Y. Dai, and R. Wang, *Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors*. Applied thermal engineering, 2005. **25**(5-6): p. 741-757.
30. Wang, D., et al., *Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(7): p. 1073-1083.
31. Critoph, R. and R. Vogel, *Possible adsorption pairs for use in solar cooling*. International Journal of Ambient Energy, 1986. **7**(4): p. 183-190.
32. Aristov, Y.I., et al., *A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems*. Applied thermal engineering, 2002. **22**(2): p. 191-204.
33. Mauran, S., P. Prades, and F. L'haridon, *Heat and mass transfer in consolidated reacting beds for thermochemical systems*. Heat recovery systems and CHP, 1993. **13**(4): p. 315-319.
34. Luo, L. and M. Feidt, *Thermodynamics of adsorption cycles: a theoretical study*. Heat transfer engineering, 1992. **13**(4): p. 19-31.
35. Hajji, A., W. Worek, and Z. Lavan, *Dynamic analysis of a closed-cycle solar adsorption refrigerator using two adsorbent-adsorbate pairs*. Journal of Solar Energy Engineering;(United States), 1991. **113**(2).
36. Cacciola, G. and G. Restuccia, *Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model*. International Journal of Refrigeration, 1995. **18**(2): p. 100-106.
37. Douss, N., F.E. Meunier, and L.M. Sun, *Predictive model and experimental results for a two-adsorber solid adsorption heat pump*. Industrial & engineering chemistry research, 1988. **27**(2): p. 310-316.
38. Beasley, D.E. and J.A. Clark, *Transient response of a packed bed for thermal energy storage*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1984. **27**(9): p. 1659-1669.
39. Guilleminot, J., F. Meunier, and J. Pakleza, *Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure-non-uniform temperature case*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1987. **30**(8): p. 1595-1606.

40. Aristov, Y.I., *New family of solid sorbents for adsorptive cooling: material scientist approach*. Journal of Engineering Thermophysics, 2007. **16**(2): p. 63-72.
41. Chua, H.T., et al., *Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers*. International Journal of Refrigeration, 1999. **22**(3): p. 194-204.
42. Chua, H., et al., *Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004. **47**(4): p. 659-669.
43. Wang, X. and H. Chua, *Two bed silica gel-water adsorption chillers: an effectual lumped parameter model*. International Journal of Refrigeration, 2007. **30**(8): p. 1417-1426.
44. Saha, B.B., A. Akisawa, and T. Kashiwagi, *Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype*. Renewable Energy, 2001. **23**(1): p. 93-101.
45. Elsheniti, M.B., et al., *Adsorption refrigeration technologies*. Sustainable air conditioning systems, 2018: p. 71-95.
46. Ullah, K., et al., *A review of solar thermal refrigeration and cooling methods*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 499-513.
47. Wang, D., et al., *A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(1): p. 344-353.
48. Habib, K., B.B. Saha, and S. Koyama, *Study of various adsorbent-refrigerant pairs for the application of solar driven adsorption cooling in tropical climates*. Applied thermal engineering, 2014. **72**(2): p. 266-274.
49. Habib, K. and B.B. Saha, *performance evaluation of solar driven activated carbon fiber-ethanol based adsorption cooling system in Malaysia*. Asian Journal of Scientific Research, 2013. **6**(2): p. 146-156.
50. El Fadar, A., et al., *Study of a new solar adsorption refrigerator powered by a parabolic trough collector*. Applied thermal engineering, 2009. **29**(5-6): p. 1267-1270.
51. Habib, K., et al., *Study on a solar heat driven dual-mode adsorption chiller*. Energy, 2013. **63**: p. 133-141.
52. Lu, Z., R. Wang, and Z. Xia, *Experimental analysis of an adsorption air conditioning with microporous silica gel-water*. Applied thermal engineering, 2013. **50**(1): p. 1015-1020.
53. Zhai, X., et al., *Design and performance of a solar-powered air-conditioning system in a green building*. Applied energy, 2008. **85**(5): p. 297-311.
54. Lu, Z., et al., *An analysis of the performance of a novel solar silica gel-water adsorption air conditioning*. Applied thermal engineering, 2011. **31**(17-18): p. 3636-3642.
55. Alam, K.A., B.B. Saha, and A. Akisawa, *Adsorption cooling driven by solar collector: a case study for Tokyo solar data*. Applied thermal engineering, 2013. **50**(2): p. 1603-1609.
56. Hassan, H. and A. Mohamad, *Thermodynamic analysis and theoretical study of a continuous operation solar-powered adsorption refrigeration system*. Energy, 2013. **61**: p. 167-178.
57. Ramji, H.R., S.L. Leo, and M.O. Abdullah, *Parametric study and simulation of a heat-driven adsorber for air conditioning system employing activated carbon-methanol working pair*. Applied energy, 2014. **113**: p. 324-333.
58. Mahesh, A. and S. Kaushik, *Solar adsorption refrigeration system using different mass of adsorbents*. Journal of thermal analysis and calorimetry, 2013. **111**(1): p. 897-903.

59. Hassan, H., A. Mohamad, and R. Bennacer, *Simulation of an adsorption solar cooling system*. Energy, 2011. **36**(1): p. 530-537.
60. Pons, M. and J. Guilleminot, *Design of an experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker*. 1986.
61. Anyanwu, E.E. and N.V. Ogueke, *Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator*. Applied thermal engineering, 2007. **27**(14-15): p. 2514-2523.
62. Sumathy, K., et al., *Performance analysis of a modified two-bed solar-adsorption air-conditioning system*. International journal of energy research, 2009. **33**(7): p. 675-686.
63. Dai, Y. and K. Sumathy, *Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation*. Energy, 2003. **28**(14): p. 1511-1527.
64. Meunier, F., *Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications*. Applied thermal engineering, 1998. **18**(9-10): p. 715-729.
65. Wang, S., et al., *Experimental results and analysis for adsorption ice-making system with consolidated adsorbent*. Adsorption, 2003. **9**(4): p. 349-358.
66. Goyal, P., et al., *Adsorption refrigeration technology—An overview of theory and its solar energy applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **53**: p. 1389-1410.
67. Tchernev, D. and D. Emerson, *High-efficiency regenerative zeolite heat pump*. ASHRAE transactions, 1988. **94**: p. 2024-2032.
68. Miles, D.J., et al., *Gas fired sorption heat pump development*. Heat recovery systems and CHP, 1993. **13**(4): p. 347-351.
69. Jones, J.A., *Regenerative adsorbent heat pump*, 1991, Google Patents.
70. Critoph, R., *Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption cycle*. International Journal of Refrigeration, 2001. **24**(5): p. 428-437.
71. Amar, N.B., L. Sun, and F. Meunier, *Numerical analysis of adsorptive temperature wave regenerative heat pump*. Applied thermal engineering, 1996. **16**(5): p. 405-418.
72. Spinner, B., *Ammonia-based thermochemical transformers*. Heat recovery systems and CHP, 1993. **13**(4): p. 301-307.
73. Critoph, R., *Forced convection adsorption cycles*. Applied thermal engineering, 1998. **18**(9-10): p. 799-807.
74. Critoph, R., *Forced convection adsorption cycle with packed bed heat regeneration: Cycle à adsorption à convection forcée avec régénération thermique du lit fixe*. International Journal of Refrigeration, 1999. **22**(1): p. 38-46.
75. TCHERNEV, T. *Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolites*. in *L'Énergie solaire pour le froid et le conditionnement d'air*. Institut international du froid. Commissions E1-E2. Réunions. 1982.
76. Wang, R., et al., *An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker*. Solar energy, 2000. **68**(2): p. 189-195.
77. Zhang, X. and R. Wang, *Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system*. Renewable Energy, 2002. **27**(3): p. 401-415.
78. Suleiman, R.B.O., et al., *Transient Simulation of a Flat Plate Solar Powered Adsorption Refrigeration System*. International Journal of Renewable Energy Research (IJRER), 2012. **2**(4): p. 657-664.

79. Development, R.G.o.S., *The Report for the Strategy of Sustainable Development 2000*. Chinese Academy of Science. **Science Press, Beijing 7-03-008310-5**.
80. Tchernev, D., *Solar energy application of natural zeolites*. Natural zeolites: Occurrence, properties, use, 1978. **474**: p. 485.
81. Pons, M. and P. Grenier, *Experimental data on a solar-powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair*. 1987.
82. Iloeje, O., *Design construction and test run of a solar powered solid absorption refrigerator*. Solar energy, 1985. **35**(5): p. 447-455.
83. Ounis, H., A. Benchabane, and A. Rouag, *Accessoire à grille humidifiée pour l'amélioration de l'efficacité des échangeurs à air: proposition d'un mécanisme pour les aéro-refroidisseurs et les condenseurs*. DZ Patent App, 2016. **160057**.
84. Rouag, A., et al., *Technical solution for malfunction of air coolers and condensers in hot climates: thermal design of a Geothermal Air-Cooler*. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2020: p. 1-14.
85. Kheireddine, M.-A., et al., *Hybrid Cooling Tower for a Solar Adsorption Cooling System: Comparative Study Between Dry and Wet Modes in Hot Working Conditions*, in *Environmentally-Benign Energy Solutions 2020*, Springer. p. 293-308.
86. Rouag, A., et al., *Use of shallow geothermal energy to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a Geothermal Air-Cooler (GAC)*. DZ Patent App, 2014. **140719**: p. 04-12.
87. Melhegueg. M-A, B.A., Rouag. A, *Dispositif de couplage 'machine frigorifique à adsorption / aéro-refroidisseur géothermal' avec de nouveaux éléments assurant le refroidissement de l'adsorbeur*, in *inapi2021*: DZPatent.
88. Kheireddine, M.-A. and A. Benchabane, *Dispositif d'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur à air avec de nouveaux éléments couplant trois systèmes de refroidissement basé sur l'évaporation directe de l'eau et de la géothermie*. DZ Patent App, 2022.
89. Rouag, A., *Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption*, 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
90. Rouag, A., et al., *Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator*. Journal of Applied Engineering Science & Technology, 2016. **2**(1): p. 23-29.
91. Jannot, Y., *Transferts thermiques*. Ecole des mines Nancy, 2012: p. 161.
92. Mehdid, C.-E., et al., *Thermal design of Earth-to-air heat exchanger. Part II a new transient semi-analytical model and experimental validation for estimating air temperature*. Journal of Cleaner Production, 2018. **198**: p. 1536-1544.
93. Belloufi, Y., *Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat*, 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
94. Rouag, A., A. Benchabane, and C.-E. Mehdid, *Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger. Part I a new transient semi-analytical model for determining soil temperature*. Journal of Cleaner Production, 2018. **182**: p. 538-544.
95. Melhegueg, M.-A., et al., *Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger: Performance analysis of new transient semi-analytical model for short period of continuous operation*. Case Studies in Thermal Engineering, 2022. **40**: p. 102580.

96. Mathur, A., et al., *CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation*. Energy and Buildings, 2015. **87**: p. 37-44.
97. Mathur, A., A.K. Surana, and S. Mathur, *Numerical investigation of the performance and soil temperature recovery of an EATHE system under intermittent operations*. Renewable Energy, 2016. **95**: p. 510-521.
98. Mathur, A., et al., *Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE*. Energy and Buildings, 2015. **109**: p. 291-303.
99. Niu, F., et al., *Investigation on soil thermal saturation and recovery of an earth to air heat exchanger under different operation strategies*. Applied thermal engineering, 2015. **77**: p. 90-100.