



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITÉ
DE LORRAINE



SIMPPÉ



Interreg 
Grande Région | Großregion
Fonds européen de développement régional | Europäischer Fonds für regionale Entwicklung

Thèse

Présentée et soutenue publiquement pour l'obtention du titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE LORRAINE

Mention : Génie des Procédés, des Produits et des Molécules

par **Allaoua Soudani**

Sous la direction du professeur Riad Benelmir

Conception et développement d'un processus innovant pour l'intensification des transferts de chaleur et de masse dans un adsorbent de machine frigorifique à adsorption et intégration des prototypes expérimentaux dans une plateforme d'émulation de la Grande Région.

Le Mardi 11 Janvier 2022

Membre du jury :

Directeur de thèse	Mr Riad Benelmir	Professeur, Université de Lorraine, France
Co-directeur de thèse	Mr Damien Descieux	Maitre de conférences, Université de Lorraine, France
Rapporteurs	Mr Philippe André Mr Frank Scholzen	Professeur, Université de de Liège, Belgique Professeur, Université du Luxembourg, Luxembourg
Examineurs	Mme Fadila Maroteaux Mr Mohammed Lachi	Professeur, Université de Versailles, Saint-Quentin-En-Yvelines, France Professeur, Université de Reims Champagne Ardenne, France
Membres invités	Mr Mohammed El Ganaoui Mr Stefan Maas	Professeur, Université de Lorraine, France Professeur, Université du Luxembourg, Luxembourg

Remerciements

Je voudrais commencer par remercier notre directeur Mr Philippe Gérardin du laboratoire LERMAB qui m'a accueilli et a permis que cette thèse voit le jour. Sans Ecole Doctorale, il est impossible de faire une thèse de doctorat et je remercie tout particulièrement Madame Christine Gérardin, Directrice de l'école Doctorale SIMPPE, pour avoir accepté ma candidature. Le financement de la recherche est un point central et incontournable et je tiens à remercier vivement la grande région (INTERREG) pour avoir financé mes trois années de recherche dans le cadre du projet RCC|Kn.

Je remercie et souligne tout particulièrement la confiance accordée par le Professeur Riad Benelmir pour l'accueil et mon intégration dans son équipe, sa disponibilité, son dynamisme aux partages d'idées scientifiques et à la confiance qu'il m'accorde dans les collaborations de mise en place de futurs projets.

Je remercie André Donnot, Maître de conférences, pour toute l'aide apportée pendant ces trois années et les discussions scientifiques passionnantes qui m'ont permis de mieux aborder mon sujet. Je remercie Mohammed El Ganaoui pour ses invitations à la conférence ECOM21.

Je souligne et remercie l'aide de notre gestionnaire Corinne Courtehoux tant dans la bonne entente et son aide à mon intégration rapide dans le laboratoire que dans son efficacité de gérer les petits soucis du quotidien. Je voudrais saluer et remercier les techniciens du laboratoire, Nicolas Houssement pour sa disponibilité et sa gentillesse, ainsi qu'Emmanuel Martin pour sa disponibilité, son professionnalisme et son aide dans la fabrication de nombreuses pièces de mon banc prototype.

Je remercie l'ensemble des personnes que j'ai croisé dans le laboratoire et qui m'ont guidé par de bons conseils et mis sur des pistes de réflexion.

Je remercie mes enfants et mon épouse pour leur soutien et leur patience à mon égard pendant ces trois années.

Résumé

Le dérèglement climatique auquel nous assistons nous oblige à repenser nos unités de production d'énergie. En 2050 le besoin en froid dans le monde engloutira 37% de la production mondiale d'électricité et ajoutera plus de 2 milliards de tonnes de CO_2 par an dans l'atmosphère. Les machines frigorifiques à adsorption sont une alternative avec un grand potentiel mais la technologie de l'adsorption est encore mal comprise. Cette thèse apporte une nouvelle approche par l'analyse fréquentielle des dynamiques de transfert de chaleur et de masse au sein du matériau d'un adsorbent et pose les premiers éléments de construction d'un modèle numérique du phénomène d'adsorption dans un grain de silica gel. La construction d'un banc prototype pour les tests des futurs adsorbents a permis d'identifier les problèmes complexes lors des couplages entre adsorbent, évaporateur et condenseur. L'intégration par émulation d'une machine prototype dans le réseau de la grande région RCC|Kn a contribué à approfondir le futur modèle numérique global dans toutes ses dimensions. L'interconnexion des plateformes de la grande région a posé les premiers jalons importants du réseau RCC|Kn. Le test de plus de 60 h a démontré une grande stabilité tant dans les infrastructures matérielles que logicielles. Ce nouveau réseau apporte de nouvelles perspectives dans divers domaines tels que l'analyse des données, l'apprentissage automatique, les centres de données, les jumeaux numériques ou l'intégration de flux de données externes.

Abstract

The climate change we are witnessing is forcing us to rethink our energy production units. By 2050 the world's need for cooling will consume 37% of the world's electricity production and add more than 2 billion tonnes of CO_2 per year to the atmosphere. Adsorption refrigeration machines are an alternative with great potential but the adsorption technology is still poorly understood. This thesis provides a new approach to the frequency analysis of heat and mass transfer dynamics within the material of an adsorbent and lays the foundation for the construction of a numerical model of the adsorption phenomenon in a silica gel grain. The construction of a prototype bench for the testing of future adsorbents has made it possible to identify the complex problems in the coupling between adsorbents, evaporators and condensers. The integration by emulation of a prototype machine in the RCC|Kn large area network has contributed to deepen the future global numerical model in all its dimensions. The interconnection of the platforms of the large region has laid the first important milestones of the RCC|Kn network. The test of more than 60 hours has shown a high stability in both hardware and software infrastructures. This new network opens up new perspectives in various fields such as data analysis, machine learning, data centres, digital twins or the integration of external data streams.

1	Chapitre 1 Etude bibliographique sur le Froid par adsorption	1
1.1	Histoire de l'adsorption	1
1.2	Etat de l'art	2
1.2.1	Isotherme d'équilibre de sorption	2
1.2.2	Modélisation à l'équilibre	3
1.2.3	Modélisation en régime dynamique	8
1.2.4	Eléments clés dans la performance d'une machine à adsorption	12
1.2.5	Le matériau adsorbant	12
1.2.6	L'adsorbent	16
1.2.7	Configurations des machines à adsorption	27
1.2.7.1	Les éléments de constructions physiques	28
1.2.7.2	Paramètres de fonctionnements	32
1.2.7.3	Combinaison à configurations multiples	40
2	Chapitre 2 Investigation et résultats expérimentaux	41
2.1	Introduction	42
2.2	Etude des dynamiques d'adsorption et de désorption	43
2.2.1	Dynamique d'adsorption et de désorption dans un grain d'adsorbant	44
2.2.1.1	Caractérisation fréquentielle des grains à la thermobalance	44
2.2.1.2	Protocole expérimental	45
2.2.1.3	Paramètres étudiés	46
2.2.1.4	Méthode d'analyse fréquentielle des masses adsorbée ou désorbée.	48
2.2.1.5	Résultats expérimentaux de ΔTG en fonction de F_n	49
2.2.1.6	Analyse des pentes des courbes TG en fonction de F_n	55
2.2.1.7	Analyse des débits massiques moyens en fonction de F_n	59
2.2.2	Dynamique d'adsorption et de désorption dans un adsorbent	62
2.2.2.1	Conception et fabrication du banc de sorption	62
2.2.2.2	Les Caloducs	67
2.2.2.3	Résultats expérimentaux	78
2.2.3	Les dynamiques à l'échelle de la machine à adsorption	81
2.2.3.1	Description de l'ancienne machine à adsorption	82
2.2.3.2	Modification de la machine et instruments de mesures	84
2.2.3.3	Les circuits hydrauliques	85
2.2.3.4	Fonctionnement de l'ancienne machine à adsorption	91
2.2.3.4.1	Analyse de la production de froid.	93
2.2.3.5	Etude des cycles et résultats expérimentaux	94
2.2.3.5.1	Cycles Symétriques pour optimisation du COP	95
2.2.3.5.2	Cycle Asymétrique pour optimisation du COP	98
3	Chapitre 3 Etude numérique et thermique	101
3.1	Introduction	102
3.1.1	Elaboration d'un modèle numérique	103
3.1.1.1	Proposition des deux fonctions	104
3.1.1.2	Schéma numérique et discrétisation	106

3.1.1.3	Résultats de la simulation	108
3.1.2	Etude thermique entre caloduc et ailette	109
3.1.2.1	Calcul du flux caloduc/ailette :	110
3.1.2.2	Simulation numérique sur l'ensemble caloduc/ailette dans un environnement contrôlé	112
4	Chapitre 4 Mutualisation des plateformes dans le réseau RCC/kn	117
4.1	Introduction	118
4.2	Présentation des quatre plateformes	119
4.2.1	Plateforme de l'Université d'Arlon	119
4.2.2	Plateforme de l'Université de Kaiserslautern	120
4.2.3	Plateforme de l'Université de Saarbrücken	123
4.2.4	LA plateforme ENERBAT de l'Université de lorraine	124
4.3	La synergie entre plateformes	133
4.3.1	L'émulation des plateformes	133
4.3.2	Choix de l'architecture du réseau RCC/Kn	133
4.3.3	Architectures informatiques de la plateforme ENERBAT	135
4.4	La mutualisation de la plateforme ENERBAT	139
4.4.1	Choix des équipements	139
4.4.2	La machine à adsorption dans le réseau RCC/Kn	139
4.4.2.1	Architecture du système d'acquisition et de commande	139
4.4.3	Logiciel de contrôle Local	140
4.4.4	Les couplages et les configurations entre laboratoires	143
4.4.5	La synchronisation des échanges d'informations	143
4.5	Essai global entre les quatre laboratoires	144
4.5.1	Description de l'expérience	145
4.5.2	Résultats et discussions	145
5	Conclusion et Perspective	149
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	152
	ANNEXE 1	158
	ANNEXE 2	162
	ANNEXE 3	167
	ANNEXE 4	170

Table des tableaux

Tab . 1 : Récapitulatif des Modèles.....	7
Tab . 2 Récapitulatif des différentes combinaisons	40
Tab . 3: campagne de mesure pour l'étude de la dynamique d'adsorption de grain de silica-gel.....	47
Tab . 4 : ΔTG en fonction de F_n	49
Tab . 5 : ΔTG en fonction de F_n	49
Tab . 6 Détaille des Séries S8 et S9.....	49
Tab . 7 Détails des Séries S8 et S5'	50
Tab . 8 : ΔTG en fonction de F_n	50
Tab . 9 : ΔTG en fonction de F_n	50
Tab . 10 Détaille des Séries S8, S6 et S7.....	51
Tab . 11: ΔTG en fonction de F_n	51
Tab . 12: ΔTG en fonction de F_n	51
Tab . 13: ΔTG en fonction de F_n	51
Tab . 14: ΔTG en fonction de F_n	52
Tab . 15 Détaille des Séries S8, S11 et S12	52
Tab . 16: ΔTG en fonction de F_n	52
Tab . 17: ΔTG en fonction de F_n	52
Tab . 18: Tableau récapitulatif des valeurs de ϑ_r pour chaque série et fréquences	53
Tab . 19 : Paramètres des Séries S8 et S9	56
Tab . 20 resultats des débits obtenues à la thermobalance	79
Tab . 21 Calcul des débits	79
Tab . 22 : campagne de mesure pour l'étude des cycles symétrique	95
Tab . 23: Calculs des COP cycle symétrique	96
Tab . 24 : campagne de mesure pour l'étude des cycles asymétriques	98
Tab . 25 : Calculs des COP Séries Asymétrique.....	100
Tab . 26 comparaison entre valeurs mesurées et calculés.....	108
Tab . 27 : Cas d'une ailette en cuivre seul pour des temps différents.....	112
Tab . 28 : Différents cas de simulation étudiés	114
Tab . 29 : Variables échangées sur le réseau RCC Kn.....	145

Table des illustrations

fig. 1 : Pression relative, P/P_0	2
fig. 2 : Monocouche	3
fig. 3 : Multicouche	5
fig. 4 : lit d'adsorbant	9
fig. 5 Nitrogen adsorption isotherms on a series of silica gels	13
fig. 6 CO ₂ adsorption isotherms on the series of silica gels	13
fig. 7 Pore volume of narrow micropores (V_{CO_2}), total micropore (V_{N_2}), and mesopore (V_{meso}),	13
fig. 8 Water adsorption isotherms at 298K on silica gels	14
fig. 9 Echangeur de chaleur	16
fig. 10 Adsorbant	16
fig. 11 Adsorbeur formes d'ailettes	17
fig. 12 conductivité thermique moyenne constant et variable	18
fig. 13 P du lit pour λ constant et $\lambda = fw$	18
fig. 14 du lit pour λ constant et $\lambda = fw$	18
fig. 15 : Résistance de contact	19
fig. 16 P du lit pour $R_c = 0$ et $R_c = fT$	19
fig. 17 T du lit pour $R_c = 0$ et $R_c = fT$	19
fig. 18 SCP avec lit identique	20
fig. 19 COP avec lit identique	20
fig. 20 SCP pour masse identique	20
fig. 21 COP pour masse identique	20
fig. 22 Récapitulatif COP et SCP	21
fig. 23 FS en fonction du temps cycle	21
fig. 24 FH en fonction du temps cycle	21
fig. 25 Vu d'ensemble de l'adsorbeur et ces différentes ailettes	22
fig. 26 : COP en fonction de FS pour FH=20,15,10	23
fig. 27 SCP en fonction de FS pour les deux formes d'ailettes et FH=20,15,10	23
fig. 28 Gradients de pressions pour les deux types d'ailettes	25
fig. 29 Temps de cycle et TCP en fonction de FS pour FH=20,15,10 ailettes longitudinaux	25
fig. 30 Temps de cycle et TCP en fonction de FS pour FH=20,15,10 ailettes annulaires	26
fig. 31 Machine à Adsorption deux étage 4 lits avec cycle de base	27
fig. 32 Etape 1 de Désorption d'une machine 1 étage 1 lit avec cycle de base	28
fig. 33 Etape 2 d'adsorption d'une machine 1 étage 1 lit avec cycle de base	29
fig. 34 Cycle de fonctionnement pour une configuration 1 étage 1 lit	29
fig. 35 Machine frigorifique à adsorption 1 étage 2 lits avec cycles de bases	30
fig. 36 Cycle de base du fonctionnement d'une machine à 1 étage 2 lits	30
fig. 37 Cycle d'une machine à adsorption	32
fig. 38 Machine à 1 étage 2 lits à cycle classique	33
fig. 39 Cycle Classique Configuration 1 étage 2 lits	33
fig. 40 Cycle modifié Configuration 1 étage 2lits	34
fig. 41 Evolution du COP et SCP en fonction du temps de demi cycle	34
fig. 42 Cycle classique configuration 1 étage 2 lits source solaire	35
fig. 43 Cycle variable configuration 1étage 2 lits source solaire	35
fig. 44 SCP Pour cycle fixe et variable	35

fig. 45 Temps de cycle optimum _____	35
fig. 46 COP Pour cycle fixe et variable _____	35
fig. 47 Machine à configuration 1 étage 2 lits avec système de récupération de chaleur _____	36
fig. 48 Influence des systèmes de récupération de chaleur sur le COP et la capacité de refroidissement en fonction de la température de production de froid _____	37
fig. 49 Influence des systèmes de récupération de chaleur sur le COP et la capacité de refroidissement en fonction du temps de cycle _____	37
fig. 50 description du transfert de masse _____	38
fig. 51 COP et SCP en fonction de la température de chauffage _____	39
fig. 52 COP et SCP en fonction de la récupération de masse _____	39
fig. 53 : Machine à Adsorption un étage deux lits _____	43
fig. 54 : Thermobalance avec Générateur d'humidité contrôlée _____	45
fig. 55 : : Banc expérimental pour l'étude fondamentale du phénomène de sorption (grain de Silica Gel) _____	46
fig. 56 : signal de chauffage et refroidissement du four. _____	47
fig. 57 courbe d'adsorption et de désorption en fonction de la fréquence série S8 fréquence F1. _____	48
fig. 58 : courbes d'évolution de la masse adsorbée pour la série S8 et S9 en fonction de la fréquence _____	49
fig. 59 courbes d'évolution de la masse adsorbée pour la série S5' et S8 _____	50
fig. 60 : courbes d'évolution de la masse adsorbée pour les séries S8, S6 et S7. _____	51
fig. 61 : ΔTG en fonction de F_n pour les séries S8, S11 et S12 _____	52
fig. 62 : Pentes d'adsorption P_{a1} , P_{a2} et de désorption P_{d1} , P_{d2} de la Série 6 fréquence 1 _____	55
fig. 63: Pentes d'adsorption P_{a1} et de désorption P_{d1} de la Série 6 fréquence 6 _____	55
fig. 64 : Pentes de désorption Série S8, S9 _____	56
fig. 65 : Pentes d'adsorption Série S8, S9 _____	56
fig. 66: Pentes d'adsorption Série S8, S5' _____	57
fig. 67: Pentes de désorption Série S8, S5' _____	57
fig. 68 : Pentes d'adsorption Série S8, S6, S7 _____	57
fig. 69 : Pentes de désorption Série S8, S6, S7 _____	57
fig. 70: Pentes d'adsorption Série S8, S11,S12 _____	58
fig. 71: Pentes de désorption Série S8, S11,S12 _____	58
fig. 72: Pentes P_{d2} de désorption pour les fréquences F1,F2,F3 de toutes les Séries _____	59
fig. 73 : Pentes P_{a2} d'adsorption pour les fréquences F1,F2,F3 de toutes les Séries _____	59
fig. 74: Evolution des pentes de désorptions pour toutes les fréquences en fonction des séries _____	59
fig. 75 : Evolution des pentes d'adsorption de toutes les fréquences en fonction des séries _____	59
fig. 76 : Débit massique en fonction de F_n pour toute les séries _____	60
fig. 77 : série S8 temps adsorption T_{1ad} et désorption T_{1ds} _____	61
fig. 78 : Débit massique moyen d'adsorption et de désorption série S8 _____	61
fig. 79 Banc prototype de sorption version 1 _____	63
fig. 80 : conception finale du banc expérimental _____	64
fig. 81 : générateur de vapeur d'eau _____	64
fig. 82 : conception SolidWorks du générateur de vapeur _____	64
fig. 83 environnement de travail (réacteur) _____	65
fig. 84 : conception SolidWorks du réacteur _____	65
fig. 85: principe de fonctionnement d'un caloduc _____	68
fig. 86 fonctionnement d'un caloduc capillaire _____	69
fig. 87: Réseaux capillaires typiques : (a) Mèches tissées ; (b) Rainures rectangulaires ; (c) Poudre métallique frittée _____	69
fig. 88 fonctionnement d'un caloduc thermosiphon _____	70

fig. 89 fonctionnement d'un caloduc tournant	71
fig. 90: principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé	71
fig. 91 : poinçon	72
fig. 92 : ailette emboutie	72
fig. 93 : ailette avant	72
fig. 94 : ensemble ailette/laiton (fixé avec de l'étain)	73
fig. 95 : bague en laiton	73
fig. 96 : ailette en cuivre	73
fig. 97: principe de la granulométrie à laser	74
fig. 98: appareil granulométrique.	74
fig. 99 : échantillon N°2	75
fig. 100 : échantillon N°1	75
fig. 101 : densité volumique pour chaque taille de grain de l'échantillon N°2	75
fig. 102 : densité volumique pour chaque taille de grain de l'échantillon N°1	75
fig. 103 superposition des deux séries	75
fig. 104 pression de l'adsorbat pour des cycles de chauffage et refroidissement du caloduc	78
fig. 105: Circuit hydraulique de la Plateforme ENERBAT	82
fig. 106 Automate Sortech	83
fig. 107 Vanne HV 3 voies du circuit hydraulique extérieur de la Machine à Adsorption Sortech	83
fig. 108 Machine à Adsorption Sortech à la plateforme ENERBAT	83
fig. 109: Circuit Hydraulique extérieur de la Machine Sortech	83
fig. 110 : Shéma hydraulique interieur du cicuit d'adsorbat de la machine Sortech	83
fig. 111 : Armoire de câblages des équipements et de l'automates	84
fig. 112 : Capteur de pression adsorbeur n°2	84
fig. 113 : Sonde de températures plus débitmètres aux sorties	84
fig. 114 : Sonde de températures d'entrées	84
fig. 115: Circuit hydraulique LT, position des sondes de températures et débitmètres	85
fig. 116 : Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit LT	86
fig. 117: circuit hydraulique MT, position des sondes de températures et débitmètres	87
fig. 118 : Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit MT	88
fig. 119 : Circuit hydraulique HT	89
fig. 120: Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit HT	90
fig. 121 : Retards des mesures dû à leurs positionnements pour les trois circuits hydrauliques LT, MT, HT	91
fig. 122 descriptions des étapes d'un cycle machine	91
fig. 123 : Cycle machine avec les deux phases de transition	92
fig. 124: Température d'entrées HT IN, MT IN juste après la commutation des vannes	92
fig. 125 : Température de sorties HT OUT, MT OUT juste après la commutation des vannes	92
fig. 126 Température d'entrée, sorties LT IN et LT OUT juste après la commutation des vannes.	93
fig. 127 : puissance de productions de froid des lits N°1 et N°2	93
fig. 128: Cycle de commandes des vannes HV	94
fig. 129 : puissance LT et HT sur deux cycles	95
fig. 130 : puissance LT et HT sur un cycle	95
fig. 131: Puissances Circuit HT, MT, LT temps de cycle 666s	96
fig. 132 : Puissance froide produite par le lit N°1 et N°2	96
fig. 133: Synthèse des COP pour Cycle Symétrique	97
fig. 134 : Puissances de refroidissement dry coller et sondes Géothermique	98

fig. 135: cycle de 666 (s) asymétrique avant basculement $t_d=-22s$ série ACy1	99
fig. 136 : cycle de 666 (s) asymétrique après basculement $t_d=33s$ série ACy2	Erreur ! Signet non défini.
fig. 137 cycle de 666 (s) asymétrique après basculement $t_d=222s$ série ADCy1	Erreur ! Signet non défini.
fig. 138: Synthèse des COP pour Cycle Asymétrique avec COP MAX constructeur	100
fig. 139 : les flux lors de l'adsorption d'eau dans une bille	103
fig. 140 les flux lors de désorption d'eau dans une bille	104
fig. 141 : tranche de bille volume de dv	106
fig. 142 : Température de l'adsorbat en fonction F_n	108
fig. 143 : Dispositif de chauffage et refroidissement du caloduc	109
fig. 144 : Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.	113
fig. 145 Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette en cuivre.	113
fig. 146 : évolution de la température à l'extrémité de l'ailette	114
fig. 147: Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.	115
fig. 148 : Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette avec silica gel.	115
fig. 149: Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.	115
fig. 150 Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette nouveau matériau.	115
fig. 151 : Chambre climatique et Buffer	119
fig. 152 : Living Lab	120
fig. 153 : Source: SageGlass	121
fig. 154 : Surveillance thermographique du confort thermique	121
fig. 155 Poste de bureau chauffée et refroidie	122
fig. 156 : Chaise chauffante	122
fig. 157 plateforme équipée de batteries lithium-ion	124
fig. 158 Convertisseur de réseau et onduleurs pour batterie	124
fig. 159 : batteries	124
fig. 160 Plateforme ENERBAT	126
fig. 161 : chaudière biomasse	127
fig. 162: Ballon d'eau chaude stratifié KSX de 1500L	128
fig. 163 : Aérotherme Chaud	129
fig. 164 : Aérotherme Froid	129
fig. 165 : Aéroréfrigérant	130
fig. 166 : Pompe à chaleur	130
fig. 167 : champ solaire de la plateforme ENERBAT	131
fig. 168 Systeme de refroidissement de la cellule biclimatique	132
fig. 169 : emplacement échantillon	132
fig. 170 Système de chauffage au sol de la cellule biclimatique	132
fig. 171 : : Architecture générale du réseau RCC/Kn	134
fig. 172 : type de tables dans la base de données central	134
fig. 173 : architecture locale du serveur	135
fig. 174 : Structure des tables locales dans la base de données locale	135
fig. 175 : Architecture générale de la plateforme ENERBAT	136
fig. 176 : Gestion de la source Solaire	136
fig. 177 : Commande et gestion de la chaudière	137
fig. 178: Commande et gestion de la chaudière	137
fig. 179 : Pompe à chaleur	138
fig. 180 : Cogénérateur	138

<i>fig. 181 : Architecture globale de commande et d'acquisition des grandeurs mesurées</i>	140
<i>fig. 182 : Menu principal de l'application</i>	141
<i>fig. 183 : Visualisation des données sous formes de courbe issue de la base de données RCC Kn</i>	141
<i>fig. 184 : Interface de visualisation et de contrôle temps réel de la plateforme ENERBA</i>	142
<i>fig. 185: Exploitation et analyse des bases données.</i>	143
<i>fig. 186: Configuration de l'expérience entre les quatre laboratoires de la grande région</i>	144
<i>fig. 187 : Différents types de messages transitant sur la plateforme pendant 60 heures de test et leur diffusion sur leur site d'origine en millions de messages. (ARL = Arlon, KAI = Kaiserslautern, NAN = Nancy, SAA = Saarbrücken, EXP = Export data)</i>	146
<i>fig. 188 : : évolution de l'indicateur de confort PMV de la chambre climatique.</i>	146
<i>fig. 189 : évolution et comparaisons des températures des laboratoires Arlon et Kaiserlautern</i>	147
<i>fig. 190: Température sortie machine à adsorption plateforme NAN vers entrée ballon plateforme ARL.</i>	147
<i>fig. 191 : Production des PV d'Arlon, Besoin en électricité de Nancy, offre d'électricité par batteries de Saarbrücken.</i>	148
<i>fig. 192 : production de froid Nancy , besoin en froid Arlon</i>	148

Introduction

L'industrie du froid pour la plupart des habitats de la planète se limite aux réfrigérateurs et climatiseurs domestiques, aux grandes surfaces et leurs rayons surgelés et aux grands centres commerciaux avec leurs climatisations centralisées. Ces domaines ne sont que la partie visible qui cache une réalité beaucoup plus vaste. Le rôle que joue l'industrie du froid dans l'économie mondiale d'aujourd'hui est majeur. Elle est devenue une ressource indispensable comme l'électricité ou le gaz. On la retrouve dans des secteurs multiples comme l'industrie alimentaires, le conditionnement d'air et elle a une grande importance dans les secteurs de la santé, l'énergie et l'environnement. Dans l'ensemble de ces secteurs le besoin est en forte croissance. Elle continue de s'y développer, en apportant de grandes contributions à leurs développements.

Dans le secteur de la santé, la production du froid contribue à la préservation des produits pharmaceutiques notamment les vaccins, elle est également utilisée dans de nombreux processus de fabrication de l'industrie alimentaire et des boissons, produits chimiques, la construction mécanique et autres domaines.

En 2050, la climatisation engloutira 37% de la demande mondiale d'électricité selon l'Agence internationale de l'énergie (IAE), l'équivalent de la consommation actuelle de l'industrie et de la Chine cumulées. Un véritable gouffre énergétique qui ajoutera plus de 2 milliards de tonnes de CO₂ par an dans l'atmosphère.

L'emploi que génère l'économie du froid est en forte augmentation dans les pays développés ou en voie de développement. Tant dans la production des équipements que dans leurs mises en œuvre. D'après une note de 2015 de l'IIR (institut international du froid) le nombre d'unités en service pour le froid domestique (réfrigérateurs et congélateurs) est de 1.5 milliards, 90 millions pour le froid commercial et 4 millions pour le transport frigorifique. Elle estime aussi que dans le monde les systèmes de conditionnement d'air (pompe à chaleur) sont d'environ 3 milliard.

L'impact négatif du froid sur l'environnement doit être pris en compte. L'IIR indique que les émissions des fluorocarbures (HCFC, CFC et HFC) sont dues aux émissions directes (fuites) des installations frigorifiques, leurs impacts sur le réchauffement climatique représentent 20%. Les 80% restant sont des émissions indirectes qui proviennent des centrales d'énergie électrique dont les installations fonctionnent aux combustibles fossiles

pour la production d'énergie électrique. Elle préconise deux axes pour réduire les impacts sur le réchauffement climatique :

- De choisir des fluorocarbures à faible impact sur l'atmosphère, de réduire leurs quantités dans les équipements, d'avoir une meilleure étanchéité du circuit frigorigène et de trouver des technologies alternatives utilisant de nouveaux frigorigènes à impact nul sur le réchauffement climatique.
- La deuxième piste est sur une réduction de la consommation d'énergie primaire des équipements.

La possibilité de faire du froid de façon efficace, à bas coût tout en respectant la nature et de surcroît permettre un nouveau modèle de développement économique, est un challenge amplement motivant. Aujourd'hui la technologie de l'adsorption a un potentiel qui pourrait permettre cela, mais elle est encore mal comprise autant dans son principe fondamental que dans sa mise en œuvre. Il existe aujourd'hui des machines commerciales avec des coûts de production assez élevés et malheureusement avec des rendements faibles.

Une étude approfondie tant sur la dynamique d'adsorption que sur sa mise en œuvre est nécessaire. Dans le cadre d'un projet européen intitulé RCC|KN (Réseau de Chambres Climatiques | Klimalabor Netzwerk), la plateforme ENERBAT de notre laboratoire met en œuvre une machine frigorifique à adsorption à deux lits couple (silica gel/eau). Le moteur de la machine frigorifique à adsorption à deux lits est son adsorbent.

Chapitre 1 Etude bibliographique sur le Froid par adsorption

1.1 Histoire de l'adsorption

Le mot adsorption a été introduit par Kayser en 1881 pour décrire le phénomène de fixation d'un gaz (adsorbat) à la surface d'un solide (adsorbant). L'adsorption est due à des forces de natures différentes. Elles peuvent être physique ou chimique. On parle de physisorption quand la force est de nature physique et lorsqu'elle est de nature chimique on parle de chimisorption. Pour la physisorption les forces d'interaction sont de type (Van Der Waals) avec des intensités de quelques dizaines de KJ/mol. Pour la chimisorption les forces sont de type (force de covalence) avec des intensités de plusieurs centaines de KJ/mol. La physisorption est une réaction totalement réversible. Les molécules fixées à la surface (adsorbées) peuvent être enlevées (désorbées) en chauffant la surface de l'adsorbant ou en baissant la pression de l'adsorbat. Dans le cas de la chimisorption les conditions sont beaucoup plus difficiles et parfois la réaction est irréversible. L'adsorption d'un gaz est exothermique avec une chaleur isostérique inférieure à 40kJ/mol, et pour la chimisorption la chaleur isostérique de sorption est supérieure à 100KJ/mol.

Le phénomène d'adsorption est utilisé dans beaucoup de domaines comme la catalyse, la filtration, la mesure de surface de matériaux poreux, la production de froid, etc.... L'adsorption peut être une nouvelle technologie en devenant le moteur principal dans les machines frigorifiques, et permettre de démontrer qu'il est possible de produire du froid en respectant la nature. Cette technologie contribue fortement à faire diminuer l'impact carbone sur notre environnement.

1.2 Etat de l'art

1.2.1 Isotherme d'équilibre de sorption

Le taux d'adsorption de l'adsorbat à l'équilibre thermodynamique sur la surface de l'adsorbant dépend de la température de l'adsorbant, de la pression de l'adsorbat et du couple adsorbant/ adsorbat. Toutes les études d'adsorption consistent à déterminer le taux d'adsorption θ_a pour un couple adsorbant/adsorbat en fonction de ces trois paramètres. Les résultats sont souvent représentés sous forme d'isothermes à l'équilibre thermodynamique. Ils ont fait l'objet d'une classification par l'IUPAC (Union internationale de chimie pure et appliquée). Elle propose de les classer en 9 types différents selon la . Ces isothermes donnent le taux d'adsorption θ_a de l'adsorbat à l'équilibre thermodynamique en fonction de sa pression relative. L'IUPAC classe aussi les pores par leurs diamètres (d), en macropores ($d > 50$ nm), mésopores ($2 < d < 50$ nm) et micropores ($d < 2$ nm).

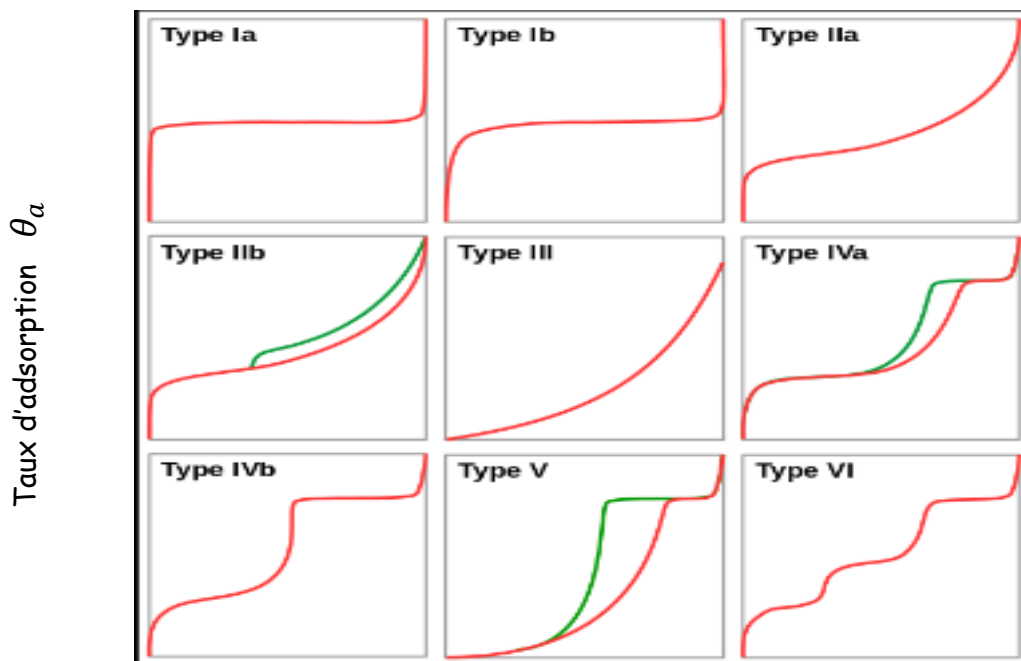


fig. 1 : Pression relative, P/P_0

Nous avons en rouge l'isotherme d'adsorption et en vert l'isotherme de désorption. P/P_0 est la pression relative de l'adsorbat où P_0 est la pression de vapeur saturante de l'adsorbat à la température T de l'adsorbant. Une isotherme d'adsorption consiste à représenter la variation du taux d'adsorption θ_a en fonction de P/P_0 pour P variant de 0 à P_0 .

- type Ia et Ib : observés pour des adsorbants microporeux, c'est-à-dire des matériaux pour lesquels la porosité est principalement constituée de pores de moins de deux nanomètres. L'adsorption est limitée par l'encombrement stérique à une ou deux couches d'adsorbat et au maximum quatre couches.
- type IIa et IIb : correspond à des agrégats de grains non poreux, par exemple des argiles, des ciments, des pigments ;
- type III : adsorption de très faible énergie sur un échantillon non poreux, c'est un cas rarement observé ;
- type IV : ces isothermes correspondent à des matériaux mésoporeux, c'est-à-dire des solides pour lesquels le volume poreux est principalement constitué de pores ayant une taille comprise entre 2 et 50 nm ;
- type V : est similaire au type IV, mais indique une faible énergie d'interaction entre l'adsorbat et l'adsorbant ;
- type VI : est un isotherme à marches, il indique la formation successive de couches différentes adsorbées sur la surface de l'adsorbant.

Après avoir exposé la classification des isothermes par l'IUPAC, plusieurs modèles ont été proposés pour décrire leurs allures à l'équilibre.

1.2.2 Modélisation à l'équilibre

Le modèle de l'équation [5] de Langmuir définit dans son article¹ que l'adsorption se fait sur une monocouche fig.2.

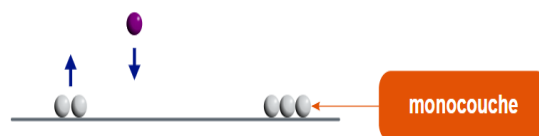


fig. 2 : Monocouche

Dans son modèle à l'équilibre thermodynamique il définit des conditions en indiquant que pour tous les sites l'énergie isostérique d'adsorption a la même valeur, qu'il n'y a aucune interaction entre les molécules adsorbées et que le taux d'adsorption dépend de deux paramètres physiques que sont la pression d'adsorbat et la température de l'adsorbant θ_a (T,P).

On peut définir pour une température donnée un taux d'adsorption θ_a qui dépend du nombre de sites totaux (N) que contient la surface de l'adsorbant et $\theta_a = N_{\text{adsorbé}}/N$. La vitesse d'adsorption devient alors :

¹ Irving Langmuir, « THE ADSORPTION OF GASES ON PLANE SURFACES OF GLASS, MICA AND PLATINUM. », *Journal of the American Chemical Society* 40, n° 9 (septembre 1918): 1361-1403, <https://doi.org/10.1021/ja02242a004>.

$$\frac{d\theta_a}{dt} = K_{ads} P_a N(1 - \theta_a) \quad [1]$$

De l'autre côté, la quantité désorbée est proportionnelle au nombre de molécules adsorbées $N\theta_a$ et qui donne :

$$\frac{d\theta_a}{dt} = K_{des} N\theta_a \quad [2]$$

A l'équilibre on a :

$$K_{ads} P_a N(1 - \theta_a) = K_{des} N\theta_a \quad [3]$$

$$K_{eq} = \frac{K_{ads}}{K_{des}} \quad [4]$$

On peut en déduire θ_a qui est le taux d'adsorption à l'équilibre.

$$\theta_a = \frac{K_{eq} P_A}{1 + K_{eq} P_A} \quad [5]$$

K_{eq} Est une constante d'équilibre qui indique l'affinité de l'adsorbat avec la surface de l'adsorbant

N Nombre total de site.

P_A (Pa) Est la pression partielle de l'adsorbat à l'équilibre.

θ_a Est le taux d'adsorption à l'équilibre.

Le modèle défini de façon empirique de H. Freundlich dans son article ², prend les critères de Langmuir et introduit une notion d'inhomogénéité dans les sites. Cette inhomogénéité se traduit par une diminution de l'énergie isostérique d'adsorption en fonction du taux d'adsorption θ_a selon une loi exponentielle dont l'expression est :

$$\theta_a = \frac{x}{m} = K \times P^{1/n} \quad [6]$$

$$b = \frac{1}{n} \quad [7]$$

$$\theta_a = \frac{x}{m} = K \times P^b \quad [8]$$

Avec :

x Masse de l'adsorbat

m Masse de l'adsorbant

K Constantes de Freundlich. Elle donne une indication sur la capacité d'adsorption de l'adsorbant

n Intensité d'adsorption

² Herbet Freundlich, « Über die Adsorption à Lösungen », *Zeitschrift für Physikalische Chemie* (1907): Volume 57, publication 4, pages 385-470, 1 octobre 1907.

P Pression d'équilibre de l'adsorbat

θ_a Taux d'adsorption

La valeur de b représente l'intensité d'adsorption et donne des informations sur la forme de l'isotherme et le mécanisme régissant l'adsorption de l'adsorbat sur l'adsorbant. On observe suivant la valeur de b, les différents cas suivants :

- b supérieur à 1, l'adsorption est facile
- b est compris entre 0.5 et 1, l'adsorption est modérément difficile.
- b est compris entre 0.1 et 0.5 l'adsorption est faible.

L'isotherme de Freundlich s'applique à la partie incurvée de la courbe.

Le modèle BET (Brunauer, Emmett et Teller) est souvent cité, ils proposent dans leur article ³ une généralisation de la vision de Langmuir et fondent leurs hypothèses avec de nouvelles conditions : suppression de la constance de l'énergie d'adsorption sur tous les sites. Ils affirment que l'adsorption est multicouche fig.3 et se fait en deux étapes : une première couche pour laquelle l'énergie d'adsorption est celle calculée par le modèle de Langmuir, puis pour les autres couches, l'énergie d'adsorption est celle de l'énergie de liquéfaction de l'adsorbat.

Leur équation [9] permet de calculer à l'équilibre la quantité d'adsorbat adsorbé sur la monocouche ainsi que sur les autres couches. Elle est souvent utilisée pour déterminer la surface des adsorbants poreux.

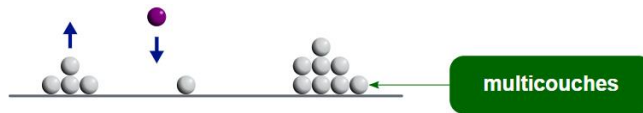


fig. 3 : Multicouche

Dans ces conditions ils montrent que :

$$\theta_a = \frac{v}{V_{mono}} = c \frac{P_A/P_{A,sat}}{(1-P_A/P_{A,sat})(1-P_A/P_{A,sat} + c \times P_A/P_{A,sat})} \quad [9]$$

v Est le volume de gaz adsorbé par gramme d'adsorbant

V_{mono} Est le volume correspondant à une monocouche de molécules adsorbées

c Est la constante BET qui est caractéristique de l'interaction entre l'adsorbat et l'adsorbant

P_A Est la pression partielle d'adsorbat à l'équilibre

$P_{A,sat}$ Est la pression de vapeur saturante de l'adsorbat à la température de l'expérience

θ_a Taux d'adsorption

³ Stephen Brunauer, P. H. Emmett, et Edward Teller, « Adsorption of Gases in Multimolecular Layers », *Journal of the American Chemical Society* 60, n° 2 (février 1938): 309-19, <https://doi.org/10.1021/ja01269a023>.

Si la masse volumique de l'adsorbat est constante, on peut transformer l'équation [9]. Elle devient :

$$m = m_0 \times c \frac{P_A/P_{A,sat}}{(1-P_A/P_{A,sat})(1-P_A/P_{A,sat} + c \times P_A/P_{A,sat})} \quad [10]$$

Où m correspond à la masse totale adsorbée et m_0 la masse nécessaire pour recouvrir un monocouche d'absorbant.

Le modèle empirique de Dubinin-Astahov est basé sur la théorie du potentiel d'adsorption de Polanyi. Il démontre l'hypothèse qu'il existe une barrière de potentiel E (énergie d'activation) à vaincre pour faire passer l'adsorbat de l'état gazeux à l'état adsorbé. Cette énergie d'activation dépend de la pression relative P/P_0 . C'est un modèle souvent utilisé pour les matériaux microporeux.

$$\theta_a = \frac{w}{w_0} = \exp[-(\varepsilon/\beta E_0)^n] \quad [11]$$

$$\varepsilon = -RT \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad [12]$$

L'équation peut être linéarisée sous la forme

$$\ln\left(\frac{w}{w_0}\right) = -(\varepsilon/\beta E_0)^n \quad \text{on pose } x = \frac{P}{P_0}$$

$$\ln(w) = \ln(w_0) - (RT/\beta E_0)^n \ln^n(1/x)$$

Il est possible d'avoir la courbe caractéristique en traçant $\ln(w)$ en fonction de $\ln^n(1/x)$. Si nous avons une pertinence de l'équation, elle devient applicable et le tracé serait une droite de pente $-(RT/\beta E_0)^n$ avec un $\ln(w_0)$ d'interception pour lequel l'énergie caractéristique et le volume micropore peuvent être déterminés.

E_0 (J/mol)	Energie d'adsorption d'un gaz de référence
ε (J/mol)	Potentiel d'adsorption de Polanyi
B	Constante d'affinité du gaz d'analyse
n	Constante qui dénote la distribution des pores dans l'adsorbant, plus il est élevé plus la structure est homogène
P_0 (Pa)	Pression de vapeur saturante
P (Pa)	Pression d'équilibre des molécules d'adsorbat à la température $T(K)$.
R (J/mol. K)	Constante de Boltzmann (8.314 J/mol. K)
T (K)	Température
θ_a (%)	Taux d'adsorption
w (cm ³ /g)	Volume adsorbé à l'équilibre
w_0 (cm ³ /g)	Volume limite que peut occuper l'adsorbat

Dans l'article de K.Y. Foo, B.H. Hameed⁴ ils présentent le tableau Tab.1 qui est une revue de l'état de l'art de la modélisation des isothermes d'adsorption, de ses caractéristiques fondamentales et de ses dérivations mathématiques.

Isotherm	Nonlinear form	Linear form	Plot
Langmuir	$q_e = \frac{Q_0 b C_e}{1 + b C_e}$	$\frac{C_e}{q_e} = \frac{1}{b Q_0} + \frac{C_e}{Q_0}$ $\frac{1}{q_e} = \frac{1}{Q_0} + \frac{1}{b Q_0 C_e}$ $q_e = Q_0 - \frac{q_e}{b C_e}$ $\frac{q_e}{C_e} = b Q_0 - b q_e$	$\frac{C_e}{q_e}$ vs C_e $\frac{1}{q_e}$ vs $\frac{1}{C_e}$ q_e vs $\frac{q_e}{b C_e}$ $\frac{q_e}{C_e}$ vs q_e
Freundlich	$q_e = K_F C_e^{1/n}$	$\log q_e = \log K_F + \frac{1}{n} \log C_e$	$\log q_e$ vs $\log C_e$
Dubinin-Radushkevich	$q_e = (q_s) \exp(-k_{ad} \varepsilon^2)$	$\ln(q_e) = \ln(q_s) - k_{ad} \varepsilon^2$	$\ln(q_e)$ vs ε^2
Tempkin	$q_e = \frac{RT}{b_T} \ln A_T C_e$	$q_e = \frac{RT}{b_T} \ln A_T + \left(\frac{RT}{b_T}\right) \ln C_e$	q_e vs $\ln C_e$
Flory-Huggins	$\frac{\theta}{C_0} = K_{FH} (1 - \theta)^{n_{FH}}$	$\log\left(\frac{\theta}{C_0}\right) = \log(K_{FH}) + n_{FH} \log(1 - \theta)$	$\log\left(\frac{\theta}{C_0}\right)$ vs $\log(1 - \theta)$
Hill	$q_e = \frac{q_{sH} C_e^{n_H}}{K_D + C_e^{n_H}}$	$\log\left(\frac{q_e}{q_{sH} - q_e}\right) = n_H \log(C_e) - \log(K_D)$	$\log\left(\frac{q_e}{q_{sH} - q_e}\right)$ vs $\log(C_e)$
Redlich-Peterson	$q_e = \frac{K_R C_e}{1 + a_R C_e^b}$	$\ln\left(K_R \frac{C_e}{q_e} - 1\right) = g \ln(C_e) + \ln(a_R)$	$\ln\left(K_R \frac{C_e}{q_e} - 1\right)$ vs $\ln(C_e)$
Sips	$q_e = \frac{K_S C_e^{\beta_S}}{1 + a_S C_e^{\beta_S}}$	$\beta_S \ln(C_e) = -\ln\left(\frac{K_S}{q_e}\right) + \ln(a_S)$	$\ln\left(\frac{K_S}{q_e}\right)$ vs $\ln(C_e)$
Toth	$q_e = \frac{K_T C_e}{(a_T + C_e)^{1/t}}$	$\ln\left(\frac{q_e}{K_T}\right) = \ln(C_e) - \frac{1}{t} \ln(a_T + C_e)$	$\ln\left(\frac{q_e}{K_T}\right)$ vs $\ln(C_e)$
Koble-Corrigan	$q_e = \frac{A C_e^n}{1 + B C_e^n}$	$\frac{1}{q_e} = \frac{1}{A C_e^n} + \frac{B}{A}$	-
Khan	$q_e = \frac{q_s b_K C_e}{(1 + b_K C_e)^{1/K}}$	-	-
Radke-Prausnitz	$q_e = \frac{a_{RP} r_R C_e^{\beta_R}}{a_{RP} + r_R C_e^{\beta_R - 1}}$	-	-
BET	$q_e = \frac{q_s C_{BET} C_e}{(C_s - C_e) \{1 + (C_{BET} - 1)(C_e / C_s)\}}$	$\frac{C_e}{q_e(C_s - C_e)} = \frac{1}{q_s C_{BET}} + \frac{(C_{BET} - 1)}{q_s C_{BET}} \frac{C_e}{C_s}$	$\frac{C_e}{q_e(C_s - C_e)}$ vs $\frac{C_e}{C_s}$
FHH	$\ln\left(\frac{C_e}{C_s}\right) = -\frac{\alpha}{RT} \left(\frac{q_s}{q_e d}\right)^r$	-	-
MET	$q_e = q_s \left(\frac{k}{\ln(C_s / C_e)}\right)^{1/3}$	-	-

Tab . 1 : Récapitulatif des Modèles

⁴ K. Y. Foo et B. H. Hameed, « Insights into the Modeling of Adsorption Isotherm Systems », *Chemical Engineering Journal* 156, n° 1 (1 janvier 2010): 2-10, <https://doi.org/10.1016/j.cej.2009.09.013>.

1.2.3 Modélisation en régime dynamique

Si nous devons résumer les choses jusqu'ici tous les modèles exposés permettent de donner le taux θ_a d'adsorption à l'équilibre thermodynamique pour une température et une pression donnée $\theta_a(T, P)$. Quant à la vitesse à laquelle l'adsorbat s'adsorbe, tous ces modèles sont incapables de la déterminer. Si nous voulons étudier l'évolution du taux θ_a d'adsorption dans le temps, nous devons tenir compte de la vitesse à laquelle se font les échanges adsorbat-adsorbant. Il nous faut introduire la variable temps dans les nouvelles équations pour avoir $\theta_a(T, P, t)$.

Dans la littérature un des modèles qui revient souvent et qui donne $\frac{d\bar{q}}{dt}$ est celui de Glueckauf⁵, souvent nommé (LDF) (Linear Driving Force).

Dans son article il propose un modèle dans lequel il teste différentes équations empiriques de diffusion dans une sphère et leurs applications à la chromatographie. Ses équations [13], [14] et [15] donnent $\frac{d\bar{q}}{dt}$ en fonction de la concentration superficielle q et la concentration interne moyenne \bar{q} . Il teste ses trois équations et une de Vermeulen tirée de son article⁶.

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{\pi^2 D}{r^2} (q - \bar{q}) + \left(1 - \frac{\pi^2}{15}\right) \frac{dq}{dt} \quad [13]$$

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{15D}{r^2} (q - \bar{q}) \quad [14]$$

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{\pi^2 D}{r^2} (q - \bar{q}) \left(\frac{3}{4}q + \frac{1}{4}\bar{q}\right) / \bar{q} \quad [15]$$

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{\pi^2 D}{r^2} \frac{(q^2 - \bar{q}^2)}{2\bar{q}} \quad [16] \text{ Vermeulen}^9$$

\bar{q} Concentration moyenne dans la sphère (mequiv./cm³ de la sphère)

q Concentration à la surface de la sphère (mequiv./cm³ de la sphère)

D coefficient de diffusion dans la particule sphérique (cm² /sec)

r Rayon de la particule (cm)

Dans la littérature l'équation [14] n'est vraie que dans le cas où nous sommes très proches de l'équilibre et que $\frac{D}{r} * t > 0,1$.

⁵ E. Glueckauf, « Theory of Chromatography. Part 9. The "Theoretical Plate" Concept in Column Separations », *Trans. Faraday Soc.* 51, n° 0 (1955): 34-44, <https://doi.org/10.1039/TF9555100034>.

⁶ Theodore Vermeulen, « Theory for Irreversible and Constant-Pattern Solid Diffusion », *Industrial & Engineering Chemistry* 45, n° 8 (1 août 1953): 1664-70, <https://doi.org/10.1021/ie50524a025>.

Une nouvelle approche est la combinaison de modèles entre eux comme dans l'article⁷ de Rajamani Krishna qui combine celui de Maxwell-Stefan et Glueckauf. Ils déterminent la quantité adsorbée dans un lit de grain d'adsorbant (Erreur ! Source du renvoi introuvable..

$$(q^* - \bar{q}(t)) = [Q](q^* - q_0); [Q] \equiv \exp\left[-\frac{15[D]t}{r_c^2}\right] \quad [17]$$

On peut constater une très bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et la combinaison des deux modèles fig. (b) et fig. (c).

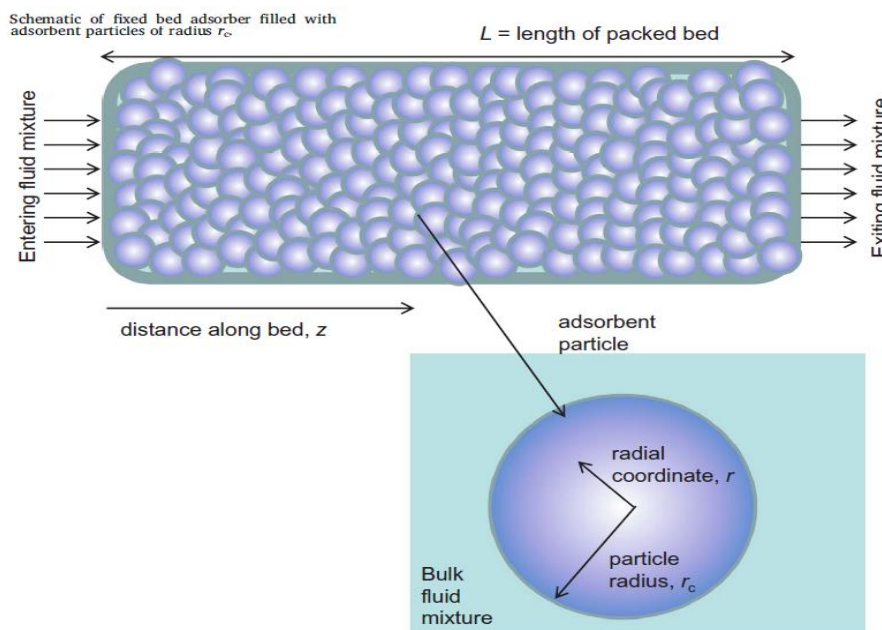


fig. 4 :lit d'adsorbant

fig. (b) CO₂ (1)/C₂H₆(2) gas mixtures within crystals of DDR zeolite at 298 K

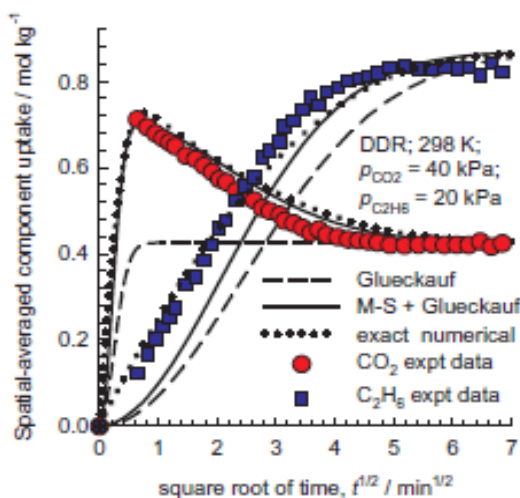
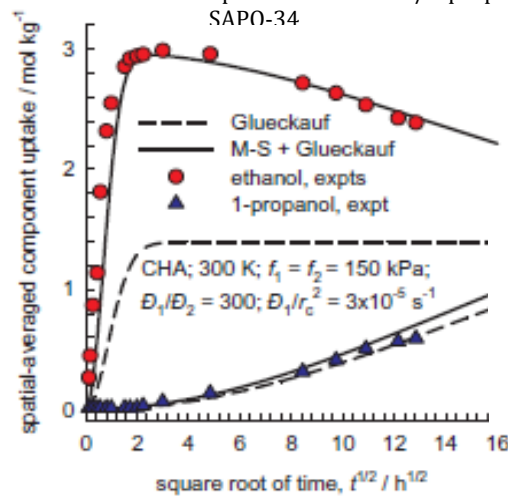


fig.(c) Experimental data of Saint-Remi et al. for transient uptake of ethanol/1-propanol mixtures within SAP0-34



D_1 and D_2 Maxwell-Stefan diffusivity
 Formolecule-wall interaction, $m^2 s^{-1}$
 f_1 and f_2 partial fugacity, Pa

⁷ Rajamani Krishna, « A Maxwell-Stefan-Glueckauf description of transient mixture uptake in microporous adsorbents », *Separation and Purification Technology* 191 (31 janvier 2018): 392-99, <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2017.09.057>.

Nous avons aussi le modèle solid-film (l.d.f) de Shivaji Sircar dans son article ⁸. Il considère que le transfert de chaleur de l'adsorbant est contrôlé par la fine couche d'adsorbat à sa surface. Il développe un modèle différentiel d'adsorption pour des petits changements de pression de l'adsorbat de P_0 à P_∞ appliqué au temps zéro. Il propose une équation de transfert de masse [18] et une équation de transfert de chaleur [19].

$$\frac{dn}{dt} = k(n^* - n) \quad [18]$$

$$C_p \frac{dT}{dt} = q \frac{dn}{dt} - ha(T - T_0) \quad [19]$$

Avec des conditions aux limites et à l'équilibre [20], [21]

$$t = 0, \quad n = n_0, \quad T = T_0$$

$$t = \infty, \quad n = n_\infty, \quad T = T_0 \quad [20]$$

$$n_0 = n_0^*(P_0, T_0)$$

$$n_\infty = n_\infty^*(P_\infty, T_0)$$

$$n^* = n^*(P_\infty, T) \quad [21]$$

Pour un test différentiel où les variations d'adsorption et la température de l'adsorbat sont petites, on peut écrire :

$$(n_\infty - n^*) = \left(\frac{\partial n^*}{\partial T} \right)_{n=n_\infty, T=T_0} (T_0 - T) \quad [22]$$

Les équations [18], [20] et [22] peuvent être résolues simultanément en utilisant les conditions aux limites [20] et en supposant que k , c_p et q sont des constantes (valables pour un test différentiel). On obtient :

⁸ Shivaji Sircar, « Linear-Driving-Force Model for Non-Isothermal Gas Adsorption Kinetics », *Journal of the Chemical Society, Faraday Transactions 1: Physical Chemistry in Condensed Phases* 79, n° 4 (1983): 785, <https://doi.org/10.1039/f19837900785>.

$$F(t) = 1 + \frac{\beta\alpha^2}{1-\beta\alpha^2} \left(\exp(rt) - \frac{\exp[-k(1-\alpha\beta)t]}{\beta\alpha^2} \right) \quad [23]$$

$$F(t) = \frac{(n-n_0)}{(n_\infty-n_0)} \quad [24]$$

Où $F(t)$ est l'adsorption fractionnaire à l'instant t défini par l'équation (23) avec :

$$\alpha = \frac{k}{k+r} \quad [25]$$

$$\beta = \frac{q}{c_p} \left(\frac{dn^*}{dt} \right)_{n=n_\infty, T=T_0} \quad [26]$$

$$r = -\frac{k}{2} \left\{ (1-\beta+\lambda) - [(1-\beta+\lambda)^2 - 4\lambda]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad [27]$$

$$\lambda = \frac{ha}{c_p k} \quad [28]$$

La température d'adsorbant en fonction du temps est obtenue comme :

$$(T - T_0) = \frac{q(n_\infty - n_0)\alpha}{c_p(1-\beta\alpha^2)} \{ \exp(rt) - \exp[-k(1-\alpha\beta)t] \}$$

La température maximale de l'adsorbant se produit au temps t_m donné par :

$$t_m = \frac{\ln \eta}{r(1-\eta)}$$

Et la température maximale T_m est :

$$(T_m - T_0) = \frac{q(n_\infty - n_0)\alpha}{c_p(1-\beta\alpha^2)} \left(\eta^{\frac{1}{(1-\eta)}} - \eta^{\frac{\eta}{(1-\eta)}} \right) \quad [29]$$

$$\eta = -\frac{k(1-\alpha\beta)}{r} \quad [30]$$

La thermodynamique d'adsorption⁹ montre que :

⁹ L.Lee and D.M.Ruthven, « thermodynamique d'adsorption », *J. Chem. Soc., Faraday Trans. 1*, 75 1979, 2406.

$$\beta = - \frac{q^2 n_\infty}{C_p R T_0^2} \left(\frac{\partial \ln n}{\partial \ln p} \right)_{n=n_\infty, T=T_0}^* \quad [31]$$

- a est la surface totale de transfert de chaleur, qui est la surface externe de la masse d'adsorbant.
- k coefficient de transfert de masse
- n est la masse d'adsorbant par masse d'adsorbant au temps t
- n₀ est la masse initiale à l'instant t=0
- n_∞ est la masse finale à l'instant t=∞
- n* est la masse à l'état d'équilibre
- C_p Capacité thermique de l'adsorbant
- q Chaleur isostérique d'adsorption
- h est le coefficient de transfert de chaleur externe
- T Température de l'adsorbant
- T₀ Température de l'adsorbant au temps initial et final.

1.2.4 Eléments clés dans la performance d'une machine à adsorption

Dans la littérature plusieurs études ont traité différents aspects pour améliorer les performances des machines frigorifiques à adsorption pour le couple silica gel/eau. Dans ces sujets d'études, on constate que des éléments ont un impact plus important que d'autres sur les performances des machines. On retrouve souvent évoqué le type d'adsorbant, la géométrie de l'adsorbeur et la configuration des machines (nombre d'étage et de lit, paramètre de cycle).

1.2.5 Le matériau adsorbant

Le choix du matériau que constitue l'adsorbant est un élément à ne pas négliger pour la fabrication d'un adsorbeur performant car il est le moteur des machines frigorifiques à adsorption. L'adsorbant est toujours un matériau poreux, l'amélioration de ses propriétés comme la structure des pores et la conductivité thermique induisent forcément une meilleure efficacité des machines. Une plus grande surface augmente la capacité d'adsorption. Une bonne adéquation du diamètre des pores avec l'adsorbant améliore le taux d'adsorption. Une meilleure conduction thermique favorise le transfert de chaleur dans le matériau, qui induit directement une augmentation de puissance.

Dans l'article¹⁰ de J. Alcañiz-Monge, une corrélation est établie entre la taille des diamètres des pores et leurs volumes de remplissage.

La nomenclature des échantillons comprend une lettre et un nombre. La lettre 'A' indique la présence principalement de microporosité alors que la lettre 'B' indique la présence principale de mésoporosité. Le nombre indique l'ordre des échantillons du volume poreux total (faible à élevé).

Pour les isothermes d'adsorption de N₂ fig.5, les adsorbants de type 'A' présentent un seul plateau qui commence dans les basses pressions relatives, ce qui indique la présence de micropores. Pour les adsorbants de type 'B' on observe en plus du plateau et à des pressions plus élevées, la présence d'une boucle d'hystérésis. Elles indiquent la présence de mésopores. Les isothermes d'adsorption de CO₂ fig.6 nous indiquent que tous les échantillons possèdent des micropores étroits.

Ces séries d'isothermes nous permettent de dire que les mésopores se remplissent à des pressions plus élevées que celles des micropores. Le volume total des différents adsorbants en fonction de la distribution des types de pores est proposé en fig.7 .

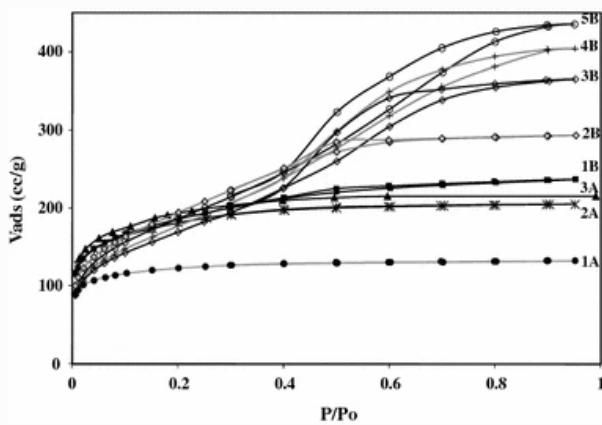


fig. 5 Nitrogen adsorption isotherms on a series of silica gels

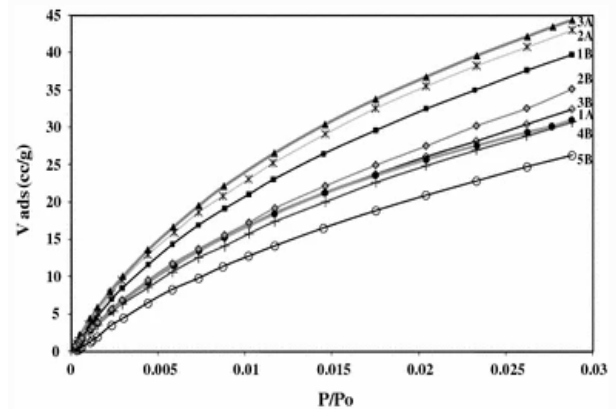


fig. 6 CO₂ adsorption isotherms on the series of silica gels

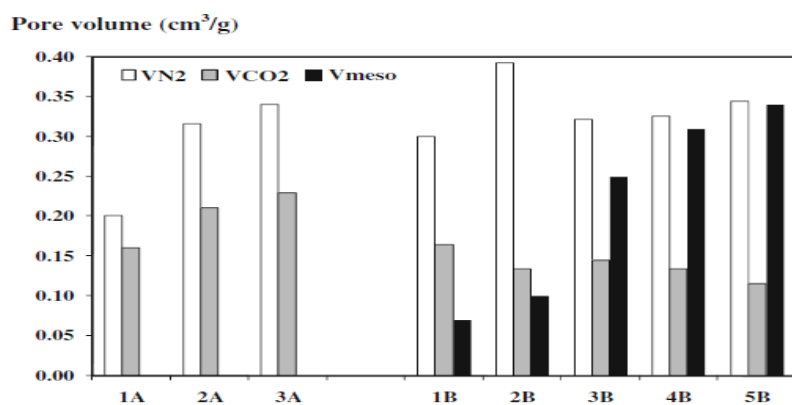


fig. 7 Pore volume of narrow micropores (V_{CO_2}), total micropore (V_{N_2}), and mesopore (V_{meso}),

¹⁰ J. Alcañiz-Monge, M. Pérez-Cadenas, et D. Lozano-Castelló, « Influence of Pore Size Distribution on Water Adsorption on Silica Gels », *Journal of Porous Materials* 17, n° 4 (1 août 2010): 409-16, <https://doi.org/10.1007/s10934-009-9317-0>.

Une série d'isotherme d'adsorption de H₂O fig.8 ci-dessous nous permet de dire que les mésopores se remplissent à des pressions relatives élevées. Ces résultats nous indiquent aussi que l'eau s'adsorbe dans des pores microporeux pour des faibles pressions relatives.

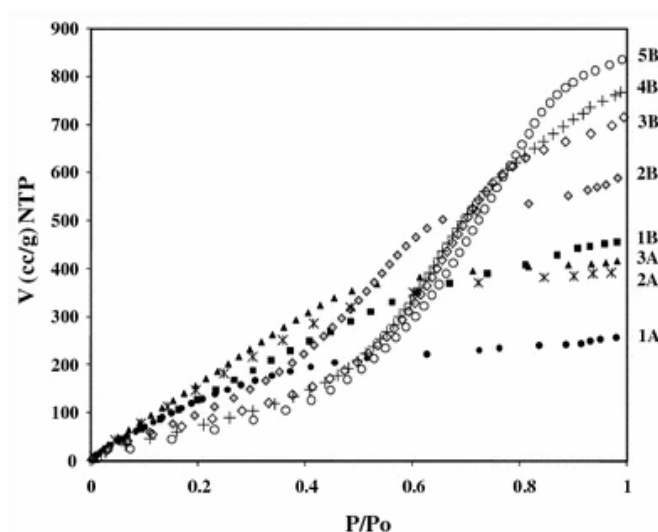


fig. 8 Water adsorption isotherms at 298K on silica gels

Le tableau ci-dessous présente un récapitulatif des résultats obtenus. On peut voir que le matériau qui possède la plus grande surface totale n'est pas forcément le matériau qui possède le plus grand volume poreux. Les résultats nous indiquent aussi que pour $0 < P/P_0 < 0.6$ l'eau s'adsorbe initialement dans la microporosité sous forme de structure solide et que pour la plage $0.6 < P/P_0 < 0.95$ l'eau s'adsorbe dans les mésopores sous forme liquide.

Pore volumes estimated from CO₂, N₂ and water adsorption data

Sample	S_{BET} (m ² g ⁻¹)	V_{CO_2} (cm ³ g ⁻¹)	V_{N_2} (cm ³ g ⁻¹)	V_{meso} (cm ³ g ⁻¹)	V_{total} (cm ³ g ⁻¹)	$V_{H_2O}^L$ (0-0.95) (cm ³ g ⁻¹)	$V_{H_2O}^S$ (0-0.6) (cm ³ g ⁻¹)	$V_{H_2O}^L$ (0.6-0.95) (cm ³ g ⁻¹)
1A	354	0.16	0.20	0.00	0.20	0.19	0.20	0.02
2A	643	0.21	0.32	0.00	0.32	0.30	0.31	0.00
3A	640	0.23	0.34	0.00	0.34	0.32	0.34	0.02
1B	607	0.16	0.30	0.07	0.37	0.36	0.30	0.07
2B	689	0.15	0.37	0.10	0.47	0.45	0.37	0.10
3B	593	0.14	0.32	0.25	0.57	0.55	0.32	0.26
4B	646	0.13	0.32	0.31	0.63	0.61	0.33	0.30
5B	665	0.11	0.34	0.34	0.68	0.66	0.34	0.34

V_{CO_2} = narrow micropore volume (pore < 0.7 nm); V_{N_2} = micropore volume (pore < 2 nm); L = density of liquid water: 0.99 g cm⁻³; S = density of solid water: 0.92 g cm⁻³

Afin de rendre les adsorbants plus performants une piste de réflexion est mise en lumière, qui est celle des adsorbants composites. Elle consiste à améliorer la structure et la conductivité thermique de l'adsorbant par la combinaison de deux matériaux. L'adsorbant qui en résulte est utilisé dans des adsorbeurs de machine frigorifique à adsorption. L'article de Dechang Wang et al.¹¹ propose une étude sur les adsorbants composites à base de silica gel. Ils montrent qu'une amélioration du COP (coefficient de performance), du SCP (puissance de refroidissement spécifique) est constatée pour ces types d'adsorbants. Un premier composant silica gel/calcium nitrate permet d'augmenter de 10% en masse la capacité d'échange pendant les phases d'adsorption/ désorption et d'avoir une régénération à basse température (75°C). Un COP de 0.51 et un SCP de 0.71 est obtenu. Un deuxième composant, le Silica gel/calcium chloride a permis lui aussi d'avoir de meilleurs COP et SCP pour différents adsorbeurs. Un dernier composé, le Silica gel/lithium Chloride n'a aucun effet de corrosion sur l'échangeur et améliore de 28% le SCP. Un tableau ci-dessous présente un récapitulatif de ceux-ci et donne les résultats obtenus ainsi que les références bibliographiques.

Summary of working pair improvement with modification.

Composite adsorbent	Results	Reference
Silica gel/calcium nitrate	COP: 0.51-0.71	12
Silica gel/calcium Chloride	COP: 0.6 at desorption temperature of 90-95 °C	13
	COP: 0.62	14
	COP and SCP up to 20% and 25%	15
	COP and SCP: increased by 51% and 38.4%	16
	COP: 0.83	17
Silica gel/lithium Chloride	COP and cooling capacity: 0.43 and 5.3 kW	18

¹¹ Dechang Wang et al., « Progress in Silica Gel–Water Adsorption Refrigeration Technology », *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (1 février 2014): 85-104, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.023>.

¹² Angelo Freni et al., « Experimental testing of a lab-scale adsorption chiller using a novel selective water sorbent “silica modified by calcium nitrate” », *International Journal of Refrigeration, Refrigeration and Heat Pumping with Sorption Processes*, 35, n° 3 (1 mai 2012): 518-24, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.05.015>.

¹³ G. Restuccia et al., « Selective Water Sorbent for Solid Sorption Chiller: Experimental Results and Modelling », *International Journal of Refrigeration* 27, n° 3 (mai 2004): 284-93, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2003.09.003>.

¹⁴ K. Daou et al., « Theoretical Comparison of the Refrigerating Performances of a CaCl₂ Impregnated Composite Adsorbent to Those of the Host Silica Gel », *International Journal of Thermal Sciences* 47, n° 1 (janvier 2008): 68-75, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.01.003>.

¹⁵ Bidyut Baran Saha et al., « A New Generation Cooling Device Employing CaCl₂-in-Silica Gel–Water System », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, n° 1-2 (janvier 2009): 516-24, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.06.018>.

¹⁶ Jung-Yang San et Hui-Chi Hsu, « Performance of a Multi-Bed Adsorption Heat Pump Using SWS-1L Composite Adsorbent and Water as the Working Pair », *Applied Thermal Engineering* 29, n° 8-9 (juin 2009): 1606-13, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.008>.

¹⁷ Farid B. Cortés et al., « Water Sorption on Silica- and Zeolite-Supported Hygroscopic Salts for Cooling System Applications », *Energy Conversion and Management* 53, n° 1 (janvier 2012): 219-23, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.09.001>.

¹⁸ L.X. Gong et al., « Design and Performance Prediction of a New Generation Adsorption Chiller Using Composite Adsorbent », *Energy Conversion and Management* 52, n° 6 (juin 2011): 2345-50, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.036>.

1.2.6 L'adsorbteur

Après avoir évalué l'importance du matériau qui constitue l'adsorbant, il nous faut évaluer les nouveaux phénomènes lorsque ce matériau est mis en contact avec l'échangeur de l'adsorbteur.

L'adsorbteur fig.8 se compose d'un échangeur de chaleur fig.9 sur lequel un adsorbant est fixé.

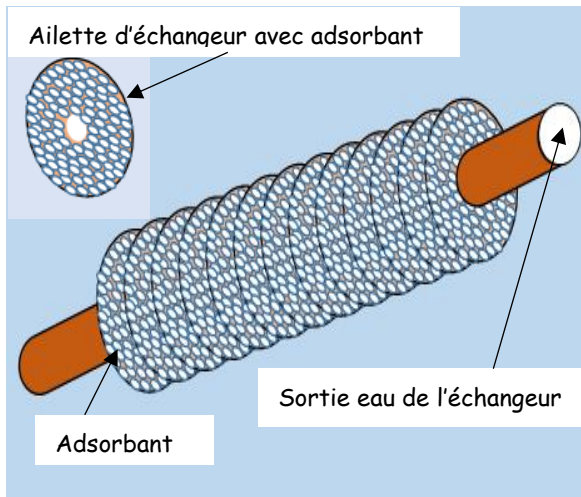


fig.8 Adsorbteur

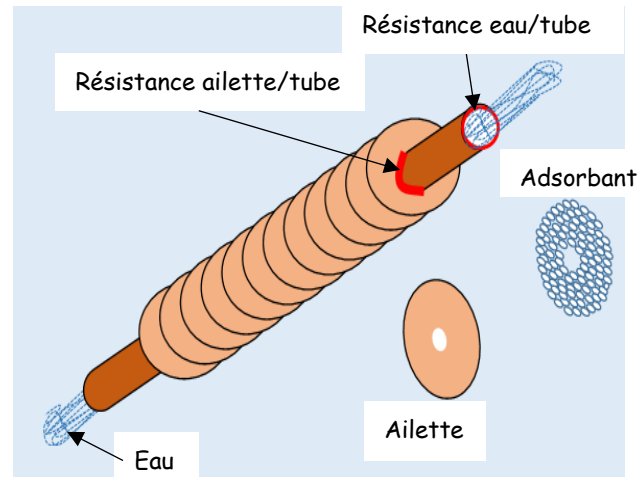


fig. 9 Echangeur de chaleur

L'adsorbant est un ensemble de grains fixés sur l'ailette de l'échangeur de chaleur. Une résistance thermique existe à l'interface adsorbant/ailette. Nous avons aussi deux autres résistances thermiques, une entre l'ailette et le/tube et la seconde entre l'eau et le/tube voir fig.9.

Ces différentes résistances thermiques vont imposer au flux de chaleur des transferts plus ou moins rapides entre les différents éléments que sont l'adsorbant, le tube, et les ailettes. Plus les transferts de chaleur seront rapides meilleure sera l'efficacité de l'adsorbteur.

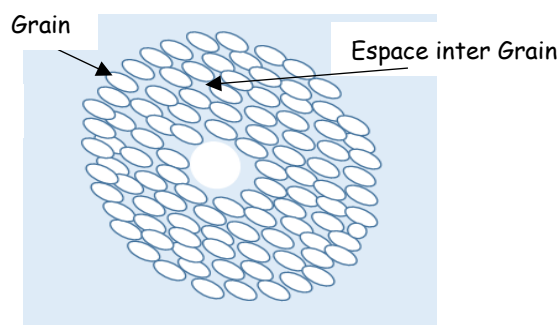


fig. 10 Adsorbant

Comme le montre la fig.10, l'espace inter grain va imposer un flux à l'adsorbant dans le lit de l'adsorbteur qu'il nous faudra aussi évaluer. Ces deux phénomènes que sont le transfert de chaleur et de masse dans un adsorbteur ont fait l'objet de plusieurs d'études. Dans l'article ¹⁹de Niazmand et al il est montré que la forme, la taille et l'espacement des ailettes de l'échangeur qui composent

¹⁹ Hamid Niazmand, Hoda Talebian, et Mehdi Mahdaviikhah, « Bed Geometrical Specifications Effects on the Performance of Silica/Water Adsorption Chillers », *International Journal of Refrigeration* 35, n° 8 (1 décembre 2012): 2261-74, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.08.017>.

l'adsorbant, ont un impact important sur ces transferts. Ils démontrent aussi que la résistance thermique induite par le collage de l'adsorbant sur l'échangeur impacte fortement le facteur de conduction de chaleur et le transfert de masse. On peut voir en fig.11 l'échangeur avec l'adsorbant de l'adsorbant étudié ainsi que les formes d'ailettes.

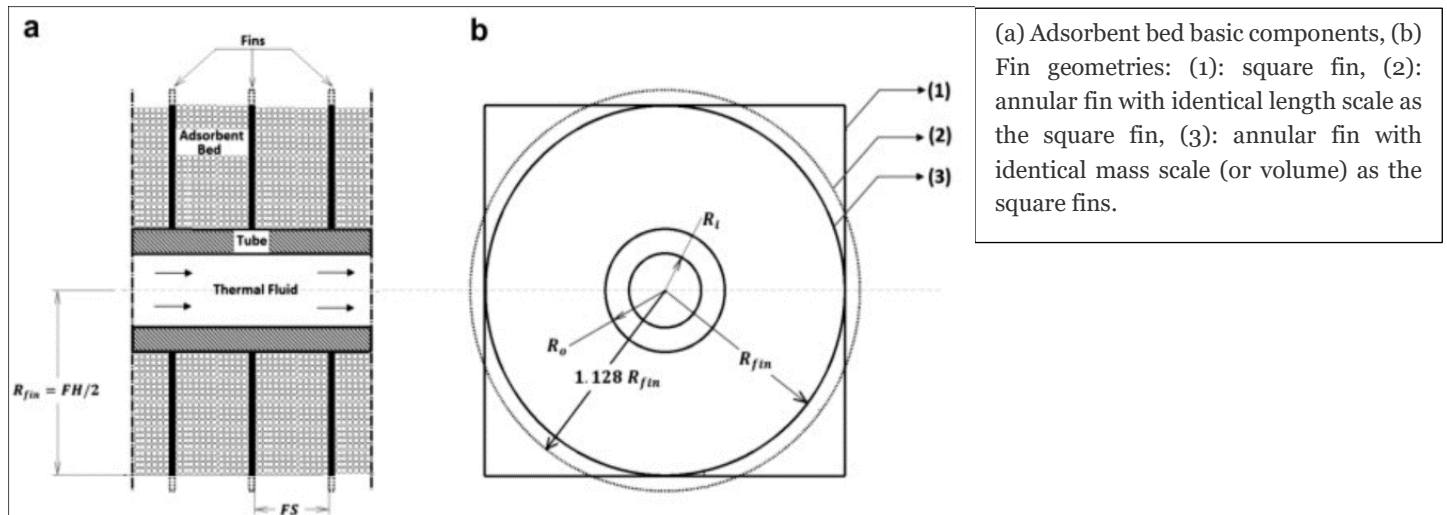


fig. 11 Adsorbent formes d'ailettes

Le facteur de conductivité thermique moyen λ dans le lit d'adsorbant dû à l'espacement inter grain ne peut plus être pris comme étant constant dans les phases de chauffage (désorption) et refroidissement (adsorption) de l'adsorbant. Ils montrent qu'il varie avec le taux d'adsorption, la pression et la température dans le lit d'adsorbant. Ils proposent l'expression [32] à une condition de pression constante.

$$\lambda = f(w) = 0.1221 + 0.82w + 3.108w^2 + 4.994w^3 \quad [32]$$

W Quantité moyenne adsorbée, kg d'adsorbat/ kg d'adsorbant.

Ils observent pour une géométrie à ailette carrée une variation de la conductivité thermique moyenne du lit d'adsorbant pour un cycle (chauffage, refroidissement). Ils constatent une diminution de la conductivité thermique moyenne du lit d'adsorbant en chauffage isobare et augmentation en refroidissement isobare voir courbes fig.12.

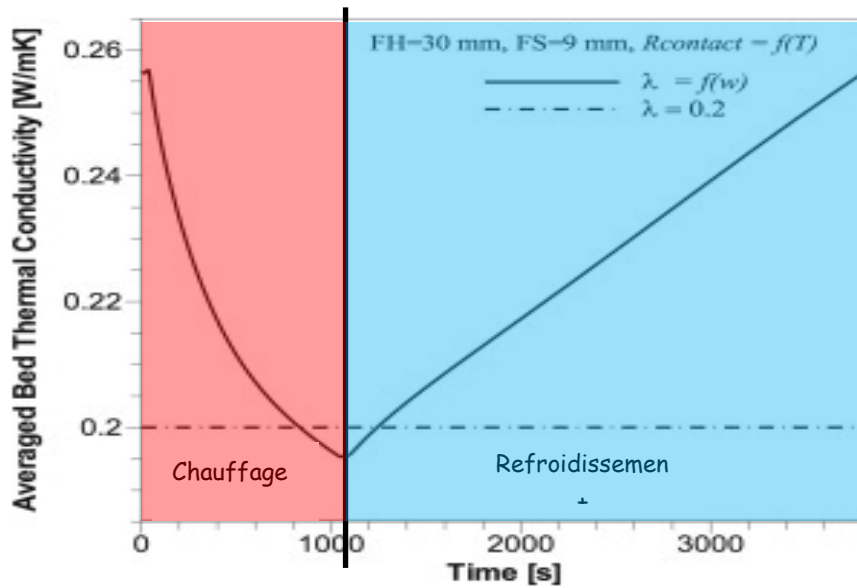


fig. 12 conductivité thermique moyenne constant et variable

Pour un cycle (chauffage, refroidissement), une comparaison entre une conduction thermique moyenne prise comme constante ou variable du lit d'adsorbant, nous montre un décalage dans le temps de la température fig.14 et de la pression moyenne dans le lit fig.13.

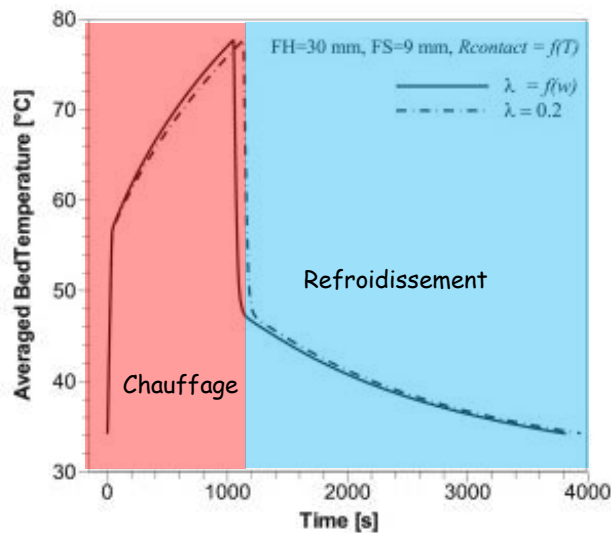


fig. 14 du lit pour λ constant et $\lambda = f(w)$

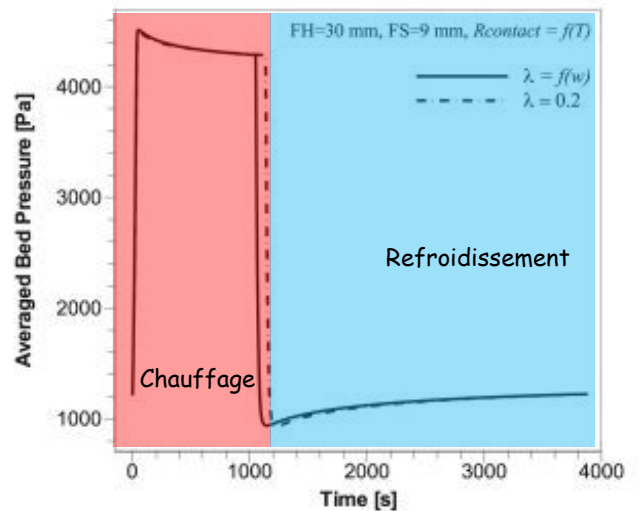


fig. 13 P du lit pour λ constant et $\lambda = f(w)$

Le tableau ci-dessous montre l'impact sur le COP et le SCP entre un $\lambda = 0.2$ constant et un $\lambda = f(w)$.

	SCP	COP
$\lambda = 0.2$	130.1	0.75
$\lambda = f(w)$	134.1	0.79

Dans cette étude la résistance de contact thermique R_c fig.15 entre les ailettes et le lit d'adsorbant entraîne un décalage dans le temps de la température et de la pression moyenne dans le lit, voir courbe fig.16 et fig.17. L'expression [33] est utilisée pour calculer la résistance de contact thermique.

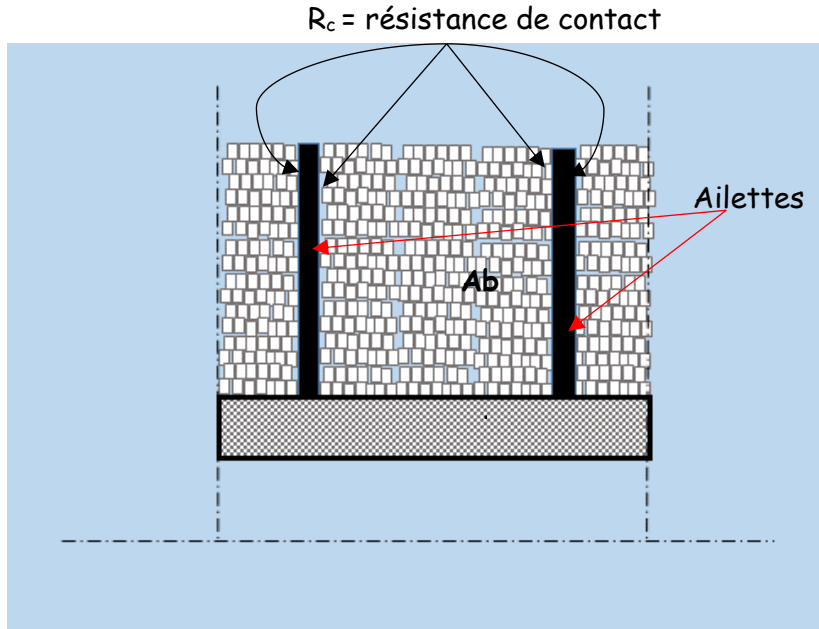


fig. 15 : Résistance de contact

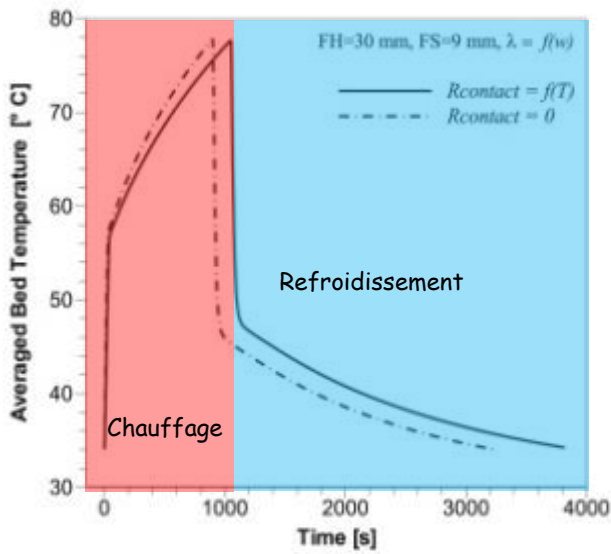


fig. 17 T du lit pour $R_c = 0$ et $R_c = f(T)$

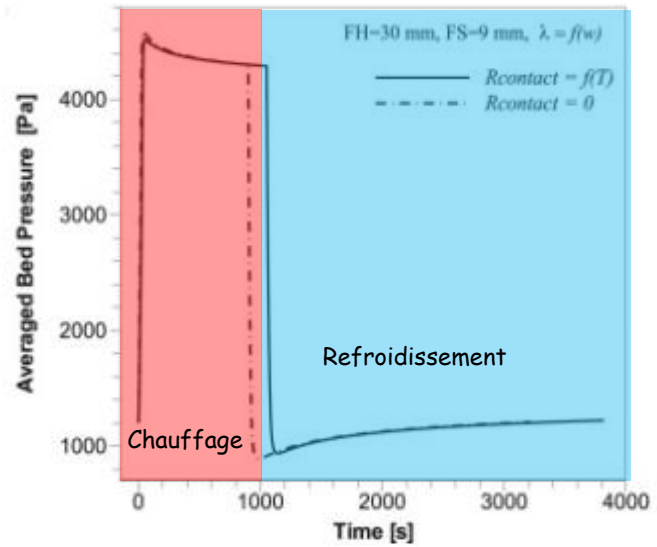


fig. 16 P du lit pour $R_c = 0$ et $R_c = f(T)$

$$R_c = f(T) = 0.00122T^2 - 0.1699T + 8.15$$

[33]

Avec T en °C

Une comparaison du COP et SCP est donnée entre un R_c nul ou un R_c variable.

	SCP	COP
Lit avec $R_c = 0$	160	0.8
Lit avec $R_c = f(T)$	134.1	0.79

Pour un bilan avec longueur de lit identique. Un bilan sur le COP et le SCP est proposé pour différentes tailles et espacements d'ailettes fig.18 et fig.19.

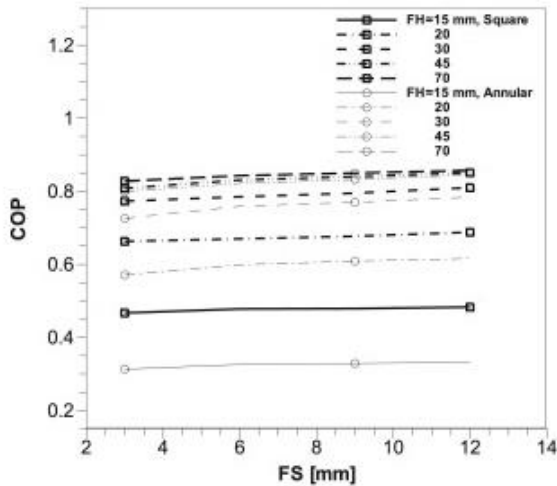


fig. 19 COP avec lit identique

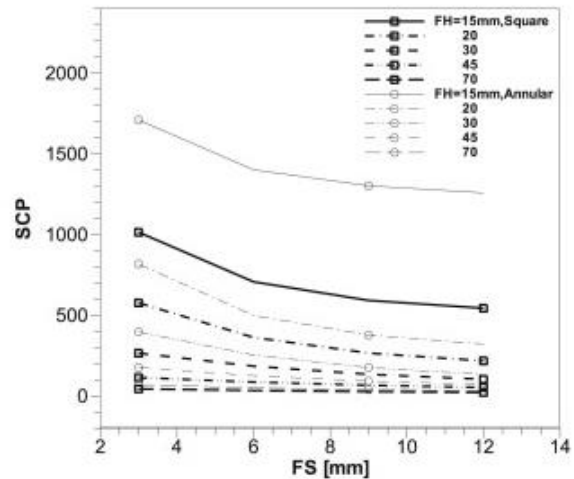


fig. 18 SCP avec lit identique

Pour un bilan avec masse de lit identique. Un bilan sur le COP et le SCP est proposé pour différentes tailles et espacements d'ailettes fig.20 fig.21.

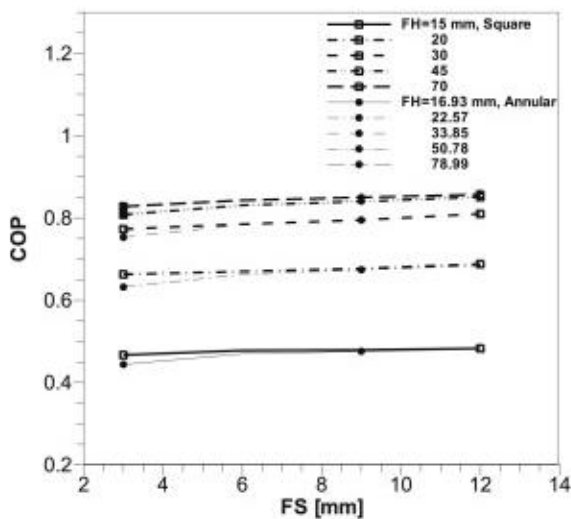


fig. 21 COP pour masse identique

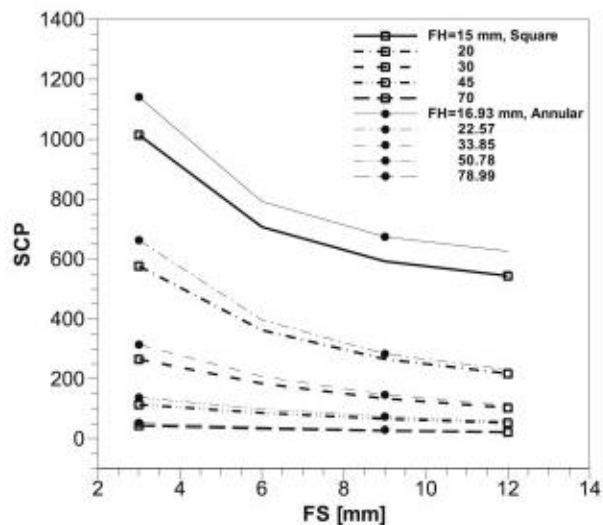


fig. 20 SCP pour masse identique

La fig.22 présente un récapitulatif sur la variation du COP et SCP en fonction de l'espacement et la tailles des ailettes.

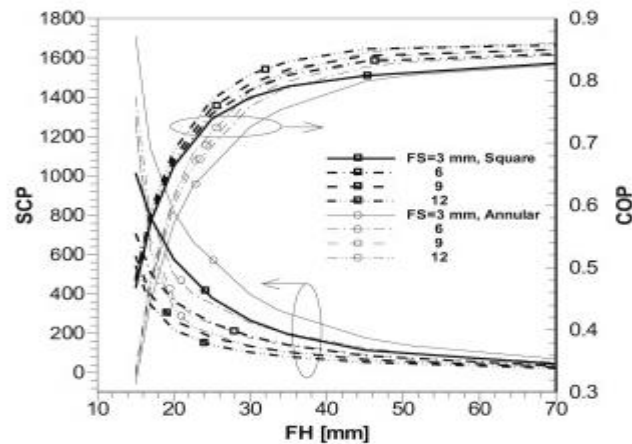


fig. 22 Récapitulatif COP et SCP

Il est observé un impact sur le temps de cycle en fonction de la forme, l'espacement et la longueur des ailettes (voir courbes fig.23 fig.24).

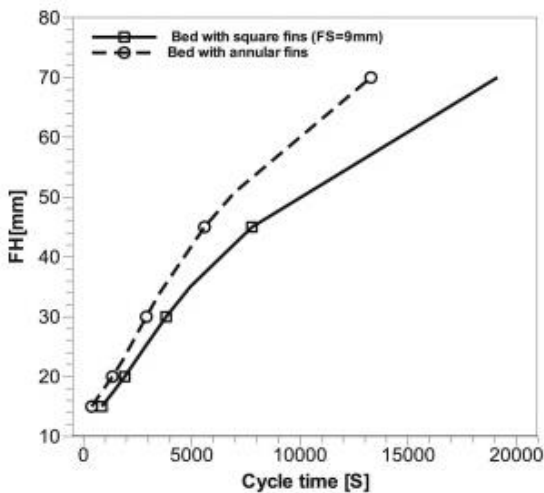


fig. 24 FH en fonction du temps cycle

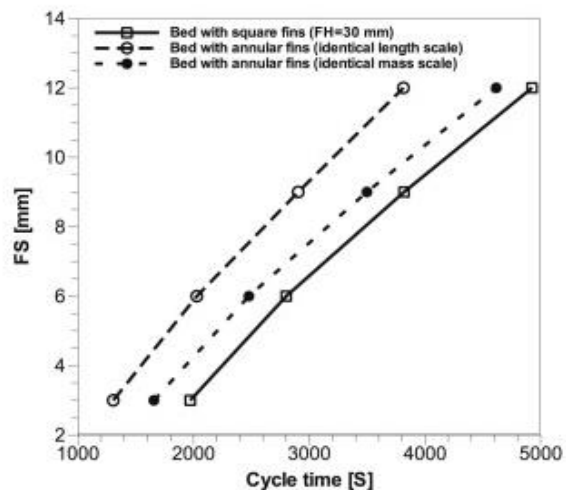
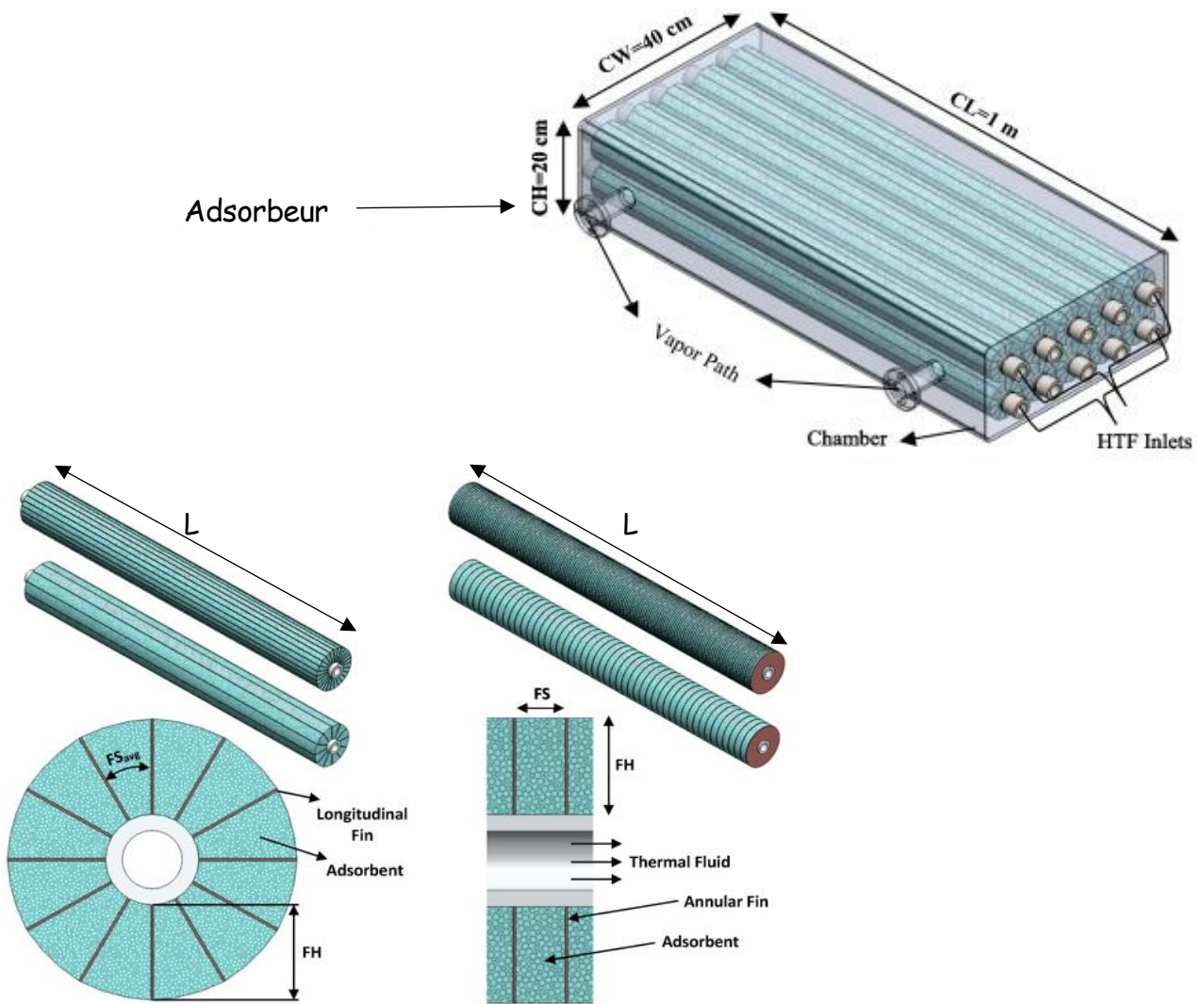


fig. 23 FS en fonction du temps cycle

L'article²⁰ de Golparvar et al compare un adsorbteur à ailette circulaire et longitudinale. Ils montrent par simulation qu'une diminution de l'espacement des ailettes entraîne une diminution du coefficient de performance (COP) et une augmentation de la puissance de refroidissement spécifique (SCP). On peut voir fig.25 la forme des deux types d'ailettes, la forme des deux éléments qui compose l'adsorbteur ainsi que l'adsorbteur.

²⁰ Behzad Golparvar et al., « Optimum Fin Spacing of Finned Tube Adsorbent Bed Heat Exchangers in an Exhaust Gas-Driven Adsorption Cooling System », *Applied Energy* 232 (15 décembre 2018): 504-16, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.002>.



Elément de l'adsorbeur à ailette longitudinale

Elément de l'adsorbeur à ailette circulaire

fig. 25 Vu d'ensemble de l'adsorbeur et ces différentes ailettes

Une première série de courbes fig.26 donne le COP pour plusieurs hauteurs FH d'ailettes en fonction de leurs espacements FS. On observe une augmentation du COP pour des tailles (FH) plus grandes d'ailettes longitudinales et annulaires, cela peut s'expliquer par une plus grande quantité de froid produit et c'est aussi la conséquence d'une plus grande quantité d'adsorbant entre les ailettes. L'espacement entre les ailettes longitudinales et annulaires permettent elles aussi d'avoir une augmentation du COP moins importante et qui tend vers une valeur constante.

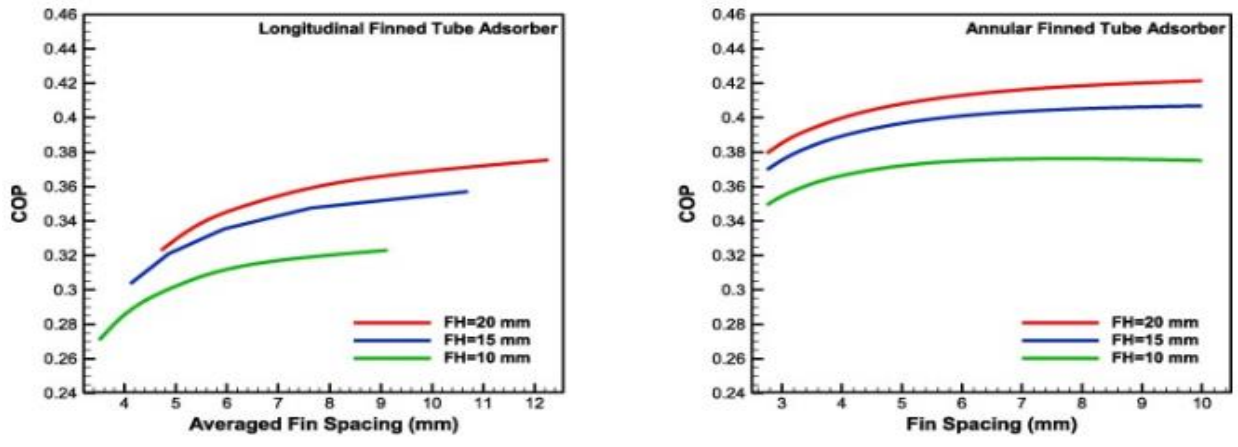


fig. 26 : COP en fonction de FS pour FH=20,15,10

Les courbes ci-dessous nous indiquent que l'ailette de forme annulaire permet d'avoir un SCP supérieur à celui d'une ailette longitudinale quelle que soit la hauteur de l'ailette.

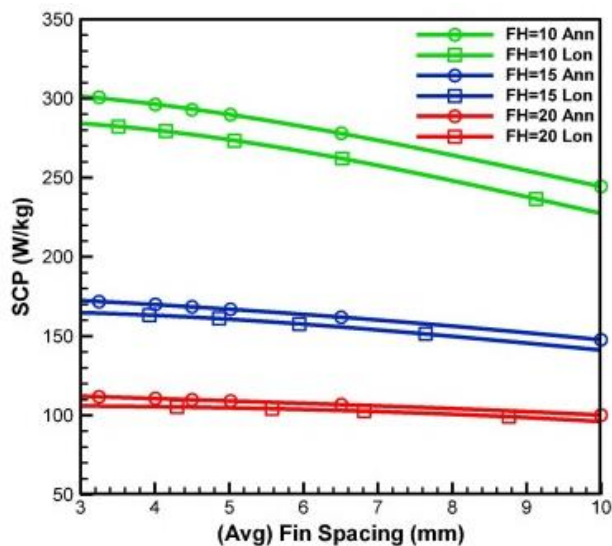
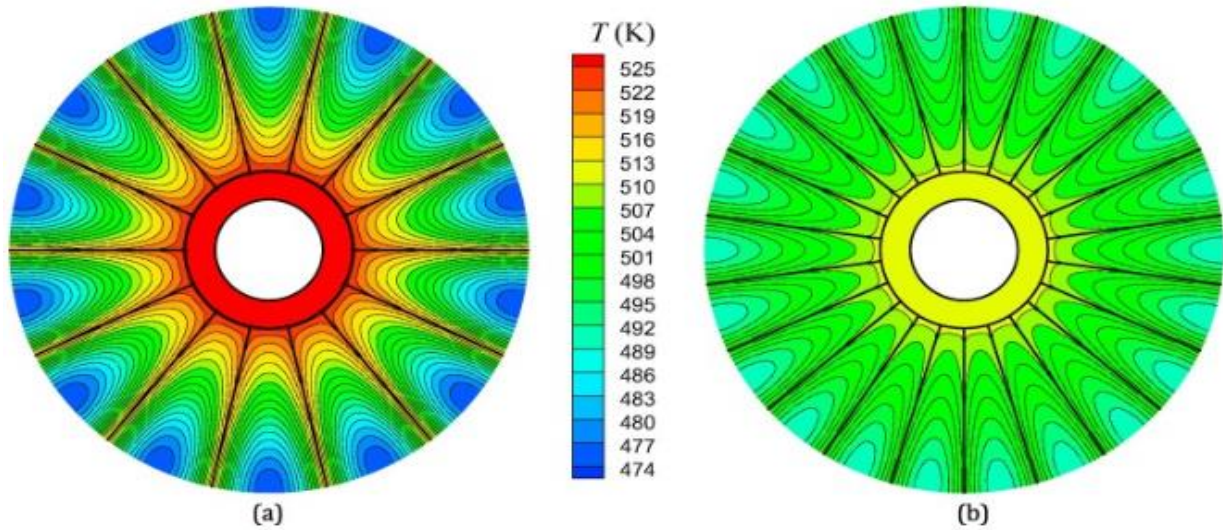


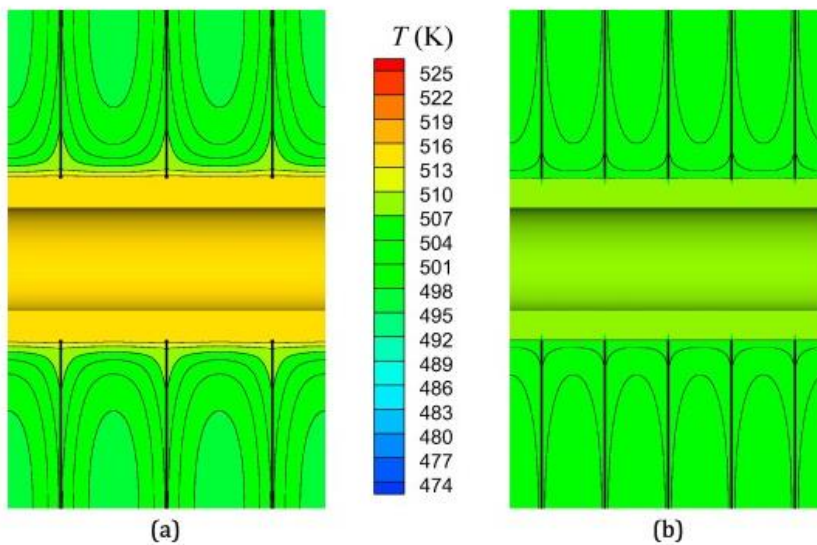
fig. 27 SCP en fonction de FS pour les deux formes d'ailettes et FH=20,15,10

Les distributions de température ci-dessous sont celles d'un adsorbeur à ailette longitudinale à la fin de la phase de désorption isobare. Ce résultat de simulation nous indique qu'un gradient de température est plus important entre le centre et l'extérieur lorsque l'espacement des ailettes est plus important. Un espacement réduit favorise les échanges de chaleur entre l'adsorbant et les ailettes, ce qui implique un meilleur SCP pour un même taux d'adsorption θ_a .



Distribution de température du lit d'adsorbant à ailettes longitudinales avec $FH=20\text{mm}$
 (a) 14 ailettes, (b) 22 ailettes. Ces coupes transversales sont situées à $L/2$.

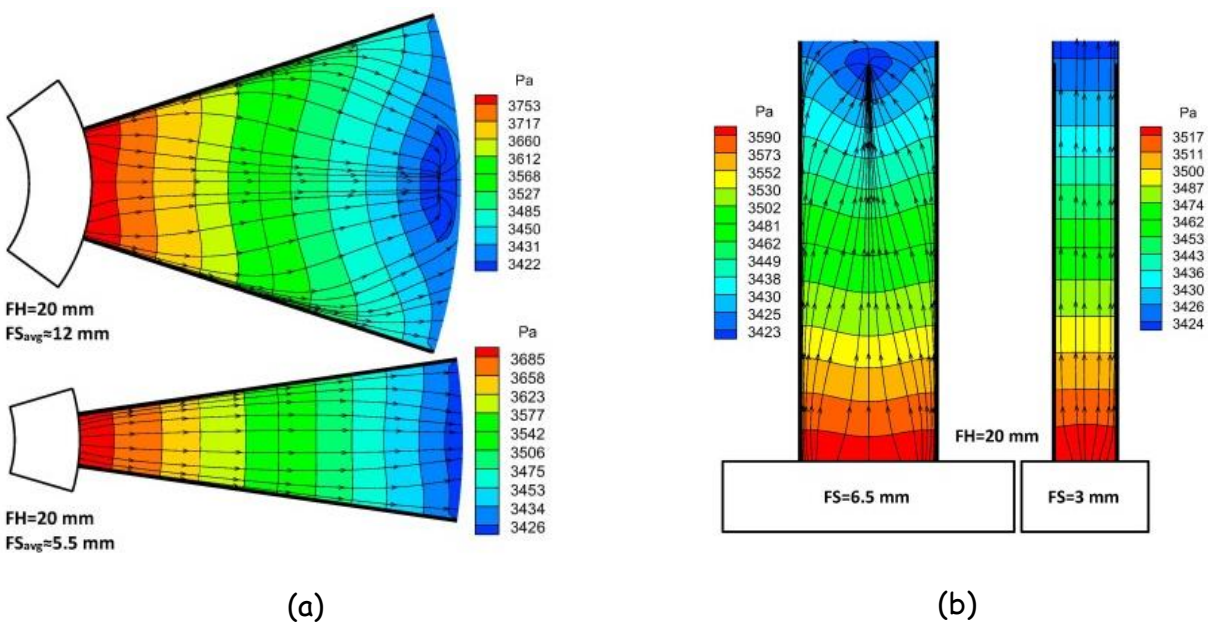
Pour l'adsorbant à ailettes circulaires on observe le même phénomène mais avec un gradient de température moins important.



Distribution de température du lit d'adsorbant à ailettes circulaires avec $FH=20\text{mm}$
 Ces coupes transversales sont situées à $L/2$.

L'étude montre que le lit d'adsorbant est sujet à des gradients de pression entre ces deux extrémités fig.28. Pour des ailettes longitudinales ou circulaires, des lignes de flux d'adsorbat apparaissent au milieu du processus de chauffage isostérique dans le lit d'adsorbant et un processus d'adsorption à l'extrémité du lit se produit. Ce gradient de

pression et le processus d'adsorption sont dus à un gradient de température important entre les deux extrémités du lit d'adsorbant.



(a) Adsorbent à ailettes longitudinales

(b) adsorbent à ailettes

fig. 28 Gradients de pressions pour les deux types d'ailettes

Pour une comparaison des performances entre les deux types d'ailettes il est introduit un paramètre TCP (total cooling power).

$$TCP = \frac{Q_{evap}}{t_{cycle}}$$

On observe sur les courbes fig.29, F.30 que pour les deux types d'ailettes il existe un espacement optimum pour une taille donnée.

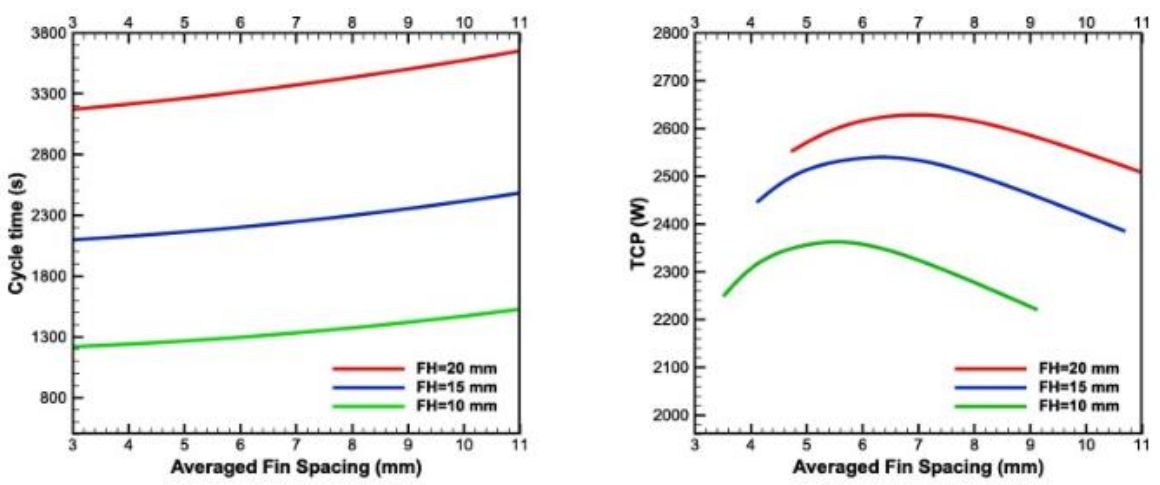


fig. 29 Temps de cycle et TCP en fonction de FS pour FH=20,15,10 ailettes longitudinales

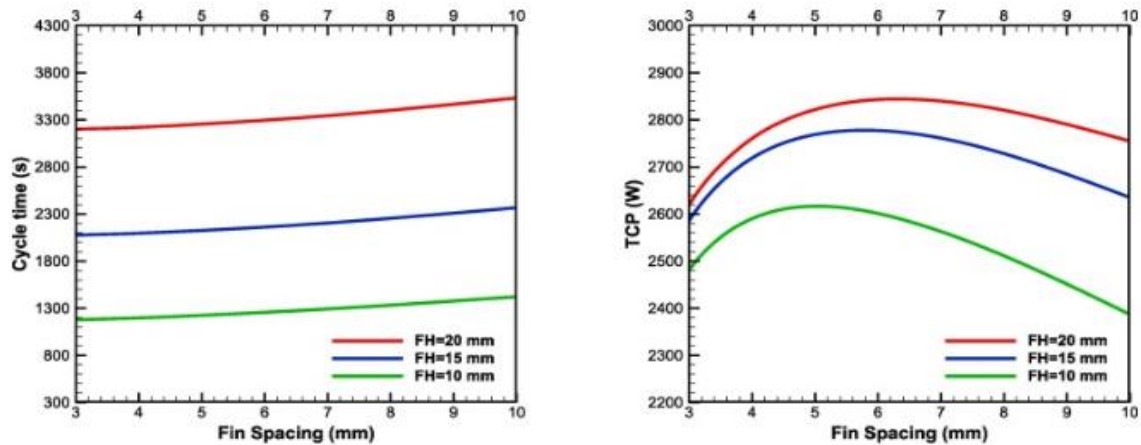


fig. 30 Temps de cycle et TCP en fonction de FS pour FH=20,15,10 ailettes annulaires

Un récapitulatif sur le choix optimum du type d'ailette est proposé ci-dessous.

FH (mm)	10		15		20	
	Longitudinal	Annulaire	Longitudinal	Annulaire	Longitudinal	Annulaire
Type d'ailette	Longitudinal	Annulaire	Longitudinal	Annulaire	Longitudinal	Annulaire
TS optimum (moyen)	5.4	5	6.15	5.75	6.8	6.3
COP	0.30	0.37	0.33	0.40	0.35	0.41
SCP (w/kg)	271	289	157	164	102	107
TCP (w)	2360	2616	2538	2777	2623	2844

Après une revue de ces deux articles, on peut comprendre qu'un travail d'optimisation du design de l'adsorbeur est important pour améliorer son efficacité COP et SCP. Il est bien le moteur principal des machines frigorifiques à adsorption et un choix judicieux devra être fait lors de leurs dimensionnements. Un premier objectif de cette thèse sera de proposer des nouveaux designs d'adsorbeurs pour le couple de travail (silica gel/eau). Le second objectif sera de fabriquer dans notre laboratoire plusieurs prototypes issus de ces nouveaux designs. Un troisième objectif sera de construire un banc pour permettre des mesures de transferts de masse et de chaleur qui ont lieu dans ces nouveaux adsorbeurs.

1.2.7 Configurations des machines à adsorption

La configuration d'une machine se compose d'éléments de construction physique et de paramètres de fonctionnement (fig.31). Pour les éléments de construction physique nous avons le nombre d'étages et le nombre de lits. Les différents paramètres de fonctionnement concernent deux types de cycles. Les paramètres du premier type de cycle concernent les circuits de chauffage et de refroidissements des différents lits ainsi que celui du condenseur. Les paramètres du second type de cycle concernent la circulation de l'adsorbat entre les différents éléments de la machine. Les multiples configurations possibles des machines à adsorption sont une combinaison de ces différents éléments de construction et paramètres de fonctionnement. Elles ont pour but d'obtenir de meilleurs COP et SCP aux machines.

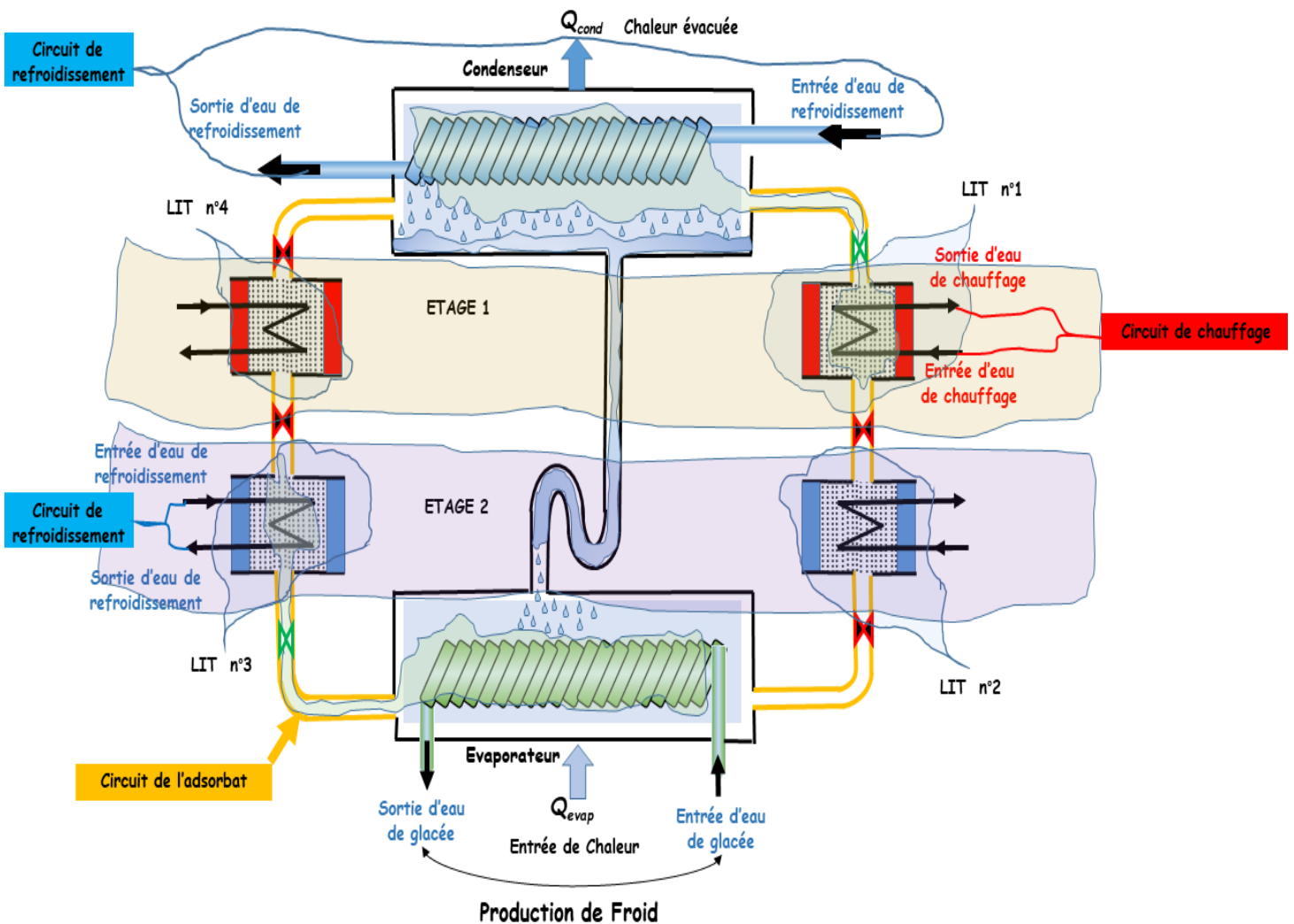


fig. 31 Machine à Adsorption deux étage 4 lits avec cycle de base

1.2.7.1 Les éléments de constructions physiques

Les éléments de construction que sont le nombre d'étages et le nombre de lits imposent un mode de production de froid aux machines. Pour une machine à configuration minimum de 1 étage 1 lit (fig.32), les paramètres de cycle du circuit de chauffage et de refroidissement ainsi que les paramètres de cycle de l'adsorbat se composent de deux étapes fig.34. Une étape de chauffage pour laquelle nous avons une circulation de l'adsorbat entre le désorbeur et le condenseur donc une désorption du lit n° 1 (fig.32) . Elle est suivie par une seconde étape de refroidissement où une circulation de l'adsorbat se fait entre l'évaporateur et l'adsorbeur produisant une adsorption dans le lit n° 1 (fig.33) permettant ainsi une production de froid. Le problème majeur pour cette configuration est qu'elle ne permet pas d'avoir une production de froid en continu, car pendant le temps de désorption, l'adsorbeur est connecté au condenseur alors que l'évaporateur lui est isolé. Aucune production de froid n'est possible. Ce type de configuration n'est jamais adopté pour des machines commerciales, mais on peut les retrouver en laboratoire pour étude.

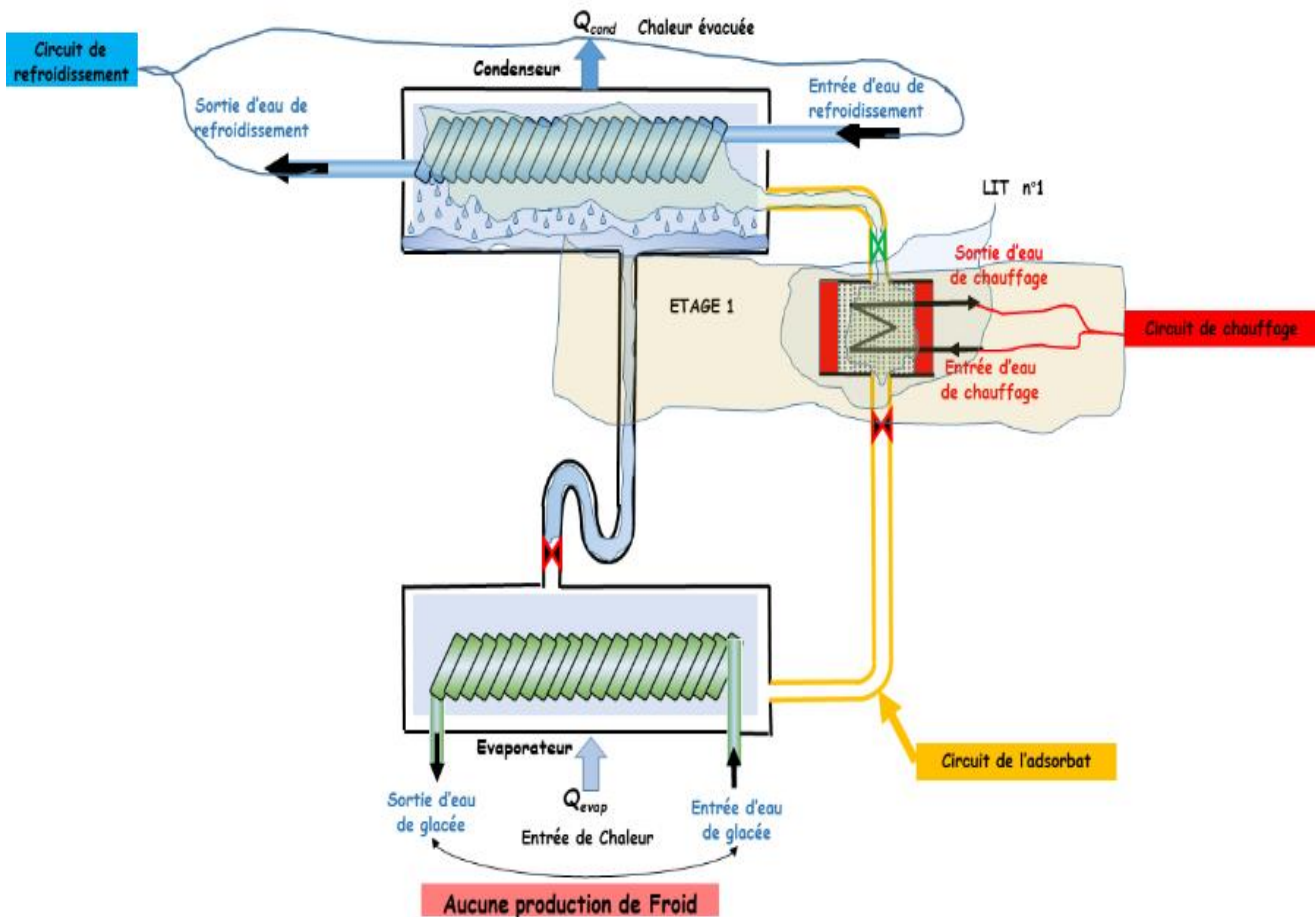


fig. 32 Etape 1 de Désorption d'une machine 1 étage 1 lit avec cycle de base

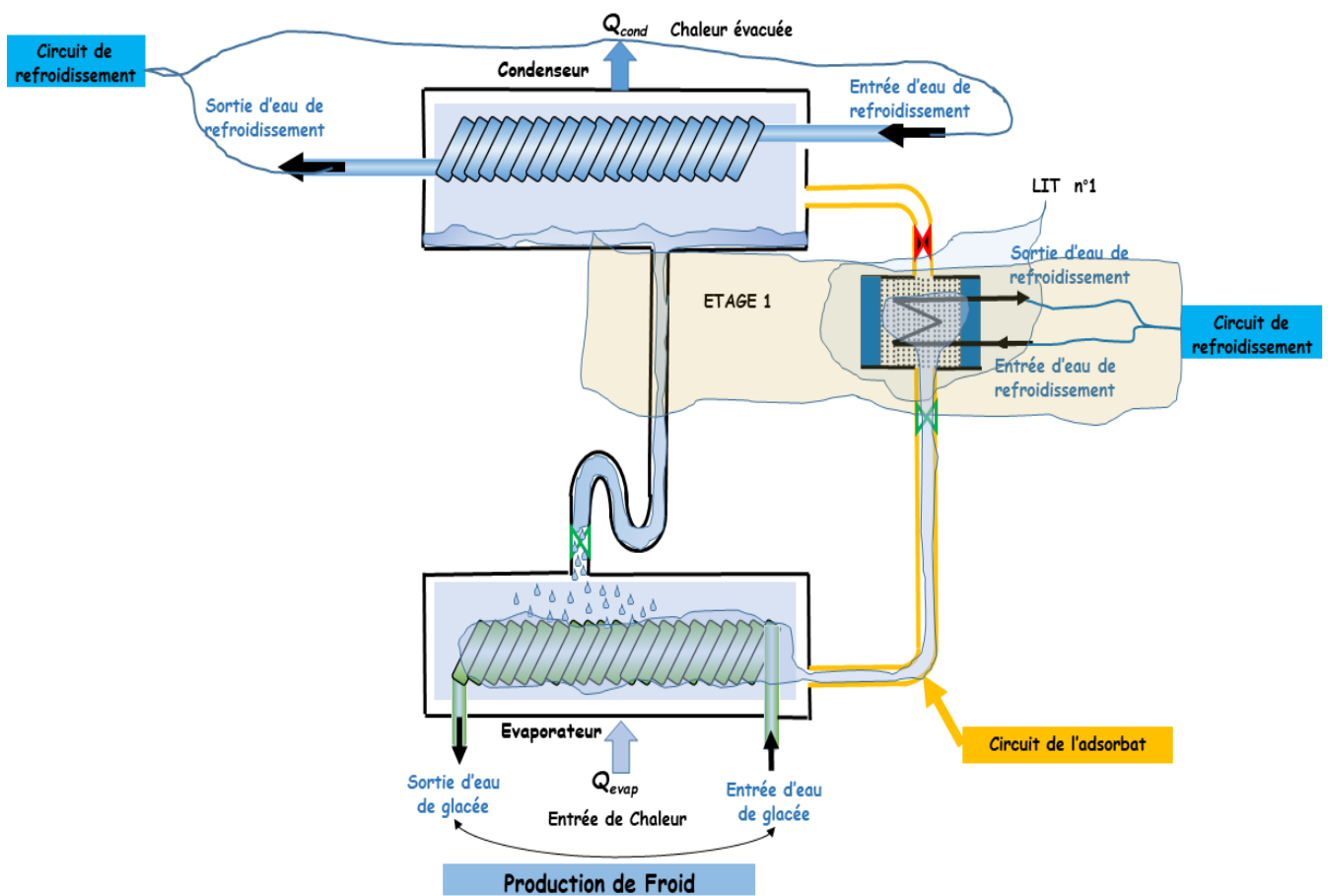


fig. 33 Etape 2 d'adsorption d'une machine 1 étage 1 lit avec cycle de base

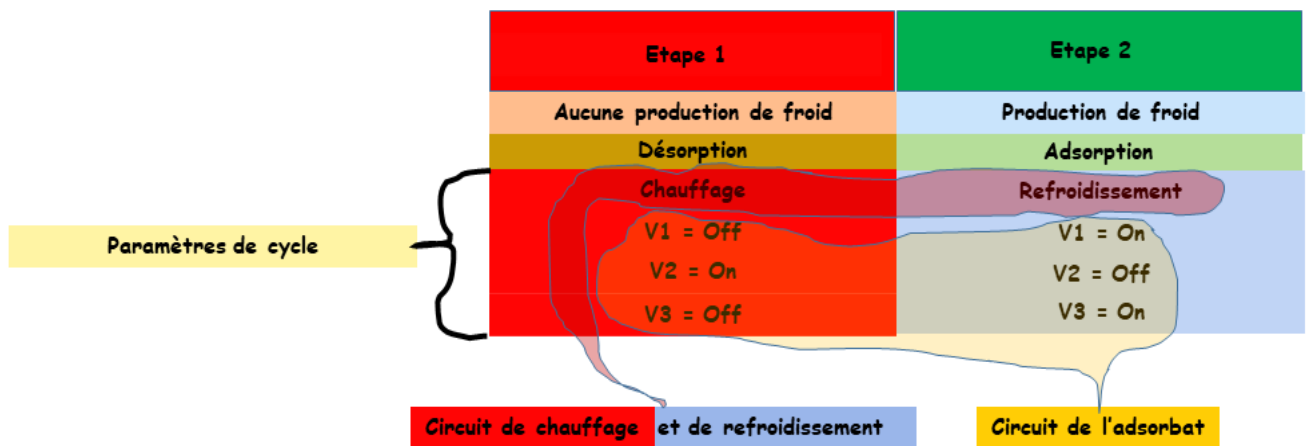


fig. 34 Cycle de fonctionnement pour une configuration 1 étage 1 lit

La machine à 1 étage et 2 lits avec les deux types de cycle de base est la configuration minimale pour avoir une production de froid en continu comme nous le montre la fig.35. Le lit n°1 est en mode désorption et connecté au condenseur, au même moment le lit n°2 lui est en mode adsorption et connecté à l'évaporateur assurant la production de froid. Par un système de vanne une commutation se produit, le lit n°1 prend les fonctions du lit n°2 et inversement le lit n°2 prend les fonctions du lit n°1. Nous obtenons le cycle de base fig.36 de la machine à adsorption 1 étage 2 lits.

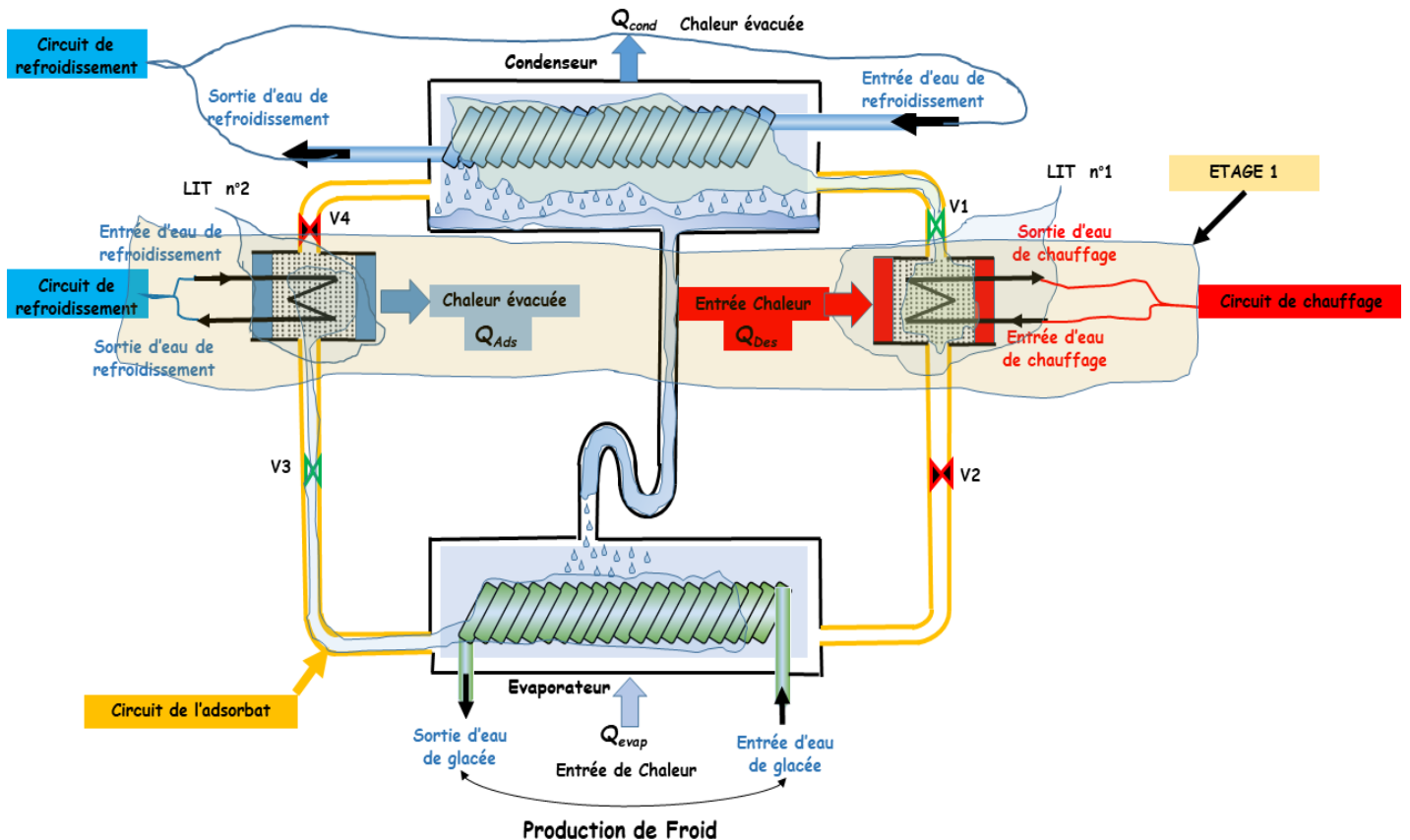


fig. 35 Machine frigorifique à adsorption 1 étage 2 lits avec cycles de

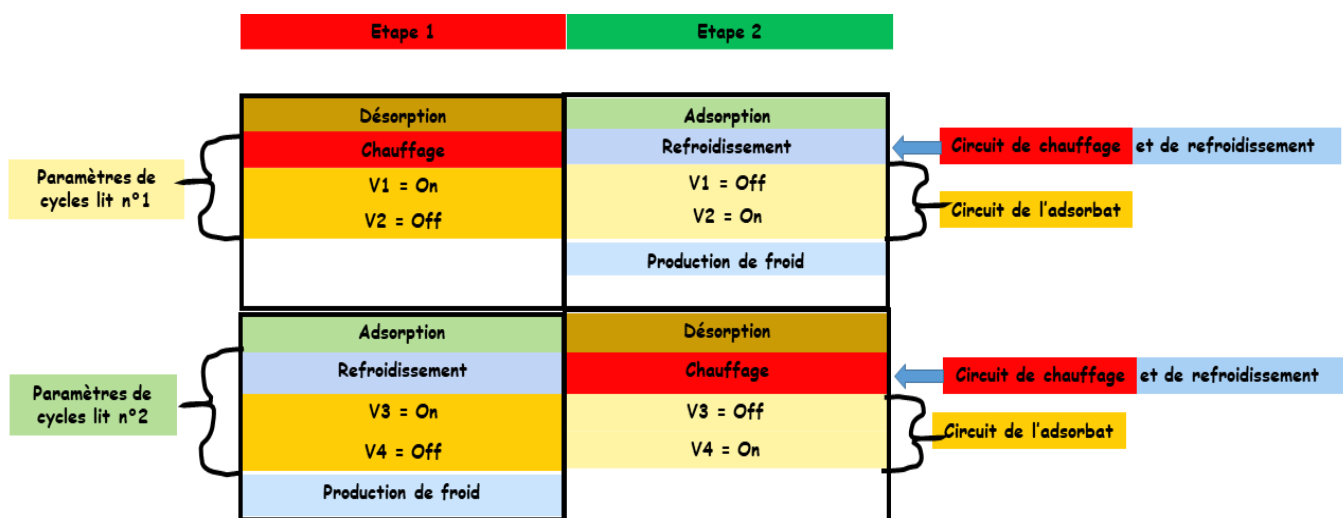


fig. 36 Cycle de base du fonctionnement d'une machine à 1 étage 2 lits

Dans la littérature plusieurs configurations ont fait l'objet d'études. L'article²¹ de Dechang Wang et al. proposent un récapitulatif de prototypes dans le tableau ci-dessous pour des configurations à 1 lit, 2 lits et 2 étages.

Summary of prototype development

Prototype	Performance					Reference
	T _h (°C)	T _c (°C)	T _{chilled} (°C)	COP	Q _r (KW)	
One-bed system	80	30	14	0.45	4.3	22
Two-bed system	85	30	16 ^a	0.40	12.6	23
Two-bed with one-stage system	80	25	12.9	0.42	7.13	24
Two-bed with one-stage system	65	30.5	17.6	0.37	6	25
	79	25.4	13.7	0.63	17.9	26
	80	29	15	0.41	5.7	27
Two-stage system	55	30	14 ^a	0.36	3.2	28

Les éléments de construction physique apportent leurs parts dans l'optimisation des machines à adsorption mais imposent un mode de fonctionnement. Ils limitent les paramètres de cycles des circuits de chauffage, de refroidissement et celui du circuit de l'adsorbat.

²¹ Wang et al., « Progress in Silica Gel–Water Adsorption Refrigeration Technology ».

²² W. -S. Chang, C. -C. Wang, et C. -C. Shieh, « Experimental Study of a Solid Adsorption Cooling System Using Flat-Tube Heat Exchangers as Adsorption Bed », *Applied Thermal Engineering*, Heat Powered Cycles – 04, 27, n° 13 (1 septembre 2007): 2195-99, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.022>.

²³ Soon-Haeng Cho et Jong-Nam Kim, « Modeling of a Silica Gel/Water Adsorption-Cooling System », *Energy* 17, n° 9 (1 septembre 1992): 829-39, [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90101-5](https://doi.org/10.1016/0360-5442(92)90101-5).

²⁴ Y. L. Liu, R. Z. Wang, et Z. Z. Xia, « Experimental Study on a Continuous Adsorption Water Chiller with Novel Design », *International Journal of Refrigeration* 28, n° 2 (1 mars 2005): 218-30, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.09.004>.

²⁵ D. C. Wang et al., « Experimental Research on Novel Adsorption Chiller Driven by Low Grade Heat Source », *Energy Conversion and Management* 48, n° 8 (1 août 2007): 2375-81, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.001>.

²⁶ Zisheng Lu, Ruzhu Wang, et Zaizhong Xia, « Experimental Analysis of an Adsorption Air Conditioning with Micro-Porous Silica Gel–Water », *Applied Thermal Engineering* 50, n° 1 (10 janvier 2013): 1015-20, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.041>.

²⁷ Z. S. Lu et al., « An Analysis of the Performance of a Novel Solar Silica Gel–Water Adsorption Air Conditioning », *Applied Thermal Engineering*, SET 2010 Special Issue, 31, n° 17 (1 décembre 2011): 3636-42, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024>.

²⁸ B. B. Saha, A. Akisawa, et T. Kashiwagi, « Solar/Waste Heat Driven Two-Stage Adsorption Chiller: The Prototype », *Renewable Energy* 23, n° 1 (1 mai 2001): 93-101, [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(00\)00107-5](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(00)00107-5).

1.2.7.2 Paramètres de fonctionnements

Le cycle d'une machine à adsorption se décompose en plusieurs étapes fig.37.

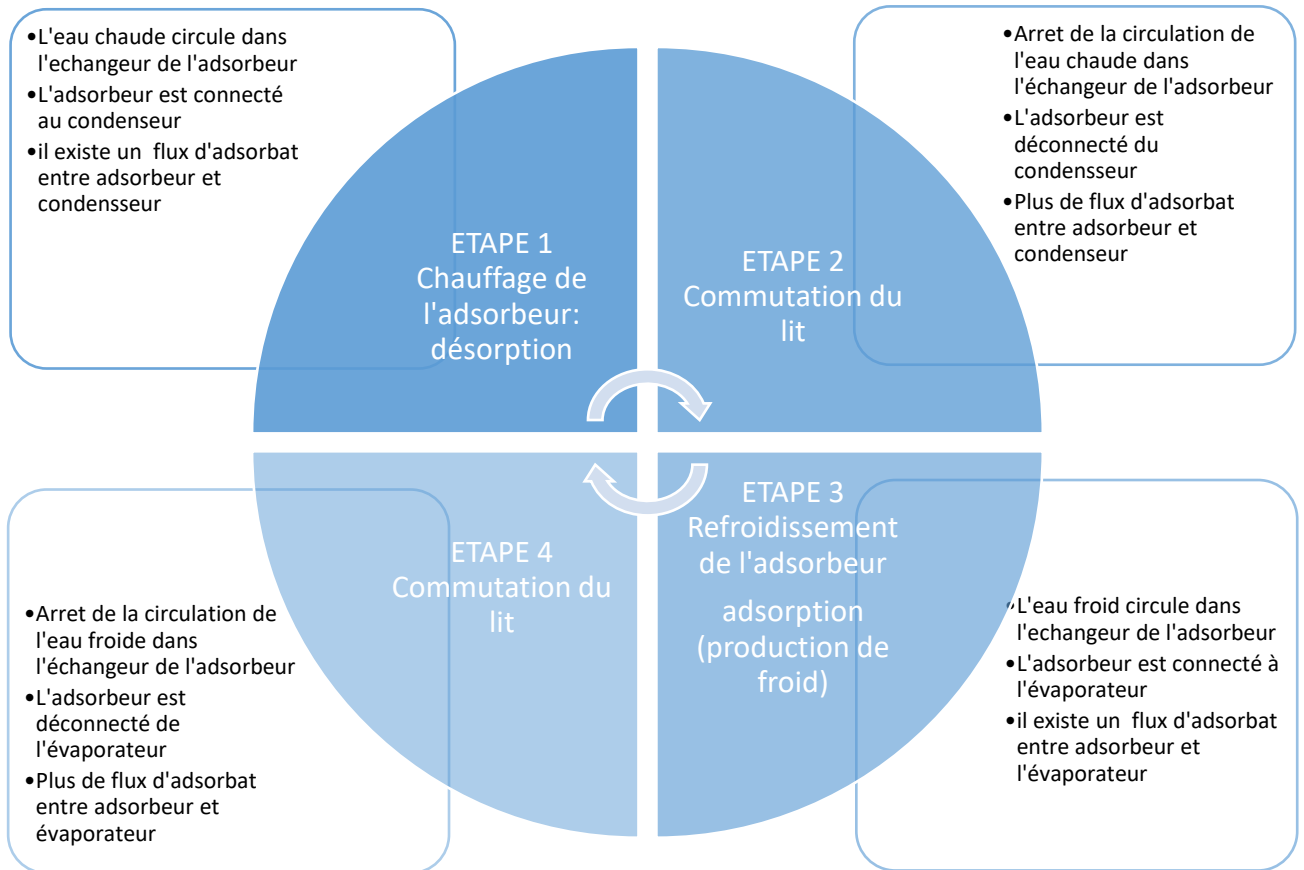


fig. 37 Cycle d'une machine à adsorption

Les étapes 2 et 4 (fig.37) où se produit la commutation des lits ont fait l'objet de plusieurs études pour améliorer les performances des machines à adsorption. Pour une machine à configuration 1 étage 2 lits fig.38 Miyazaki et al dans leur article²⁹ remplacent la fréquence du cycle classique fig.39 par une fréquence de cycle (fig.40) . Ils observent une augmentation du COP, une augmentation du SCP et une température d'eau réfrigérée moins fluctuante. Ils démontrent aussi qu'il existe un cycle optimum (fig.41).

²⁹ T. Miyazaki et al., « A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers », *International Journal of Refrigeration* 32, n° 5 (1 août 2009): 846-53, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.12.002>.

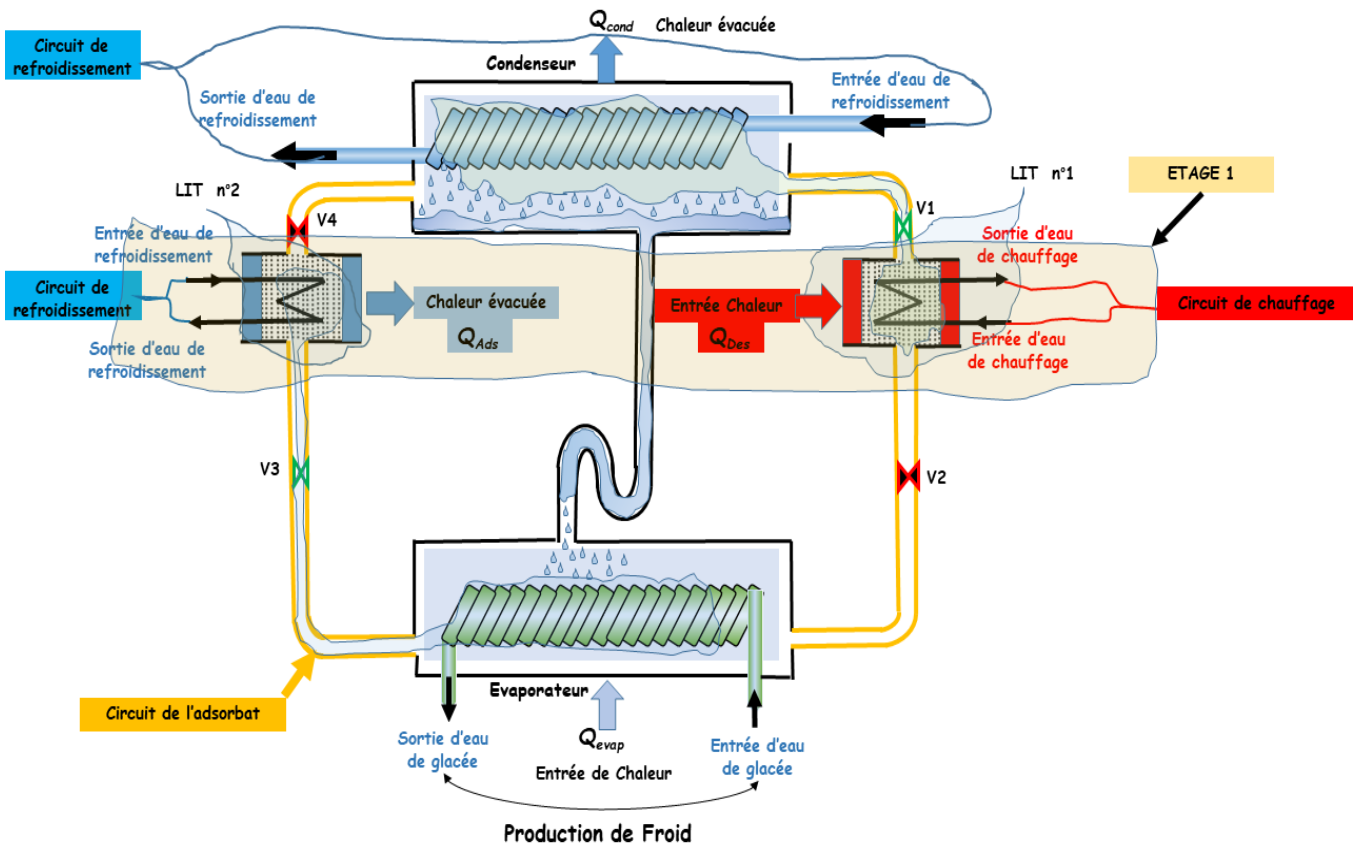


fig. 38 Machine à 1 étage 2 lits à cycle classique

	Etape 1	Etape 2 Commutation	Etape 3	Etape 4 Commutation	
	Désorption	Arrêt de la désorption	Adsorption	Arrêt de l'adsorption	Circuit de chauffage et de refroidissement
Paramètres de cycles lit n°1	Chauffage	Pré-Refroidissement	Refroidissement	Préchauffage	
	V1 = On	V1 = Off	V1 = Off	V1 = Off	Circuit de l'adsorbat
	V2 = Off	V2 = Off	V2 = On	V2 = Off	
	Adsorption	Arrêt de l'adsorption	Désorption	Arrêt de la désorption	Circuit de chauffage et de refroidissement
Paramètres de cycles lit n°2	Refroidissement	Préchauffage	Chauffage	Pré-Refroidissement	
	V3 = On	V3 = Off	V3 = Off	V3 = Off	Circuit de l'adsorbat
	V4 = Off	V4 = Off	V4 = On	V4 = Off	
	Production de froid		Production de froid		

fig. 39 Cycle Classique Configuration 1 étage 2 lits

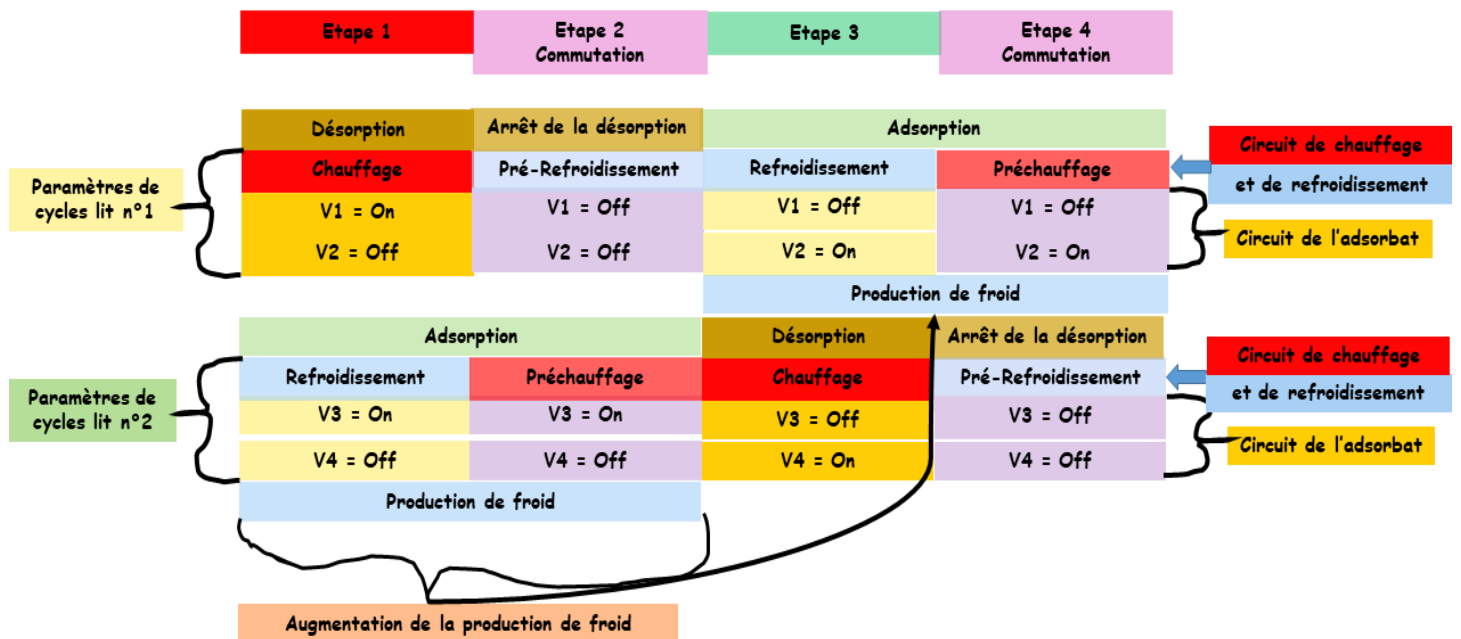


fig. 40 Cycle modifié Configuration 1 étage 2 lits

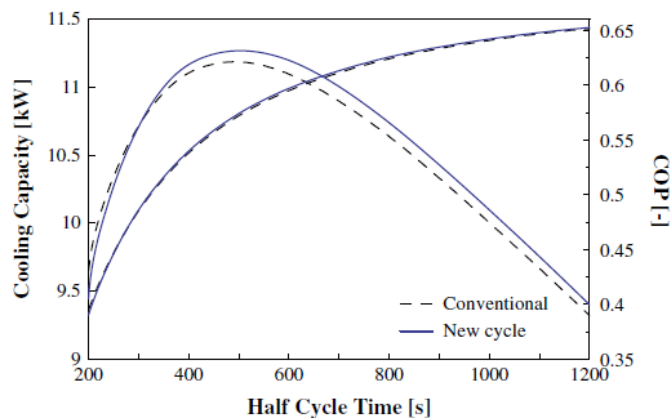


fig. 41 Evolution du COP et SCP en fonction du temps de demi-cycle

Une étude de Pan et al dans leur article³⁰ compare un cycle classique (fig.42) et un cycle variable (fig.43) pour une machine à configuration 1 étage 2 lits alimentée par une source d'eau chaude solaire. La partie variable du cycle est le temps correspondant au temps de désorption. Il est ajusté avec la variation de la source d'eau chaude solaire. Une courbe fig.45 de l'équation (35) d'estimation du temps de demi-cycle optimal qui considère à la fois le COP (34) et SCP (34) est proposée avec un facteur de pondération β . Ils observent que le COP (fig.46) est meilleur pour des cycles variables alors que le SCP (fig.44) reste quasi le même.

³⁰ Q. W. Pan et R. Z. Wang, « Study on operation strategy of a silica gel-water adsorption chiller in solar cooling application », *Solar Energy*, Special issue for Solar Cooling, 172 (15 septembre 2018): 24-31, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.03.062>.

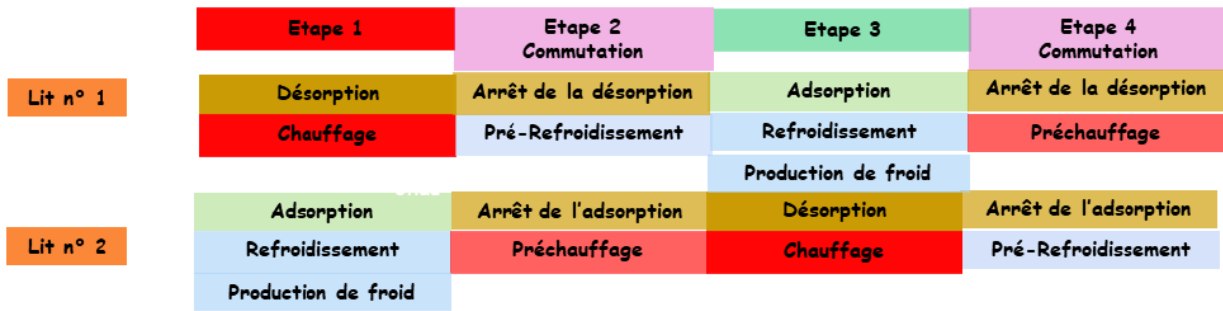


fig. 42 Cycle classique configuration 1 étage 2 lits source solaire

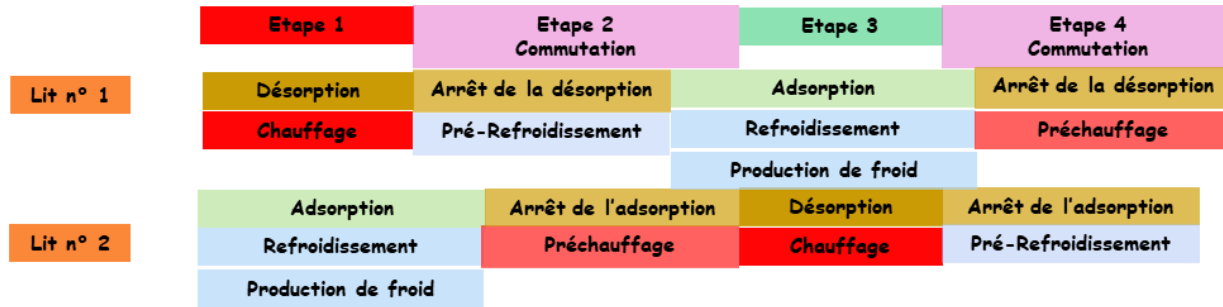


fig. 43 Cycle variable configuration 1étage 2 lits source solaire

$$COP = \frac{\int_{t_{hc}}^0 G_{ci} C_w dT}{G_{hw} C_w dT} \quad SCP = \frac{\int_{t_{hc}}^0 G_{ci} C_w dT}{m_{sg}} \quad [34]$$

$$\max_{t_{hc}}, t_{hc} \in \{ SCP(t_{hc}) > \beta \cdot \max SCP(t_{hc}) \} \quad [35]$$

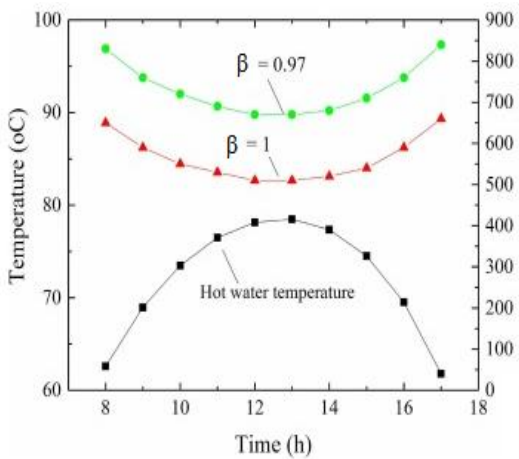


fig. 45 Temps de cycle optimum

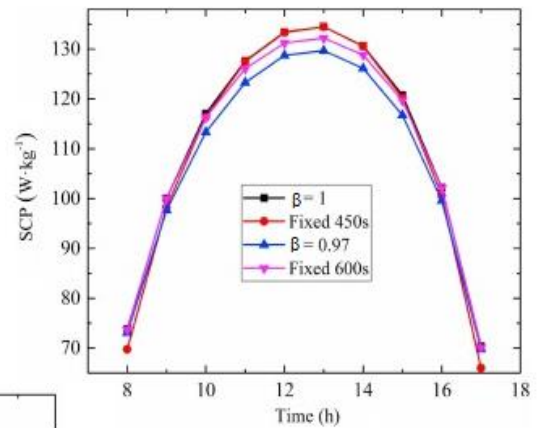


fig. 44 SCP Pour cycle fixe et variable

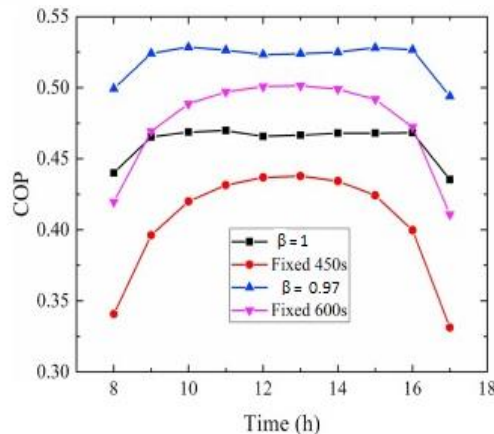


fig. 46 COP Pour cycle fixe et variable

Un système de récupération de chaleur est introduit dans le cycle de fonctionnement. Il implique des nouveaux paramètres de cycles. L'article de Xiaolin Wang et al ³¹ propose une configuration 1 étage 2 lits avec un système de récupération de chaleur passive (fig.47) pendant les étapes de commutations. Ils comparent leur système de récupération passive avec celui de Nishiyodo qui est une récupération par circulation d'eau. Ils montrent que la capacité de la machine n'est pas affectée et que le COP s'améliore (fig.48) et (fig.49).

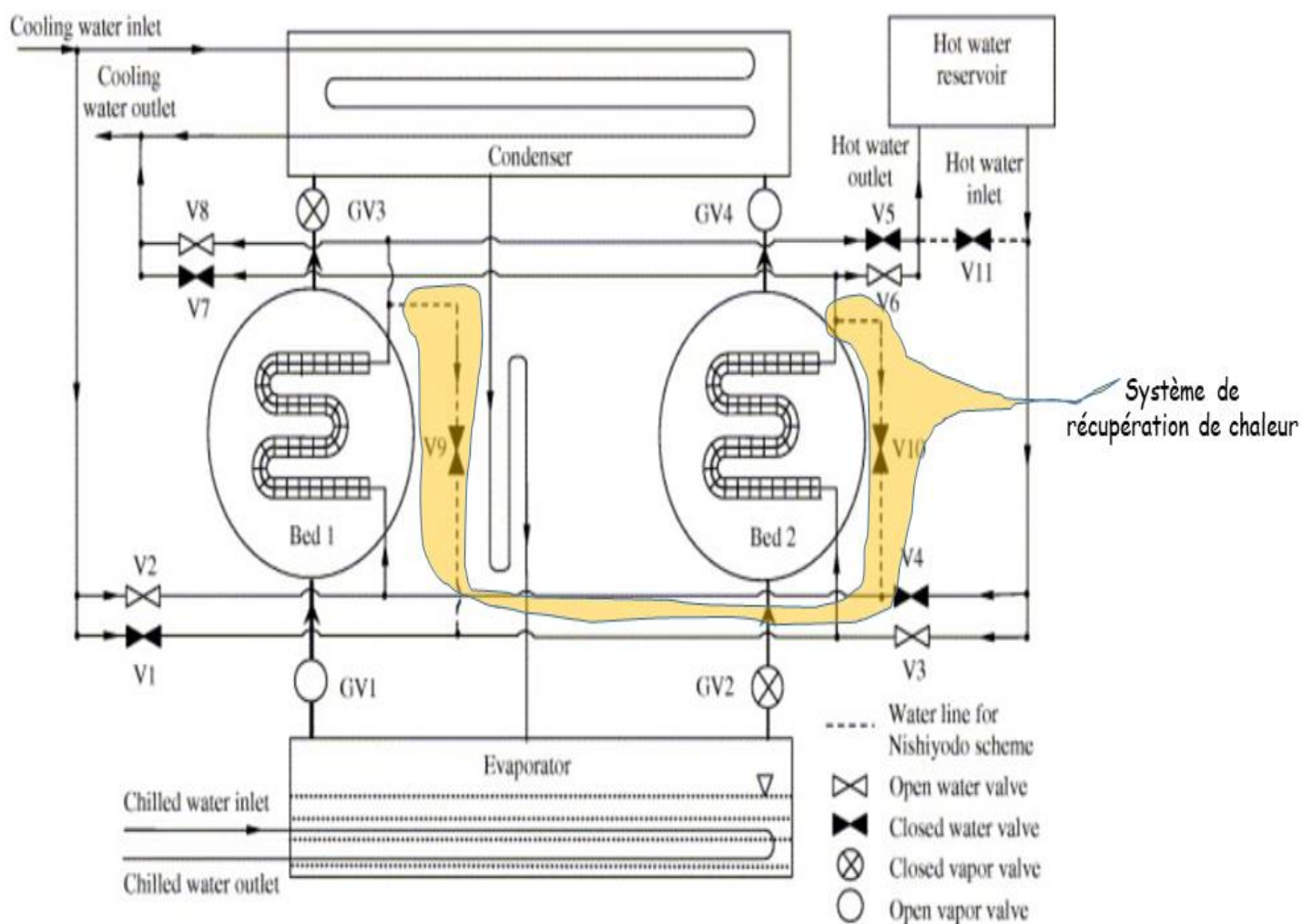
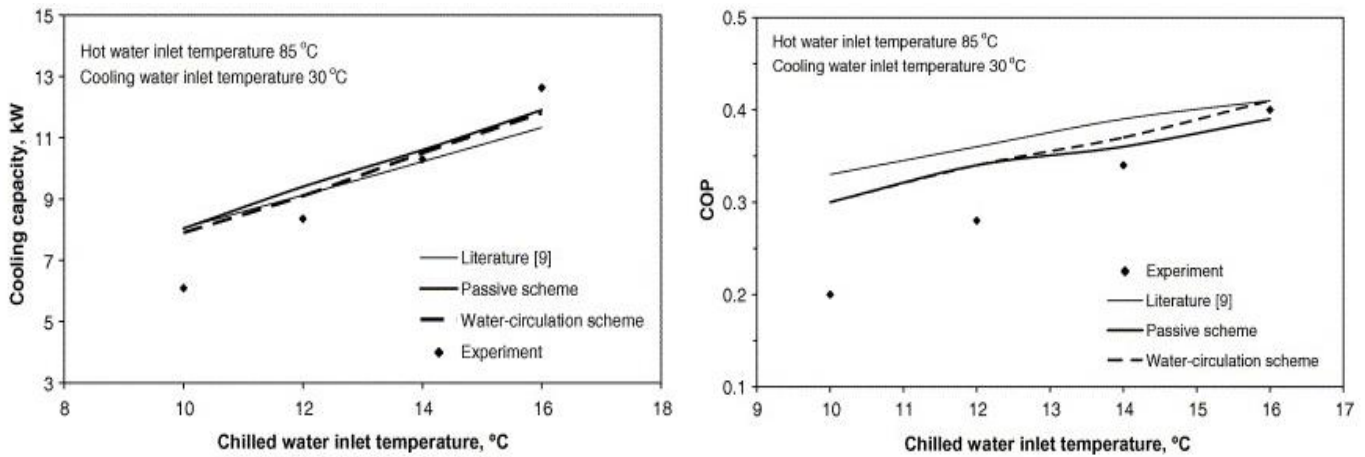


fig. 47 Machine à configuration 1 étage 2 lits avec système de récupération de chaleur

³¹ Xiaolin Wang et H.T. Chua, « A Comparative Evaluation of Two Different Heat-Recovery Schemes as Applied to a Two-Bed Adsorption Chiller », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, n° 3-4 (février 2007): 433-43, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.003>.



Predictions at 85°C hot-water inlet temperature and 30°C cooling water inlet temperature.

fig. 48 Influence des systèmes de récupération de chaleur sur le COP et la capacité de refroidissement en fonction de la température de production de froid

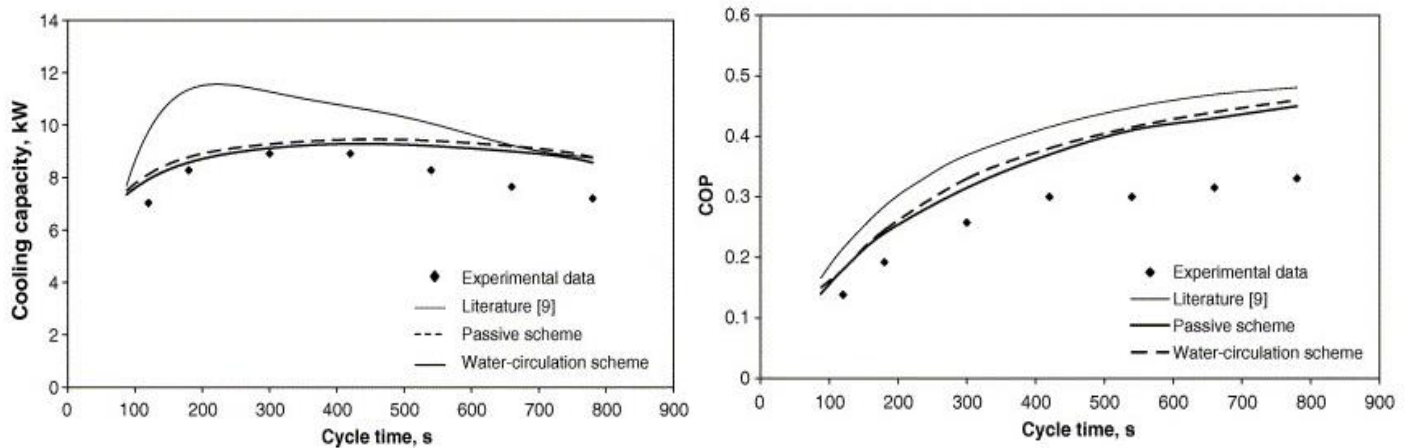


fig. 49 Influence des systèmes de récupération de chaleur sur le COP et la capacité de refroidissement en fonction du temps de cycle

Nous avons aussi des systèmes de récupération de masse comme dans l'article de Akira Akahira et al.³² la nouvelle piste proposée est de mettre en place un système de récupération de masse dans la machine. Ils proposent de connecter les deux adsorbants pendant l'étape de commutation. L'étape avant l'isolation de l'adsorbant et le désorbant (fig.50 mode A étape 1) les pressions sont différentes. La mise en connexion des deux adsorbants par l'ouverture d'une vanne (fig.50 mode B étape 2) et l'arrêt de chauffage et refroidissement provoque un transfert d'adsorbant du désorbant vers l'adsorbant, équilibrant ainsi la pressions des deux

³² Akira Akahira et al., « Experimental Investigation of Mass Recovery Adsorption Refrigeration Cycle », *International Journal of Refrigeration* 28, n° 4 (1 juin 2005): 565-72, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.001>.

adsorbent. La vanne se ferme (fig.50 mode c étape 3), le chauffage et le refroidissement sont relancés. Cette nouvelle technique donne lieu à une amélioration du COP et SCP à basse température. On peut observer les courbes en fig.51.

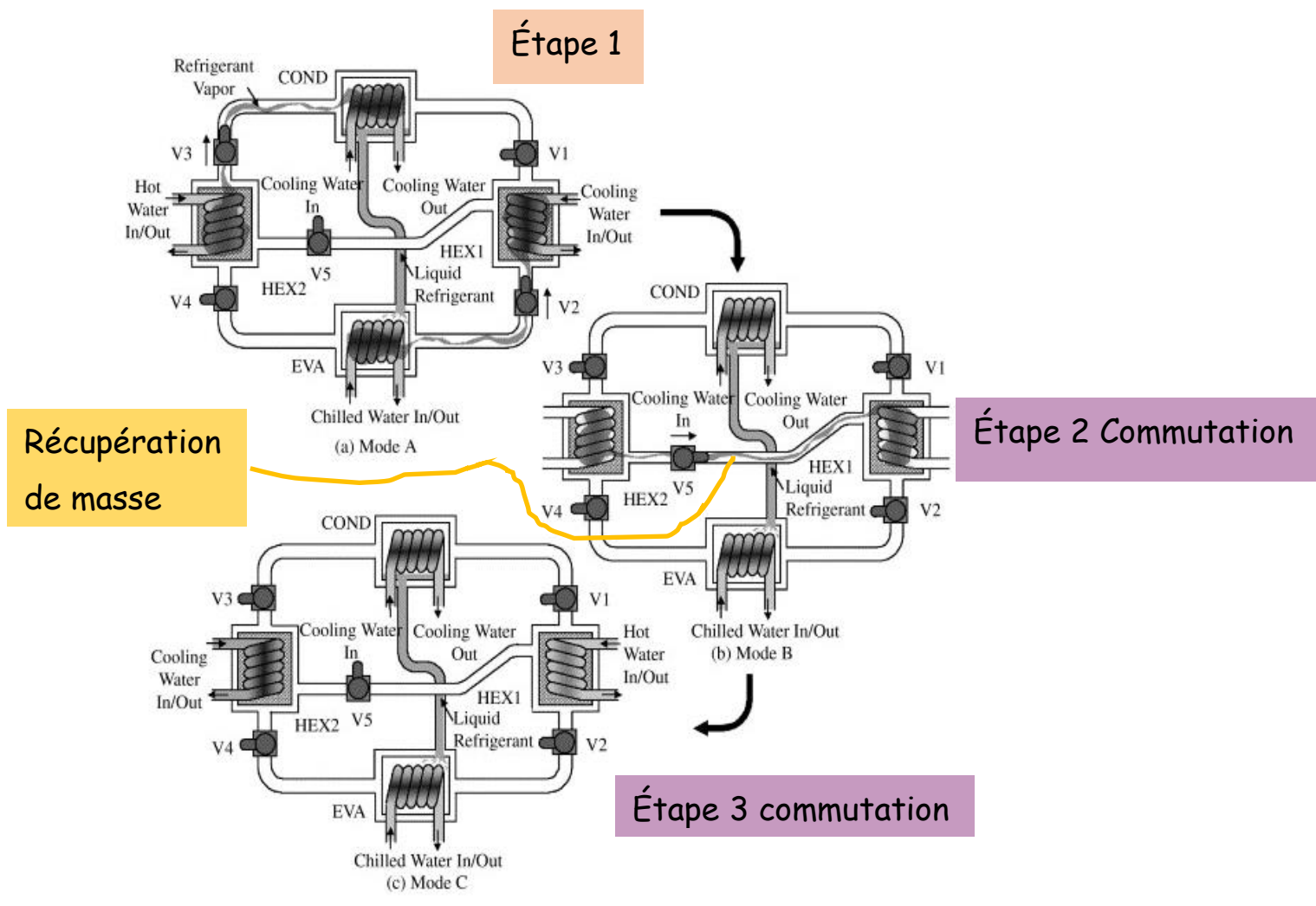


fig. 50 description du transfert de masse

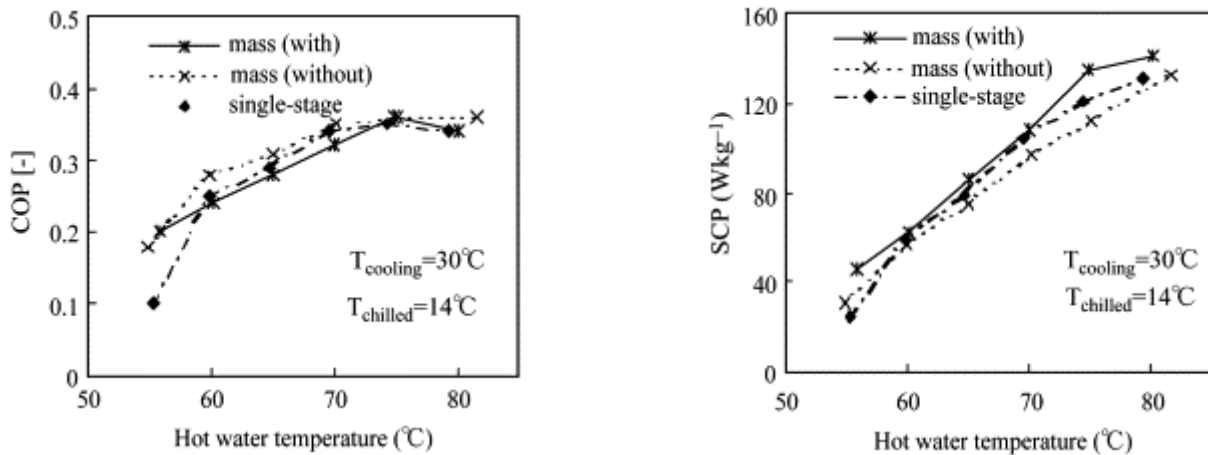


fig. 51 COP et SCP en fonction de la température de chauffage

Un résultat intéressant fig.52 donne l'évolution du COP et SCP en fonction du temps de récupération de masse. On peut observer qu'un compromis entre COP et SCP doit être effectué pour un transfert de masse donné.

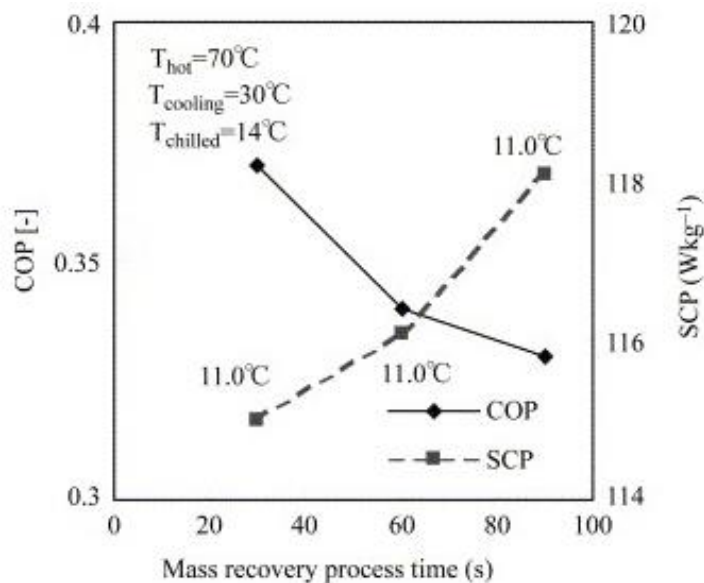


fig. 52 COP et SCP en fonction de la récupération de masse

Si nous devons faire un récapitulatif sur les techniques d'amélioration du COP et du SCP des machines frigorifiques à adsorption, trois axes principaux de réflexions peuvent être abordés. Le premier est l'optimisation du cycle, le second est de mettre en place un système de récupération de chaleur, et enfin le dernier est d'introduire un système de récupération de masse.

1.2.7.3 Combinaison à configurations multiples

Dans le même article de Wang et al.³³ un récapitulatif sur les différentes combinaisons à configurations multiples est proposé. Voir

Enhancement	Methods	Reference
Heat and mass recovery cycles	Advanced tree-bed masse recovery cycle	34
Cascading cycle tree bed	High temperature stage: zeolite Low temperature stage: silica gel	35
Multi-bed multi-stage cycles	Tree-stage	36 37 38
	Multi-bed multi-stage with different modes	39 40 41
Other cycle and system designs	Three-bed adsorption cycle	42
	Multi-bed regenerative adsorption cycle	43
	Six-bed cycle	44

Tab. 2 Récapitulatif des différentes combinaisons

³³ Wang et al., « Progress in Silica Gel–Water Adsorption Refrigeration Technology ».

³⁴ A. S. Uyun et al., « Numerical Analysis of an Advanced Three-Bed Mass Recovery Adsorption Refrigeration Cycle », *Applied Thermal Engineering* 29, n° 14 (1 octobre 2009): 2876-84, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.02.008>.

³⁵ Y. Liu et K. C. Leong, « Numerical Study of a Novel Cascading Adsorption Cycle », *International Journal of Refrigeration* 29, n° 2 (1 mars 2006): 250-59, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.008>.

³⁶ Bidyut B. Saha, Elisa C. Boelman, et Takao Kashiwagi, « Computational Analysis of an Advanced Adsorption-Refrigeration Cycle », *Energy* 20, n° 10 (1 octobre 1995): 983-94, [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00047-K](https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00047-K).

³⁷ Bidyut B. Saha, Atsushi Akisawa, et Takao Kashiwagi, « Silica Gel Water Advanced Adsorption Refrigeration Cycle », *Energy* 22, n° 4 (1 avril 1997): 437-47, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00102-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(96)00102-8).

³⁸ M. Z. I. Khan et al., « Performance Evaluation of Multi-Stage, Multi-Bed Adsorption Chiller Employing Re-Heat Scheme », *Renewable Energy* 33, n° 1 (1 janvier 2008): 88-98, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.01.012>.

³⁹ K. C. Amanul Alam et al., « Multi-Bed Multi-Stage Adsorption Refrigeration Cycle-Reducing Driving Heat Source Temperature », *日本冷凍空調学会論文集* 20, n° 3 (2003): 413-20, <https://doi.org/10.11322/tjsrae.20.413>.

⁴⁰ B. B. Saha et al., « Waste Heat Driven Dual-Mode, Multi-Stage, Multi-Bed Regenerative Adsorption System », *International Journal of Refrigeration* 26, n° 7 (1 novembre 2003): 749-57, [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00074-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00074-4).

⁴¹ Bidyut B. Saha et al., « Study on a Dual-Mode, Multi-Stage, Multi-Bed Regenerative Adsorption Chiller », *Renewable Energy* 31, n° 13 (1 octobre 2006): 2076-90, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.10.003>.

⁴² B. B. Saha et al., « Performance Evaluation of a Low-Temperature Waste Heat Driven Multi-Bed Adsorption Chiller », *International Journal of Multiphase Flow* 29, n° 8 (1 août 2003): 1249-63, [https://doi.org/10.1016/S0301-9322\(03\)00103-4](https://doi.org/10.1016/S0301-9322(03)00103-4).

⁴³ H. T. Chua et al., « Multi-Bed Regenerative Adsorption Chiller — Improving the Utilization of Waste Heat and Reducing the Chilled Water Outlet Temperature Fluctuation », *International Journal of Refrigeration* 24, n° 2 (1 mars 2001): 124-36, [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00078-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00078-X).

⁴⁴ Miyazaki et al., « A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers ».

Chapitre 2 Investigation et résultats expérimentaux

2.1	Introduction	42
2.2	Etude des dynamiques d'adsorption et de désorption	43
2.2.1	Dynamique d'adsorption et de désorption dans un grain d'adsorbant	44
2.2.1.1	Caractérisation fréquentielle des grains à la thermobalance	44
2.2.1.2	Protocole expérimental	45
2.2.1.3	Paramètres étudiés	46
2.2.1.4	Méthode d'analyse fréquentielle des masses adsorbée ou désorbée.	48
2.2.1.5	Résultats expérimentaux de ΔTG en fonction de F_n	49
2.2.1.6	Analyse des pentes des courbes TG en fonction de F_n	55
2.2.1.7	Analyse des débits massiques moyens en fonction de F_n	59
2.2.2	Dynamique d'adsorption et de désorption dans un adsorbent	62
2.2.2.1	Conception et fabrication du banc de sorption	62
2.2.2.2	Les Caloducs	67
2.2.2.3	Résultats expérimentaux	78
2.2.3	Les dynamiques à l'échelle de la machine à adsorption	81
2.2.3.1	Description de l'ancienne machine à adsorption	82
2.2.3.2	Modification de la machine et instruments de mesures	84
2.2.3.3	Les circuits hydrauliques	85
2.2.3.4	Fonctionnement de l'ancienne machine à adsorption	91
2.2.3.4.1	Analyse de la production de froid.	93
2.2.3.5	Etude des cycles et résultats expérimentaux	94
2.2.3.5.1	Cycles Symétriques pour optimisation du COP	95
2.2.3.5.2	Cycle Asymétrique pour optimisation du COP	98

2.1 Introduction

Dans le cadre de ce chapitre notre attention se portera sur les dynamiques d'adsorption et de désorption présentes aux différents niveaux d'une machine frigorifique à adsorption. Notre investigation consiste à les identifier et à en évaluer leurs influences sur le rendement de la machine. Pour chacun deux dimensions sont présentes, le transfert de masse et le transfert de chaleur.

Le grain est la taille élémentaire de base du matériau adsorbant. Il constitue le premier niveau à explorer. En effet, on rencontre plusieurs dynamiques de natures différentes qui rythment les échanges entre l'intérieur et l'extérieur d'un grain d'adsorbant (silica-gel). Le moyen expérimental mis en œuvre pour l'étude de cette problématique est une thermobalance couplée à un générateur d'humidité contrôlée.

L'adsorbent est un assemblage entre un matériau adsorbant et un échangeur de chaleur. Il désigne le second niveau d'étude qui sera mené. L'obstacle que rencontre l'adsorbant (eau) pour entrer ou sortir dans le lit d'adsorbant est la première dynamique d'échange entre l'extérieur et l'intérieur de l'adsorbent. Le lit d'adsorbant fait apparaître un espace entre grains, la circulation de l'adsorbant entre ces espaces fait apparaître une dynamique de distribution d'adsorbant dans l'adsorbent. Pour l'étude de nouveaux adsorbents, un banc expérimental a été réalisé au sein du laboratoire.

Pour finir le dernier niveau d'étude concerne les fréquences des cycles de basculement des lits qui passent du mode adsorption à désorption et inversement dans la machine frigorifique. Pour notre étude la machine retenue a pour configuration 1 étage avec 2 lits d'adsorbant sans système de récupération de chaleur et de masse voir fig.53. La circulation de l'adsorbant entre l'adsorbent et l'évaporateur est une première dynamique. Une circulation de l'adsorbant entre le désorbent et le condenseur est la seconde dynamique. La circulation des eaux de chauffage et de refroidissement est la troisième et quatrième dynamiques. L'étude des cycles est obtenue grâce à une machine à adsorption commerciale de marque Sortech dont nous avons remplacé le système de commande et d'acquisition.

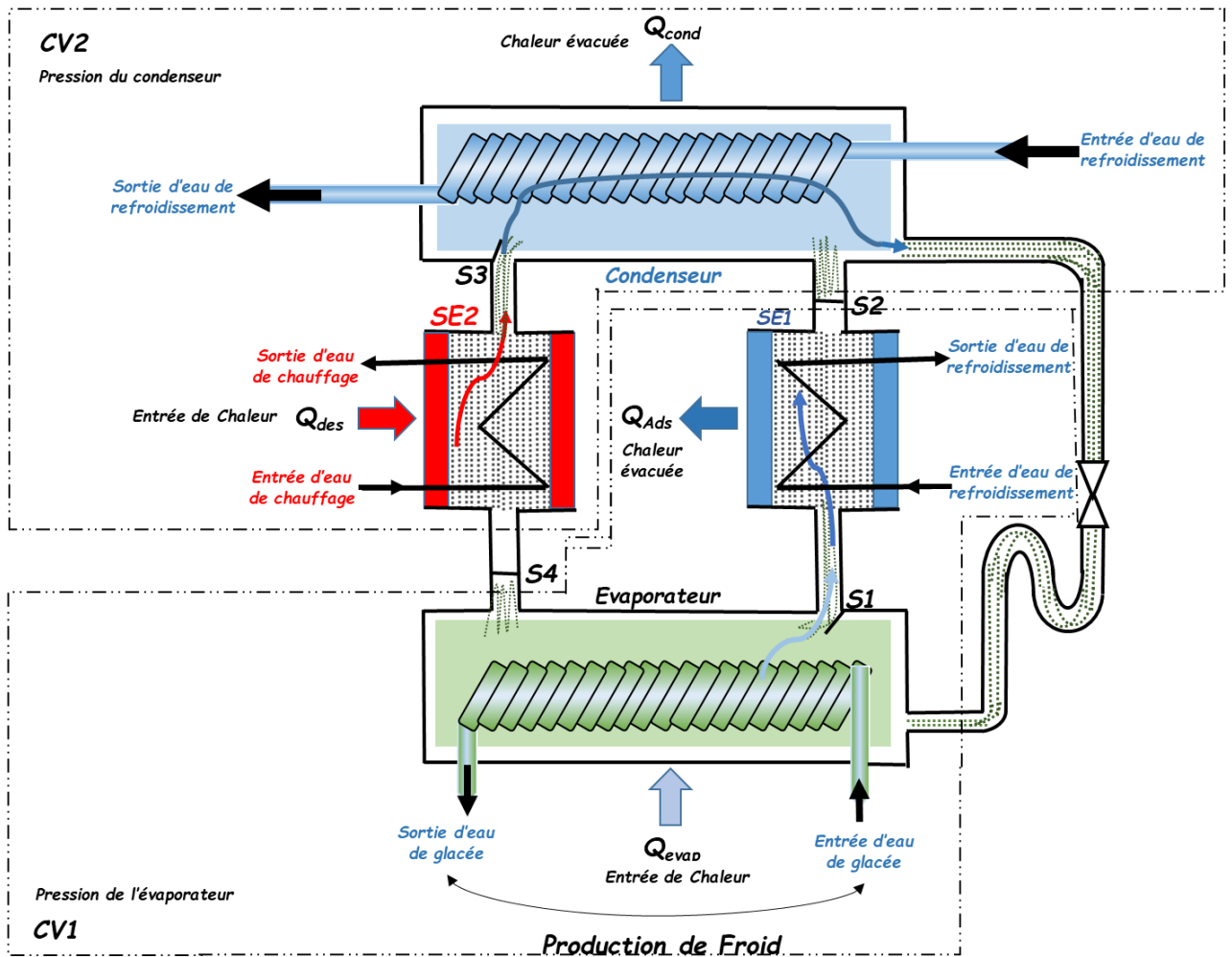


fig. 53 : Machine à Adsorption un étage deux lits

2.2 Etude des dynamiques d'adsorption et de désorption

Dans une machine frigorifique à adsorption, les dynamiques d'adsorption et de désorption sont multiples, comme évoqué dans l'introduction. Les différents niveaux sont liés et dépendent les uns des autres. Nous pensons qu'une synchronisation entre les différents niveaux pourrait améliorer l'efficacité de la machine. Pour cela chaque niveau fera l'objet d'une étude approfondie.

2.2.1 Dynamique d'adsorption et de désorption dans un grain d'adsorbant

Les dynamiques que nous pouvons rencontrer dans un grain d'adsorbant (silica-gel) sont de différentes natures. Il est à constater qu'une première barrière existe entre la surface du grain et l'intérieur, cette barrière constitue un frein pour la diffusion de l'adsorbat (eau). On peut parler de dynamique d'échange d'adsorbat entre l'extérieur et l'intérieur du grain. Le deuxième obstacle qui est présent est la diffusion de l'adsorbat dans le grain, qui lui aussi fait apparaître une dynamique de distribution d'adsorbat dans le grain. Pour finir nous avons l'accès de l'adsorbat dans les pores qui fait apparaître une dynamique d'échange entre l'intérieur et l'extérieur des pores.

Après plusieurs essais de prises de masse à la thermobalance, une observation sur les résultats m'a permis d'introduire une nouvelle méthode pour mieux comprendre ces dynamiques. Elle consiste à produire des cycles de travail (chauffage, refroidissement) du four de la thermobalance et à mesurer en fonction de la fréquence la prise ou perte de masse d'un échantillon d'adsorbant composé d'un ou de plusieurs grains de forme sphérique.

2.2.1.1 Caractérisation fréquentielle des grains à la thermobalance

La caractérisation des grains se portera sur leurs capacités à adsorber l'adsorbat pour différentes pressions de celui-ci et pour différentes fréquences de température du four. Nous considérons que la température du four est celle de l'adsorbant.

Le matériel utilisé pour la mise en œuvre de l'expérience est une thermobalance fig.54 de marque Setaram modèle SETSYS équipée d'une canne DSC et couplée à un générateur d'humidité contrôlé de marque Setaram modèle WETSYS. Un système informatique fait l'acquisition des mesures de la température du four et de la perte ou prise de masse. La régulation du four de la thermobalance nous permet de fixer la variation fréquentielle de la température entre la température minimum et maximum, respectivement température de l'adsorbeur et du désorbeur d'une machine frigorifique à adsorption.

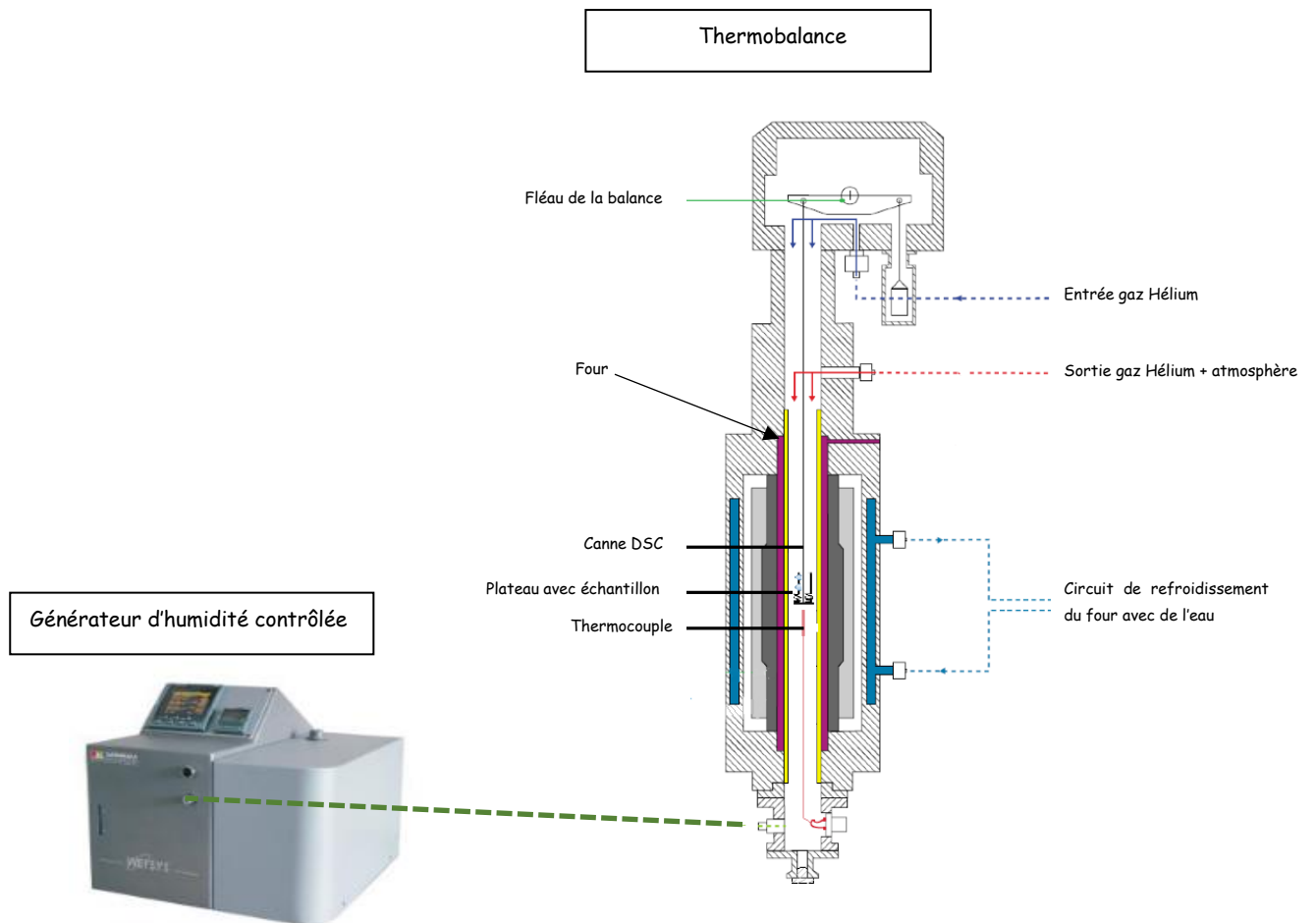


fig. 54 : Thermobalance avec Générateur d'humidité contrôlée

2.2.1.2 Protocole expérimental

Un échantillon est placé dans un four cylindrique balayé par un mélange de vapeurs d'eau et d'azote avec un débit de 40ml/min fig.55. La température de l'atmosphère contrôlée (eau + azote) à la sortie du générateur nous fixe la pression maximum P_{sat} que P (pression de la vapeur saturante de l'eau) peut atteindre. Il nous est possible de modifier P en ajustant Hr (humidité relative), nous obtenons la relation suivante :

$$P = P_{sat} * Hr$$

Pour l'analyse des résultats on se référera au θ taux d'adsorption ou de désorption défini comme étant une fonction d'un rapport entre deux fonctions, que son $P(T_w)$ pression de l'adsorbat à la température T_w et $P(T_{si})$ pression qui correspond à la pression de la vapeur saturante de l'adsorbat à la température T_{si} de l'adsorbant. Taux peut s'écrire comme suite :

$$\theta = F_T \left(\frac{P(T_w)}{P(T_{si})} \right) = F_T \left(\frac{P(T)}{P_0(T_0)} \right)$$

Avec :

P : Pression de l'adsorbat (eau) à la température T .

P_0 : Pression qui correspond à la pression de la vapeur saturante de l'adsorbat à la température T_0 de l'adsorbant.

La méthode de travail consiste donc à modifier un seul paramètre à la fois afin de mesurer son impact sur la vitesse d'adsorption et de désorption ainsi que la masse d'eau adsorbée ou désorbée en fonction de la fréquence du signal de chauffage et de refroidissement du four.

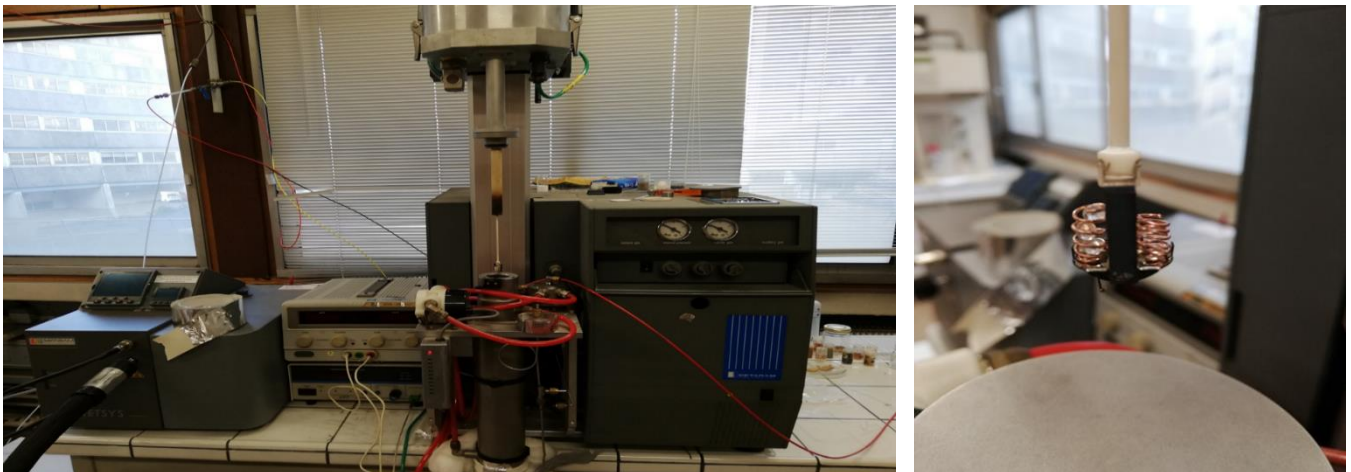


fig. 55 : : Banc expérimental pour l'étude fondamentale du phénomène de sorption (grain de Silica Gel)

2.2.1.3 Paramètres étudiés

Les quatre paramètres retenus sont :

- La plage de température de chauffage/refroidissement du four (T_{max}/T_{min})
- La pression P de l'adsorbat ;
- La vitesse de chauffage/refroidissement du four ;
- La masse de l'échantillon

On peut voir dans le tableau Tab.3 la campagne de mesures expérimentales réalisée sous forme de séries.

	Campagne de mesure						
Séries	s5'	s6	s7	s8	s9	s11	s12
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8	env 77,8	env 77,8	env 34	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes	2 billes	2 billes	1 bille	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °C/mn	1 °C/mn	1 °C/mn	1 °C/mn	1 °C/mn	2 °C/mn	4 °C/mn
P (Pa)	1210	1810	2485	1210	1210	1210	1210
Tmax (°C)	60	65	65	65	65	65	65
Tmin (°C)	40	45	45	45	45	45	45

Tab. 3: campagne de mesure pour l'étude de la dynamique d'adsorption de grain de silica-gel.

NB : La série de référence est S8, on change un seul paramètre de celle-ci pour obtenir les autres.

Les fréquences de chauffage/refroidissement du four sont au nombre de six (F1 à F6). On peut voir ci-dessous fig.56 la forme du signal. Elles couvrent l'ensemble des fréquences que le four peut assurer et donnent une analyse acceptable à notre étude sur les phénomènes d'adsorption/désorption de l'adsorbat à l'échelle du grain.

Pour la réalisation des séries, nous nous référerons à quatre phases différentes : une montée d'une durée t_a , un maintien en température t_b , suivie d'une descente t_c et un maintien en température de durée t_d .

On associe aux cycles de montée et de descente en température une période T_n et une fréquence F_n . Avec :

$$T_n = t_a + t_b + t_c + t_d$$

$$F_n = 1/T_n$$

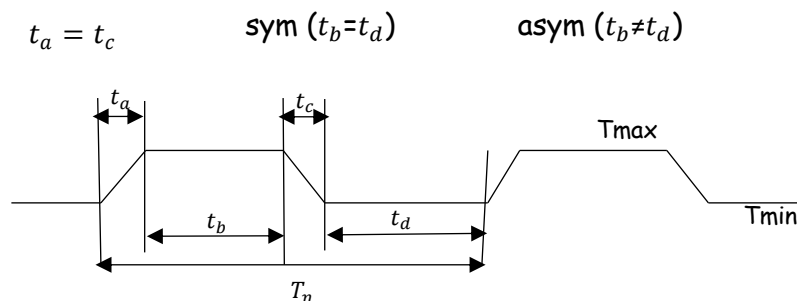


fig. 56 : signal de chauffage et refroidissement du four.

2.2.1.4 Méthode d'analyse fréquentielle des masses adsorbée ou désorbée.

Les courbes d'adsorption et de désorption en fonction du signal de chauffage/refroidissement du matériau étudié sont données comme suit : fig.57.

Nous analyserons l'ensemble des courbes pour toutes les séries effectuées en fonction des six fréquences F1 à F6.

Un des objectifs est de pouvoir déterminer s'il existe ou pas une hiérarchie des facteurs en fonction de la fréquence.

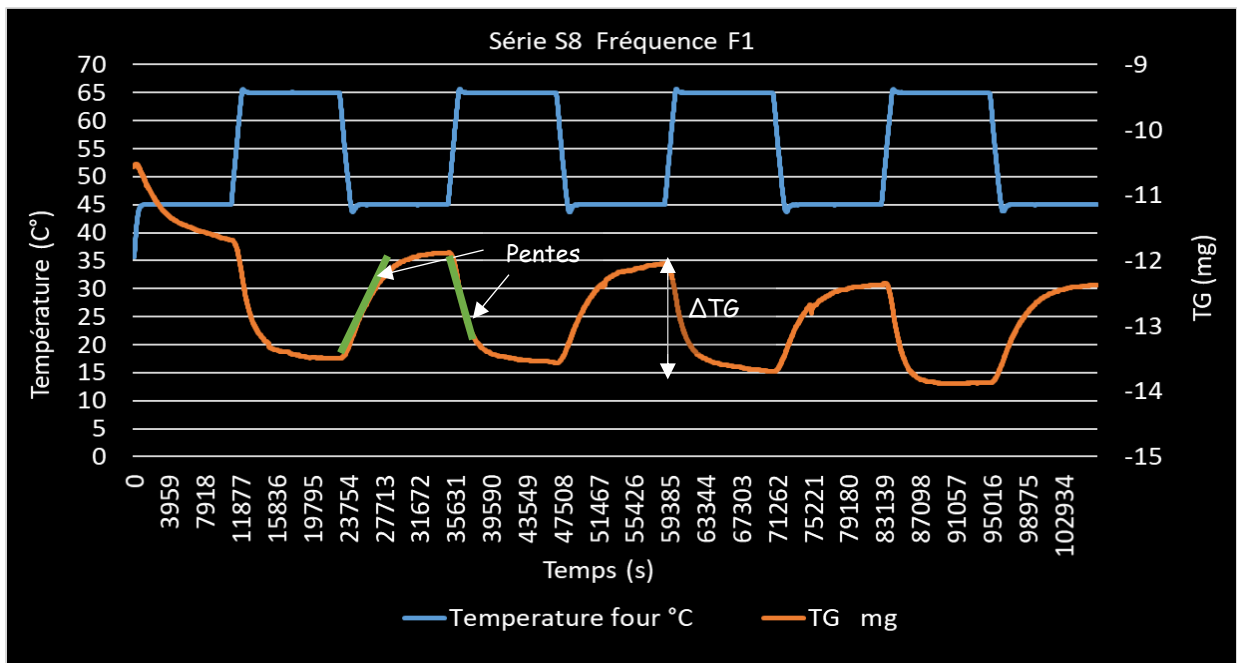


fig. 57 courbe d'adsorption et de désorption en fonction de la fréquence série S8 fréquence F1.

Dans une première étude, on s'intéressera à la mesure de l'amplitude ΔTG du signal TG en fonction de la fréquence fig.57. Elle représente la quantité de masse d'adsorbat adsorbée ou désorbée dans l'échantillon.

La seconde approche de notre analyse se portera sur la vitesse à laquelle l'adsorption et la désorption de l'adsorbat se produit dans l'échantillon d'absorbant. Elle se traduira par l'étude des pentes des courbes TG fig.57.

Pour finir nous étudierons le débit massique moyen \dot{Q}_M . Il est obtenu par la multiplication de ΔTG et la fréquence F_n du signal TG.

$$\dot{Q}_M = \Delta TG * F_n$$

2.2.1.5 Résultats expérimentaux de ΔTG en fonction de F_n

Analyse entre la série S8 et S9 :

Séries	Campagne de mesure	
	s8 (ref)	s9
Masse (mg)	env 77,8	env 34
geometrie	2 billes	1 bille
vitesse (°C/mn)	1 °C/mn	1 °C/mn
P (Pa)	1210	1210
Tmax (°C)	65	65
Tmin (°C)	45	45

Tab . 6 : Détail des Séries S8 et S9

Série S8		
F_n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,5
F2	7,56E-05	1,36
F3	1,28E-04	0,99
F4	1,96E-04	0,68
F5	2,68E-04	0,47
F6	3,26E-04	0,21

Tab . 5 : ΔTG en fonction de F_n

Série S9		
F_n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,15E-05	0,76
F2	7,61E-05	0,76
F3	1,28E-04	0,62
F4	1,96E-04	0,4
F5	2,69E-04	0,29
F6	3,29E-04	0,21

Tab . 4 : ΔTG en fonction de F_n

Les résultats Tab.4, Tab.5 ainsi que leurs courbes fig.58, montrent que les masses adsorbées sont deux fois plus élevées pour la série S8 que la série S9, mais ceci est uniquement valable pour la fréquence F1 où la quantité de masse adsorbée atteint son maximum.

En revanche, pour les fréquences F2 à F5 on observe une baisse d'environ 45% à 40% de masse adsorbée pour la série S9 et les quantités adsorbées pour la plus petite fréquence F6 des deux séries S8 et S9 sont les mêmes. Ces observations nous démontrent que le taux d'adsorption en régime dynamique ne dépend pas que du rapport $\frac{P(T_w)}{P(T_{si})}$ mais aussi de la fréquence de chauffage/refroidissement de l'adsorbant.

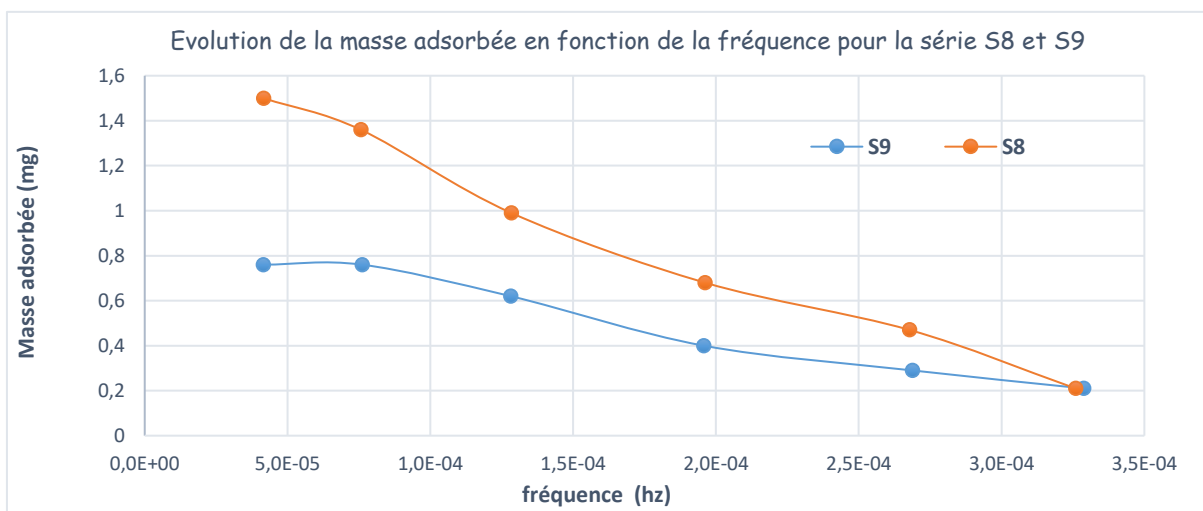


fig. 58 : courbes d'évolution de la masse adsorbée pour la série S8 et S9 en fonction de la fréquence

Analyse entre la série S8 et S5' :

Séries	Campagne de mesure	
	s8 (ref)	s5'
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °c/mn	1 °c/mn
P (Pa)	1210	1210
Tmax (°C)	65	60
Tmin (°C)	45	40

Tab . 7 Détails des Séries S8 et S5'

Série S8		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,5
F2	7,56E-05	1,36
F3	1,28E-04	0,99
F4	1,96E-04	0,68
F5	2,68E-04	0,47
F6	3,26E-04	0,21

Tab . 9 : ΔTG en fonction de F_n

Série S5'		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,97
F2	7,58E-05	1,91
F3	1,28E-04	1,04
F4	1,97E-04	0,69
F5	2,67E-04	0,46
F6	3,29E-04	0,38

Tab . 8 : ΔTG en fonction de F_n

A partir des résultats Tab.9, Tab.8 et fig.59 de ces deux séries S8 et S5', on observe que la quantité d'adsorbat adsorbée pour S5' a augmenté d'environ 31.2% pour les fréquences F1 et F2.

Contrairement aux fréquences F3 à F5 la masse adsorbée est quasiment la même pour les deux séries. Pour la fréquence F6 le résultat n'est pas interprétable dû à limite de précision de mesure de la thermobalance.

Cette expérience nous révèle que pour deux intervalles (Tmax,Tmin) de température différente mais pour un même ΔT, le comportement du matériau et sa capacité à adsorber ne sont pas nécessairement les mêmes. Nous pouvons penser que la plage de température à laquelle l'adsorbant se trouve impose un comportement particulier pour lequel nous obtenons un meilleur taux d'adsorption mais uniquement pour les petites fréquences.

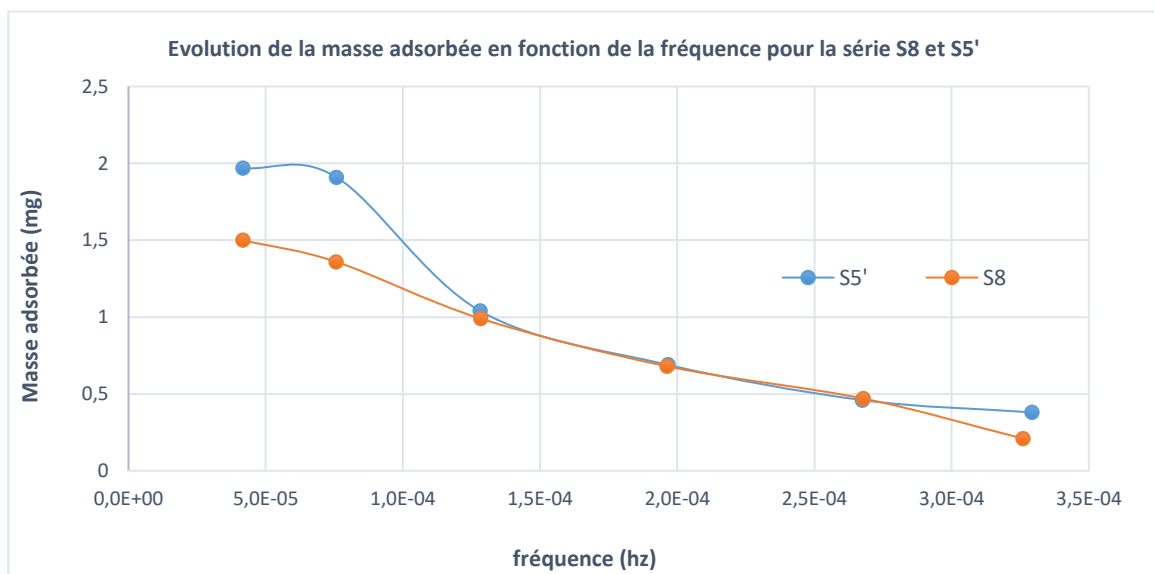


fig. 59 courbes d'évolution de la masse adsorbée pour la série S5' et S8

Analyse entre la série S8, S6, et S7 :

Campagne de mesure			
Séries	s8 (ref)	s6	s7
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °C/mn	1 °C/mn	1 °C/mn
P (Pa)	1210	1810	2485
Tmax (°C)	65	65	65
Tmin (°C)	45	45	45

Tab . 10 Détaille des Séries S8, S6 et S7

Série S8		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,5
F2	7,56E-05	1,36
F3	1,28E-04	0,99
F4	1,96E-04	0,68
F5	2,68E-04	0,47
F6	3,26E-04	0,21

Tab . 12: ΔTG en fonction de F_n

Série S6		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,17E-05	2,31
F2	7,57E-05	2,23
F3	1,28E-04	1,65
F4	1,96E-04	1,08
F5	2,68E-04	0,78
F6	3,27E-04	0,64

Tab . 11: ΔTG en fonction de F_n

Série S7		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	3,46
F2	7,56E-05	2,95
F3	1,28E-04	2,36
F4	1,96E-04	1,42
F5	2,68E-04	1
F6	3,26E-04	0,86

Tab . 13: ΔTG en fonction de F_n

Les résultats Tab.11, Tab.12, Tab 13 et fig.60 montrent bien que la masse adsorbée pour les deux séries S6 et S7 est en augmentation pour des pressions plus grandes de l'adsorbant, et pour l'ensemble des fréquences F1 à F6. La quantité de vapeur d'eau présente dans l'adsorbant est augmentée de plus de 60% pour la série S6 et de plus de 100 % pour la série S7.

On souligne que la variation de pression de l'adsorbant a un impact important sur la variation de masse adsorbée. Pour un meilleur taux d'adsorption, il est préférable de travailler avec des pressions d'adsorbant élevées.

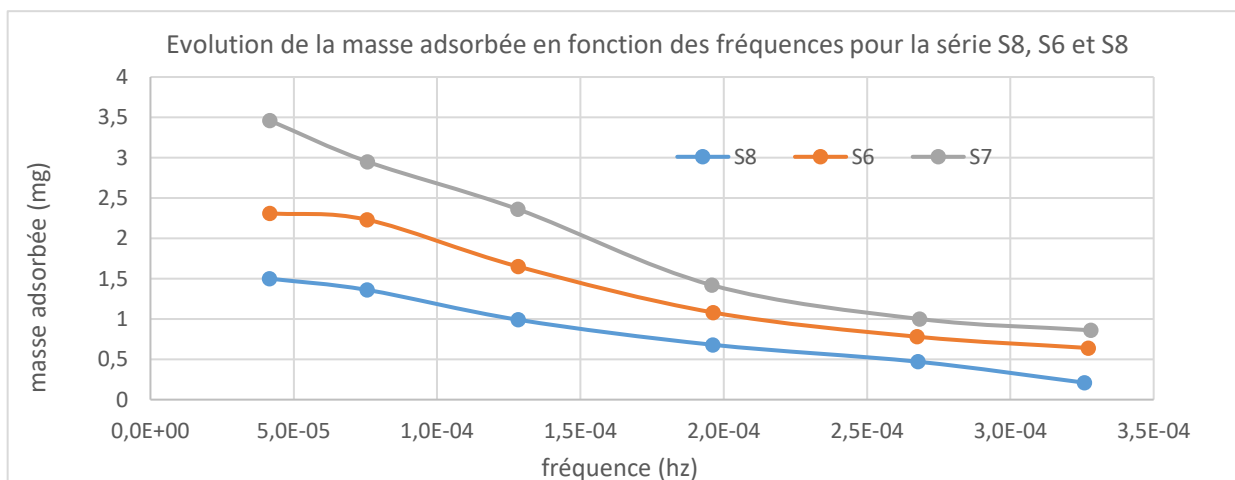


fig. 60 : courbes d'évolution de la masse adsorbée pour les séries S8, S6 et S7.

Analyse entre la série S8, S11, et S12 :

Séries	Campagne de mesure		
	s8 (ref)	s11	s12
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °C/mn	2 °C/mn	4 °C/mn
P (Pa)	1210	1210	1210
Tmax (°C)	65	65	65
Tmin (°C)	45	45	45

Tab . 15 Détail des Séries S8, S11 et S12

Série S8		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,5
F2	7,56E-05	1,36
F3	1,28E-04	0,99
F4	1,96E-04	0,68
F5	2,68E-04	0,47
F6	3,26E-04	0,21

Tab . 16: ΔTG en fonction de F_n

Série S11		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,38E-05	1,5
F2	8,33E-05	1,3
F3	1,51E-04	0,98
F4	2,57E-04	0,54
F5	3,95E-04	0,36
F6	5,44E-04	0,23

Tab . 17: ΔTG en fonction de F_n

Série S12		
F _n	Fréquence (hz)	Masse ΔTG (mg)
F1	4,16E-05	1,45
F2	7,56E-05	1,38
F3	1,28E-04	0,92
F4	1,96E-04	0,51
F5	2,68E-04	0,23
F6	3,26E-04	0,13

Tab . 14: ΔTG en fonction de F_n

Les résultats Tab.14, Tab.16, Tab.17 et fig.61 montrent bien que la vitesse de chauffage/refroidissement n'a aucune influence sur la quantité de masse adsorbée/désorbée pour les fréquences F1 à F3. Pour F4 on observe une baisse de 20% pour S11 et S12. La fréquence F5 accuse toujours 20% de baisse pour S11, alors qu'on observe 50% de baisse pour S12. La dernière fréquence F6 ne peut donner lieu à interprétation car les masses adsorbées/désorbées sont dans l'erreur de la mesure de la thermobalance. On peut dire que La variation de masse entre les trois séries est négligeable.

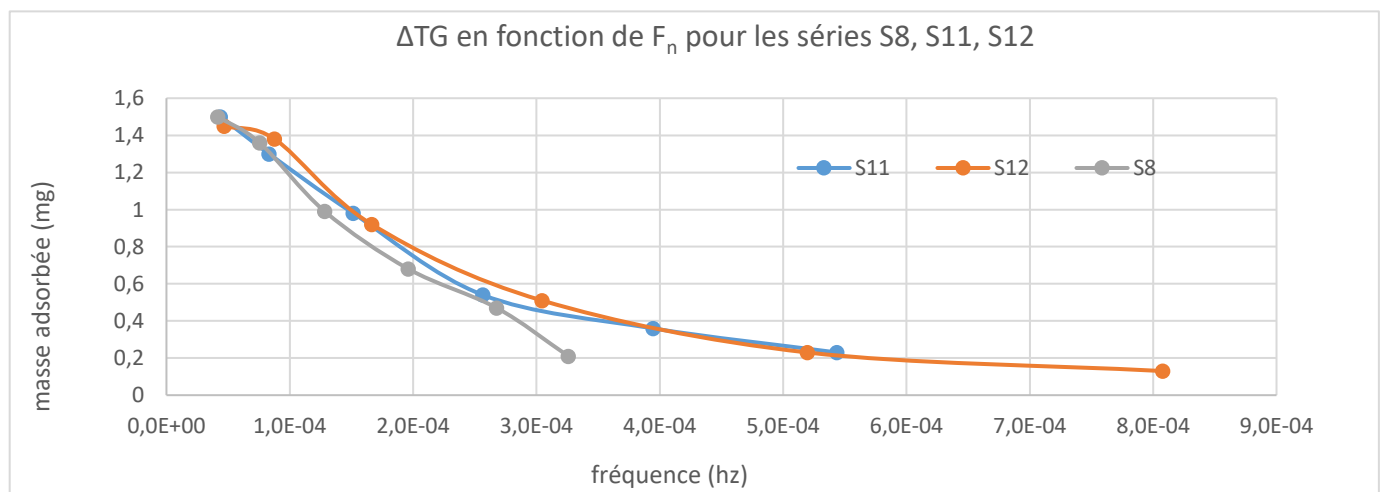


fig. 61 : ΔTG en fonction de F_n pour les séries S8, S11 et S12

Autre angle d'analyse

Le calcul d'un taux θ_r d'adsorption/désorption relatif à la masse de l'échantillon pour chaque fréquence nous donne une autre lecture d'interprétation et on observe que la vitesse de chauffage/refroidissement de l'adsorbant ainsi que la masse de l'échantillon ont un impact différent sur θ_r .

Une synthèse sous forme de tableau récapitulatif des résultats est obtenue Tab.18. La série de référence est toujours S8.

$$\theta_r = M_{ad}/M_e$$

- θ_r : Taux d'adsorption/désorption relatif
- M_{ad} : Masse adsorbé ou désorbé
- M_e : Masse de l'échantillon

Séries	Récapitulatif						
	S8(ref)	S5'	S6	S7	S9	S11	S12
Pression	1210 Pa	1210 Pa	1810 Pa	2485 Pa	1210 Pa	1210 Pa	1210 Pa
Température	45-65°C	40-60°C	45-65°C	45-65°C	45-65°C	45-65°C	45-65°C
Masse	77.8 mg	77.8 mg	77.8 mg	77.8 mg	36.7 mg	77.8 mg	77.8 mg
Vitesse de chauffe	1°C /mn	1°C /mn	1°C /mn	1°C /mn	1°C /mn	2°C /mn	4°C /mn
Taux d'ads pour F1	1,92%	2,53%	2,97%	4,44%	2,07%	1,92%	1,92%
Taux d'ads pour F2	1,74%	2,45%	2,86%	3,79%	2,07%	1,67%	1,77%
Taux d'ads pour F3	1,27%	1,33%	2,12%	3,03%	1,69%	1,26%	1,18%
Taux d'ads pour F4	0,87%	0,88%	1,38%	1,82%	1,09%	0,69%	0,65%
Taux d'ads pour F5	0,60%	0,59%	1,00%	1,28%	0,79%	0,46%	0,29%
Taux d'ads pour F6	0,27%	0,48%	0,82%	1,10%	0,57%	0,29%	0,16%

Tab . 18: Tableau récapitulatif des valeurs de θ_r pour chaque séries et fréquences

- Pour des plages de températures différentes respectivement 40-60°C et 45-65°C. On remarque un meilleur taux d'adsorption pour la série S5', mais cela est uniquement valable pour les fréquences F1 et F2 où l'adsorbant atteint la quantité maximum à adsorber. On peut observer que cela est aussi vrai si on compare S5' avec S9, S11, S12. Cela nous permet de dire que la plage de température est plus impactante sur le taux (θ_r) que la vitesse de chauffe/refroidissement de l'adsorbant.
- Plus la pression de l'adsorbant augmente plus le taux d'adsorption augmente, pour l'ensemble des fréquences comme on peut le constater pour les séries S6, S7. On peut dire que la pression de l'adsorbant est un facteur déterminant pour un meilleur taux (θ_r).

Cette observation est aussi vraie pour les autres séries. Ce qui nous amène à dire que la pression de l'adsorbat est le facteur qui agit le plus sur (θ_r).

- Concernant la vitesse de chauffage/refroidissement de l'adsorbant, on peut affirmer qu'il n'est pas un facteur important pour obtenir un meilleur taux (θ_r) voire même à un effet inverse que l'on peut observer pour les fréquences F3 à F6 des séries S11 et S12. On peut voir que seules les fréquences F1 et F2 n'ont aucun impact sur (θ_r). Si on les compare aux autres séries on constate que pour l'ensemble des fréquences le taux est toujours le plus bas quand la vitesse de chauffage/refroidissement augmente. On peut en conclure que c'est le facteur le moins impactant sur (θ_r).
- Pour une masse d'échantillon moins importante comme on peut le voir dans la série S9, nous observons un taux (θ_r) en hausse pour l'ensemble des fréquences. Cela peut s'expliquer par un échantillon constitué d'une seule bille donnant un accès total à la surface de l'adsorbant contrairement à un échantillon composé de deux billes. L'augmentation est assez faible quelques %.

Conclusion

Avec cette nouvelle représentation de l'évolution de θ_r nous pouvons plus facilement proposer un classement dans l'ordre décroissant des facteurs qui ont le plus d'impact sur taux (θ_r), on obtient ce qui suit :

- 1) La pression de l'adsorbat.
- 2) La plage de température de chauffage refroidissement de l'adsorbant.
- 3) La masse d'adsorbant.
- 4) La vitesse de chauffage /refroidissement de l'adsorbant.

Cette analyse nous informe que la pression de l'adsorbat est le facteur le plus pondérant sur le taux d'adsorption. Il faut savoir que dans une machine frigorifique à adsorption, il existe deux pressions différentes auxquelles l'adsorbat devra se trouver. La première pression correspond à celle de l'évaporateur connecté au lit d'adsorbant en mode adsorption. La seconde pression plus élevée correspond à celle du condenseur connecté au lit d'adsorbant en mode désorption.

Il faut souligner que, d'après ces résultats, cela implique un déséquilibre entre la quantité de masse adsorbée et désorbée et donc, une plus grande quantité d'adsorbat produit lors de la désorption.

Nous attirons aussi notre attention quant à la masse d'adsorbant sous forme de lit dans la machine, il faudra tenir compte de l'arrangement des grains et de leurs tailles.

2.2.1.6 Analyse des pentes des courbes TG en fonction de F_n

Les courbes expérimentales TG issues de notre expérience sur la thermobalance ont des allures différentes pour l'ensemble des fréquences. Nous avons distingué deux types de courbes, celles avec deux pentes et celles avec une seule pente. On peut dire que l'allure des courbes TG des fréquences F_1 , F_2 et F_3 et pour l'ensemble des séries est du type de la figure fig.62. Elle décrit l'évolution de la masse adsorbée et désorbée pour laquelle on constate la présence de deux pentes en adsorption que nous nommerons respectivement P_{a1} , P_{a2} et deux pentes de désorption P_{d1} , P_{d2} .

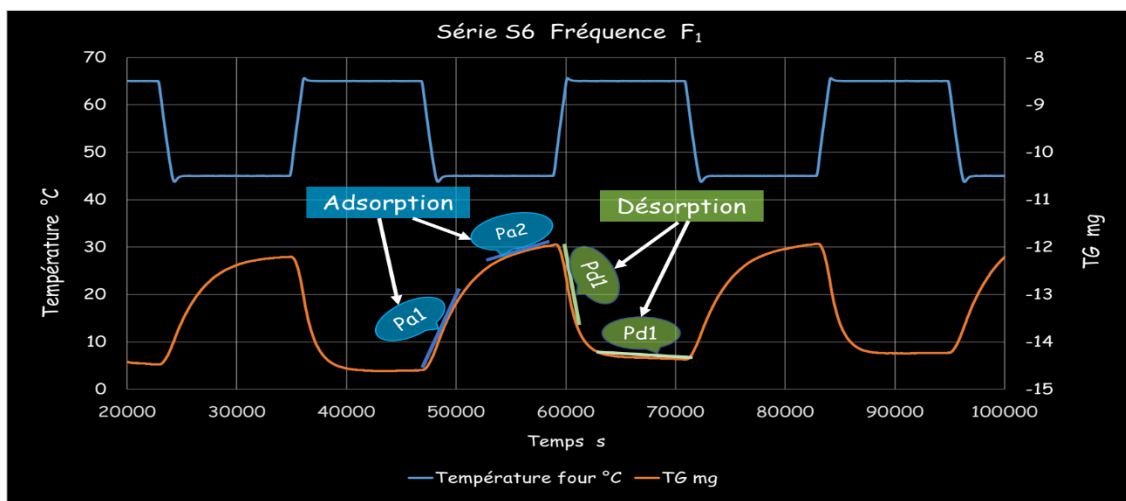


fig. 62 : Pentes d'adsorption P_{a1} , P_{a2} et de désorption P_{d1} , P_{d2} de la Série 6 fréquence 1

Le second type de courbe est présent pour les fréquences F_4 à F_6 et pour l'ensemble des séries où on observe une seule pente. L'allure est donnée fig.63, elles seront notées P_{a1} dans le cas de l'adsorption et P_{d1} dans le cas de la désorption.

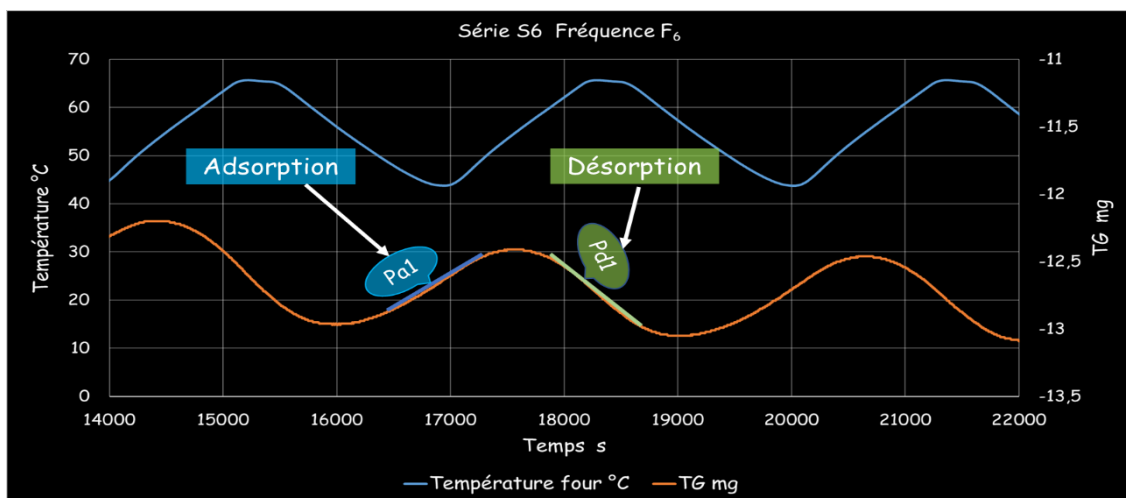


fig. 63: Pentes d'adsorption P_{a1} et de désorption P_{d1} de la Série 6 fréquence 6

Analyse entre la série S8 et S9

Séries	Campagne de mesure	
	s8 (ref)	s9
Masse (mg)	env 77,8	env 34
geometrie	2 billes	1 bille
vitesse (°C/mn)	1 °c/mn	1 °c/mn
P (Pa)	1210	1210
Tmax (°C)	65	65
Tmin (°C)	45	45

Tab . 19 : Paramètres des Séries S8 et S9

Les résultats fig.65 indiquent dans le cas de l'adsorption que les pentes Pa1 et Pa2 de la série S9 sont inférieures à celles de S8 pour l'ensemble des fréquences et qu'elles ont quasiment la même valeur pour les six fréquences.

Pour les courbes de désorption fig.64 nous avons la même conclusion. On peut aussi observer que l'ensemble des pentes d'adsorption est plus faible que celles de désorption. Cela nous indique que la désorption est plus rapide que l'adsorption.

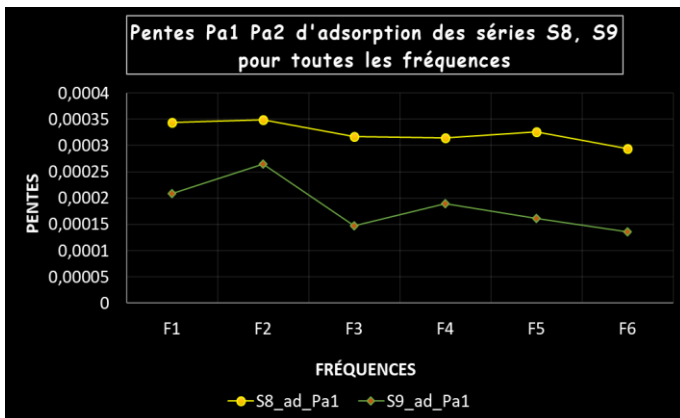


fig. 65 : Pentés d'adsorption Série S8, S9

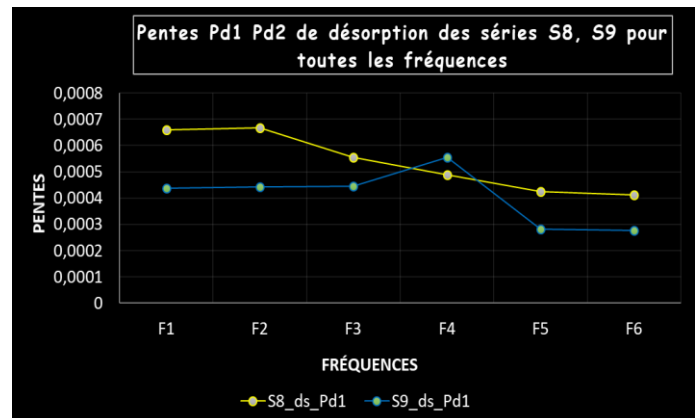


fig. 64 : Pentés de désorption Série S8, S9

Analyse entre la série S8 et S5' :

Séries	Campagne de mesure	
	s8 (ref)	s5'
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °c/mn	1 °c/mn
P (Pa)	1210	1210
Tmax (°C)	65	60
Tmin (°C)	45	40

On peut considérer que les deux courbes d'adsorption des séries S8 et S5' fig.66 décrivent une même allure. Pour les courbes fig.67 on fait le même constat sauf pour la fréquence F1 de la courbe S5'_ad_Pa1.

Pour les pentes de désorption le même constat que l'analyse précédente. Nous avons des valeurs plus grandes que celles de l'adsorption.

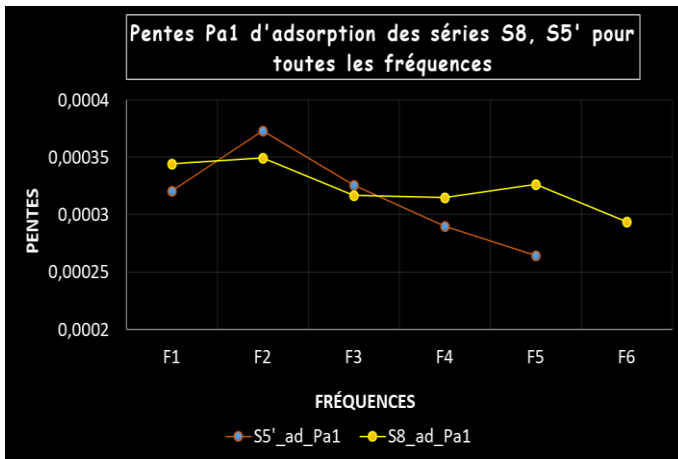


fig. 66: Pentas d'adsorption Série S8, S5'

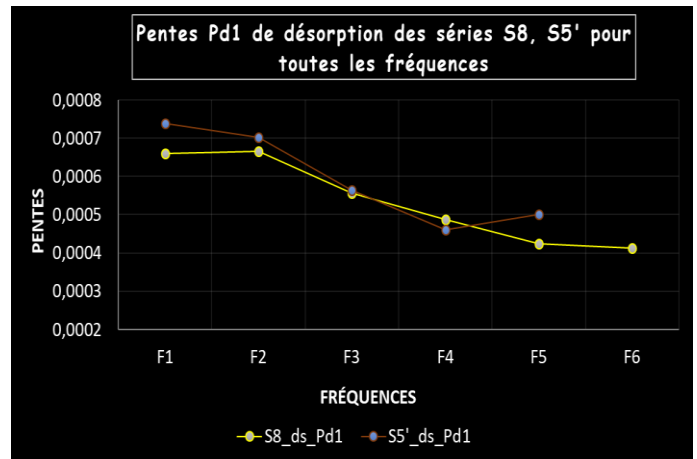


fig. 67: Pentas de désorption Série S8, S5'

Analyse entre la série S8, S6, et S7 :

Séries	Campagne de mesure		
	s8 (ref)	s6	s7
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °c/mn	1 °c/mn	1 °c/mn
P (Pa)	1210	1810	2485
Tmax (°C)	65	65	65
Tmin (°C)	45	45	45

On peut observer que les pentes d'adsorption et de désorption des série S6, S7 de la figure fig.68 et fig.69 sont toutes supérieures à la série S8 et pour l'ensemble des fréquences. On note que les pentes augmentent avec la pression de l'adsorbat. On a toujours les pentes de désorption qui sont plus élevées que celles de l'adsorption.

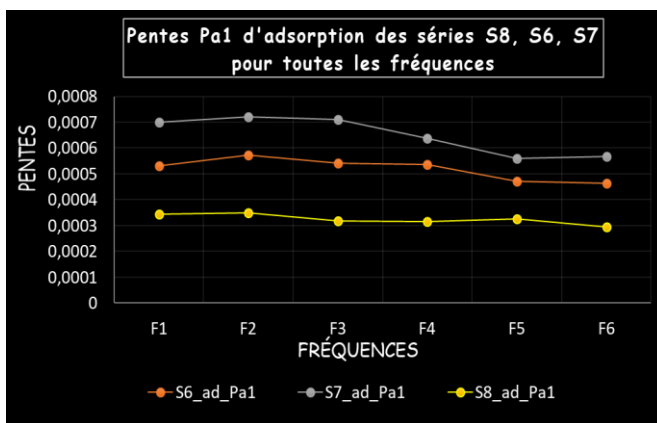


fig. 68 : Pentas d'adsorption Série S8, S6, S7

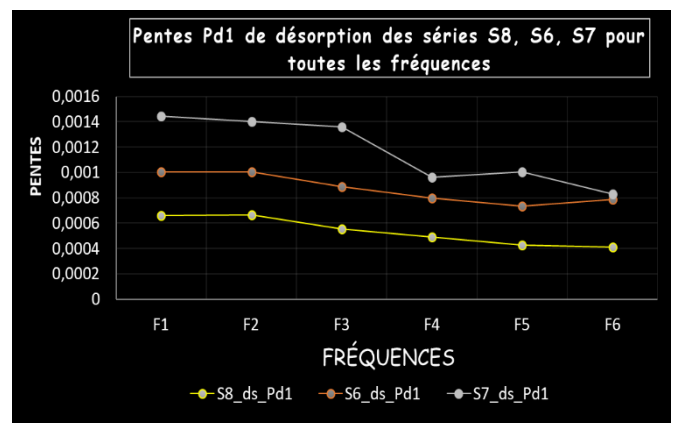


fig. 69 : Pentas de désorption Série S8, S6, S7

Analyse entre les séries S8, S11, et S12 :

Séries	Campagne de mesure		
	s8 (ref)	s11	s12
Masse (mg)	env 77,8	env 77,8	env 77,8
geometrie	2 billes	2 billes	2 billes
vitesse (°C/mn)	1 °C/mn	2 °C/mn	4 °C/mn
P (Pa)	1210	1210	1210
Tmax (°C)	65	65	65
Tmin (°C)	45	45	45

Pour les séries S11 et S12 les pentes d'adsorptions fig.71 et de désorption fig.70 sont quasiment les mêmes, pas de variation significative. On peut dire que la vitesse de chauffage/refroidissement de l'adsorbant n'a aucun impact sur la vitesse d'adsorption/désorption de l'adsorbant. Une remarque que nous évoquons dans cette série, c'est qu'en toute logique nous pensions avoir des vitesses plus rapides.

Le même résultat que les autres séries, les pentes de désorptions sont supérieures aux pentes d'adsorptions.

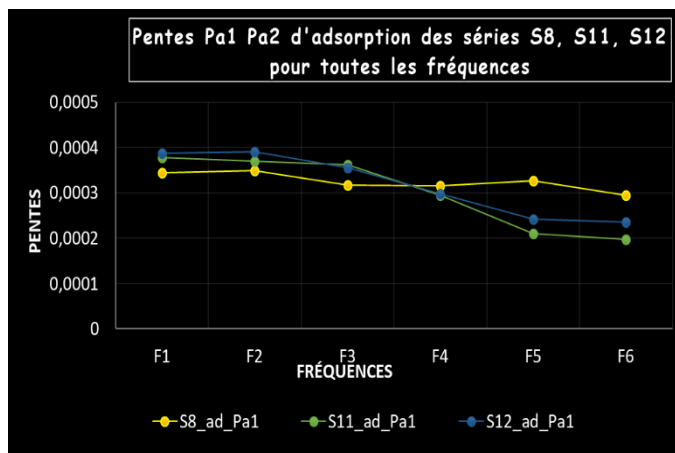


fig. 70: Pentes d'adsorption Série S8, S11,S12

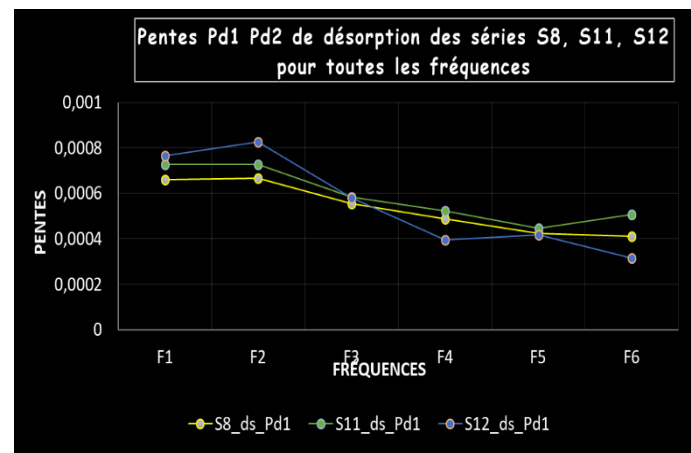


fig. 71: Pentes de désorption Série S8, S11,S12

Analyse des pentes Pa2 et Pd2 pour toutes les séries.

Les pentes Pa2 et Pd2 pour l'ensemble des séries ne sont présentes que pour trois fréquences F1, F2 et F3. On observe fig.72 et fig.73 que les pentes des fréquences F1 sont quasiment nulles, cela s'explique par l'atteinte maximale de la capacité d'adsorption ou minimale de désorption de l'adsorbant. Pour les fréquences F2 et F3 nous sommes à la limite de l'interprétation. On peut souligner que les pentes de désorption sont inférieures à celles de l'adsorption.

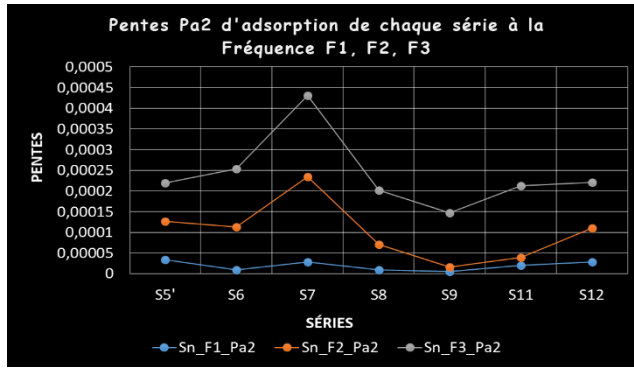


fig.73 : Pentes P_{a2} d'adsorption pour les fréquences F_1, F_2, F_3 de toutes les Séries

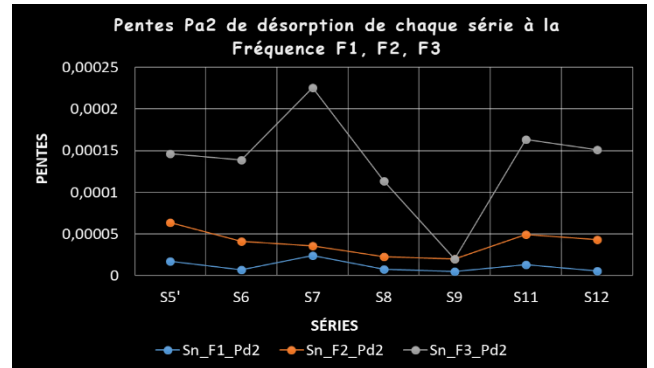


fig. 72: Pentes P_{d2} de désorption pour les fréquences F_1, F_2, F_3 de toutes les Séries

Récapitulatif des résultats et conclusion

Les pentes d'adsorption P_{a1} fig.75 et de désorption P_{d1} fig.74 ont les mêmes résultats mais présentées d'une autre façon. Cette présentation permet d'identifier directement les facteurs les plus influents. On peut souligner que le classement décroissant des facteurs est le même dans les deux cas (Adsorption, Désorption).

- La pression de l'adsorbant est le facteur le plus impactant.
- La plage de température à laquelle l'adsorbant est chauffé/refroidi.
- La vitesse de chauffage/refroidissement de l'adsorbant.
- La masse de l'adsorbant.

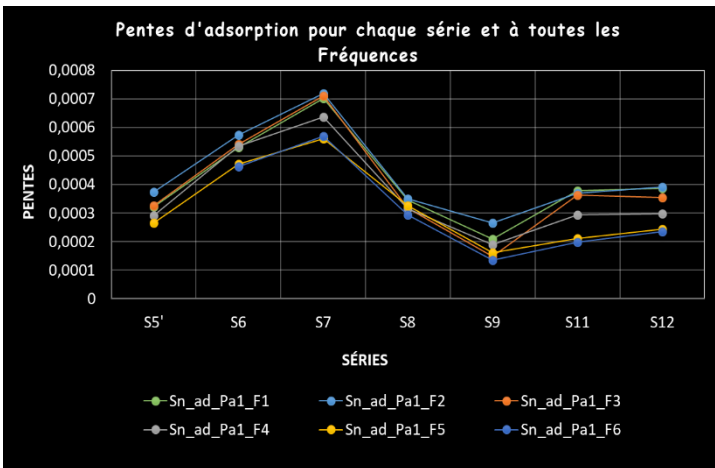


fig. 75 : Evolution des pentes d'adsorption de toutes les fréquences en fonction des séries

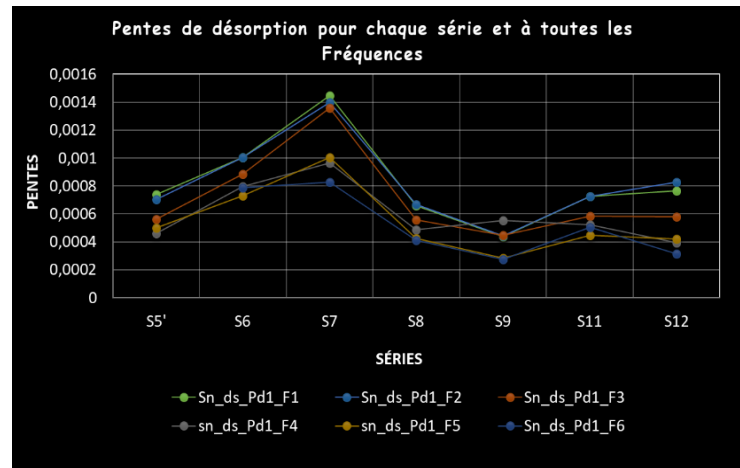


fig. 74: Evolution des pentes de désorption pour toutes les fréquences en fonction des séries

2.2.1.7 Analyse des débits massiques moyens en fonction de F_n

Le débit massique moyen représente la masse adsorbée ou désorbée pour une période qui comprend un temps d'adsorption et un temps de désorption, il se calcule de cette façon.

$$\dot{Q}_M = \Delta TG * F_n$$

On peut voir fig.76 l'ensemble des courbes des débits moyens calculés. On constate la présence d'un débit maximum. Il existe donc une fréquence spécifique pour laquelle une période de temps d'adsorption et de désorption est optimum. Dans notre cas c'est F3 sauf pour la série S5' c'est F2. On peut observer également que le débit de la fréquence optimum double quand on le compare à S8.

Le classement des facteurs les plus influents dans l'ordre décroissant :

- La pression de l'adsorbat.
- La plage de température à laquelle l'adsorbant est chauffé/refroidi avec S11 qui est au même niveau que S5'
- La vitesse de chauffage/refroidissement de l'adsorbant seulement pour S7.
- La masse de l'adsorbant.

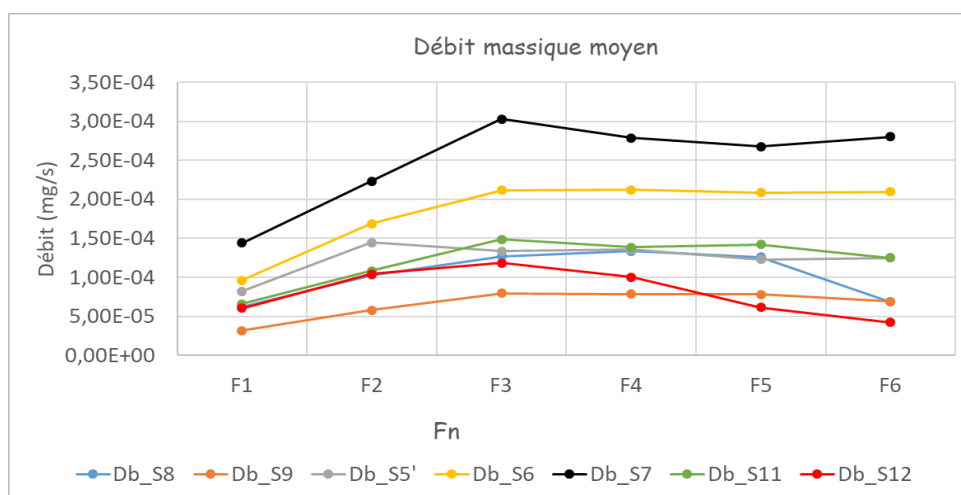


fig. 76 : Débit massique en fonction de Fn pour toute les séries

Deux autres débits massiques moyens sont mis en évidence fig.77. Un pour l'adsorption \dot{Q}_{Mad} et l'autre pour la désorption \dot{Q}_{Mds} .

$$F_{nad} = 1/T_{nad} \quad F_{nds} = 1/T_{nds}$$

$$\dot{Q}_{Mad} = \Delta TG * F_{nad} \quad \dot{Q}_{Mds} = \Delta TG * F_{nds}$$

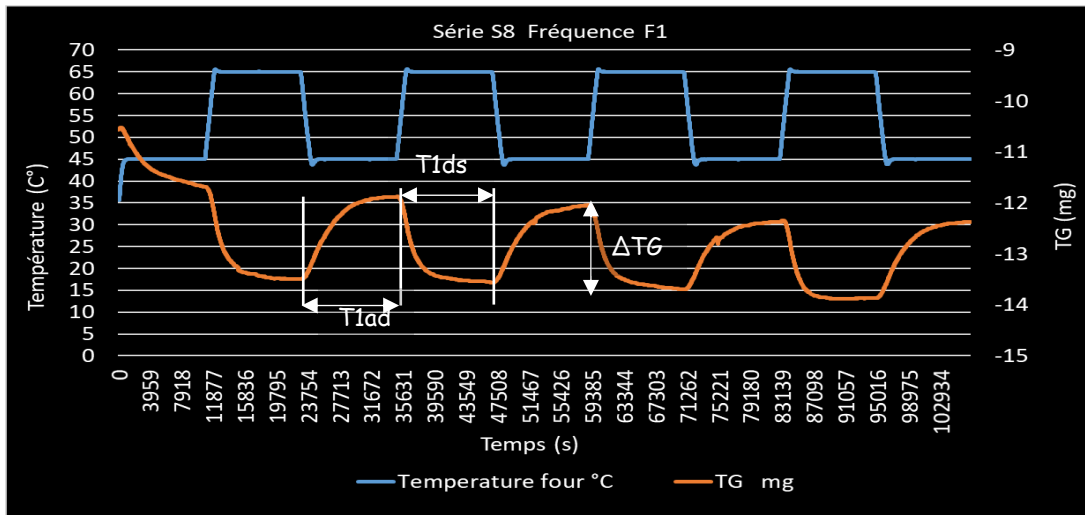


fig. 77 : série S8 temps adsorption T_{1ad} et désorption T_{1ds}

Une représentation fig.78 des débits massiques moyens d'adsorption et de désorption de la série S8 relate bien qu'il existe une différence de débit entre celui de l'adsorption et celui de la désorption pour certaines fréquences.

On observe cela pour toutes les séries. Les courbes sont dans l'annexe 1.

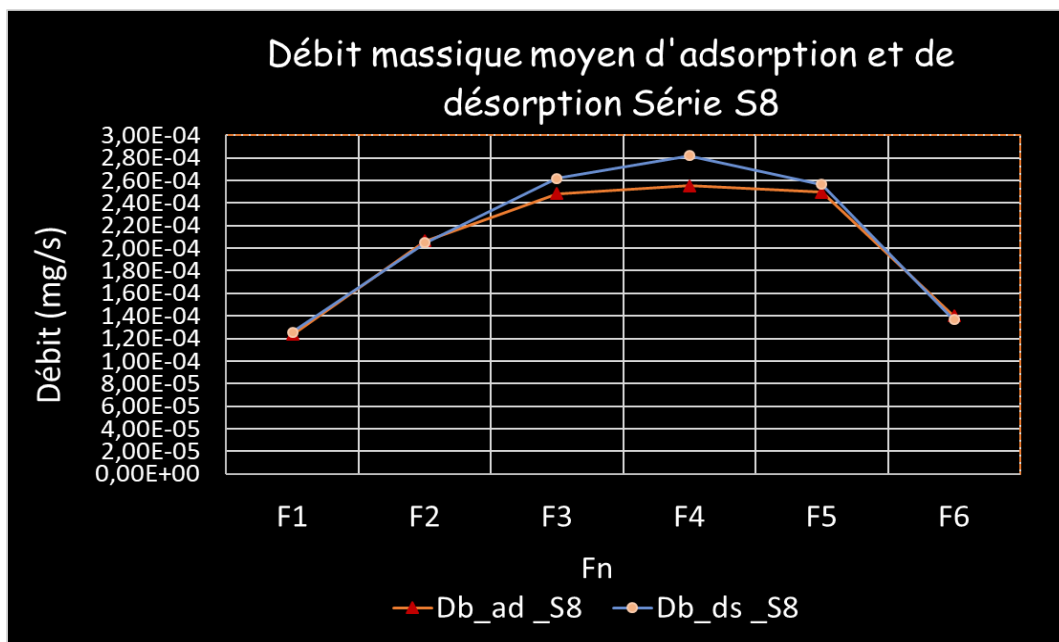


fig. 78 : Débit massique moyen d'adsorption et de désorption série S8

2.2.2 Dynamique d'adsorption et de désorption dans un adsorbent

Il nous faut garder à l'esprit la méthode d'étude adoptée avec la thermobalance lors de l'étude des grains d'adsorbant. Notre réflexion sur l'étude des dynamiques d'adsorption et de désorption que nous pouvons rencontrer dans un adsorbent d'une machine frigorifique à adsorption, sont de plusieurs niveaux et complexes à étudier. Afin de les identifier et de mieux les comprendre, nous avons décidé de construire dans notre laboratoire un banc prototype de sorption.

Dans la bibliographie on a pu voir que le taux Θ_a d'adsorption et de désorption à l'équilibre dépend essentiellement de deux grandeurs que sont la température T de l'adsorbent et la pression P de l'adsorbat. Un des objectifs du banc est de pouvoir mesurer $\theta_a(t)$, en régime dynamique et pour des variations rapides ou lentes de la température $T(t)$ de l'adsorbent tout en maintenant une pression P constante de l'adsorbat et inversement. Le banc devra aussi nous permettre d'étudier $\Theta_a(t)$ pour plusieurs configurations et type d'adsorbent.

Nous avons opté pour ce banc, que l'ensemble des sondes de température, les débitmètres et capteur de pression soient connectés à un automate de marque siemens qui sera chargé de transmettre les valeurs des grandeurs mesurées à une application Matlab développée au sein du laboratoire. Ce logiciel permet de visualiser en temps réel l'ensemble des mesures sous forme de graphes et de les enregistrer.

La conception et la construction de notre premier adsorbent est issu de notre réflexion obtenue par nos observations et analyses des résultats lors de l'étude des grains d'adsorbent à la thermobalance. Nous avons fait le constat que dans notre futur adsorbent, les transferts de chaleur devraient être les plus rapides possible. Pour cela notre choix s'est porté sur la technologie des caloducs sous forme de tubes et de type capillaire. Afin d'avoir un maximum d'adsorbent sur notre caloduc nous avons fait le choix de fixer des ailettes de forme circulaire et sur lesquelles l'adsorbent se fixe sans ajout de colle.

2.2.2.1 Conception et fabrication du banc de sorption

Afin de simuler les différentes configurations et changements brusques de pression et de température que nous retrouvons dans la machine frigorifique à adsorption, nous avons conçu et fabriqué dans notre laboratoire un banc expérimental. Ce prototype est constitué de deux parties essentielles reliées entre elles par un long tube. Un premier

ensemble (générateur de vapeur d'eau contrôlée) est chargé de générer de la vapeur d'eau à température et pression contrôlée. Alors que le deuxième élément (réacteur) lui a pour fonction d'accueillir l'adsorbant à évaluer.

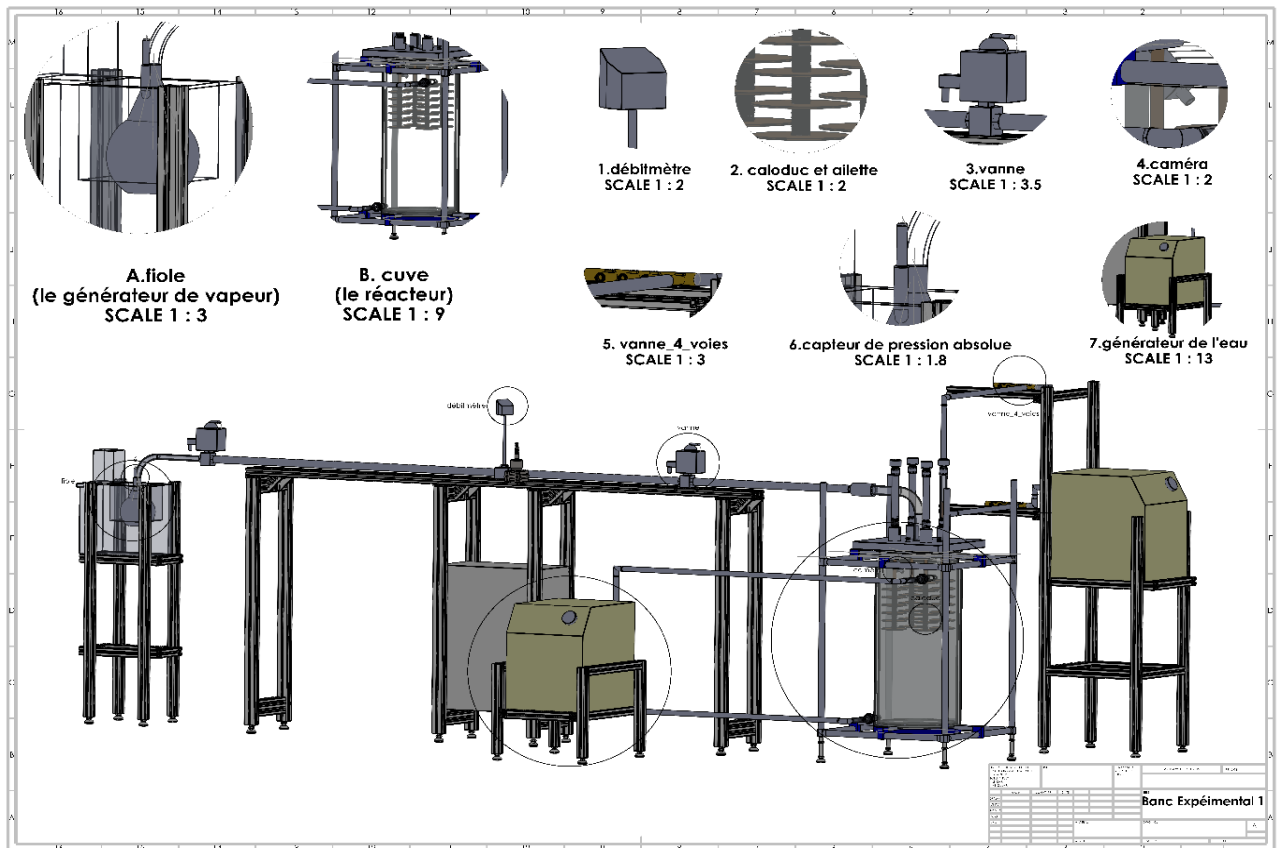


fig. 79 Banc prototype de sorption version 1

Problème majeur rencontré lors des premiers essais du Banc.

La première version du banc est fabriquée avec un couplage caloduc-ailette placé de manière verticale et chauffé par le haut comme on peut bien le constater fig79. Les premiers essais expérimentaux ont révélé que le transfert de chaleur avec cette position est très lent, environ 50 min. Cela nous a mené à chercher la meilleure orientation pour un transfère optimum. La position horizontalement s'est avérée la plus favorable et a permis de réduire le temps à environ 2 min.

Au vu de ce résultat nous avons changé l'orientation du réacteur pour le positionner horizontalement. Pour cela, il a fallu reconstruire un support composé de trois arches de la taille de la cuve pour la maintenir et pouvoir la manipuler correctement. La cuve en verre étant lourde, la répartition de la charge sur les arches devait se faire de manière uniforme. Nous avons opté pour des arches en polyéthylène. La fig.80 ci-dessous représente la conception finale de notre banc expérimental.

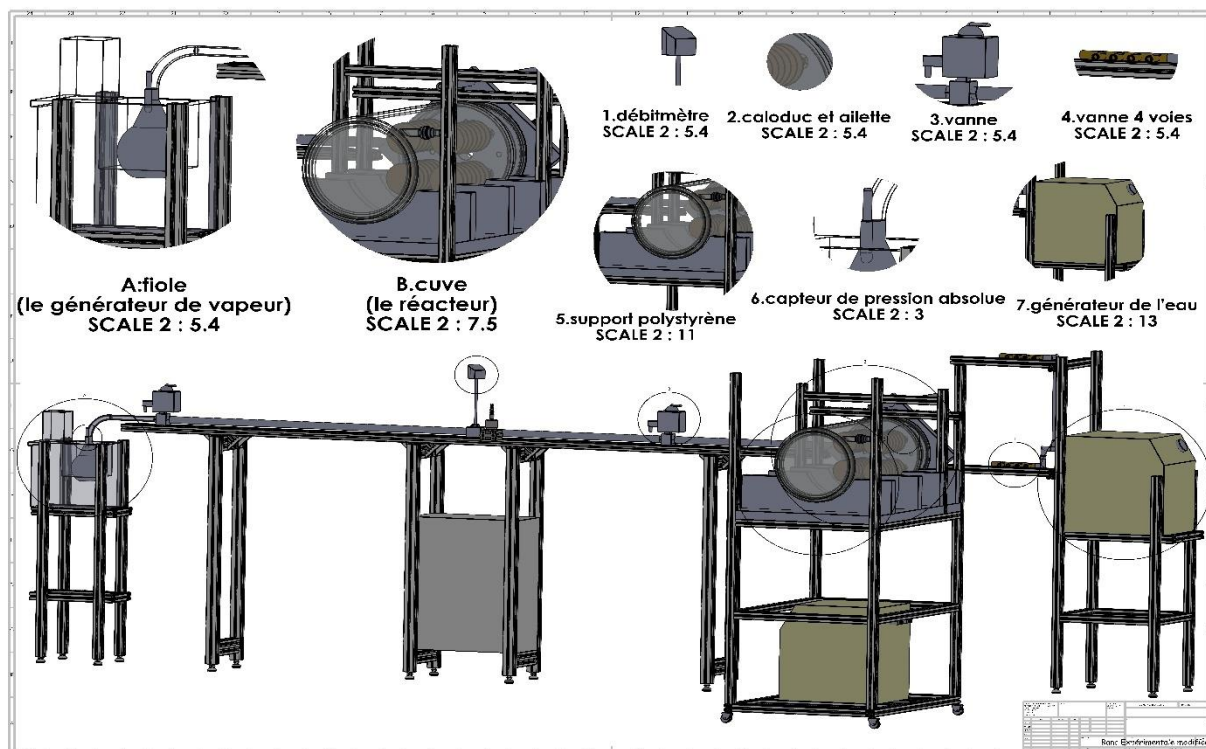


fig. 80 : conception finale du banc expérimental

1) Le générateur de vapeur

Le générateur de vapeur fig.81 est constitué d'un ballon en verre dans lequel se trouve de l'eau à l'état liquide et gazeux. Il est plongé dans un bain marie dont la température est régulée. Cette partie a pour objectif de produire de la vapeur d'eau à pression demandée. Il joue aussi le rôle de condenseur quand le bain marie est refroidi. La circulation de ce gaz passe par un tube en verre coudé à 90° pour être mené au réacteur. La mesure de la température de l'eau du bain marie est assurée par une sonde.



fig. 81 : générateur de vapeur d'eau

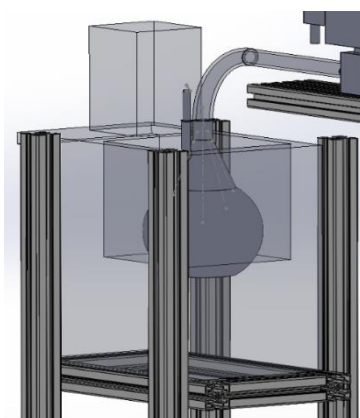


fig. 82 : conception SolidWorks du générateur de vapeur

2) Le réacteur

Le réacteur fig.83 est un environnement qui accueille les adsorbants à tester. Il est composé d'un premier élément, une cuve de 110 L à double paroi qui garantit une isolation de la température intérieure avec celle de l'extérieur. Elle offre aussi un environnement choisi et contrôlé en température et pression. Le second élément est un couvercle qui garantit l'étanchéité au vide de la cuve, la fixation des futurs adsorbants, des sondes de températures, des capteurs de pressions, des dispositifs de chauffage et refroidissement des caloducs. Pour finir, on installe sur ce couvercle un tube coudé à 90° en plastique (POM) qui autorise la circulation de l'adsorbant dans les deux sens entre le réacteur et le générateur de vapeur contrôlé .

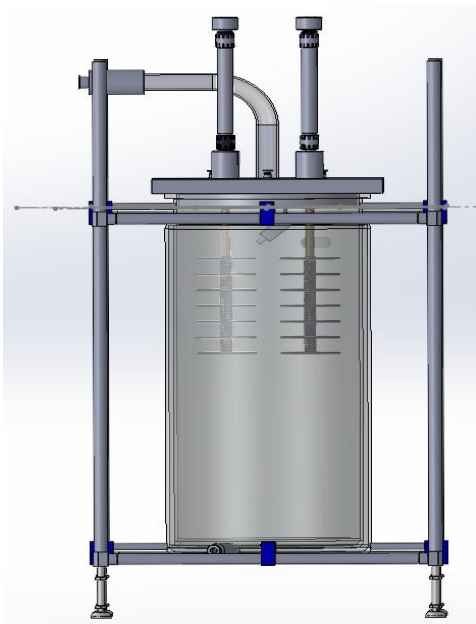


fig. 84 : conception SolidWorks du réacteur

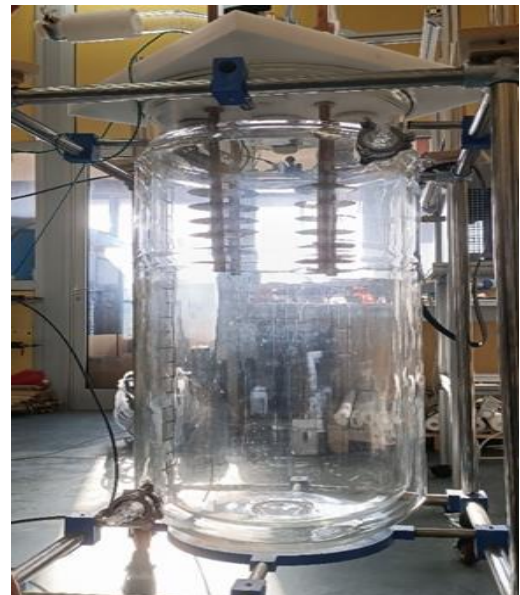

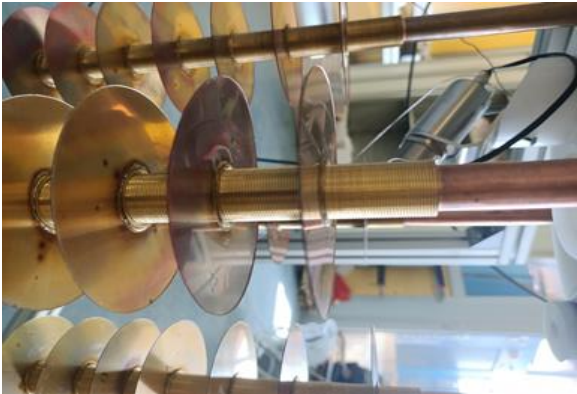







fig. 83 environnement de travail (réacteur)

3) Équipements principaux du banc expérimental :

Pour une étude dans les meilleures conditions et donner une explication scientifique à nos résultats, le tableau ci-dessous donne un ensemble d'équipements de contrôle et de mesure assurant le bon fonctionnement de ce banc.

Equipement	Description	Image
<p>1. Débitmètre</p>	<p>Cet élément mesure dans les deux sens le débit de vapeur d'eau qui circule entre les deux parties du banc, générateur de vapeur et réacteur.</p>	
<p>2. Caloduc et ailette</p>	<p>Ailette : dispositif thermique, utilisé pour augmenter les surfaces d'échanges et le transfert de chaleur entre le caloduc et l'ailette. Caloduc : élément essentiel pour le transfert de chaleur depuis le système de chauffage ou refroidissement vers les ailettes puis des ailettes vers le silica-gel.</p>	
<p>3. Vanne</p>	<p>Deux vannes sont présentes sur ce banc pour isoler et manipuler les différentes parties. Elles assurent aussi la régulation du débit de vapeur d'eau générée.</p>	
<p>4. Caméra thermique</p>	<p>Fixée au couvercle de la cuve, cette caméra nous permet de mesurer les différentes températures au niveau des ailettes.</p>	

<p>5.Nourrice 4 voies</p>	<p>Utilisée pour la distribution d'eau chaude ou froide vers les 4 caloducs.</p>	
<p>6.Capteur de pression absolue</p>	<p>Deux capteurs de pression absolue un dans le réacteur et l'autre dans le générateur de vapeur d'eau.</p>	
<p>7.Générateur de l'eau</p>	<p>Dispositif destiné à produire de l'eau chaude ou froide. Il est relié aux caloducs par une nourrice à quatre voix pour la distribution de l'eau.</p>	

2.2.2.2 Les Caloducs

Les caloducs sont utilisés dans divers domaines de l'industrie, plus particulièrement dans les domaines de l'électronique de puissance. Ils peuvent être intégrés au niveau du microprocesseur pour dissiper la chaleur, sur les composants électroniques ainsi que dans les capteurs solaires pour la production d'eau chaude sanitaire ou de chauffage.

L'utilisation des caloducs a été aussi projetée dans les machines frigorifiques à adsorption en tant que source de chaleur intégrée dans un réacteur contenant de l'adsorbant.

Leurs intérêts résident dans le fait que la circulation du fluide caloporteur au sein du caloduc se fait sans pompe et donc sans utilisation d'une source électrique. C'est aussi un dispositif silencieux, avec une durée de vie élevée, supérieure à 30 ans.

Ils restent cependant toujours un sujet d'étude et de recherche pour la résolution de problème thermique. Et c'est dans cet aspect que notre choix s'est porté sur les caloducs à réseau capillaire fourni par la société CECLA afin de tester les différents designs d'échangeur de chaleur.

Principe de fonctionnement d'un caloduc :

Un caloduc est un système qui absorbe la chaleur d'un point et la transfère à un autre point grâce au changement de phase du fluide caloporteur, sans l'utilisation de pompes ou d'autres dispositifs mécaniques. Il est constitué d'une enceinte bien étanche et sa paroi interne est recouverte d'une structure capillaire. Il contient un liquide en équilibre avec sa vapeur en l'absence d'air ou de tout autre gaz.

Le caloduc est composé de trois parties essentielles : un évaporateur, un condenseur et une zone adiabatique. Le principe de fonctionnement est illustré à la fig.85 ci-dessous. Dans la zone de chauffage (évaporateur) le liquide s'évapore, tandis que la vapeur se condense dans la zone de refroidissement (condenseur). En raison de l'action capillaire générée dans le milieu poreux de la paroi interne, le fluide condensé retourne à l'évaporateur. Ce réseau capillaire agit comme un moteur à caloduc. Avec un réseau capillaire adapté, le caloduc peut fonctionner dans toutes les positions.

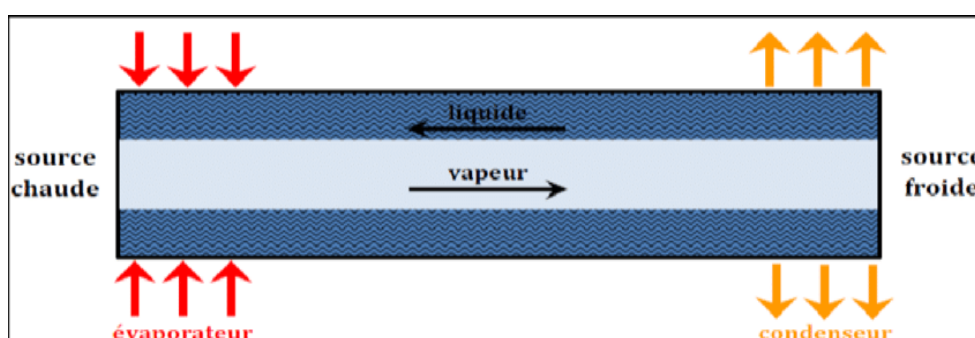


fig. 85: principe de fonctionnement d'un caloduc

Le principal avantage de ce principe est que le flux thermique est transféré entre l'évaporateur et le condenseur avec un gradient de température très faible. Ce phénomène a été quantifié par plusieurs auteurs. Ils ont montré que la valeur équivalente

de la conductivité thermique de l'espace vapeur peut atteindre une valeur 100 fois supérieure à celle du cuivre.

En fait, les caloducs peuvent extraire la chaleur des endroits difficiles d'accès et la transférer vers des zones faciles à refroidir. Ces types de structures sont utilisés dans la microélectronique, la médecine, l'électronique de puissance et le spatial car les caloducs ont l'avantage de pouvoir fonctionner sans gravité.

Types de caloducs :

Il existe plusieurs types de caloducs, les plus souvent utilisés sont les thermosiphons qui fonctionnent par gravité, et les caloducs qui fonctionnent par pompage capillaire. L'intérieur du tube est formé d'une mèche de matériau qui permet le transport du fluide dans le caloduc par capillarité.

Caloduc à réseau capillaire :

Le moteur de ce type de caloduc est le réseau capillaire dont la fonction est de renvoyer le liquide du condenseur vers l'évaporateur. Le fluide est transporté par le gradient de pression créé par le réseau capillaire. Par conséquent, cette structure poreuse doit générer un gradient de pression tout en limitant la perte de charge due à l'écoulement du fluide. D'autre part, la structure capillaire doit assurer un bon transfert de chaleur de la paroi externe vers l'interface liquide-vapeur où se produit l'évaporation ou la condensation.

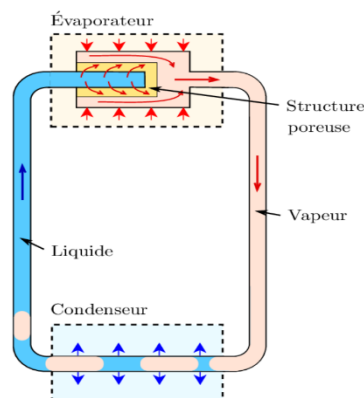


fig. 86 fonctionnement d'un caloduc capillaire

Il existe de nombreux types de réseaux capillaires. La fig.87 ci-dessous montre trois réseaux capillaires les plus utilisés :

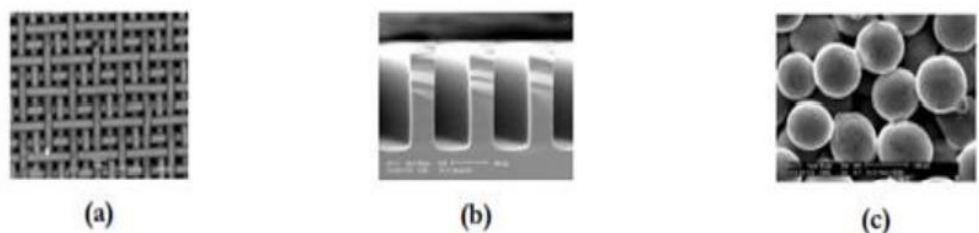


fig. 87: Réseaux capillaires typiques : (a) Mèches tissées ; (b) Rainures rectangulaires ; (c) Poudre métallique frittée

Les mèches tissées offrent une capacité de pompage capillaire élevée et sont très simples à réaliser fig.86(a). Leurs principaux inconvénients sont le faible coefficient d'échange thermique et une faible perméabilité, ce qui peut produire une perte de pression importante du liquide.

La rainure axiale fig.86(b) présente un coefficient d'échange élevé et une très bonne perméabilité. Il existe de nombreux types de profils de rainures : rectangle, triangle, cercle...etc. Leur inconvénient est que le pompage capillaire est généralement insuffisant pour un fonctionnement antigravité. Leur petite taille de pores permet une pression capillaire très élevée, suffisante pour assurer une bonne fonction antigravité.

Caloduc thermosiphon :

En raison de sa facilité d'utilisation et de ses avantages économiques, il est devenu l'un des types de caloducs les plus largement utilisés. Même si son utilisation est liée à des contraintes de positionnement, c'est-à-dire que la source de chaleur doit être située en bas. En aucun cas, il ne peut être utilisé pour des applications où le dissipateur de chaleur est au-dessus.

Le thermosiphon est un système qui utilise les forces volumiques de gravité, permettant le transfert depuis l'évaporateur en position basse vers le condenseur en position haute fig.88. De ce fait, la vapeur formée monte vers le condenseur, par la suite le condensat est renvoyé vers l'évaporateur par gravité.

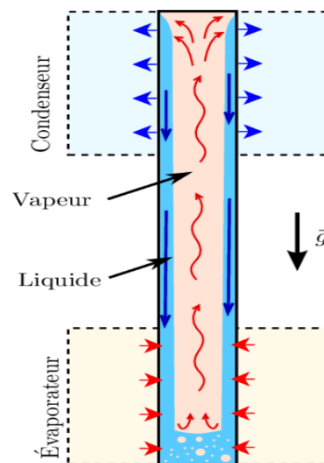


fig. 88 fonctionnement d'un caloduc thermosiphon

Caloduc tournant :

Les caloducs sont généralement utilisés pour gérer les flux de chaleur. Ce type de caloducs est principalement utilisé pour évacuer les flux de chaleur générés par les frottements entre les pièces mécaniques. Dans ces appareils, le liquide est renvoyé vers l'évaporateur par la force centrifuge. Pour cette raison, le diamètre de l'espace vapeur

du caloduc augmente progressivement du condenseur à l'évaporateur fig.89. Ce type d'équipement est principalement utilisé pour refroidir des pièces mécaniques en rotation.

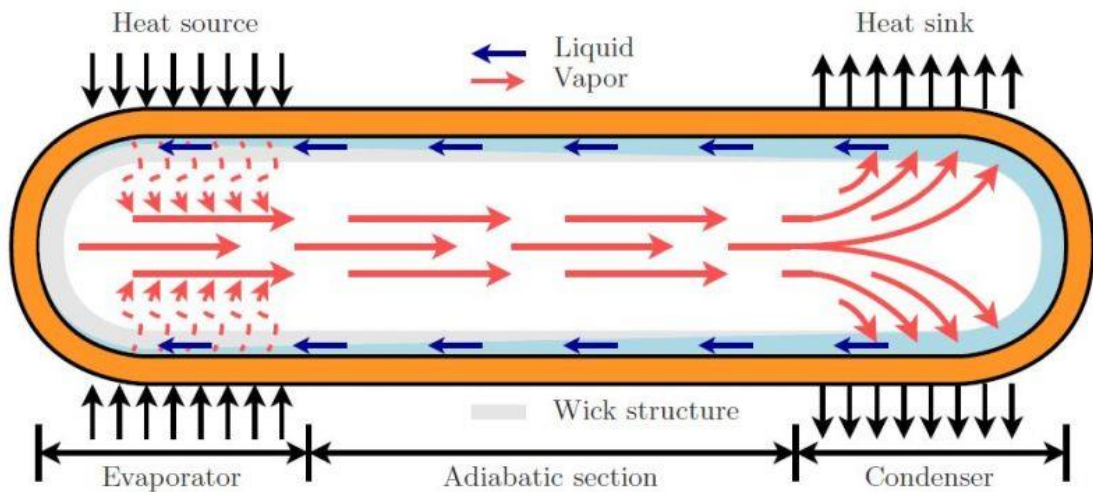


fig. 89 fonctionnement d'un caloduc tournant

Caloduc pulsé :

Un type de caloduc relativement nouveau, sa structure représente un tube en forme de serpent en plusieurs boucles successives fig.90. Comme tout type de caloduc, le serpent est constitué d'une zone d'évaporation et d'une zone de condensation.

Le principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé est similaire à celui d'un circuit de pompe capillaire car il fournit un écoulement de liquide et de vapeur dans un tube capillaire lisse. La caractéristique du caloduc pulsé est que le fluide (phase liquide et phase vapeur) ne s'écoule pas en continu, mais s'écoule sous forme de bouchons. Dans le caloduc pulsé, il y a un écoulement mixte de bouchons oscillants liquide et vapeur de façon aléatoire.

Les performances de ces caloducs varient entre 15 W/cm² et 45 W/cm².

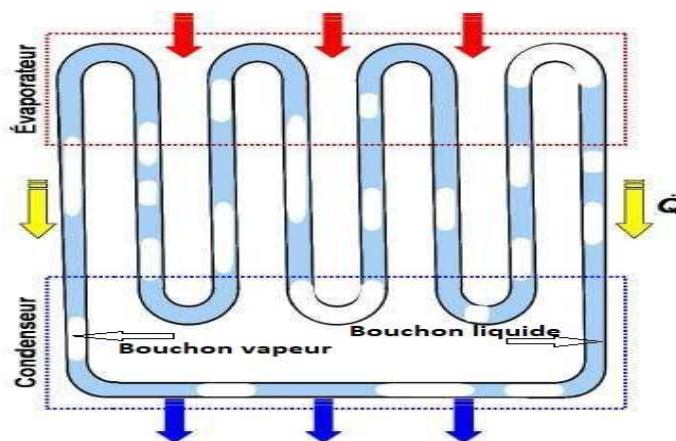


fig. 90: principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé

Conception et fabrication des ailettes

À la suite de ce changement de position du réacteur, une seconde difficulté a été repérée au niveau du caloduc et des ailettes. La surface de contact entre le caloduc et les ailettes était très petite impliquant des transferts de chaleur très faibles.

Pour favoriser le phénomène de conduction c'est-à-dire une meilleure répartition de la chaleur sur toute la surface des ailettes, on a été amené à effectuer plusieurs conceptions d'ailettes en cuivre.

1) Ailette emboutie :

On découpe une plaque de cuivre pour former des disques, de diamètre intérieur 12mm, et d'un certain diamètre extérieur fig.93.

A l'aide d'une presse hydraulique et d'un poinçon fig.91 on vient emboutir l'ailette au centre pour former un collet fig.92, ce dernier a pour objectif d'améliorer la surface de contact et ainsi favoriser le transfert de chaleur entre le caloduc et l'ailette. A l'emboutissage on a constaté des déchirures du rayon intérieur de l'ailette au niveau du collet fig.92, ce qui peut s'expliquer par la présence de petites fissures sur la pièce emboutie au moment du découpage des ailettes. Nous n'avons pas retenu ce type de fabrication pour nos ailettes.

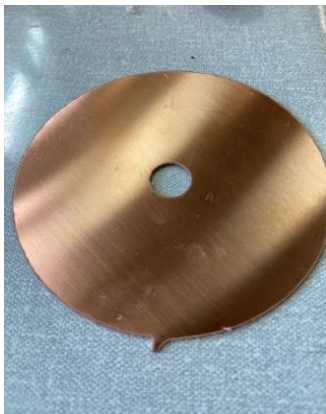


fig. 93 : ailette avant



fig. 91 : poinçon



fig. 92 : ailette emboutie

2) Ailette avec bague en laiton

Dans cet essai, la fixation des ailettes sur le caloduc sera assurée par des bagues en laiton soudées à l'étain. Le choix de ce matériau est basé sur sa bonne capacité à diffuser la chaleur. La surface d'échange importante entre le caloduc et l'ensemble ailette/bague a permis d'observer après chauffage du caloduc un meilleur transfert de chaleur et d'atteindre la température d'environ 70°C sur la surface de l'ailette en peu

de temps. Ce qui est en faveur de notre expérience. Cette technique a donc été retenue pour la fabrication de nos ailettes.

Protocol de fabrication des ailettes

01- On coupe une feuille de cuivre sous forme de disque percé en son centre d'un certain diamètre intérieur et d'un diamètre extérieur de 90 mm fig.96.

02- Ensuite, on place l'ailette sur l'anneau en laiton fig.95, puis on vient fixer l'ensemble ailette-bague en laiton avec de l'étain.

03- On fait chauffer l'ensemble au four à 420°C pour réaliser la soudure entre bague et ailette fig.94.

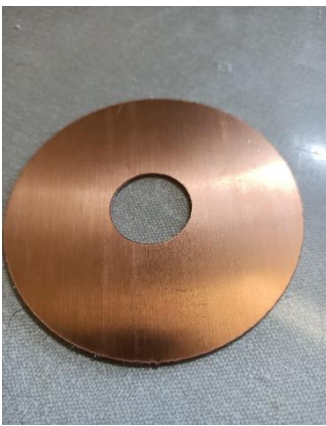


fig. 96 : ailette en cuivre



fig. 95 : bague en laiton

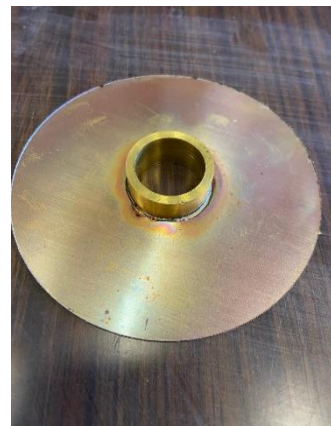


fig. 94 : ensemble ailette/laiton (fixé avec de l'étain)

Conception et fabrication de l'adsorbant

Cette partie consiste à présenter l'étude expérimentale réalisée, et les étapes suivies pour la fabrication de l'adsorbant à partir d'un mélange contenant de la poudre de gel de silice et adjuvant. Une étude de la granulométrie sera menée pour la caractérisation physique des particules de silica-gel.

1) La granulométrie :

A l'aide d'un appareil granulométrique à laser fig.97, on réalise un ensemble d'opérations permettant de déterminer la distribution des tailles des éléments composant la collection étudiée. Les résultats expérimentaux de la distribution granulométrique sont donnés sous forme de tables, de nombres ou de graphes.

La diffraction laser est une technique de dimensionnement des particules, ce qui signifie qu'elle génère un résultat pour l'ensemble de l'échantillon au lieu de construire une distribution de taille à partir de mesures de particules individuelles. Les analyseurs de diffraction laser enregistrent la dépendance angulaire de l'intensité de la lumière diffusée par un échantillon, en utilisant un réseau de détecteurs.

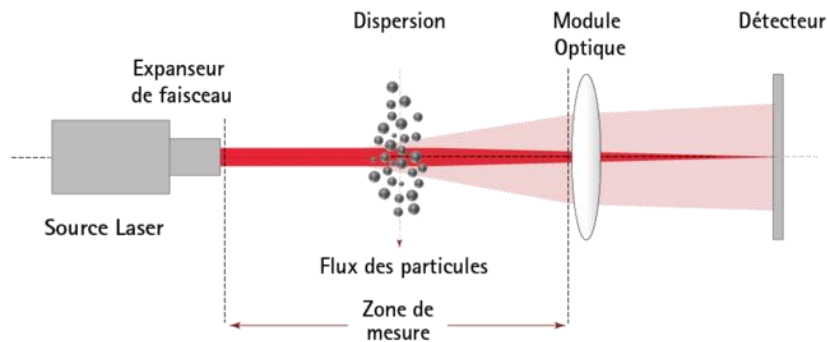


fig. 97: principe de la granulométrie à laser

On introduit une certaine quantité de particules de silica-gel, indiquée par l'appareil granulométrique fig.98, dans le récipient rempli d'eau distillée. A l'aide d'une pompe faisant tourner le flux d'eau contenant le matériau, les grains passent devant un laser. Ce dernier mesure les multiples réflexions.

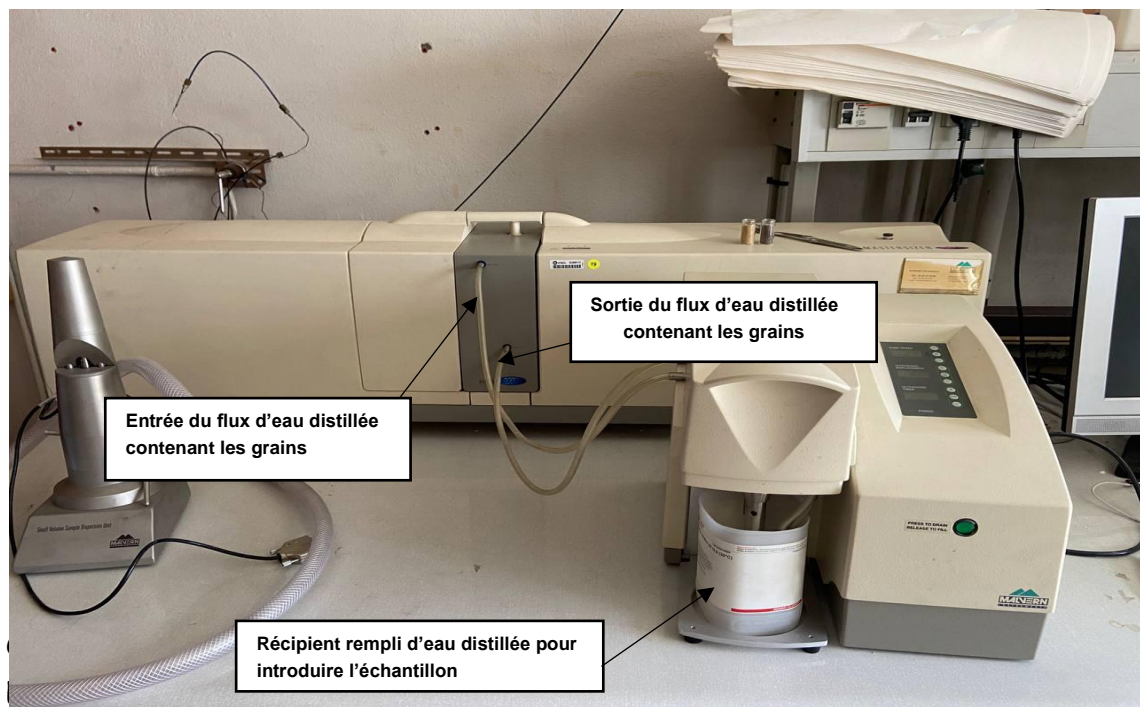


fig. 98: appareil granulométrique.



fig. 100 : échantillon N°1



fig. 99 : échantillon N°2

Les courbes ci-dessous représentent la densité de probabilité (volume Density) de taille de grain. Le pic le plus haut correspond à la taille moyenne des grains de silica-gel ~ 300 micromètres (μm) pour l'échantillon N°1 et ~ 75 μm pour l'échantillon N°2.

Le petit pic fig.101 correspond à de la poussière de silica-gel (des grains cassés en petits morceaux) d'environ ~ 500 μm pour l'échantillon N°2. L'intégral de la courbe de densité de probabilité fait 100%.

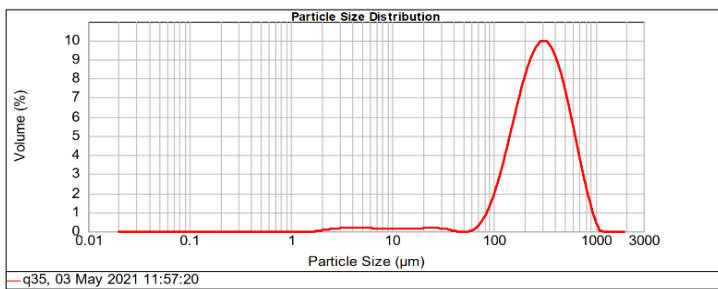


fig. 102 : densité volumique pour chaque taille de grain de l'échantillon N°1

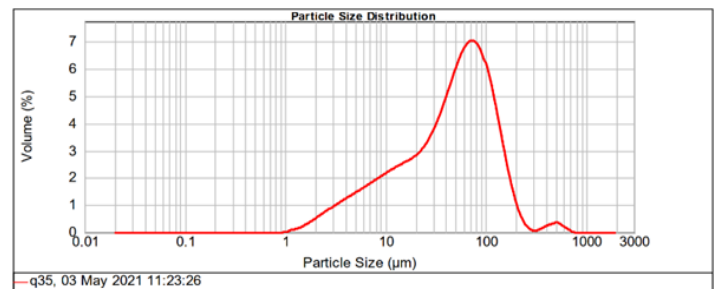


fig. 101 : densité volumique pour chaque taille de grain de l'échantillon N°2

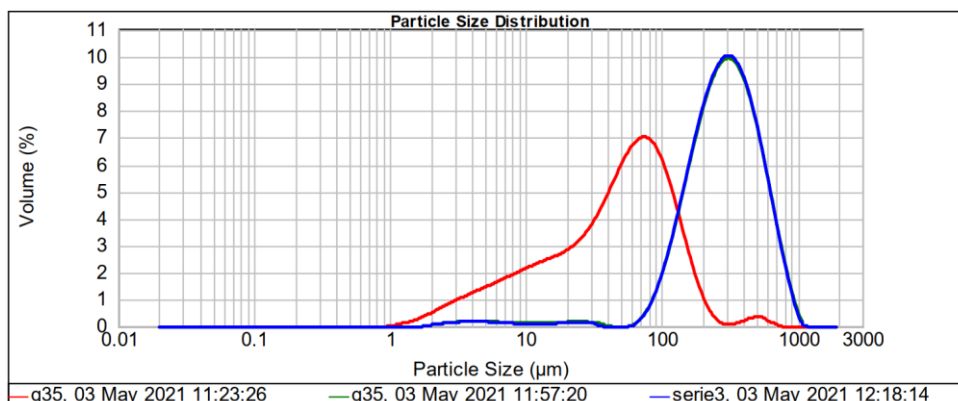


fig. 103 superposition des deux séries


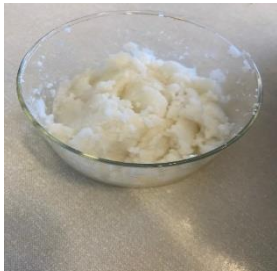
Fabrication des ailettes avec notre adsorbant






➤ Ensemble de matériaux utilisés :


- grains de Gel de silice
- poudre d'adjuvant
- eau

➤ Ensembles de matériels utilisés :

- Ailettes en cuivre
- Tamis
- Spatule
- Gobelet
- Balance électronique pour une bonne précision
- Récipient pour mélange
- Presse hydropneumatique
- Moule sous forme de tube cylindrique de diamètre intérieur de...

N° de l'étape	Description	Image
01	<p>Premièrement, on procède au broyage des grains de silica gel de silice pour obtenir la fraction du diamètre voulu pour la réalisation des ailettes.</p> <p>Ensuite, on passe au tamisage et à la récupération de la fraction de diamètre souhaité.</p>	
02	<p>Homogénéisation du gel de silice avec l'adjuvant dans un récipient.</p> <p>Puis on rajoute de l'eau au mélange, et homogénéisation jusqu'à l'obtention d'un mélange uniforme et pâteux.</p>	

<p>03</p>	<p>Remplissage du moule cylindrique avec le mélange préparé avec une certaine épaisseur ci-dessous, puis placer l'ailette au-dessus.</p>	
<p>04</p>	<p>Recouvrir l'ailette du mélange avec une épaisseur contrôlée.</p>	
<p>05</p>	<p>Compression de l'échantillon à la presse hydropneumatique.</p>	
<p>06</p>	<p>Séchage à l'air libre.</p>	
<p>07</p>	<p>Démoulage de l'ensemble ailette-silica-gel.</p>	

08	La mise en place au niveau du caloduc.	
----	--	--

2.2.2.3 Résultats expérimentaux

Vitesse d'adsorption et de désorption

La première configuration pour nos premiers essais :

Deux caloducs composés de 14 ailettes couvertes d'adsorbant placées dans notre réacteur soumis à une température d'adsorbat 25°C et à pression P de 3000 Pa. Les deux vannes sont en positions ouvertes établissant la connexion entre le générateur de vapeur et le réacteur.

Expérience N°1

Nous appliquons brutalement une température de 70°C à nos caloducs pendant un temps t1 que nous faisons suivre par un refroidissement brutal pendant un temps t2. Plusieurs cycles sont effectués et on peut voir fig.104 l'évolution de la pression dans notre réacteur et la température des caloducs.

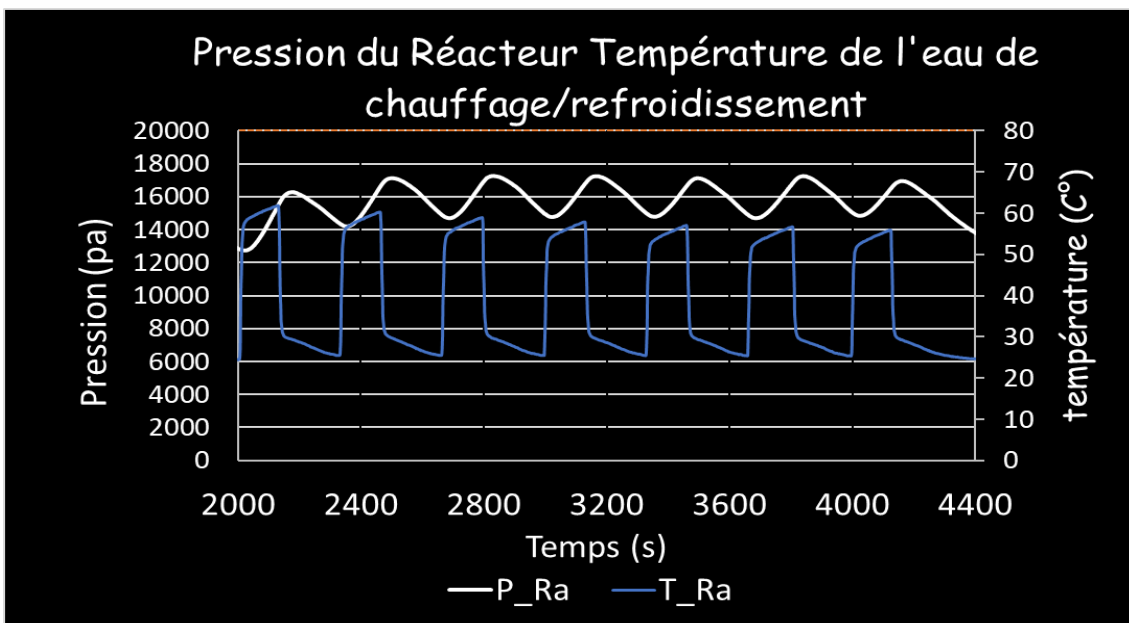


fig. 104 pression de l'adsorbat pour des cycles de chauffage et refroidissement du caloduc

Calcul des débits d'adsorption et de désorption

Pour le calcul du débit dans le réacteur nous utiliserons la loi des gaz parfaits.

$$P.V = n.R.T$$

$$\dot{Q}_{Rad} = \frac{n.M_{eau}}{t_{ad}} \quad , \quad \dot{Q}_{Rds} = \frac{n.M_{eau}}{t_{ds}}$$

\dot{Q}_{Rad} : débit adsorption dans réacteur t_{ad} : temps adsorption

\dot{Q}_{Rds} : débit désorption dans réacteur t_{ds} : temps Désorption

n : Nombre de mole

M_{eau} : Masse molaire de l'eau

Les pentes négatives fig.104 de la courbe P_Ra représente l'image de l'évolution de l'adsorption qui se produit dans notre réacteur alors que les pentes positives représentent la désorption. On peut voir Tab.21 le calcul de la masse et des débits adsorbé et désorbé.

On observe que le débit de désorption est égal à deux fois celui de l'adsorption, ce résultat est le même que celui obtenu à la thermobalance (chapitre2 2.2.1.7) exemple série S8 Tab.20.

	Adsorption	Désorption
Δt (s)	152,4	192
ΔP (Pa)	2306	5844
V Ra(m ³)	0,11	0,11
R (J/K.mol)	8,314	8,314
T (K)	300	300
n (mol)	0,101700	0,257734
Masse (g)	1,832124	4,643077
Débit (mg/s)	12,021814	24,182693
Débit pour 1 ailette (mg/s)	0,429351	0,863668

Tab . 21 Calcul des débits

S8		
Fréquence Fn	Débit ad (mg/s)	Débit ds (mg/s)
F1	3,45E-04	6,60E-04
F2	3,49E-04	6,67E-04
F3	3,17E-04	5,56E-04
F4	3,15E-04	4,88E-04
F5	3,27E-04	4,25E-04
F6	2,94E-04	4,12E-04

Tab . 20 resultats des débits obtenues à la thermobalance

Un autre résultat obtenu et intéressant, est la comparaison des débits rapportés à la surface des deux billes avec celle d'une surface d'ailette. On fera le même type de comparaison mais avec des débits rapportés à la masse de notre échantillon lors des essais à la thermobalance et la masse d'adsorbant sur une ailette.

Calcul des débits rapportés à leurs surfaces

Calcul de la surface d'une bille :

$$S_{bille} = 4 \cdot \pi \cdot r^2$$

S_{bille} : surface bille m^2

r^2 : Rayon de la bille m

Pour notre échantillon nous avons deux billes de rayon 0.002m qui donne une surface totale de 0.000101 m^2 .

Calcul de la surface des deux faces de notre ailette percée au centre :

$$S_{aillette} = 2 * [(\pi \cdot r_1^2) - (\pi \cdot r_2^2)]$$

La surface totale (des deux faces) de notre ailette est de 0.0117417 m^2 . Si nous calculons le rapport :

$$S_{aillette} / S_{bille} = 0.0117417 / 0.000101 = 116,25$$

Notre débit devrait être de :

$$\dot{Q}_{bille} = 116,25 \cdot 3,45 \cdot 10^{-4} = 0.0401 \text{ mg/s}$$

Le débit trouvé avec notre nouvel adsorbant nous donne 0.4293 mg/s soit un ratio $R = 10,70$.

$$\dot{Q}_{aillette} = 0.4293$$

$$R = \frac{\dot{Q}_{aillette}}{\dot{Q}_{bille}} = \frac{0,4293}{0.0401} = 10,70$$

Nous effectuons le même calcul mais nous prenons la masse de l'échantillon (deux billes) pour calculer le débit que nous devrions avoir pour une masse qui correspond à celle d'une ailette.

$$M_{aillette} / M_{bille} = 25000 / 77.8 = 321,33$$

Notre débit devrait être de :

$$\dot{Q}_{bille} = 321.33 \cdot 3,45 \cdot 10^{-4} = 0.1108 \text{ mg/s}$$

Le débit trouvé avec notre nouvel adsorbant nous donne 0.4293 mg/s soit un ratio $R = 3,874$.

$$\dot{Q}_{ailette} = 0.4293$$

$$R = \frac{\dot{Q}_{ailette}}{\dot{Q}_{bille}} = \frac{0,4293}{0.1108} = 3,874$$

Problèmes majeurs dans la réalisation de notre banc de sorption.

La mise en relation des deux parties par les vannes pour la mesure du débit s'est avérée impossible car notre débitmètre n'était pas apte à mesurer de la vapeur d'eau pour une densité très faible. Plusieurs autres configurations ont été testées mais en vain, impossible de mesurer le débit. Après de multiples échanges avec le fabricant du débitmètre, celui-ci a reconnu une erreur d'appréciation.

Un autre problème majeur est la mise en œuvre de notre caméra thermique. Il nous a été impossible de mesurer les températures sur nos ailettes ou caloduc car nous n'avons pas pu régler l'indice d'émissivité de la caméra.

Malheureusement ces premiers essais sont arrivés en fin de thèse et il n'était plus possible d'apporter des modifications à notre banc.

Nous avons toutefois pu avoir quelques résultats concernant l'évolution de la pression de l'adsorbat pour des chauffages et refroidissements des caloducs.

2.2.3 Les dynamiques à l'échelle de la machine à adsorption

Comme évoqué dans l'introduction, notre investigation nous a mené à identifier deux types de dynamique. Le premier est la circulation de l'adsorbat entre désorbeur, condenseur et évaporateur. Le second est la circulation des eaux de chauffage et de refroidissement dans les différents éléments de la machine. Leurs études seront menées grâce à une machine à adsorption commerciale modifiée et équipée de différents capteurs, sondes et débitmètres. Elle sera raccordée à notre plateforme ENERBAT fig.105.

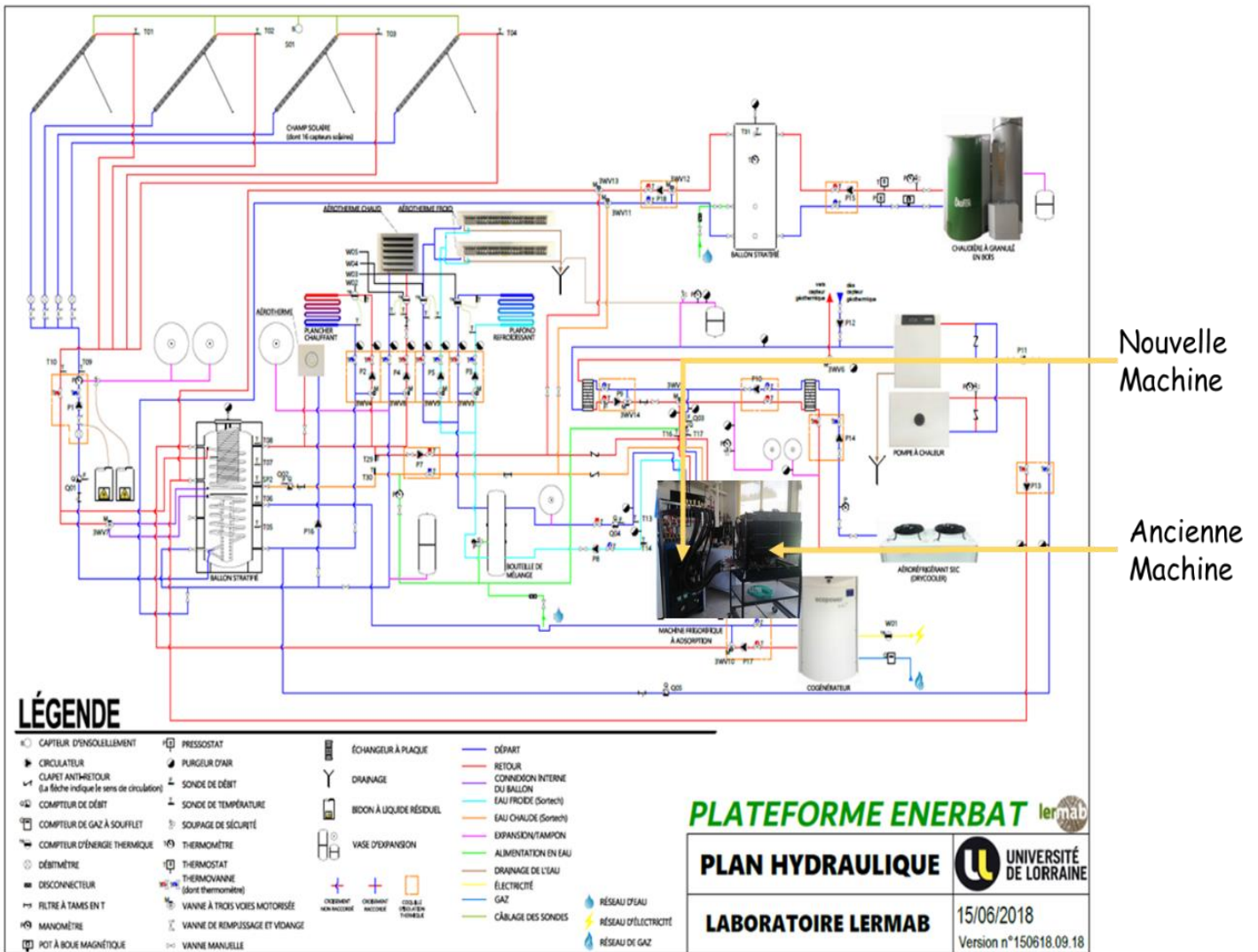


fig. 105: Circuit hydraulique de la Plateforme ENERBAT

2.2.3.1 Description de l'ancienne machine à adsorption

La configuration de notre machine à adsorption de marque (SORTECH type ACS08) fig.108 et sur laquelle notre étude se portera possède deux lits, n'a pas de système de récupération de masse ou de chaleur. Les vannes fig.107 du système hydraulique qui assurent le chauffage des deux lits et leurs refroidissements avec celui du condenseur, est piloté par un automate fig.106 programmé par SORTECH. On peut voir fig.109 le schéma hydraulique extérieur de la Machine et en fig.110 le schéma hydraulique interne de l'adsorbat.



fig. 108 Machine à Adsorption SorTech à la plateforme ENERBAT



fig. 107 Vanne HV 3 voies du circuit hydraulique extérieur de la Machine à Adsorption SorTech



fig. 106 Automate SorTech

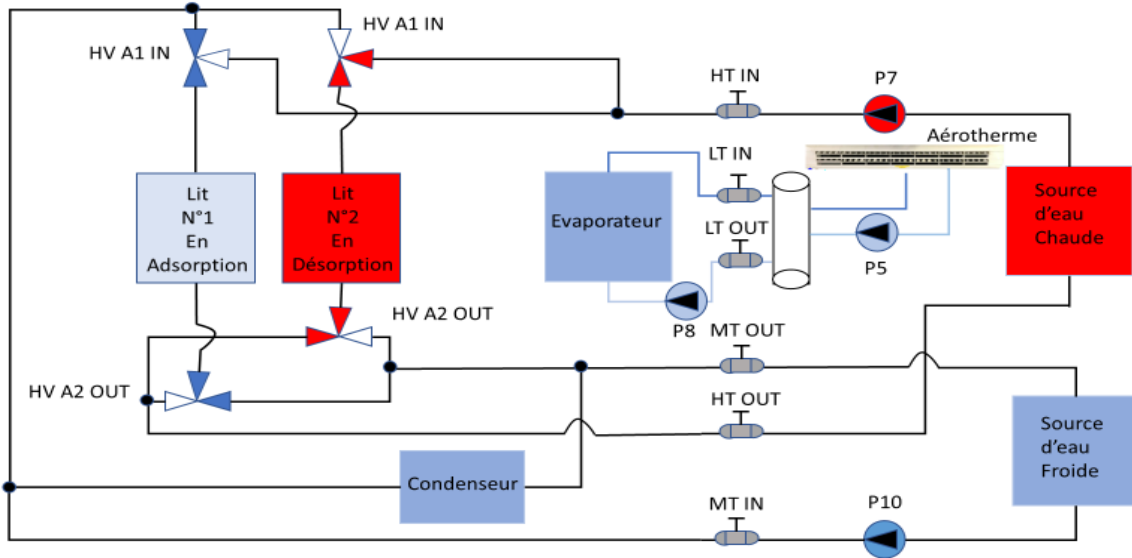


fig. 109: Circuit Hydraulique extérieur de la Machine SorTech

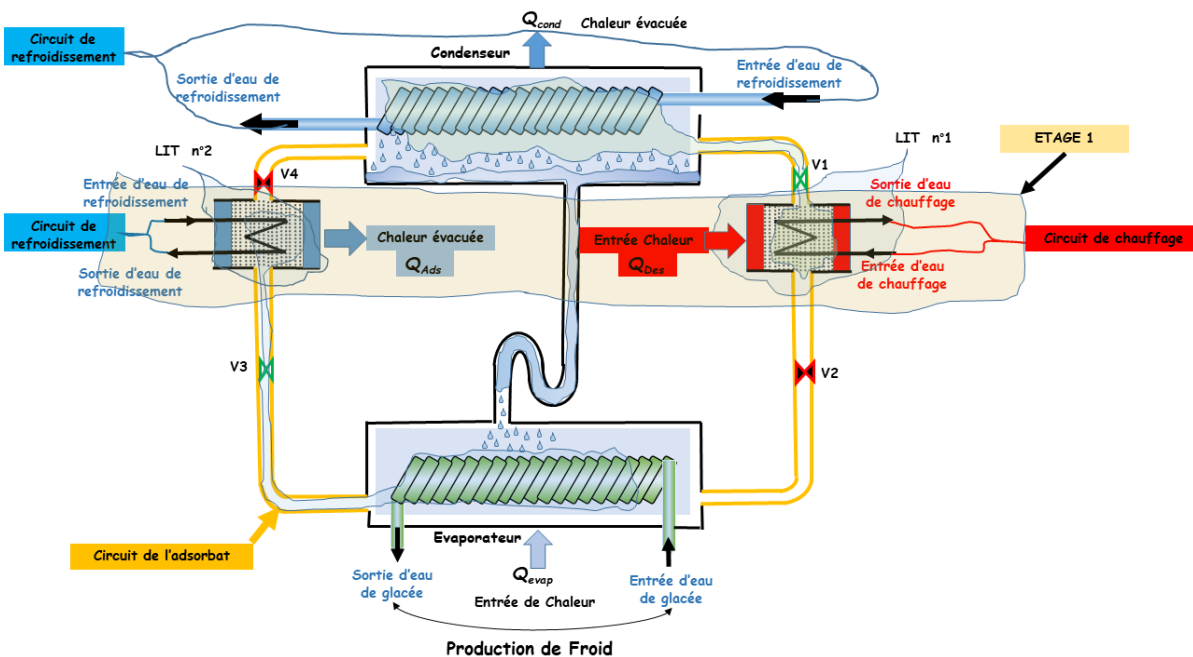


fig. 110 : Schéma hydraulique intérieur du circuit d'adsorbat de la machine SorTech

2.2.3.2 Modification de la machine et instruments de mesures

Sortech a implémenté dans son automate un programme dont la fréquence des cycles est prédéfinie et non modifiable. Un utilisateur ne peut pas non plus modifier ou changer le programme. Afin de pouvoir modifier cette fréquence de cycle, nous avons remplacé l'automate du fabricant par un autre de marque Siemens fig.111, implémenté notre programme, câblé un ensemble de sondes de températures, de débitmètres fig.113 et un capteur de pression fig.112. Le tout est piloté par une application Matlab développée au sein du laboratoire.

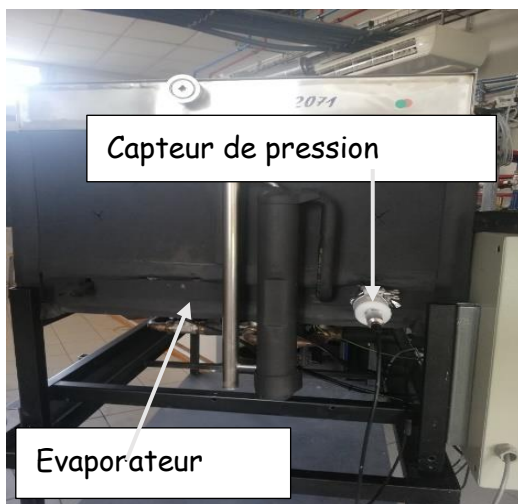


fig. 112 : Capteur de pression adsorbteur n°2

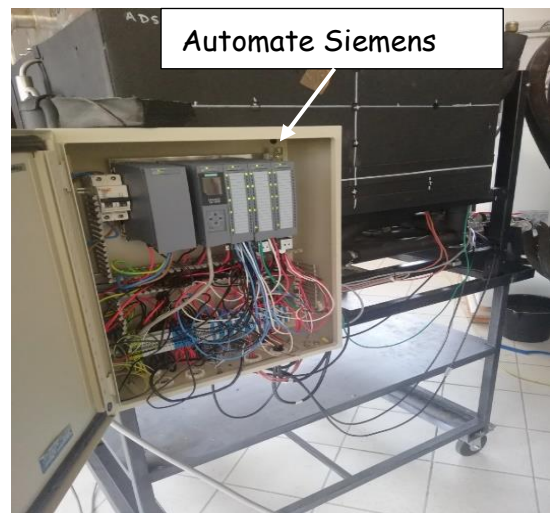


fig. 111 : Armoire de câblages des équipements et de l'automates

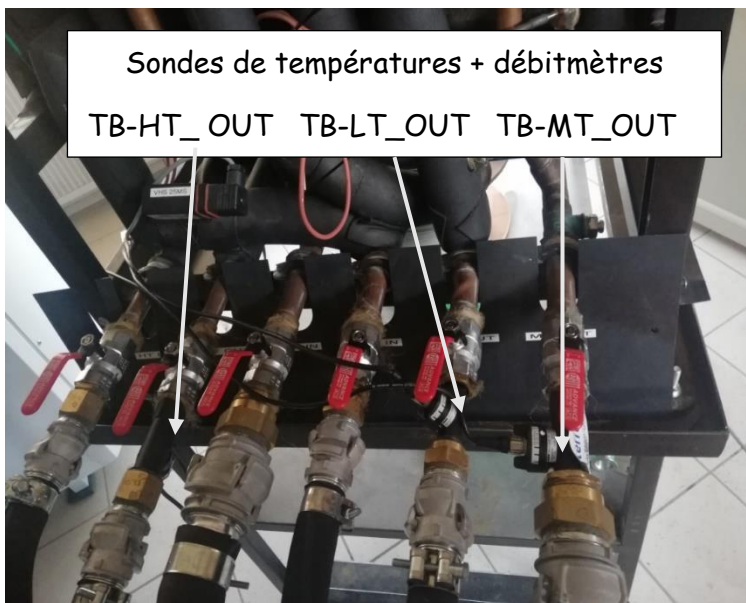


fig. 113 : Sonde de températures plus débitmètres aux sorties

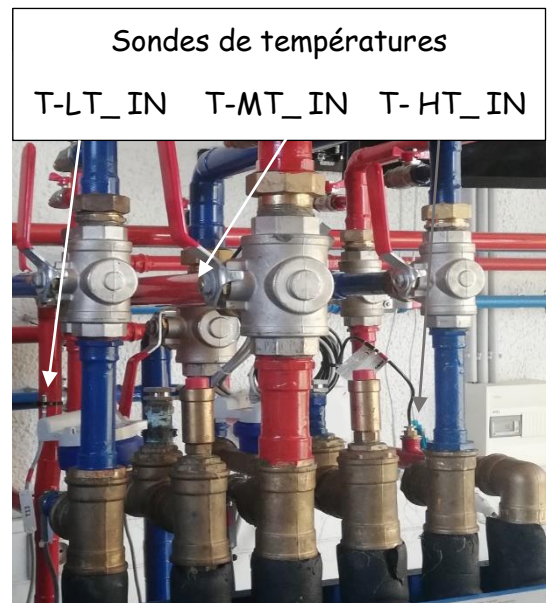


fig. 114 : Sonde de températures d'entrées

2.2.3.3 Les circuits hydrauliques

Pour une meilleure compréhension du fonctionnement de la machine à adsorption nous devons expliquer le fonctionnement des trois circuits hydrauliques HT, MT, LT. Le signal cycle que nous retrouvons dans les graphes est une commande que nous envoyons par notre logiciel aux quatre vannes HV. Les temps d'exécution informatique sont considérés comme instantanés alors que les vannes HV ont un temps de basculement de 30s. Une remarque sur le temps de commutations des vannes HV doit être soulignée, car il impacte l'interprétation de nos mesures. Il nous impose de tenir compte des emplacements des différentes sondes de températures et débitmètres sur les trois circuits hydrauliques.

Le circuit LT

Le circuit basse température (LT) est chargé d'évacuer la production de froid de notre machine. Une pompe assure la circulation de l'eau froide produite entre l'évaporateur et un ballon tampon fig.115. La production est consommée par un aérotherme froid ou par un plafond rafraichissant. Une sonde de température (T-LT_IN) est placée à environ trois mètres en amont de l'entrée de la machine, alors que l'ensemble qui mesure le débit et la température de sortie TB-LT_OUT est placé juste à la sortie de la machine.

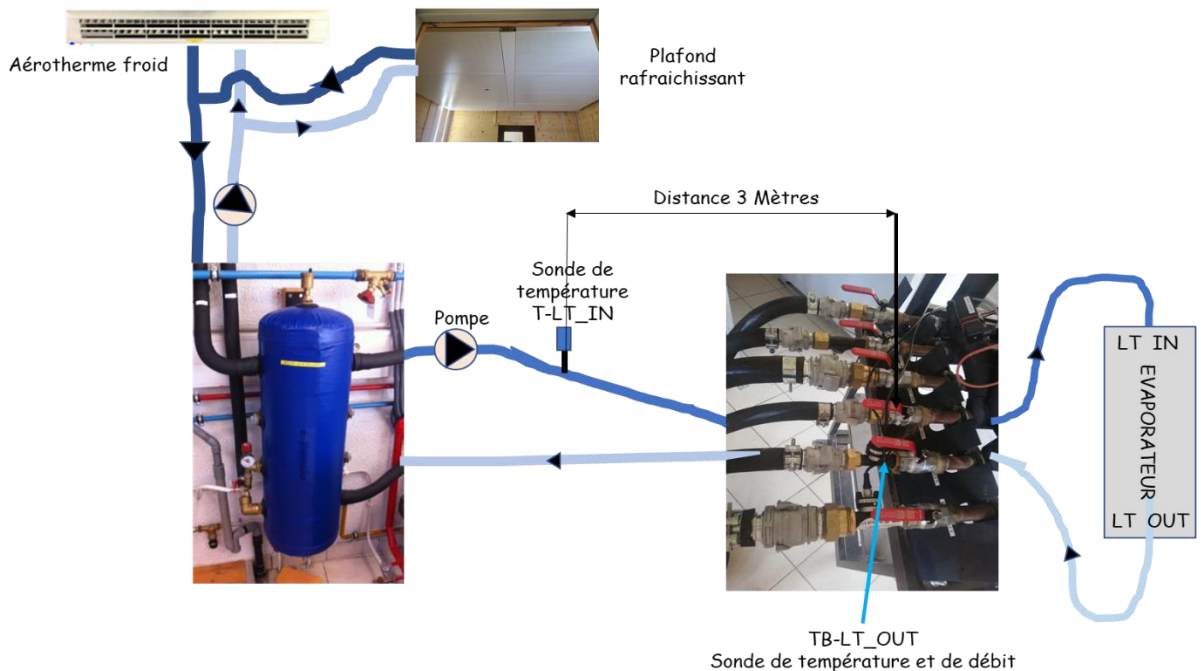


fig. 115: Circuit hydraulique LT, position des sondes de températures et débitmètres

Quelques remarques se doivent d'être soulignées.

Si nous avons une élévation ou baisse de température de l'adsorbat dans notre évaporateur, le capteur de pression sera en mesure de traduire ces changements dans un temps très court, alors que la sonde de température de sortie TB-LT_OUT la mesurera avec un retard Δt_{revap} . Cette valeur est obtenue par le calcul comme suit.

Nous avons entre la sonde de sortie TB-LT_OUT et l'évaporateur un volume d'eau d'environ 8L avec un débit moyen mesuré de 0.53L/s. Le calcul du retard Δt_{revap} est :

$$\Delta t_{revap} = \frac{8}{0.53} = 15s$$

La valeur mesurée fig.116 de $\Delta t_{revap} = 16s$. ce qui est en accord avec notre calcul.

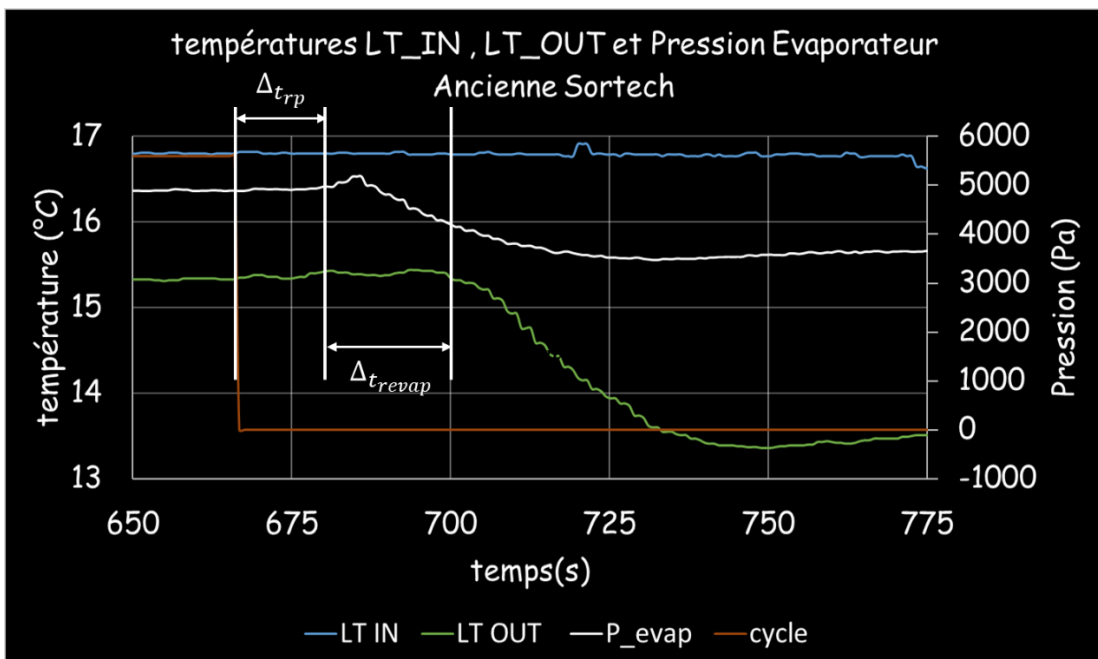


fig. 116 : Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit LT

La position de notre sonde de température T-LT_IN fig.115 est à 3M de l'entrée de notre machine, l'eau dans les tuyaux entre ces deux points représente un volume de 1.2 litres, avec un débit moyen de 0.53L/s. Ce volume de 1.2L engendre un retard Δt_{rTLTIN} sur la valeur réelle de la mesure de T-LT_IN. On obtient par le calcul :

$$\Delta t_{rTLTIN} = \frac{1.2}{0.53} = 2,2s$$

Comme on peut le voir sur la fig.115 la production de froid est envoyée dans un ballon de 50L, ce qui nous donne une lecture lissée de la température d'entrée LT IN fig.116. Les variations brutales observées en sortie LT OUT sont lissées par le ballon. De ce fait le décalage de temps t_{rLTIN} n'est pas observable et on peut considérer que la température mesurée au point de la sonde est la même qu'au point d'entrée de notre machine.

Le temps Δt_{rrp} représente le temps de réaction entre la commande de début de cycle et le début de la montée en pression dans l'évaporateur, c'est un temps obtenu par la mesure.

On mesure : $\Delta t_{rrp} = 12s$

Le circuit MT

Le système hydraulique MT fig.117 est particulier car il doit refroidir le condenseur et un des deux lits lorsqu'il est en mode adsorption.

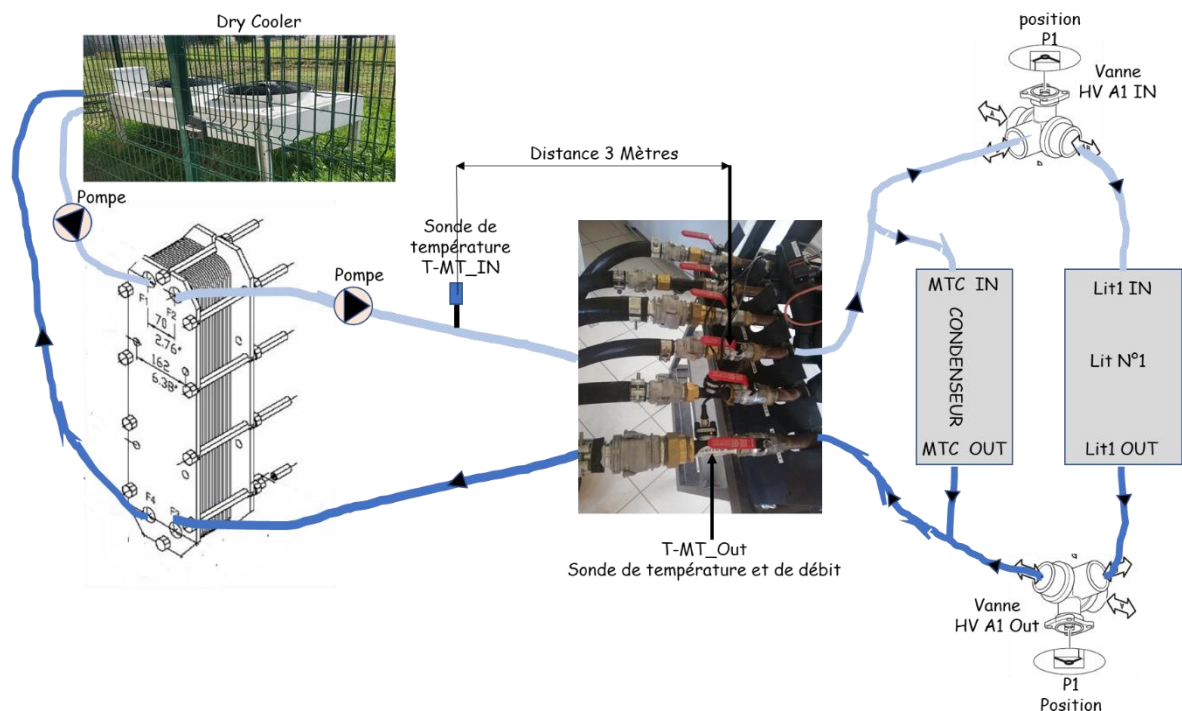


fig. 117: circuit hydraulique MT, position des sondes de températures et débitmètres

Plusieurs points doivent être soulignés sur les mesures de débit et de température. La mesure du débit en sortie T-MT_OUT représente la somme de l'eau qui passe dans le lit

en mode adsorption plus l'eau qui passe dans le condenseur. Nous considérons que le débit d'eau qui passe dans l'un et l'autre est le débit mesuré en sortie T-MT_OUT divisé par deux.

Pour le circuit MT on observe fig.118 que la mesure de température de sortie T-MT_OUT est en avance Δt_{aCL} sur la mesure du signal de pression P_evap. Elle est de :

$$\Delta t_{aCL} = 3s$$

Pour le signal d'entrée T-MT_IN nous avons un certain retard Δt_{rMT} avec le signal de sortie T-MT_OUT, il est dû à l'eau qui se trouve dans l'échangeur à plaque et la tuyauterie entre la sortie T-MT_OUT et l'entrée T-MT_IN. On estime que ce volume est de 19L avec un débit de 0.71L/s.

On obtient par le calcul la valeur comme suit :

$$\Delta t_{rMT} = \frac{19}{0.71} = 26,7s$$

La valeur mesurée fig.118 de $\Delta t_{rMT} = 27s$. Elle est en accord avec le calcul

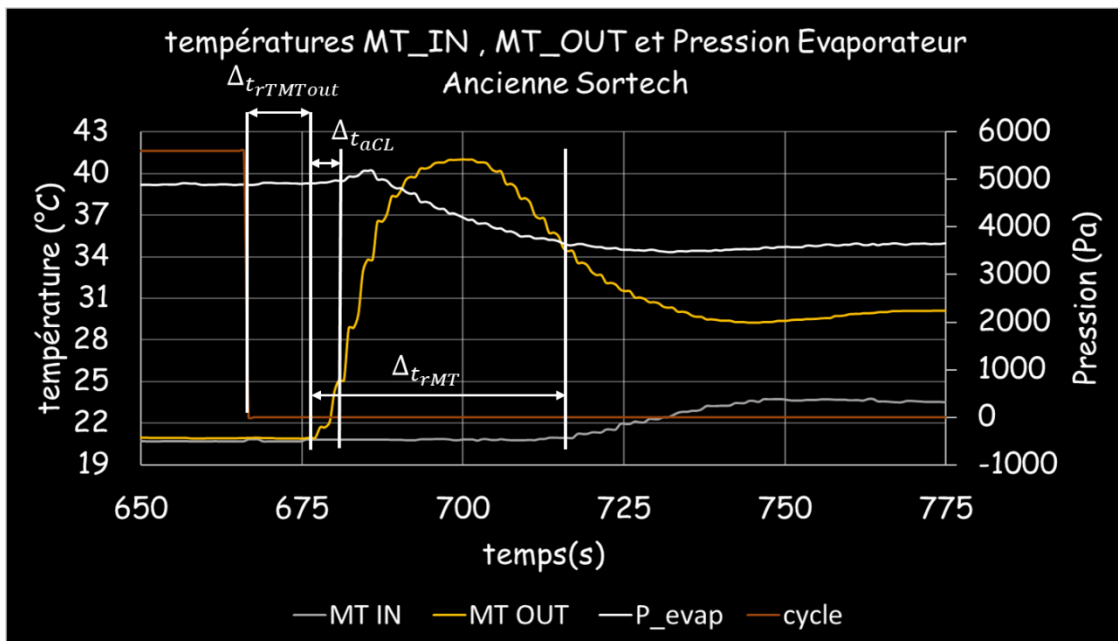


fig. 118 : Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit MT

Nous avons aussi la même problématique que dans le circuit LT, un retard lors de la mesure de T-MT_IN dû au positionnement de la sonde de température, entre l'entrée de la machine et sa position fig.117. Le volume d'eau dans les tuyaux entre ces deux points est de 2.2 litres, avec un débit moyen de 0.43L/s. Le calcul de ce retard est obtenu par le calcul comme suit :

$$\Delta t_{rTMTIN} = \frac{2.2}{0.43} = 3s$$

C'est un retard qui n'est pas visible sur les courbes.

Enfin entre le début du cycle et le début de la montée en température de T-MT_OUT nous avons un temps $\Delta_{t_{rTMTout}}$ obtenu par la mesure fig.118.

$$\Delta_{t_{rTMTout}} = 10s$$

Ce temps est plus court que celui mesuré dans le circuit LT. On peut confirmer que la montée en pression est due à la montée en température de l'eau du circuit MT.

Le circuit HT

Pour le chauffage des lits nous avons le circuit HT fig.119 connecté à un ballon de 1500L chauffé par une chaudière à pellet ou/et avec des panneaux solaires thermiques.

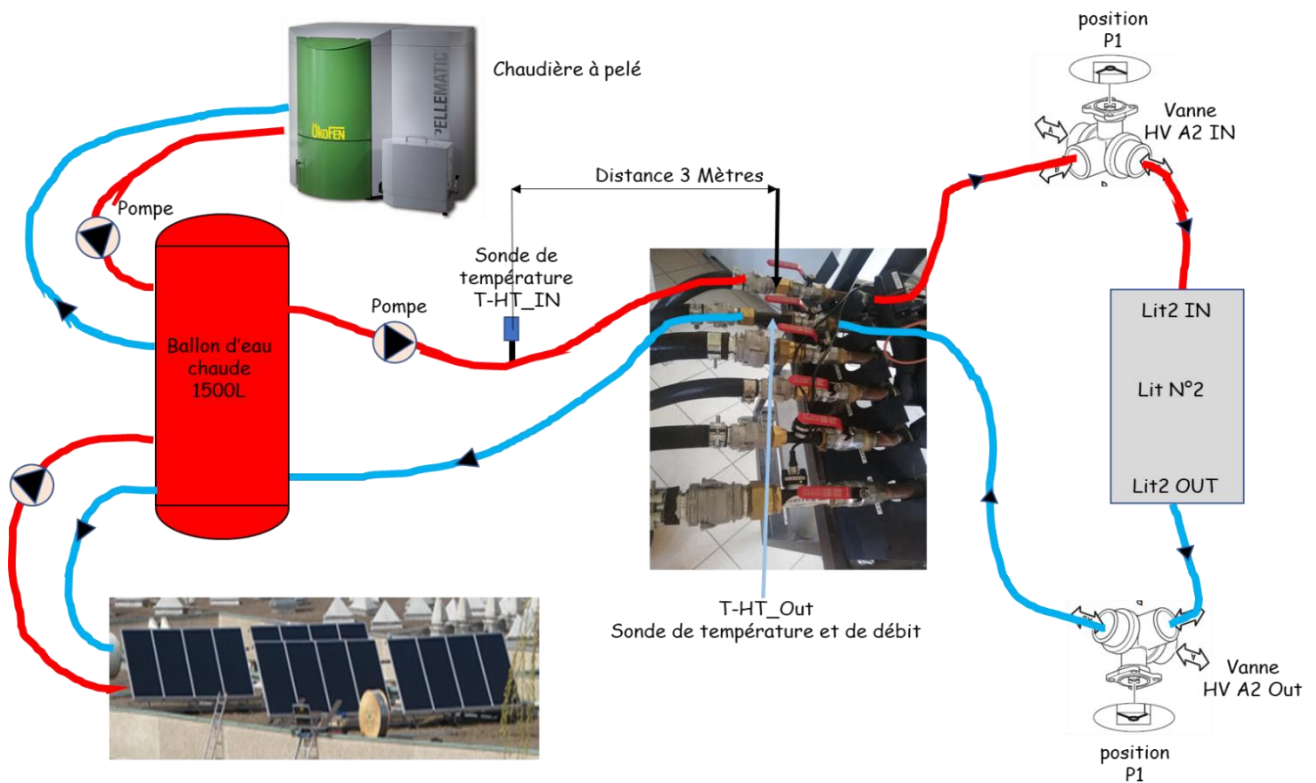


fig. 119 : Circuit hydraulique HT

Pour le circuit HT on observe fig.120 que la mesure de température de sortie T-HT_OUT est en avance $\Delta_{t_{aDL}}$ sur la mesure du signal de pression. Elle est obtenue par mesure.

$$\Delta_{t_{aDL}} = 4s$$

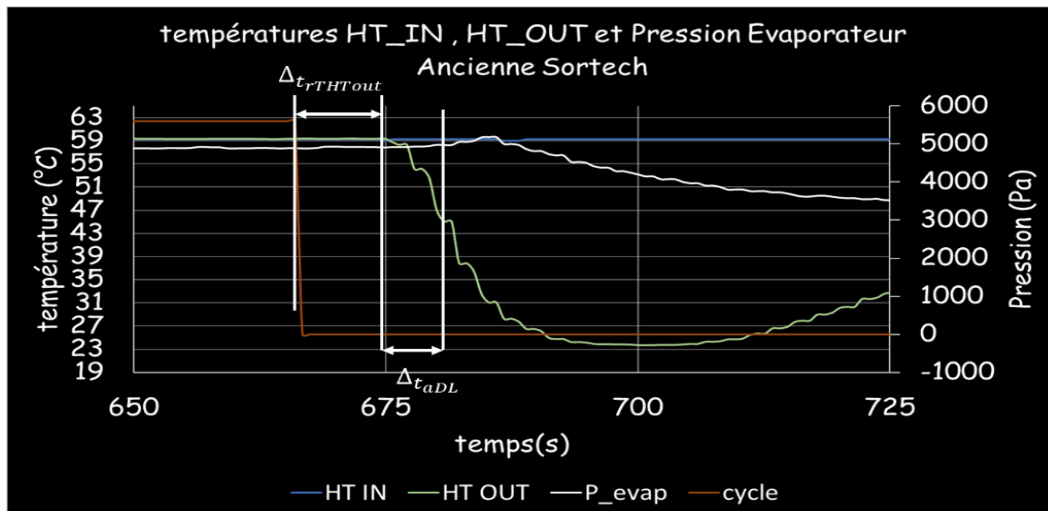


fig. 120: Temps de retard sur les mesures du aux positions des capteurs dans le circuit HT

Nous avons aussi entre le début du cycle est le début de la descente en température de T-HT_OUT un temps $\Delta t_{rTHTout}$ fig.120 obtenu par la mesure.

$$\Delta t_{rTHTout} = 8s$$

Le même constat pour le circuit HT. Le positionnement de notre sonde de température d'entrée T-HT_IN fig.119 est à 3M de l'entrée HT_IN de la machine, l'eau dans les tuyaux représente un volume de 1,2 litres, avec un débit moyen de 0,27L/s. Ce volume engendre un retard Δt_{rHT} sur la mesure de T-HT_IN.

$$\Delta t_{rHT} = \frac{1,2}{0,27} = 4,45s$$

Comme on peut le voir sur la fig.119 le chauffage est assuré par le ballon de 1500L qui nous donne une lecture lissée de la température d'entrée T-HT_IN fig.120. Les variations brutales observées en sortie TB-HT_OUT sont lissées par le ballon. De ce fait, Le décalage de temps t_{rHT} n'est pas observable et on peut considérer que la température mesurée au point de la sonde T-HT_IN est la même qu'au point d'entrée de la machine.

Récapitulatif

Ces retards fig.121 de mesure ont des impacts plus ou moins importants sur les analyses que nous pouvons faire sur les résultats. Ils sont pris en compte lorsque des changements de température ou de pression se produisent à l'intérieur de la machine. Ces retards de

mesure ne représentent aucun phénomène thermique mais ils sont dus seulement aux différentes positions des sondes et capteurs sur les circuits hydrauliques.

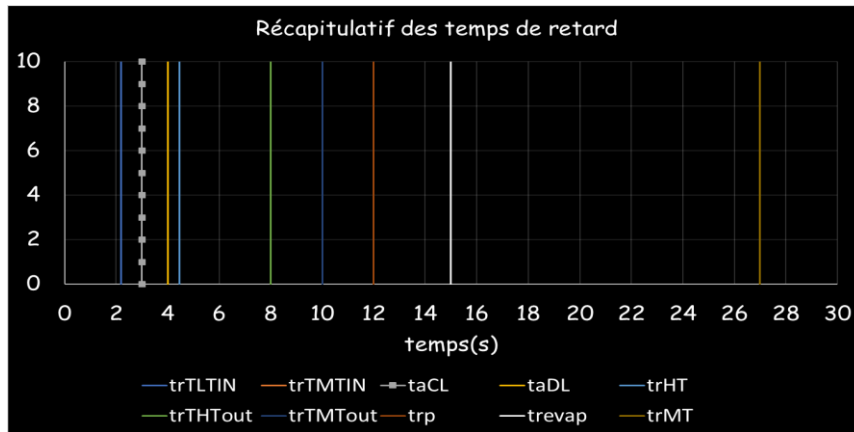


fig. 121 : Retards des mesures dû à leurs positionnements pour les trois circuits hydrauliques LT, MT, HT

2.2.3.4 Fonctionnement de l'ancienne machine à adsorption

Comme nous l'indique la fig.122 un ensemble de vannes HV assure la circulation des eaux chaudes et froides dans les deux lits et dans le condenseur. La présence des deux lits garantit une production d'eau froide en continu. Dans un cycle machine nous avons toujours un lit en mode adsorption et l'autre en mode désorption. On peut voir fig.122 la description des 4 étapes que constitue un cycle au sein de la machine. Pour chaque étape, on donne l'état du lit et la position des vannes HV. La fig.123 illustre les étapes de transitions et une étape de cycle.

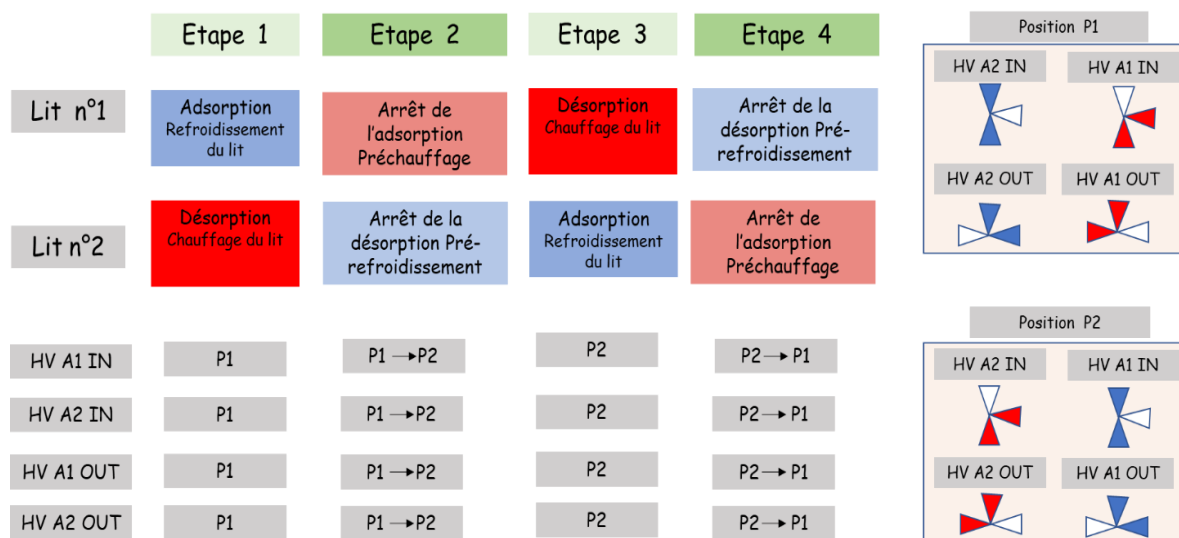


fig. 122 descriptions des étapes d'un cycle machine

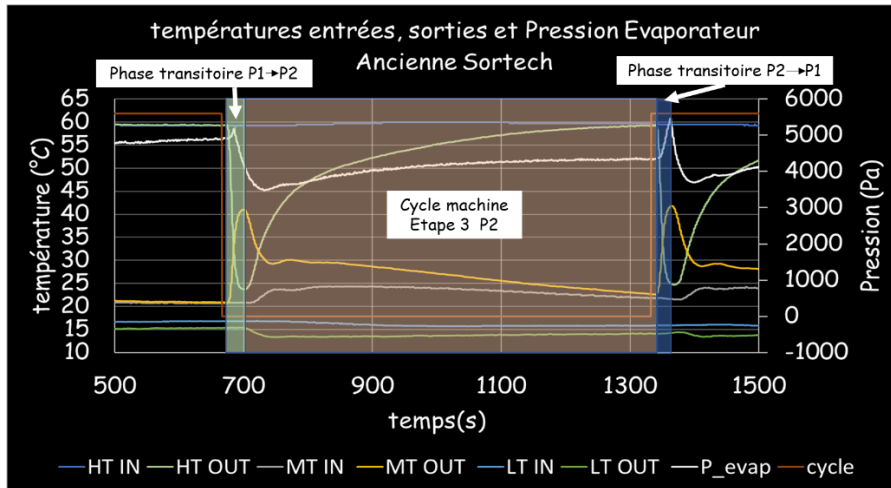


fig. 123 : Cycle machine avec les deux phases de transition

Les étapes de transition

Comme vu plus haut, le cycle est décomposé en quatre étapes dont deux sont des étapes de transitions, avec un temps de commutation des vannes HV de 30s. Leurs passages de la position P₁ à P₂ impliquent que le lit n°1 passe du mode adsorption à désorption et inversement pour le lit n°2. Pendant cette phase de transition, l'eau du circuit HT se mélange avec celui du circuit MT. On observe fig.125 des variations importantes sur les mesures des températures à la sortie des deux circuits MT et HT, alors que sur leurs entrées fig.124 elle est nulle pour HT et de 4°C pour MT. Les raisons sont que pour le circuit HT, l'eau froide de 20°C injectée dans notre ballon d'eau chaude à 60°C n'a aucun effet sur la température de celui-ci car le volume entrant est d'environ 15L, alors que celle du ballon est de 1500L. Par contre, le volume de 48L d'eau chaude à 60°C que nous injectons dans le circuit MT et dont le volume d'eau circulant est d'environ 20L, voit sa température modifiée, car la puissance de notre dry coller n'est pas suffisante pour adsorber ce surplus de chaleur. Ceci explique la montée de 4°C en entrée MT IN fig.124.

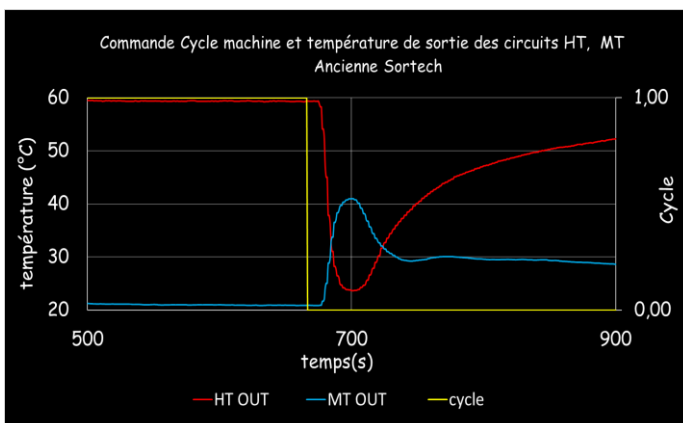


fig. 125 : Température de sorties HT OUT, MT OUT juste après la commutation des vannes

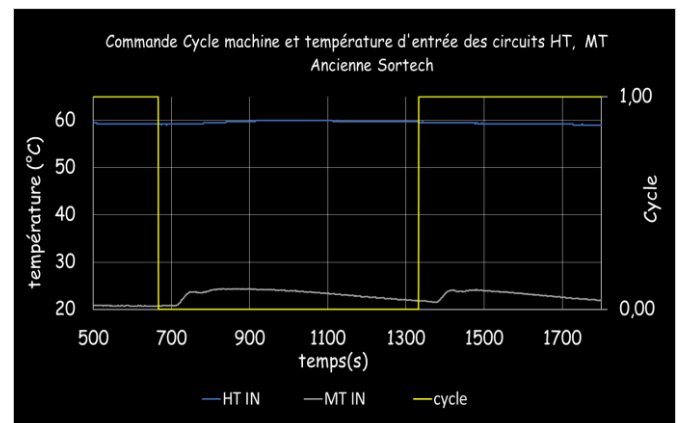


fig. 124: Température d'entrées HT IN, MT IN juste après la commutation des vannes

Le circuit LT est un circuit fermé, les variations de température observées fig.126 en sortie sont dues à une baisse brutale de la pression dans l'évaporateur que nous étudierons plus loin.

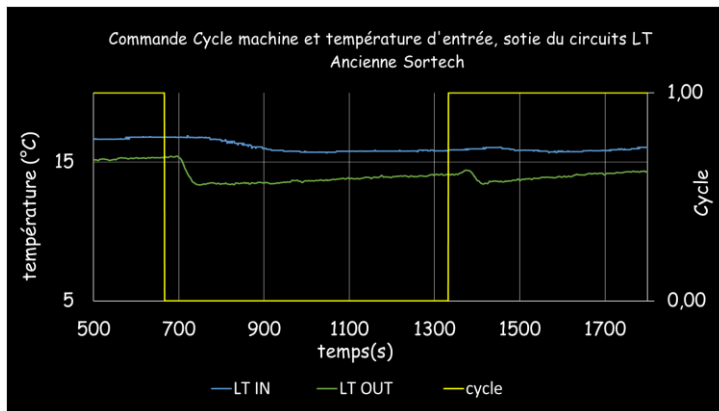


fig. 126 Température d'entrée, sorties LT IN et LT OUT juste après la commutation des vannes.

2.2.3.4.1 Analyse de la production de froid.

On constate fig.127 que la production de froid la plus importante se fait au moment où le pic de pression dans l'évaporateur chute brutalement, provoquant une adsorption par transfère de masse très rapide avec un pic de puissance mesuré à 8Kw. Elle est suivie ensuite par une remontée progressive de la pression décrivant une adsorption par refroidissement du lit dont la puissance décroît progressivement pour atteindre 4Kw. On peut observer aussi que les deux lits n'ont pas la même capacité de production.

La pente positive du pic de pression est l'image du changement de pression que l'on retrouve au moment du changement de connexion du lit entre le condenseur et l'évaporateur. C'est la condensation générée dans l'évaporateur qui fait chuter sa puissance de production de froid, le temps du pic positive de pression.

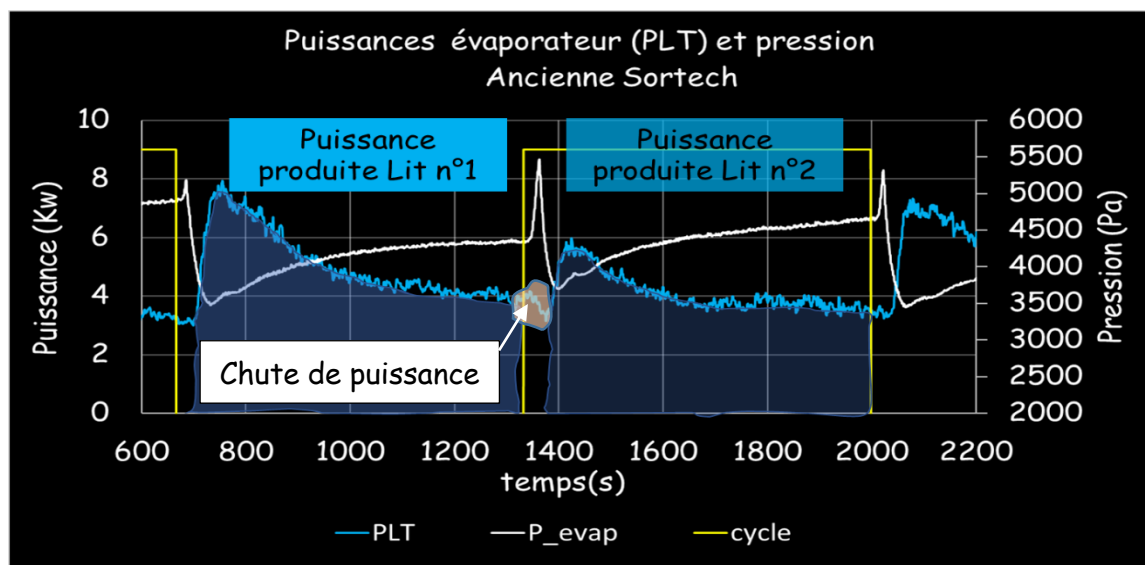


fig. 127 : puissance de productions de froid des lits N°1 et N°2

2.2.3.5 Etude des cycles et résultats expérimentaux

Les campagnes de mesure pour l'étude des cycles est réalisée avec l'ancienne machine de marque SORTECH. Elle consistera à évaluer l'efficacité de la machine pour deux modes de refroidissement (dry cooler, sondes géothermiques) et des variations de temps de cycle T_n en modulant les temps de chauffage t_a et de refroidissement t_b fig.128. Nous appliquerons deux types de cycles, symétrique et asymétrique. Dans un premier temps les cycles seront symétriques, temps de refroidissement égal au temps de chauffage. On mesure les températures d'entrées, de sorties et les débits des trois circuits LT, MT, HT. On mesurera aussi la pression dans l'évaporateur.

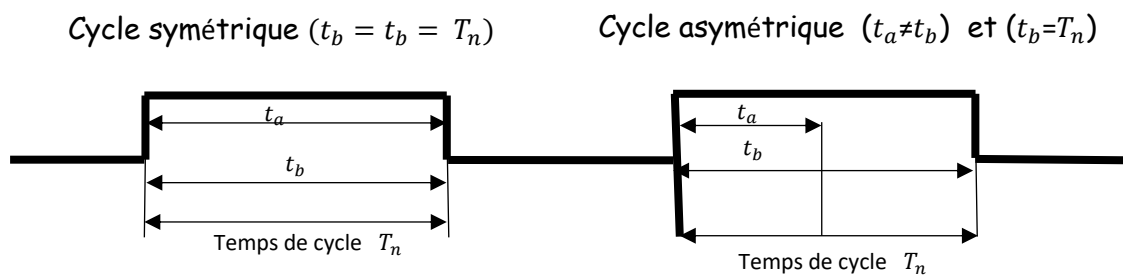


fig. 128: Cycle de commandes des vannes HV

Pour le calcul des différentes puissances \dot{Q}_{LT} , \dot{Q}_{MT} et \dot{Q}_{HT} on procédera comme suite :

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} C_p \text{eau} \int_{t_0 + \Delta t_{rMT}}^{t \text{ fin cycle}} (T_{LT_OUT} - T_{LT_IN})$$

$$\dot{Q}_{MT} = \dot{m}_{MT} C_p \text{eau} \int_{t_0 + \Delta t_{rMT}}^{t \text{ fin cycle}} (T_{MT_OUT} - T_{MT_IN})$$

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{m}_{HT} C_p \text{eau} \int_{t_0 + \Delta t_{rMT}}^{t \text{ fin cycle}} (T_{HT_OUT} - T_{HT_IN})$$

On procédera au calcul du COP comme suit :

$$COP = \int_{t_0 + \Delta t_{rMT}}^{t \text{ fin cycle}} \frac{\dot{Q}_{pr}}{\dot{Q}_{fr}} dt$$

\dot{Q}_{pr} : Puissance froide produite.

\dot{Q}_{fr} : Puissance fournie

Une remarque importante concernant le calcul des COP. Dans la littérature, pour le calcul du COP, on prend souvent les puissances produites et fournies dans la machine à adsorption comme illustré à la fig.130 car on considère que les deux lits produisent les mêmes puissances. Alors que la bonne méthode de calcul est de prendre les puissances

comme illustré dans la fig.129, car le lit qui est chauffé ne produit du froid que dans le cycle suivant. C'est avec cette méthode que nous ferons les calculs des COP tout en intégrant les décalages de temps calculés plus haut.

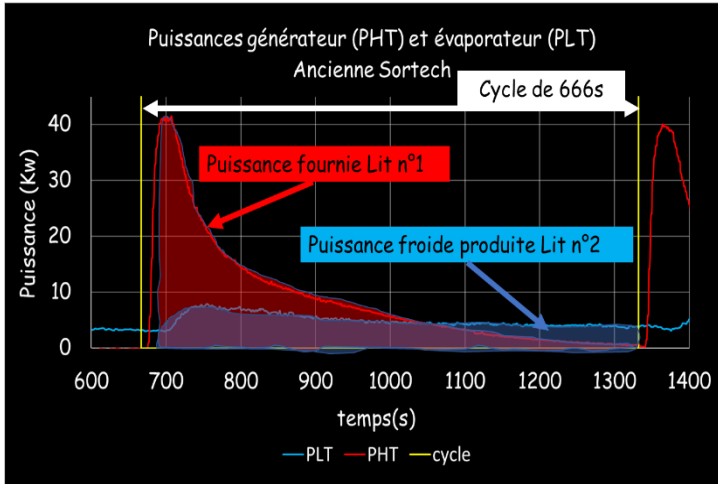


fig. 130 : puissance LT et HT sur un cycle

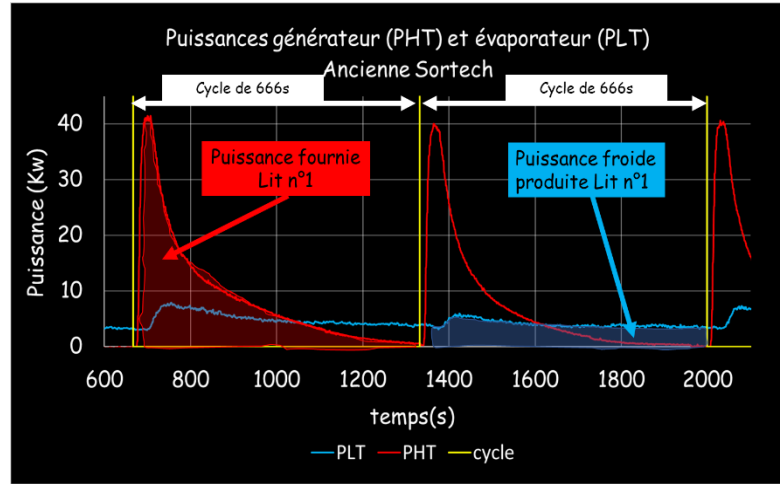


fig. 129 : puissance LT et HT sur deux cycles

2.2.3.5.1 Cycles Symétriques pour optimisation du COP

Les temps de cycles choisis pour cette campagne Tab.22 encadrent celui utilisé par le fabricant (480s). Deux méthodes de refroidissement seront utilisées, un dry cooler et des sondes géothermiques. On peut voir fig.131 l'allure des courbes de puissances obtenus pour un temps de cycle égal à (666s) avec un refroidissement par dry cooler. L'ensemble des courbes de températures et de débits se trouve dans l'annexe 2.

Campagne de mesure cycles symétriques							
Séries	Cy1	Cy2	Cy3	Cy4	Cy5	Cy6	Cy7
Temps du cycle (s)	1332	666	666	333	333	166,5	166,5
Sondes géothermiques	✓	✓		✓		✓	
Dry Cooler			✓		✓		✓

Tab . 22 : campagne de mesure pour l'étude des cycles symétrique

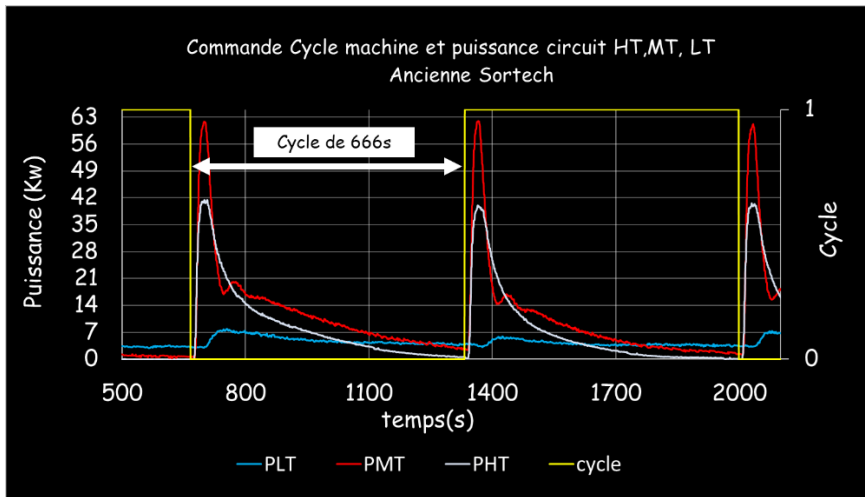


fig. 131: Puissances Circuit HT, MT, LT temps de cycle 666s

Nous avons calculé l'ensemble des COP et on retrouve le récapitulatif dans le Tab.23. La variation que nous observons pour un même temps de cycle est due à un lit moins performant que l'autre fig.132. Cela confirme bien que notre méthode de calcul donne une image plus précise de la réalité des COP.

COP	Mode de refroidissement	
	avec Dry Cooler	Avec Sondes Géothermique
Temps de cycle (s)		
1332		0,61 à 0,75
666	0,4 à 0,62	0,5 à 0,6
333	0,35 à 0,6	0,38 à 0,5
165,5	0,25 à 0,45	0,3 à 0,4

Tab . 23: Calculs des COP cycle symétrique

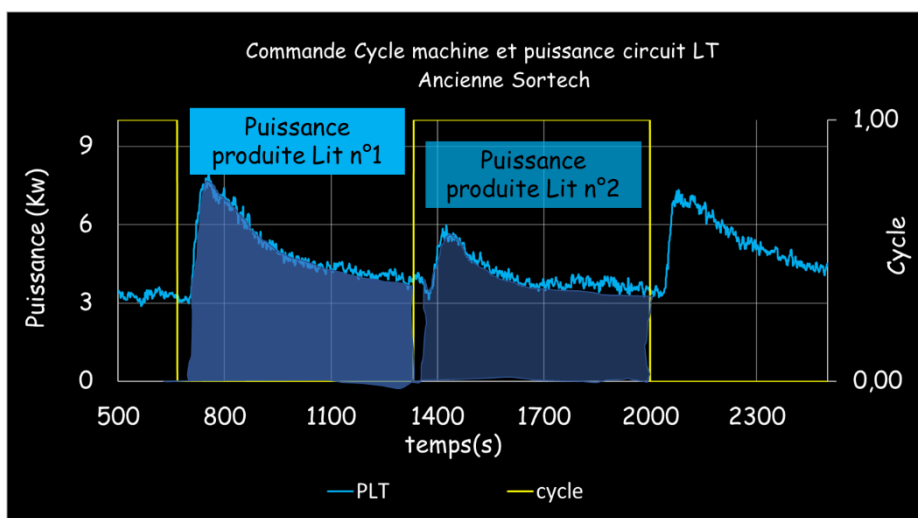


fig. 132 : Puissance froide produite par le lit N°1 et N°2

Analyses des résultats

Les résultats nous indiquent une décroissance du COP corrélé avec des temps de cycle décroissant et une croissance de celui-ci pour des temps de cycle plus longs jusqu'à une valeur maximum pour ensuite décroire. Nos résultats confirment bien qu'il existe un temps de cycle optimum.

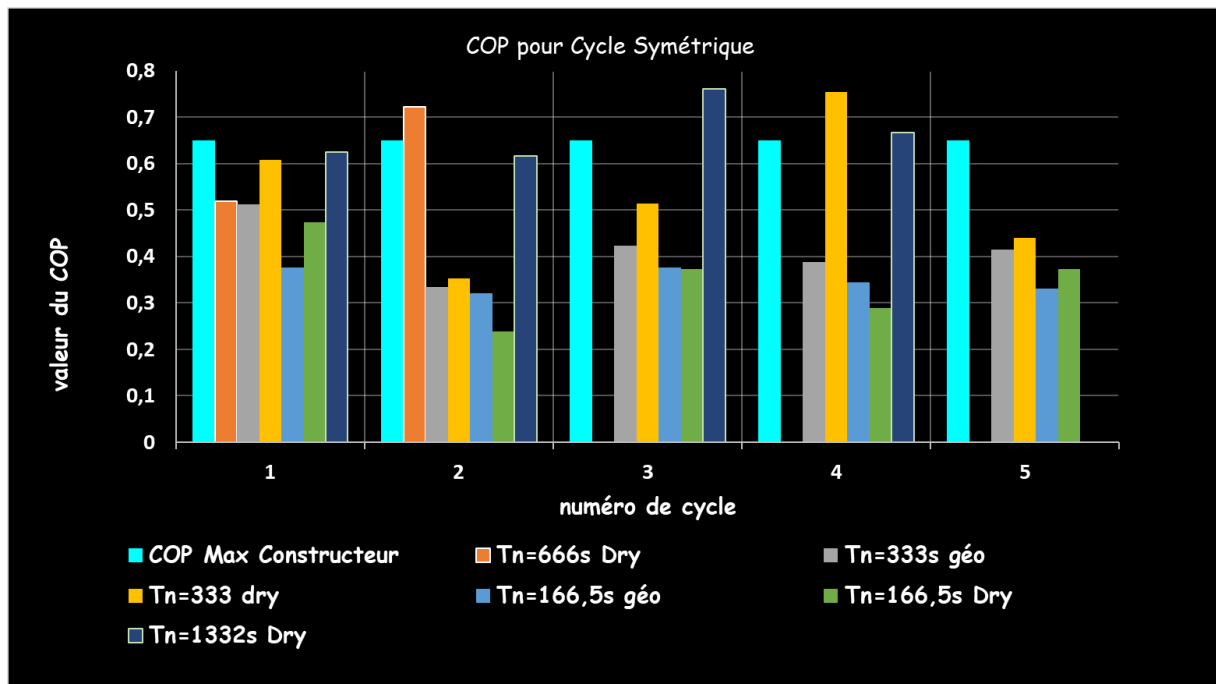


fig. 133: Synthèse des COP pour Cycle Symétrique

Optimisation par mode de refroidissement

Comme on peut le voir Tab.23 ou fig.133, les COP obtenus par refroidissement avec dry Cooler ou sondes géothermiques ont quasiment les mêmes valeurs. On rappelle que le débit d'eau dans le dry cooler est le double de celui qui circule dans les sondes géothermiques. On peut voir fig.134 les courbes des puissances de refroidissements pour les deux méthodes. On remarque juste un pic important pour le cas où on utilise le dry cooler, le reste des deux courbes est quasiment identique. On peut en conclure que surdimensionner la puissance de refroidissement pour obtenir une plus grande vitesse de refroidissement ne sert à rien. Ce résultat est en accord avec les études réalisées sur la bille à l'aide d'une thermobalance et qui a montré que la vitesse de refroidissement est un facteur très peu influent sur le taux d'adsorption. On peut en déduire qu'il existe une puissance optimum que le circuit MT doit avoir.

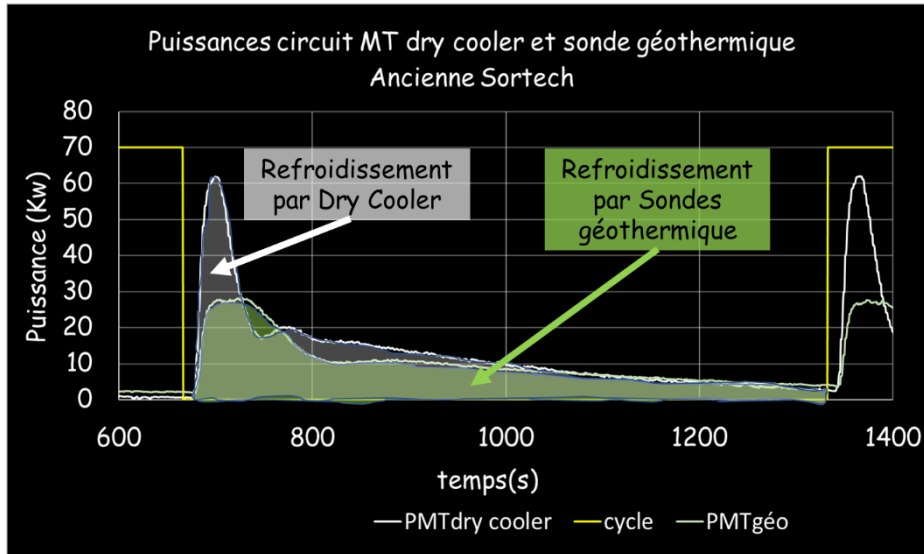


fig. 134 : Puissances de refroidissement dry coller et sondes Géothermique

2.2.3.5.2 Cycle Asymétrique pour optimisation du COP

Après l'analyse des expériences des cycles symétries et le calcul des COP, nous avons observé que le temps de désorption est plus rapide que celui de l'adsorption, confirmant nos résultats obtenus à la thermobalance. Nous avons entrepris une nouvelle campagne de mesure Tab.24 pour des temps ta de chauffage plus court. La modification de ce temps sera opérée par un arrêt de la pompe du circuit HT. Nous effectuerons cet arrêt pour deux cas, avant fig.135 et après fig.136 la fin du basculement des vannes HV. Une nouvelle idée nous est venue durant cette campagne, celle de décaler ce temps d'arrêt après le pic de puissance fig.137.

	Campagne de mesure asymétrique						
Séries	ACy1	ACy2	ACy3	ACy4	ACy5	ADCY1	ADCY2
Temps de cycle (s)	666	666	666	666	666	666	666
Temps ta de chauffage (s)	444	444	444	222	222	222	222
Temps tb de refroidissement (s)	666	666	666	666	666	666	666
Temps td de décalage (s)	-22	33	33	33	33	222	222
Sondes géothermiques	✓	✓		✓		✓	
Dry Cooler			✓		✓		✓

Tab . 24 : campagne de mesure pour l'étude des cycles asymétriques

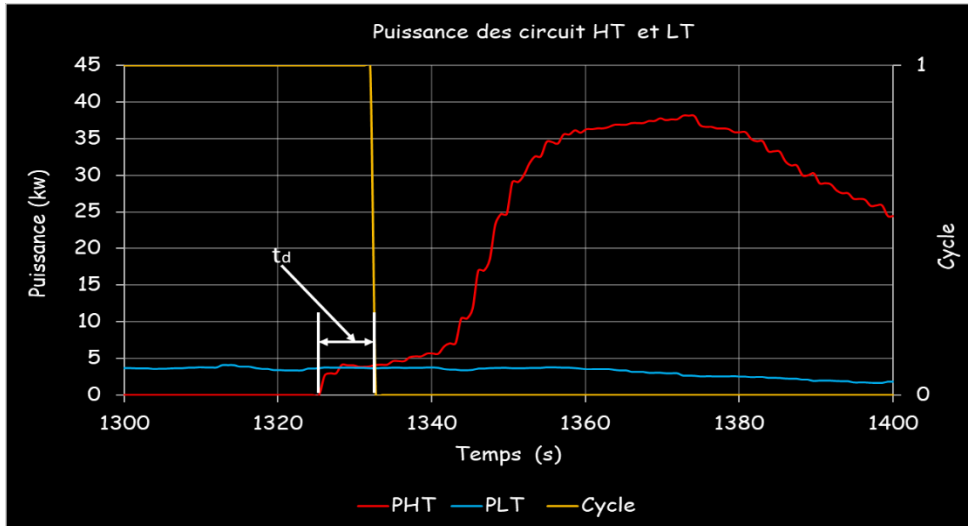


fig. 135 : cycle de 666 (s) asymétrique avant basculement $t_d = -22s$ série ACy1

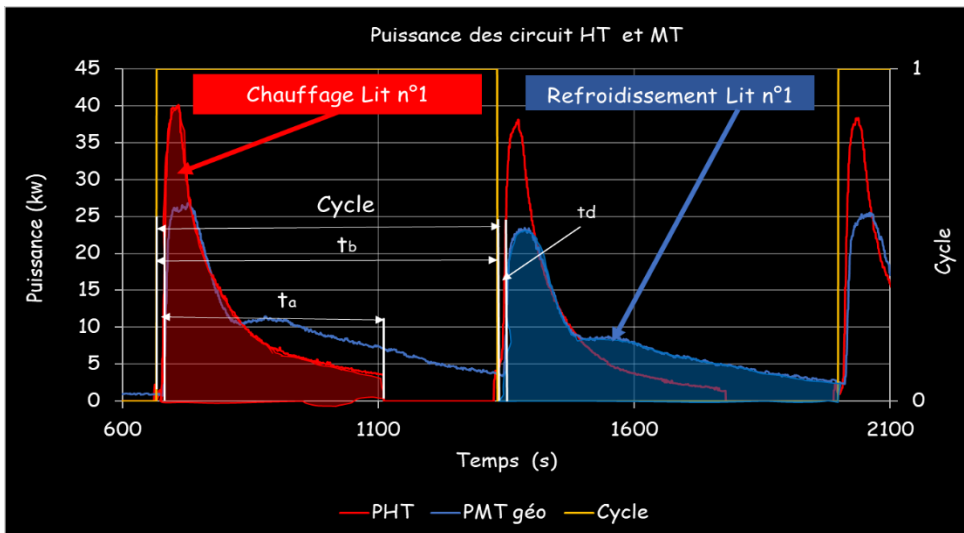


Fig. 136 : cycle de 666 (s) asymétrique après basculement $t_d = 33s$ série ACy2

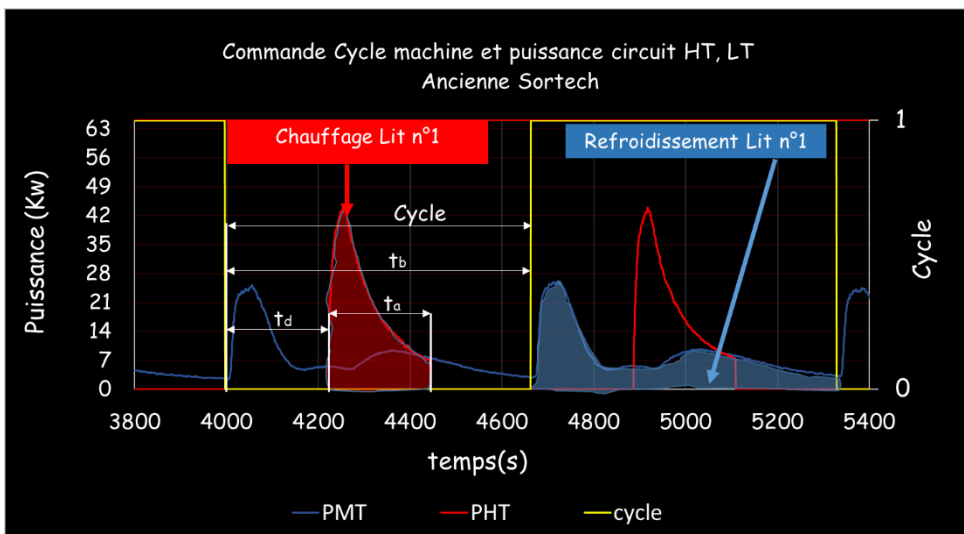


fig. 137 : cycle de 666 (s) asymétrique après basculement $t_d = 222s$ série ADCy1

Analyses des résultats

Le tableau-ci-dessous nous donne les résultats pour la campagne des cycles asymétriques. Nous avons aussi fig.138 l'ensemble des valeurs pour tous les cycles de chaque série et celui du constructeur.

COP	COP cycle asymétrique						
Séries	ACy1	ACy2	ACy3	ACy4	ACy5	ADCY1	ADCY2
Temps de cycle (s)	666	666	666	666	666	666	666
Temps ta de chauffage (s)	444	444	444	222	222	222	222
Temps tb de refroidissement (s)	666	666	666	666	666	666	666
Temps td de décalage (s)	-22	33	33	33	33	222	222
Sondes géothermiques	✓	✓		✓		✓	
Dry Cooler							
COP	0,5 à 0,7	0,68 à 0,75		0,63 à 0,78		0,75 à 0,97	

Tab . 25 : Calculs des COP Séries Asymétrique

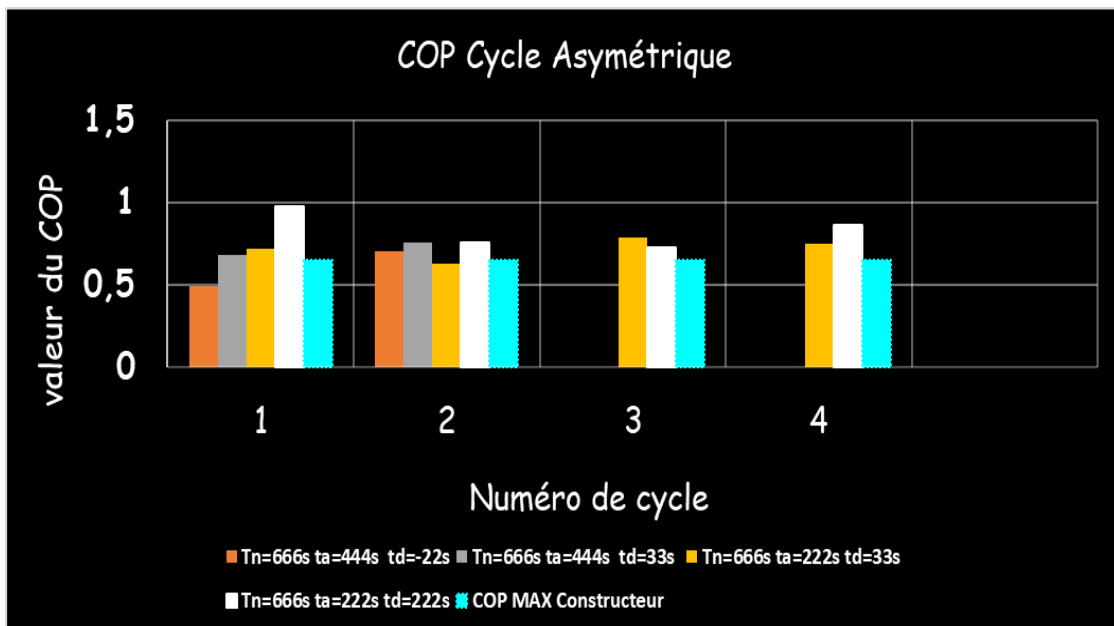


fig. 138: Synthèse des COP pour Cycle Asymétrique avec COP MAX constructeur

Le meilleur COP fig.138 a été obtenu pour un temps de chauffage ta=222s et un décalage td=222s soit une amélioration de 32% de celui du constructeur qui donne un COP de 0.65 Max.

Chapitre 3 Etude numérique et thermique

3.1	Introduction	102
3.1.1	Elaboration d'un modèle numérique	103
3.1.1.1	Proposition des deux fonctions	104
3.1.1.2	Schéma numérique et discrétisation	106
3.1.1.3	Résultats de la simulation	108
3.1.2	Etude thermique entre caloduc et ailette	109
3.1.2.1	Calcul du flux caloduc/ailette :	110
3.1.2.2	Simulation numérique sur l'ensemble caloduc/ailette dans un environnement contrôlé	112

3.1 Introduction

Actuellement lorsque l'on va regarder dans la littérature, les modèles que nous retrouvons sont ceux qui prédisent le taux d'adsorption ou de désorption, mais seulement dans les cas où nous sommes à l'équilibre thermodynamique. Nous pensons qu'un début d'une réflexion sur la modélisation d'un adsorbant en régime dynamique serait une avancée dans sa compréhension et leurs optimisations dans les machines frigorifiques à adsorption. La mise en œuvre pour tester de nouveaux adsorbants est souvent compliquée, leurs simulations permettraient de tester plusieurs designs dans différentes configurations.

C'est pour cela qu'aujourd'hui nous proposons les premiers petits pas d'un futur modèle. Il est basé sur la réflexion de notre nouvelle méthode d'analyse fréquentielle des résultats issus des expériences à la thermobalance. Elle nous a conduit à penser à une modélisation numérique sur la prise ou perte de masse en régime dynamique. Notre modèle se limitera à prédire la masse adsorbée ou désorbée en régime dynamique à partir de la masse obtenue à l'équilibre thermodynamique.

La conception et la réalisation de notre banc prototype pour l'évaluation des nouveaux adsorbants a fait l'objet d'une étude thermique sur l'ensemble de l'échangeur et les différents équipements de chauffage. La simulation thermique d'un nouvel adsorbant est complexe à réaliser car nous avons affaire à un matériau adsorbant et poreux. L'objectif que nous nous sommes fixés est d'obtenir la valeur des différents flux et gradients de température que nous retrouvons à l'interface de notre échangeur et adsorbant. La bonne évaluation du taux d'adsorption ou de désorption de notre nouvel adsorbant pourra être envisagé dans une modélisation future.

3.1.1 Elaboration d'un modèle numérique

Comme vu dans le chapitre 1, la littérature propose des modèles sur les prises ou pertes de masse $\Delta T_{g_{eq}}$ à l'équilibre thermodynamique, cependant aucun modèle n'existe hors équilibre thermodynamique. La proposition que nous faisons permet d'obtenir cette valeur $\Delta T_{g_{Fn}}$ pour différentes fréquences à partir de $\Delta T_{g_{eq}}$.

La construction de ce modèle part du principe que la bille de silica-gel est isotrope, que sa température et sa pression initiales sont constantes au centre et à sa surface extérieure.

Description du modèle

La représentation fig 139 nous illustre les mécanismes d'adsorption dans une bille qui se décrit par la présence de deux phénomènes de diffusions que sont la chaleur et les molécules d'eau. Nous pensons qu'il existe deux flux de chaleur et un flux de particule. Le flux de chaleur Φ_{rf} correspond au refroidissement de la bille par sa surface extérieure, impliquant une baisse de sa température de façon radiale. Alors que Φ_{ad} est le résultat de la réaction exothermique d'adsorption qui s'ajoute à Φ_{rf} provoquant une baisse de la vitesse de refroidissement de la bille. Le flux de particule Φ_{eau} lui représente le déplacement des molécules d'eau dans la bille.

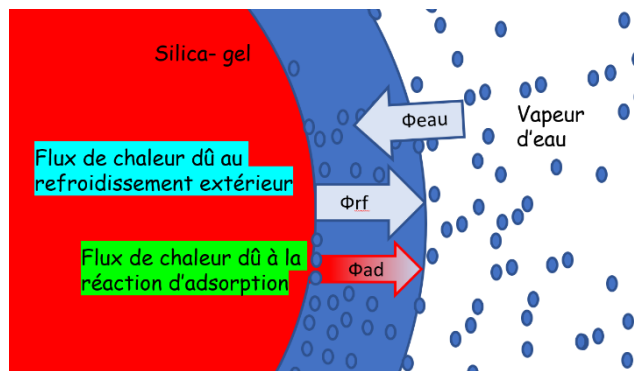


fig. 139 : les flux lors de l'adsorption d'eau dans une bille

Dans le cas de la désorption on peut voir fig.140 que nous avons toujours deux flux de chaleurs Φ_{ch} et Φ_{ds} avec des orientations différentes. Le premier induit une montée en température radiale dans la bille par le chauffage de sa surface extérieure. Le deuxième est le résultat de la réaction endothermique de désorption qui soustrait à Φ_{ch} et provoque un ralentissement de montée en température de la bille. Nous avons toujours notre flux de particule Φ_{eau} , mais dirigé vers l'extérieur.

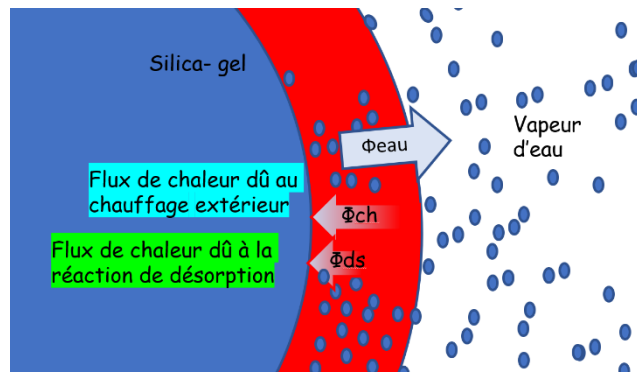


fig. 140 les flux lors de désorption d'eau dans une bille

On peut dire que dans les deux cas, le flux de chaleur est toujours dans le sens opposé au flux de particules d'eau et qu'il avance sur un front radial avec des vitesses différentes. Le taux (adsorption ou désorption) peut se traduire comme étant un rapport de deux fonctions, l'une décrivant le flux de chaleur et l'autre le flux de particules d'eau.

On rappelle que dans la littérature les différents modèles à l'équilibre thermodynamique expriment taux (θ) comme étant une fonction du rapport de $P(T_w)$ qui représente la pression de vapeur saturante de l'adsorbat (eau) et $P(T_{si})$ la pression de vapeur saturant de l'adsorbat à la température de l'adsorbant.

$$\theta = F \left(\frac{P(T_w)}{P(T_{si})} \right)$$

3.1.1.1 Proposition des deux fonctions

Comme dit plus haut, taux est le rapport de deux fonctions que nous nommerons $P(T_{si}(r))$ et $P(T_w(r))$. Avec $P(T_{si}(r))$ qui serait l'image du flux de chaleur radiale pour $T_{si}(r)$ et $P(T_w(r))$ serait une image qui traduit le flux de particule radiale pour $T_w(r)$.

Pour la fonction $T_{si}(r)$ notre réflexion nous a mené à conclure que la distribution de la température dans une bille poreuse ne doit pas être très différente de la fonction de distribution de la température dans le cas d'une bille qui subit une trempe. Le choix de cette fonction s'appliquera pour toutes les fréquences.

On obtient $T_{siF_n}(r)$ qui s'écrit :

$$T_{siF_n}(r) = T_0 \left[1 + \frac{2R}{\pi r} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^i}{i} \sin \frac{i\pi r}{R} e^{-\pi^2 i^2 \frac{Dt}{R^2}} \right]$$

$$t = \frac{1}{F_n}$$

D : Coef de diffusion (m²/s)

R : Rayon de la bille (m)

T₀ : Température de la bille à t=0 (C°)

t : Temps en (s)

Pour chaque fréquence la fonction $T_{wF_n}(r)$ est constante :

$$T_{wF_n}(r) = cst$$

On obtient donc θ_{dyF_n} en fonction de la fréquence et qui représente taux en régime dynamique, il s'écrit :

$$\theta_{dyF_n} = \frac{P(T_{wF_n}(r))}{P(T_{siF_n}(r))}$$

On obtient pour chaque fréquence $\Delta T_{g_{F_n}}$:

$$\Delta T_{g_{F_n}} = \theta_{dyF_n} * \Delta T_{g_{eq}}$$

3.1.1.2 Schéma numérique et discrétisation

Une méthode aux différences finies avec un schéma en volume est utilisée pour discrétiser le modèle. Le maillage choisi est volumique. Une maille correspond à une portion du volume radial dv_j fig.141 de la géométrie considérée, les nœuds se trouvant aux extrémités radiales des volumes. A chaque volume, sont attribués une température $T_{si}(r)$ et $T_w(r)$. La programmation a été effectuée à l'aide du logiciel de calcul numérique MATLAB.

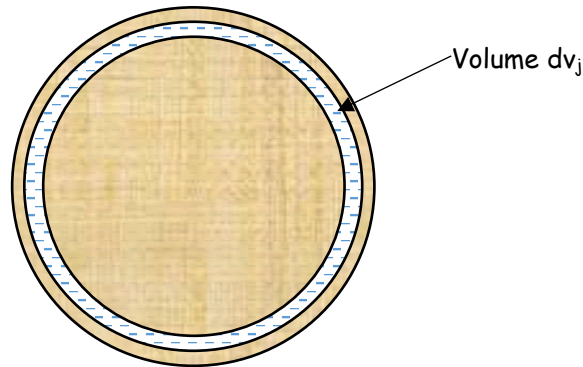


fig. 141 : tranche de bille volume de dv

On obtient le volume élémentaire dv_j en fonction de dr et r_j de la sphère comme suite :

$$dr = \frac{R}{200}$$

$$r_j = \frac{R}{200} * (201 - j)$$

$$dv_j = 4 * \pi * (r_j)^2 * dr$$

Pour chaque tranche radiale d'une épaisseur dr et de fréquence F_n un θ_{dyF_nj} est calculé :

$$T_{wF_n}(r_j) = cst$$

$$T_{siF_n}(r_j) = T_0 \left[1 + \frac{2R}{\pi r_j} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^i}{i} \sin \frac{i\pi r_j}{R} e^{-\pi^2 i^2 \frac{Dt}{R^2}} \right]$$

Avec :

$$t = \frac{1}{F_n}$$

Ce qui donne :

$$\theta_{dy_j} = \frac{p(T_{wF_n}(r_j))}{p(T_{siF_n}(r_j))}$$

On obtient pour chaque fréquence et volume dv_j la masse adsorbée $M_{adF_{nj}}$:

$$M_{adF_{nj}} = \theta_{dy_j} * \frac{dv_j}{v_{btotal}} * \Delta Tg_{eq}$$

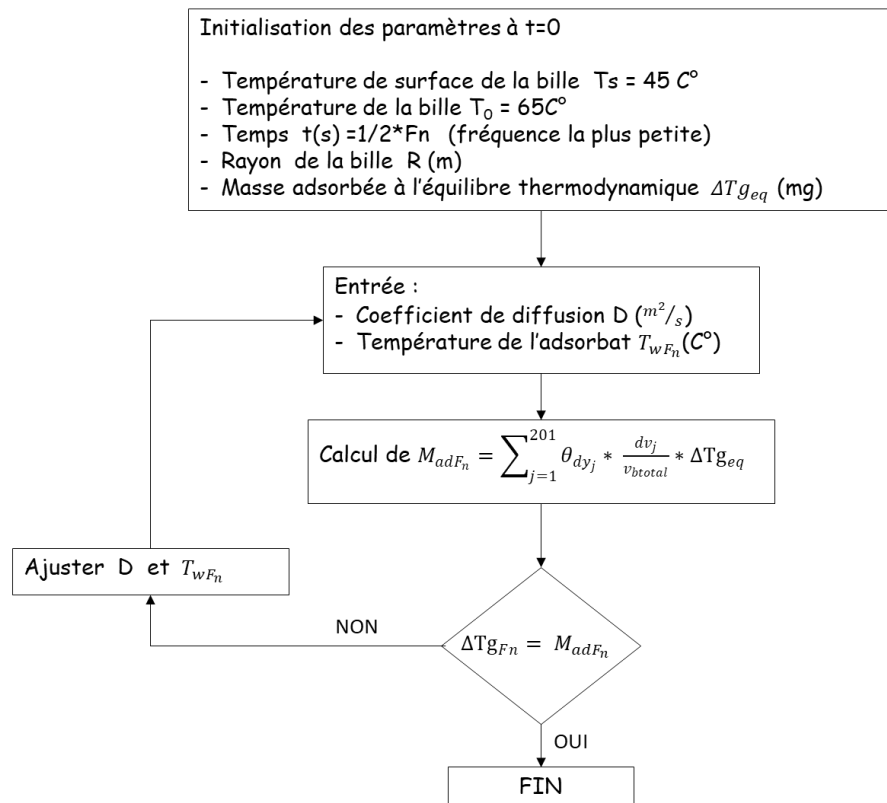
v_{btotal} : volume totale de de la bille

Et la masse totale adsorbée pour une fréquence F_n s'écrit :

$$M_{adF_n} = \sum_{j=1}^{201} \theta_{dy_j} * \frac{dv_j}{v_{btotal}} * \Delta Tg_{eq}$$

$$\Delta Tg_{F_n} = M_{adF_n}$$

Algorithme du programme



3.1.1.3 Résultats de la simulation

Nous reprenons les résultats des expériences avec la thermobalance vus au chapitre 2 et on applique cet algorithme à l'ensemble des séries. On peut voir Tab.26 les résultats obtenus pour la série 8.

Série S8							
F_n (μHz)	t (s)	D (m^2/s)	T_{wF_n} ($^\circ\text{C}$)	T_s ($^\circ\text{C}$)	T_o ($^\circ\text{C}$)	$\Delta T g_{F_n}$ (mg)	M_{adF_n} (mg)
41,657	12003	5,630E-10	44,4	45	65	0,750	0,733
75,654	6609	5,630E-10	43,0	45	65	0,680	0,681
128,297	3897	5,630E-10	36,5	45	65	0,495	0,479
196,390	2546	5,630E-10	30,0	45	65	0,340	0,326
267,531	1869	5,630E-10	25,0	45	65	0,235	0,235
327,221	1528	5,630E-10	15,0	45	65	0,105	0,121

Tab . 26 comparaison entre valeurs mesurées et calculés

Nous avons choisi de garder le même coefficient de diffusion D pour toutes les séries et avons seulement ajusté T_{wF_n} . Les résultats fig.142 représentent T_{wF_n} en fonction de la fréquence F_n pour toutes les séries.

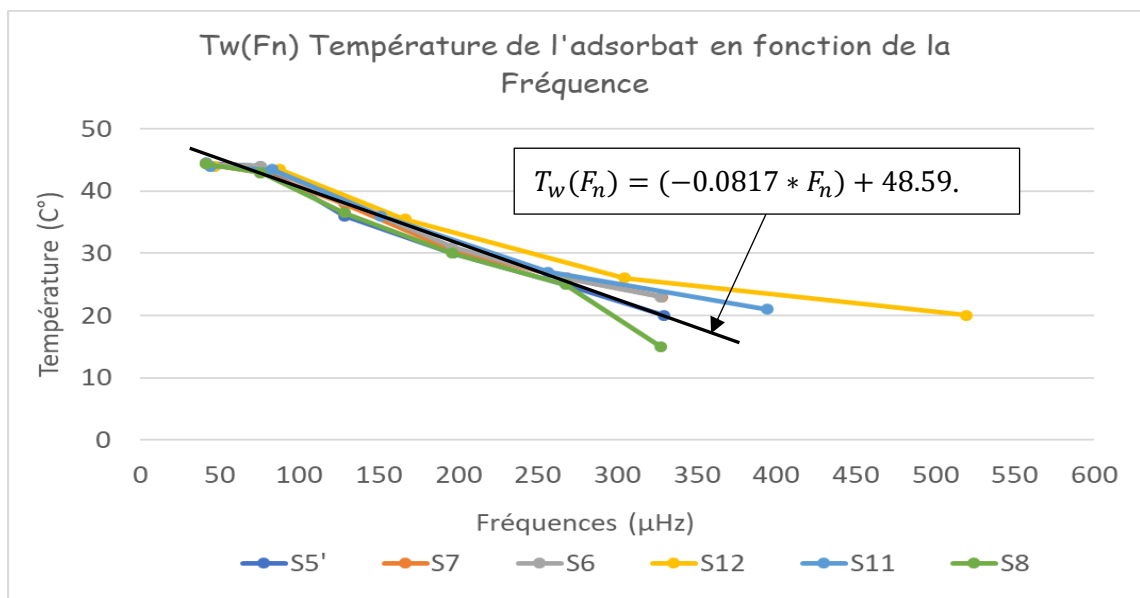


fig. 142 : Température de l'adsorbat en fonction F_n

Suite à ses résultats on en tire une équation de $T_w(F_n)$ et qui s'écrit :

$$T_w(F_n) = (-0.0817 * F_n) + 48.59.$$

3.1.2 Etude thermique entre caloduc et ailette

Cette partie réalise une étude thermique sur deux parties différentes, dans le but de calculer les flux de chaleur dissipés au niveau de la cuve et retrouver ainsi le profil de température des ailettes.

Les échanges sur le caloduc :

Les échanges de chaleur considérés au niveau du caloduc sont :

- Echange convectif entre la surface du tube en verre et l'air,
- Echange convectif entre le caloduc et l'eau ainsi que le verre et l'eau,

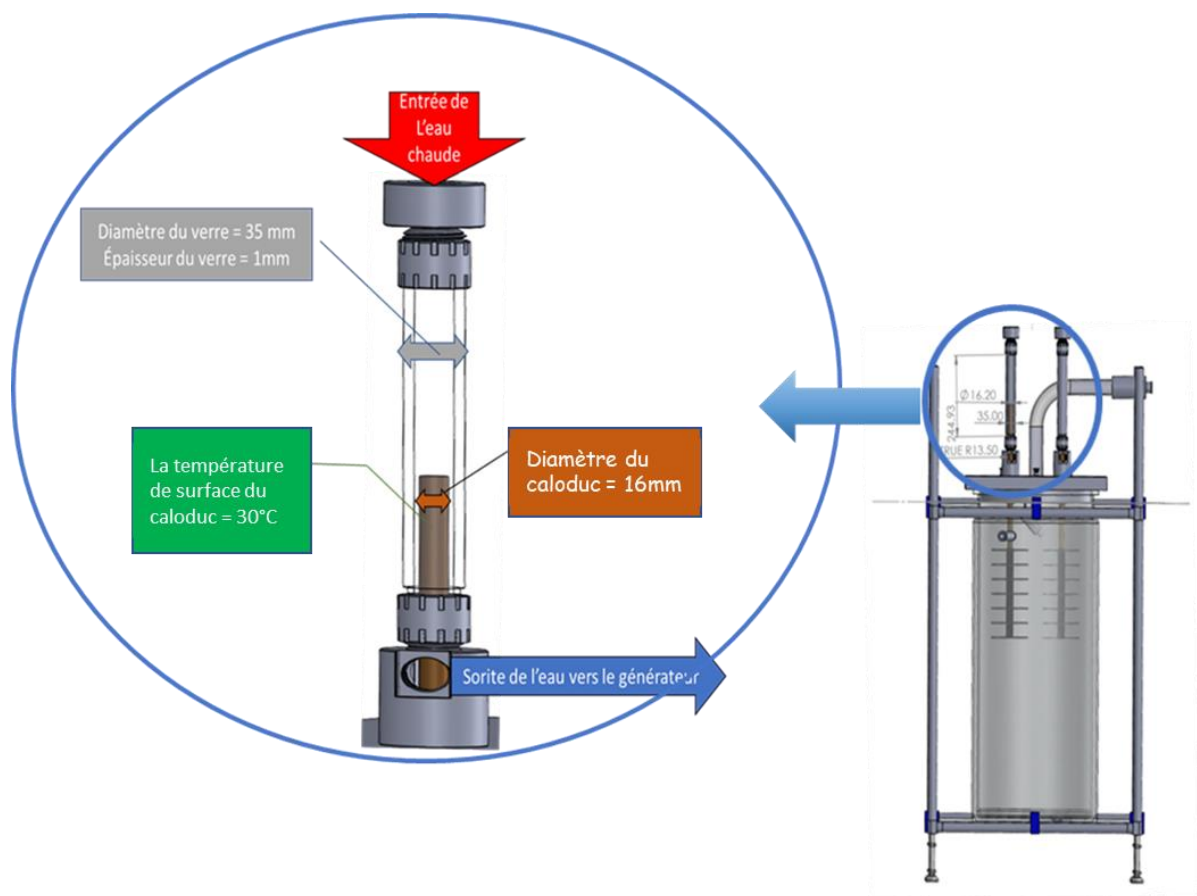


fig. 143 : Dispositif de chauffage et refroidissement du caloduc

On effectue un bilan thermique sur le caloduc en considérant qu'à $t=0$ l'eau est à 70°C et qu'elle arrive autour du caloduc qui lui se trouve à une température de 20°C . En chauffant la surface du caloduc, un flux est dissipé entre l'eau et la paroi intérieure du verre puis entre la paroi extérieure du verre et l'air ambiante. On néglige les pertes de chaleur avec l'air extérieur.

3.1.2.1 Calcul du flux caloduc/ailette :

Hypothèse : on néglige la variation de température dans l'épaisseur de l'ailette car elle est assez fine. On considère qu'il n'existe pas de gradient de température sur l'épaisseur de l'ailette.

Si nous effectuons un bilan thermique sur l'élément d'ailette compris entre les rayons r et $r+dr$, le bilan d'énergie s'écrit comme suit :

$$\varphi_e = \varphi_c + \varphi_s$$

Avec :

φ_e : Flux de chaleur perdu par conduction au rayon r

φ_c : Flux de chaleur perdu par convection sur la surface de l'ailette entre r et $r + dr$

φ_s : Flux de chaleur perdu par conduction au rayon $r + dr$.

On considère que le régime est permanent et unidirectionnel donc :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

Et :

$$T = T(r)$$

On pose :

Le flux entrant par conduction en r :

$$\varphi_e = -\lambda S \frac{dT(r)}{dr}$$

Le flux perdu par convection entre r et $r+dr$:

$$\varphi_c = 2[h_c 2\pi r dr (T_r - T_\infty)]$$

Le flux sortant par conduction en $r+dr$:

$$\varphi_s = -\lambda S \frac{dT(r + dr)}{dr}$$

On a donc :

$$-\lambda S \frac{dT(r)}{dr} - 2[h_c 2\pi r (T_r - T_\infty)] + \lambda S \frac{dT(r + dr)}{dr} = 0$$

S est la surface d'échange :

$$s = 2\pi r e$$

$$-\lambda 2\pi r e \frac{dT(r)}{dr} - 2[h_c 2r\pi dr(T_r - T_\infty)] + \lambda 2\pi(r + dr)e \frac{dT(r + dr)}{dr} = 0$$

$$-r \frac{dT(r)}{dr} + \lambda(r + dr) \frac{dT(r + dr)}{dr} = \frac{2h_c}{\lambda e} r dr (T_r - T_\infty)$$

Si λ est indépendant du rayon r , nous obtenons :

$$\frac{(r + dr) \frac{dT(r + dr)}{dr} - r \frac{dT(r)}{dr}}{dr} \frac{1}{r} = \frac{2h_c}{\lambda e} (T_r - T_\infty)$$

Quand $dr \rightarrow 0$ on a :

$$\lim_{dr \rightarrow 0} \frac{(r + dr) \frac{dT(r + dr)}{dr} - r \frac{dT(r)}{dr}}{dr} \frac{1}{r} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial T}{\partial r} \right)$$

Au final, on obtient :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{2h_c}{\lambda e} (T_r - T_\infty) = 0$$

Soit encore :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} - \omega \theta = 0$$

Où :

$$\theta = T_r - T_\infty$$

Et :

$$\omega = \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda e}}$$

C'est une équation de Bessel dont la solution s'écrit sous la forme :

$$\theta = C_1 I_0(\omega r) + C_2 K_0(\omega r)$$

C_1 et C_2 sont des constantes à déterminer par les conditions aux limites :

- À $r = r_0$ on a $T = T_0$
- À $r = r_e$ une condition parmi les suivantes :
 - Ailette isolée (densité de flux nulle) : $-\lambda \frac{dT(r)}{dr} = 0$
 - Échange par convection : $-\lambda \frac{dT(r)}{dr} = h_c(T_{r=r_e} - T_\infty)$ (le cas le plus général : transfert de chaleur à l'extrémité).
 - Si r_e très grand : $T_{r=r_e} = T_\infty$

Dans le cas où on peut faire l'hypothèse du flux nul à l'extrémité, on aboutit à l'expression suivante du profil de température de l'ailette :

$$\frac{T(r) - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{K_1(\omega r_e)I_0(\omega r) + I_1(\omega r_e)K_0(\omega r)}{I_1(\omega r_e)K_0(\omega r_0) + I_0(\omega r_0)K_1(\omega r_e)}$$

3.1.2.2 Simulation numérique sur l'ensemble caloduc/ailette dans un environnement contrôlé

La complexité de la résolution des équations de la chaleur (équations de Bessel) et compte tenu des différents coefficients de convection, nous avons été obligés d'utiliser un logiciel pour simuler le transfert de chaleur dans ces éléments. « ANSYS Thermique » a permis de résoudre numériquement des équations thermiques complexes en déterminant sa géométrie, son maillage et ses matériaux.

Dans un premier temps on s'intéresse au gradient de température sur une ailette et plus particulièrement à son extrémité pour trois temps de chauffe différents 10s, 40s et 100s Tab.27. L'objectif est de connaître le temps de chauffage nécessaire à appliquer à notre caloduc pour que l'extrémité de notre ailette atteigne la température maximum (température du caloduc moins les pertes).

Condition de l'environnement	Temps	Pression	Température	Coefficient de conduction du silica gel	Coefficient de convection
	(s)	(Pa)	(°C)	$W.m^{-1}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$
Cas 1	10	3000	20	0,025	3
Cas 2	40	3000	20	0,025	3
Cas 3	100	3000	20	0,025	3

Tab . 27 : Cas d'une ailette en cuivre seul pour des temps différents

Cas 3 : on considère le système caloduc/ailette en cuivre, à une pression de 3000 Pa, avec un coefficient de convection de $3(W/m^2 \cdot K)$ et une température de surface de $20\text{ }^\circ\text{C}$ au niveau du caloduc à $t=0$. On réalise une simulation numérique pour déterminer l'évolution de la température et le flux échangé entre l'ailette et le caloduc après 10s, 40s et 100s. On obtient un gradient de température et l'évolution de la température à l'extrémité de l'ailette. La fig.144 et fig.145 représentent le cas où $t=100s$.

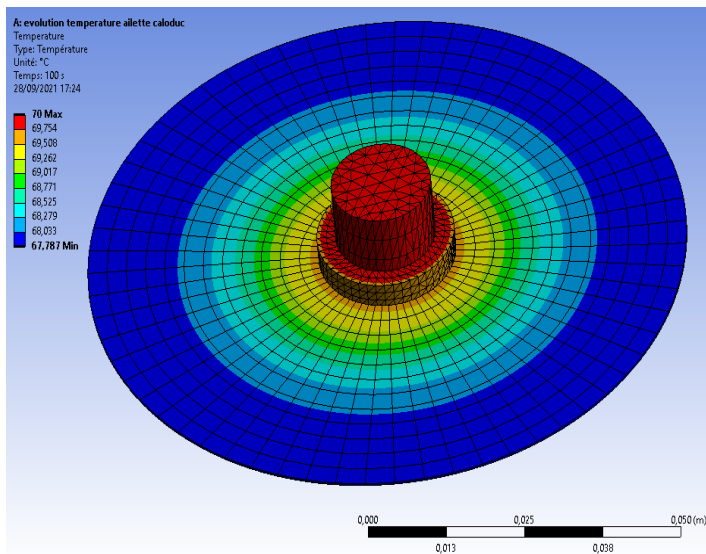
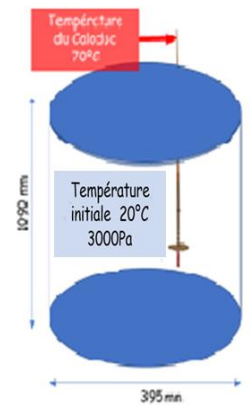


fig. 145 Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette en cuivre.

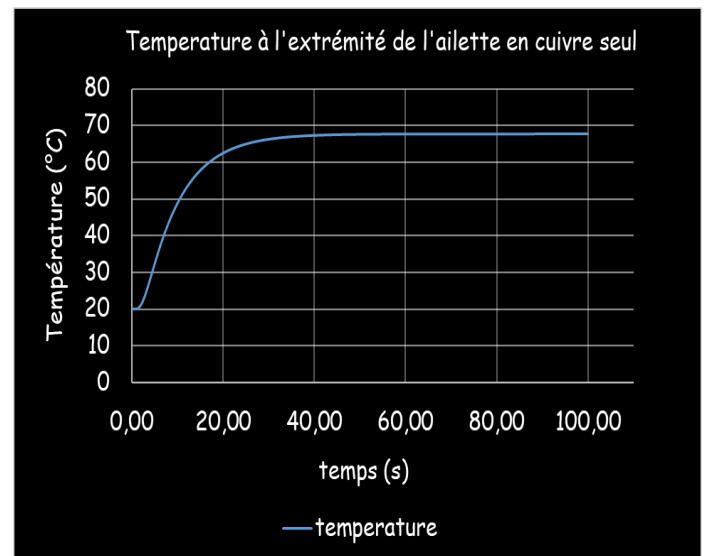


fig. 144 :Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.

Dans un second temps la même simulation est effectuée mais avec deux types de matériaux différents qui recouvrent notre ailette et pour deux coefficients de convection différents Tab.28. Pour les matériaux nous avons choisi le silica gel et notre nouveau matériau.

Dans tous ces cas, une température de 70°C a été imposée au caloduc et on a changé les coefficients de convection entourant cet ensemble.

Nous avons simulé les cas où les coefficients de convection prennent les valeurs de 0,6, 5 et 10. On peut voir fig.146 les évolutions des températures à l'extrémité de l'ailette au cours du temps pour les différentes valeurs de h . On observe que pour les trois valeurs de h la température devient stable après 30s. Dans le cas où h prend les valeurs

de 5 ou 10 nous avons une légère baisse de la température, quelques degrés. Pour des configurations avec des pressions de 3000Pa et 5000Pa, on peut affirmer que la valeur de h sera inférieure à 10 et plus proche de 0,6.

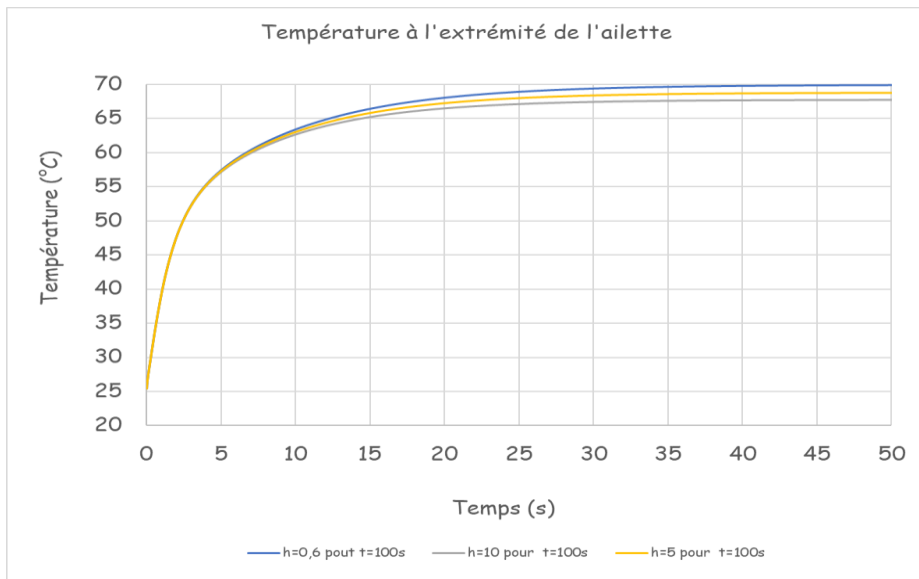


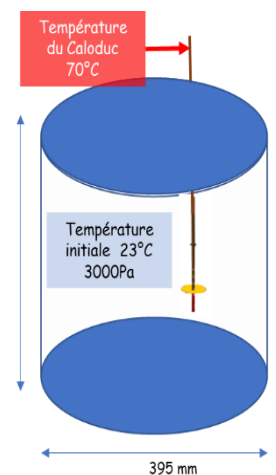
fig. 146 : évolution de la température à l'extrémité de l'ailette

Après ce constat nous avons émis les hypothèses suivantes en fixant des valeurs de h pour des ailettes couvertes d'un matériau. On peut voir Tab.28 les cas et les résultats dans les figures ci-dessous.

Condition de l'environnement	Temps	Pression	Température	Coefficient de conduction des matériaux	Coefficient de convection
	(s)	(Pa)	(°C)	$W.m^{-1}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$
Cas 4	100	3000	20	0,025	3
Cas 5	100	3000	20	0,14	3

Tab . 28 : Différents cas de simulation étudiés

Cas 4 : on considère le système caloduc/ailette recouvert de silica gel, à une pression de 3000 Pa, avec un coefficient de convection de $3(W/m^2.K)$ et une température de surface de $20\text{ }^{\circ}C$ au niveau du caloduc à $t=0$. On réalise une simulation numérique pour déterminer l'évolution de la température et le flux échangé entre l'ailette et le caloduc après 10s, 40s et 100s. On obtient un gradient de température et l'évolution de la température à l'extrémité de l'ailette. La fig.147 et fig.148 représentent le cas où $t=100s$.



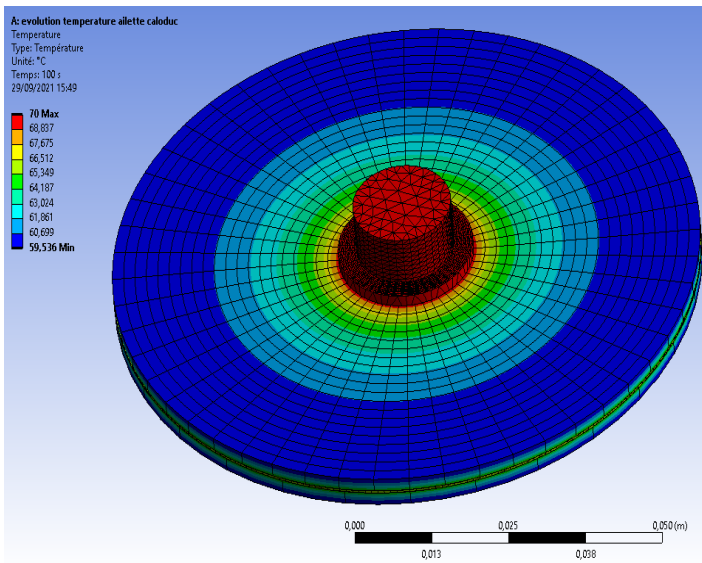


fig. 148 : Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette avec silica gel.

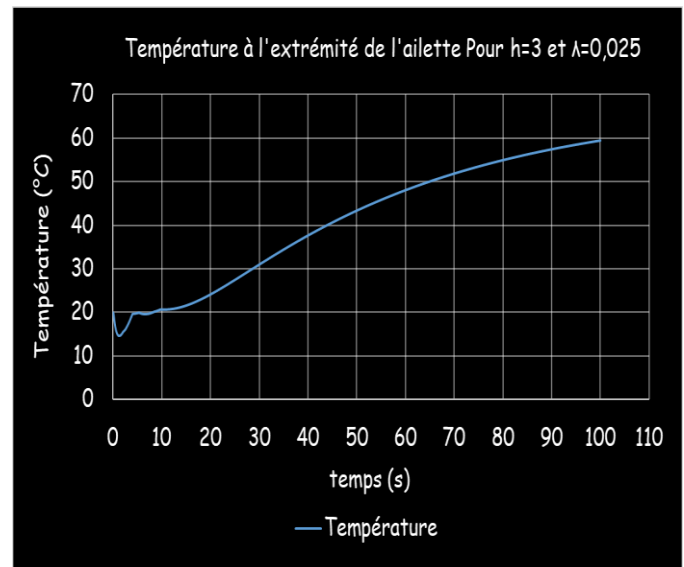


fig. 147: Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.

On peut observer qu'après seulement 100s on atteint la température de 59,6°C. Cela nous impose d'avoir un cycle minimum pour ce type de configuration.

Cas 5 : On considère le système caloduc/ailette recouvert avec notre nouveau matériau à une pression de 3000 Pa, avec un coefficient de convection de $3(W/m^2 \cdot K)$ et une température de surface de 20 °C au niveau du caloduc à $t=0$. On réalise une simulation numérique pour déterminer l'évolution de la température et le flux échangé entre l'ailette et le caloduc après 10s, 40s et 100s. On obtient un gradient de température et l'évolution de la température à l'extrémité de l'ailette. La fig.149 et fig.150 représentent le cas où $t=100s$.

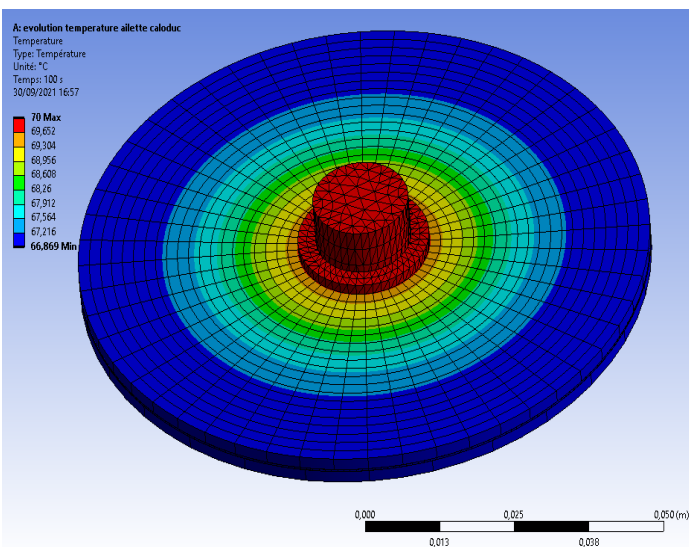


fig. 150 Gradient de température après 100s pour l'ensemble caloduc/ailette nouveau matériau.

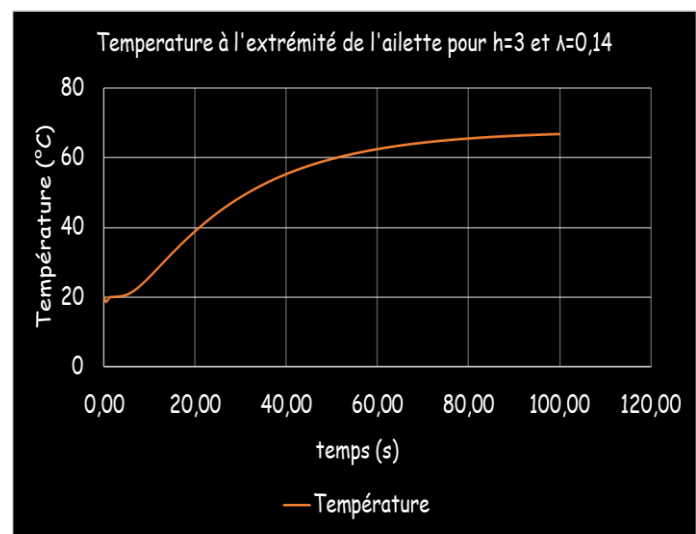


fig. 149: Profil de température à l'extrémité de l'ailette en fonction du temps.

On peut voir fig.150 et fig.149 que nous atteignons la température de $67,7^{\circ}\text{C}$ et qu'après 100s nous sommes au début de sa plage de stabilisation. Nous pouvons affirmer que notre nouveau matériau qui possède un coefficient de conduction cinq fois plus grand permet de chauffer plus rapidement notre ailette et donc d'avoir des fréquences de cycles de chauffage/refroidissement plus grands. On retrouve l'ensembles des courbes en annexe 3

Chapitre 4 Mutualisation des plateformes dans le réseau RCC/kn

4.2	Présentation des quatre plateformes	119
4.2.1	Plateforme de l'Université d'Arlon	119
4.2.2	Plateforme de l'Université de Kaiserslautern	120
4.2.3	Plateforme de l'Université de Saarbrücken	123
4.2.4	LA plateforme ENERBAT de l'Université de lorraine	124
4.3	La synergie entre plateformes	133
4.3.1	L'émulation des plateformes	133
4.3.2	Choix de l'architecture du réseau RCC/Kn	133
4.3.3	Architectures informatiques de la plateforme ENERBAT	135
4.4	La mutualisation de la plateforme ENERBAT	139
4.4.1	Choix des équipements	139
4.4.2	La machine à adsorption dans le réseau RCC/Kn	139
4.4.2.1	Architecture du système d'acquisition et de commande	139
4.4.3	Logiciel de contrôle Local	140
4.4.4	Les couplages et les configurations entre laboratoire	143
4.4.5	La synchronisation des échanges d'informations	143
4.5	Essaie global entre les quatre laboratoires	144
4.5.1	Description de l'expérience	145
4.5.2	Résultats et discussions	145

4.1 Introduction

Plusieurs laboratoires ont besoin de validations d'essais expérimentaux pour l'amélioration des performances énergétiques des bâtiments et des composants qui les déterminent. Dans la grande région on trouve plusieurs laboratoires isolés qui se sont spécialisés à traiter certains aspects de la performance énergétique. Le projet RCC|Kn est né pour donner un champ plus large d'expérimentations à ces laboratoires grâce à une connexion entre eux au moyen d'un réseau transfrontalier. Il donne la possibilité d'échanges d'expériences, de pratiques ou de chercheurs mais ambitionne une connexion physique entre les plateformes. L'émulation et la connectivité à distance des systèmes sera la base de la technique de la plateforme RCC|Kn. La plateforme pourra être une solution pour palier à l'investissement ponctuel de matériels coûteux, de créer de nouvelles synergies entre les équipes de recherche des laboratoires de la grande région et leur permettre d'être plus visibles dans cette grande région. Ce réseau projette après une phase de tests de consolidations des résultats, d'intégrer des équipements de partenaires industriels, de proposer des services d'évaluations de problématiques rencontrées sur le terrain et de tester ou de faire la mise au point de nouveaux équipements pour le compte de clients du monde du bâtiment. Cette plateforme veut essayer de devenir une référence pour les personnes qui travaillent dans l'amélioration énergétique du bâtiment.

Afin d'interconnecter les différents sites sur ce réseau un inventaire de chaque équipement a été réalisé afin d'évaluer sa difficulté d'intégration. Une architecture hardware et software informatique tant au niveau central que local est mis en place pour les échanges de données en temps réel. L'ensemble des partenaires ont adapté ou conçu des applications pour le pilotage futur des équipements, la sauvegarde des données, l'acquisition et le monitoring des données issues du réseau RCC|Kn. L'ensemble du projet s'articule autour de plusieurs actions que sont la gestion de projet, la communication, l'état des lieux matériel et complémentarité entre sites, l'étude de solutions software et matériel, le contrôle, le monitoring et la mise en réseau, l'investissement et l'installation du matériel de pré-tests pour validation de la bonne intégration au système, le développement de la partie Software, la démonstration de la faisabilité technique et enfin l'analyse des applications industrielles rendues possibles par le réseau.

4.2 Présentation des quatre plateformes

Elles sont réparties sur trois pays frontaliers que sont la Belgique, La France et l'Allemagne. Chaque plateforme explore des champs différents avec un potentiel de mise en synergie intéressant. Leurs interconnexions sur le réseau RCC|Kn leur permettra d'avoir un champ plus élargi.

4.2.1 Plateforme de l'Université d'Arlon

Construit entre 2000 et 2002 et mis en service en 2003, le laboratoire Jacques Geelen soutient la réalisation de projets de recherche et fait l'objet d'une évolution continue.



fig. 151 : Chambre climatique et Buffer

La configuration physique de ce « bâtiment laboratoire » fig.151, ainsi que son implantation, le rendent particulièrement adapté à des tests en condition et à échelle réelle (maison unifamiliale). Par ailleurs, chaque zone et chaque système peuvent être pilotés indépendamment grâce à l'instrumentation présente dans le laboratoire.

Sont ainsi présents plus de 150 capteurs à travers le bâtiment mais également au niveau des systèmes : capteurs de température, d'humidité, de CO_2 , de pression, de débit d'eau et d'air, de puissance électrique, ...

La chambre climatique a un volume de 50 m³ et est entourée d'une zone appelée « buffer » (zone tampon) dans laquelle des conditions thermiques contrôlées et reproductibles peuvent être appliquées.

La production d'eau chaude est assurée par des panneaux solaires thermique, pour être ensuite stocké dans un ballon de mille litres, garantissant ainsi un chauffage du "buffer". Le besoin en froid est produit par une machine frigorifique à adsorption.

L'ensemble est piloté par une supervision développée avec le logiciel Labview. Elle permet en temps réel de visualiser et de stocker l'ensemble des données lors des expériences réalisées.

4.2.2 Plateforme de l'Université de Kaiserslautern

L'espace de bureau intelligent Living Lab fig.152 est un projet conjoint de la TU Kaiserslautern et du Centre de recherche allemand pour l'intelligence artificielle (DFKI).



fig. 152 : Living Lab

C'est une salle d'expérimentations et d'innovations dans le domaine de l'environnement personnalisé et de l'intelligence ambiante.

En plus des nouvelles approches de la technologie du bâtiment pour le confort individuel des utilisateurs du bâtiment, des solutions d'automatisation des bâtiments et des locaux avec des façades adaptatives et un éclairage contrôlable sont en cours de développement.

En plus du confort, l'accent est toujours mis sur l'exploitation écoénergétique du bâtiment. La décentralisation des systèmes de climatisation et de chauffage des locaux soulage l'enveloppe du bâtiment qui régule l'apport solaire en tenant compte du risque d'éblouissement, du confort thermique et du bilan énergétique.

Les développements logiciels et matériels de divers domaines de recherche du centre de compétence DFKI sont également utilisés et évalués dans le Living Lab.

En tant que Living Lab, ce n'est pas seulement un laboratoire de recherche scientifique, mais est également utilisé comme lieu de travail temporaire par les membres de la TU Kaiserslautern et de la DFKI.

Les personnes travaillant dans le Living Lab utilisent les technologies orientées vers l'avenir et agissent en même temps comme sujets de test pour l'évaluation et le développement ultérieur.

Nous retrouvons un environnement de bureau pour le test électrochromique du vitrage fig.153. L'unité de vitrage électrochromique, installée dans l'espace de bureau intelligent du Living Lab, est divisée en trois zones horizontales. Chaque zone peut être contrôlée

pour quatre états de transmission différents. Si un éblouissement se produit à un lieu de travail spécifique, la zone de vitrage qui permet le rayonnement direct, sera teintée. Les autres zones sont contrôlées pour minimiser l'adaptation nécessaire de l'œil en maintenant en même temps un bon rendu des couleurs. Même si le confort visuel est bon et qu'il n'y a pas d'éblouissement gênant, il peut être nécessaire de teinter davantage les zones en raison de l'inconfort thermique ou de la demande d'énergie, en particulier lorsque les charges de refroidissement sont élevées en été.



fig. 153 : Source: SageGlass

Il dispose d'un environnement fig.154 pour l'étude du confort thermique grâce à une nouvelle technique de mesure faciale thermographique. Des recherches conjoint avec le centre allemand de recherche en intelligence artificielle, ont permis de mettre au point une méthode pour mesurer et surveiller en continu les changements de la température faciale de la peau au moyen de la thermographie. Des caméras miniatures peu coûteuses ont été utilisées pour enregistrer des vidéos RVB et IR. Des algorithmes spéciaux de détection d'objets ont été utilisés pour calculer la moyenne de l'évolution de la température cutanée sur une zone spécifique du visage.



fig. 154 : Surveillance thermographique du confort thermique

Le concept d'environnement personnalisé fig.155 utilise des appareils locaux que les gens peuvent contrôler selon leurs préférences personnelles. Les systèmes d'environnement

personnalisés suivants sont utilisés dans les bureaux intelligents du Living Lab ainsi que dans les études sur le terrain.



fig. 155 Poste de bureau chauffée et refroidie

Lorsque vous activez la fonction de chauffage, les températures de contact du siège et du dossier de la chaise augmentent légèrement fig.156 et les pertes de chaleur du dos et du bassin des personnes sont réduites. Le dos et le bassin appartiennent aux parties du corps qui influencent fortement la sensation thermique et le confort dans des conditions froides. En général, la fonction de chauffage est perçue comme très confortable les jours froids.

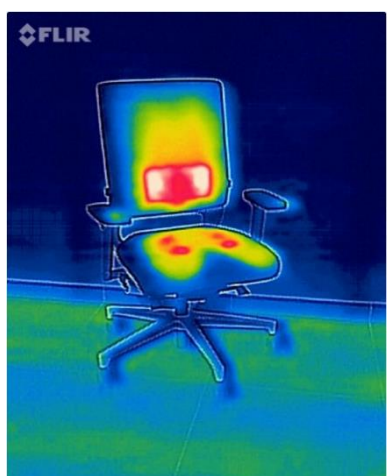


fig. 156 : Chaise chauffante

La fonction de refroidissement utilise la circulation accrue de l'air autour de la peau pour augmenter le transfert de chaleur convectif. En outre, le transfert de chaleur latente se produit lorsque l'humidité de la peau s'évapore en raison du mouvement de l'air.

4.2.3 Plateforme de l'Université de Saarbrücken

L'Institut des systèmes d'énergie électrique traite des questions d'approvisionnement et d'application de l'énergie électrique des générateurs des centrales électriques aux consommateurs , des systèmes de production décentralisés tels que les centrales éoliennes et solaires aux stations de recharge pour véhicules électriques dans les ménages, le commerce et l'industrie . L'accent est mis sur l' approvisionnement en énergie électrique avec des réseaux électriques de tous niveaux de tension , la technologie de protection de réseau , l'électronique de puissance et la technologie d'entraînement électrique .

L'un des axes des activités de recherche et le développement de l'Institut d'ingénierie électrique des systèmes énergétiques de la Sarre concerne le domaine de la production d'énergie décentralisée dans les réseaux haute, moyenne et basse tension et leurs effets sur la technologie de protection des réseaux . Cela a un effet avantageux qu'au sein de l'institut, le domaine de la technologie des systèmes pour les réseaux d'alimentation en énergie électrique avec la physique des réseaux classique et le domaine de l' électronique de puissance sont travaillés conjointement par deux professeurs. L'échange constant d'expériences et le processus de discussion favorisent les synergies, en particulier à l' interface du réseau d'approvisionnement en énergie électrique aux sources d'énergie décentralisées telles que les centrales éoliennes et les systèmes d'énergie solaire . Le groupe alimentations décentralisées et intégration au réseau a intégré le projet RCC|kn.

Il traite les défis de l'alimentation électrique qui résultent de l'utilisation de départs décentralisés tels que les systèmes éoliens ou solaires. Les activités de R&D se concentrent sur les processus techniques et physiques à l'interface entre les départs décentralisés et le réseau. L'objectif est de développer des processus, des algorithmes et des technologies permettant une intégration optimale des départs décentralisés dans le réseau électrique.

On peut voir fig.157 et fig.158 les éléments principaux de la plateforme du laboratoire qui rejoindront le réseau RCC|Kn.



fig. 157 plateforme équipée de batteries lithium-ion



fig. 158 Convertisseur de réseau et onduleurs pour batterie

Des nouvelles générations de batteries fig.159 ont intégré le réseau RCC|Kn.



fig. 159 : batteries

4.2.4 LA plateforme ENERBAT de l'Université de lorraine

Le LERMAB (Laboratoire d'Études et de Recherche sur le Matériau Bois) a souhaité mettre en place en 2008 une plateforme expérimentale comprenant une unité de tri-génération d'énergie couplée à une cellule d'essai bi-climatique permettant l'analyse en régime dynamique du comportement thermique d'une construction bois en présence d'émetteurs de chaleur et de froid.

Cette plateforme est un outil expérimental de validation des modèles numériques. Elle est également dédiée à l'étude et l'analyse du comportement thermique du bâtiment en conditions réelles et au test de matériaux performants de construction et d'isolation.

La plateforme ENERBAT est une unité de tri-génération d'énergie qui utilise l'énergie solaire comme énergie primaire renouvelable, couplée à une construction bizona en bois.

La tri-génération consiste en une cogénération gaz couplée à une machine frigorifique à adsorption.

Cette plateforme permet d'expérimenter la tri-génération d'énergie par le refroidissement solaire de l'eau utilisée pour le conditionnement de l'air et la cogénération de la chaleur et l'électricité par un moteur à combustion interne "cogénérateur".

Elle est composée de :

- Capteurs solaires,
- Ballons stratifiés pour le stockage d'eau chaude,
- Co-générateurs,
- Chaudière Biomasse
- Machine à adsorption,
- Vases d'expansion de sécurité du système,
- Pompes,
- Echangeurs,
- Régulateurs,
- Chambres climatiques qui sont fabriquées en bois massif collé et divisée en deux chambres de 27m³, une des chambres est refroidie par un plafond rafraîchissant et l'autre chauffée par un plancher chauffant.

L'acquisition des résultats, le contrôle des équipements et les pompes hydrauliques de la plateforme s'effectuent grâce à un automate et une supervision. Cette installation via la supervision permet également de sauvegarder les résultats dans une mémoire interne de l'automate, d'afficher en temps réel les températures, les débits, les énergies consommées et produites ainsi que l'état de marche/arrêt des équipements.

On peut voir fig.160 le synoptique de la plateforme ENERBAT composé de tous ses éléments principaux articulés autour d'un ballon de 1500 litre stratifié. La stratification permet de disposer d'un gradient de température dans le ballon pour l'optimisation des différents piquages des circuits.

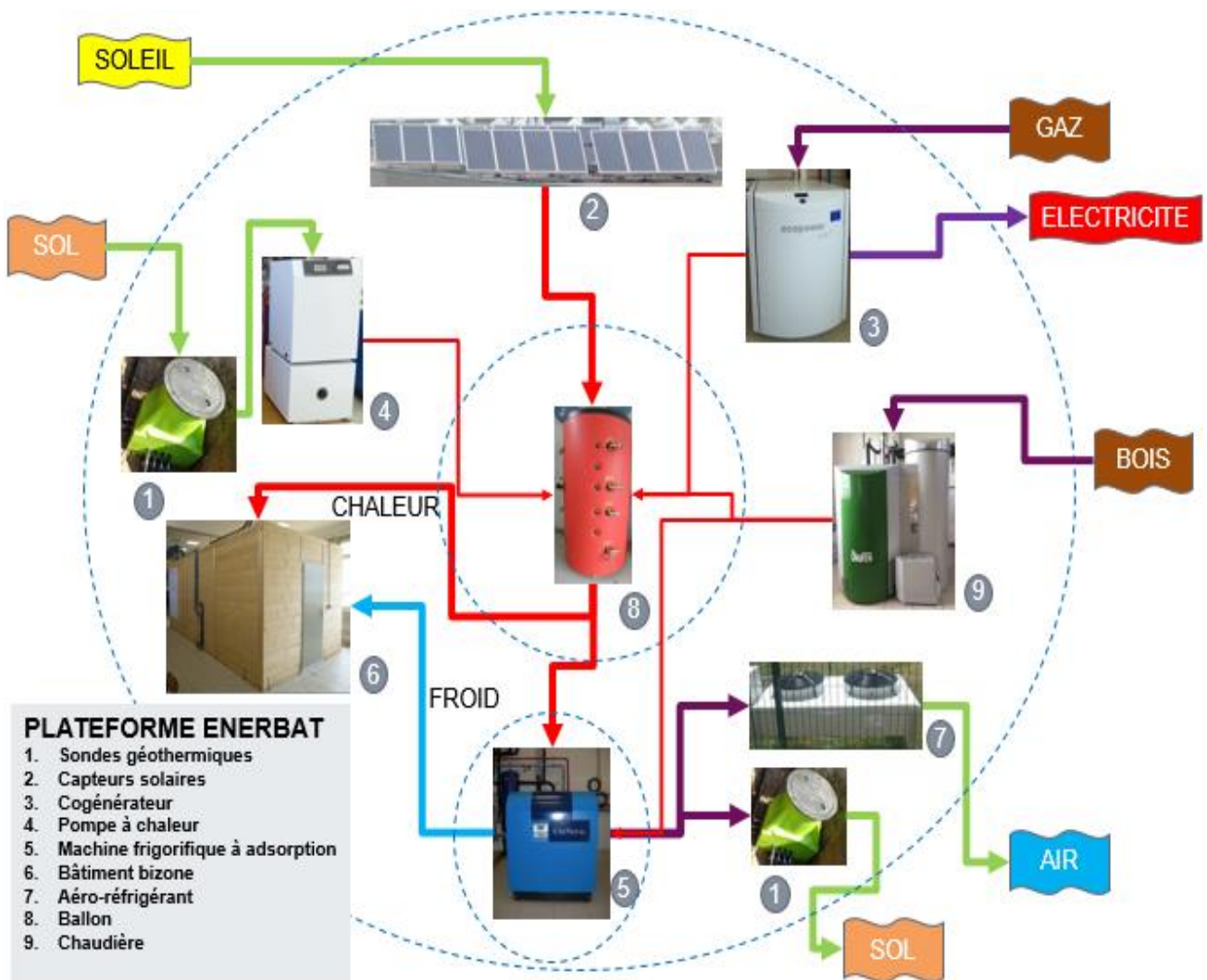


fig. 160 Plateforme ENERBAT

Chaudière Biomasse

On peut voir fig.161 la chaudière de marque OkoFen type Pellematic (12-32Kw). Elle permet de chauffer et de réguler en température notre ballon de 1500L, lorsque l'ensoleillement est faible. Par un jeu de vanne trois voies, elle peut être couplée au circuit HT (high temperature) de notre machine à adsorption afin d'expérimenter des couplages directs. Elle dispose d'un système de contrôle tactile en façade ainsi qu'une interface Web pour le contrôle à distance.

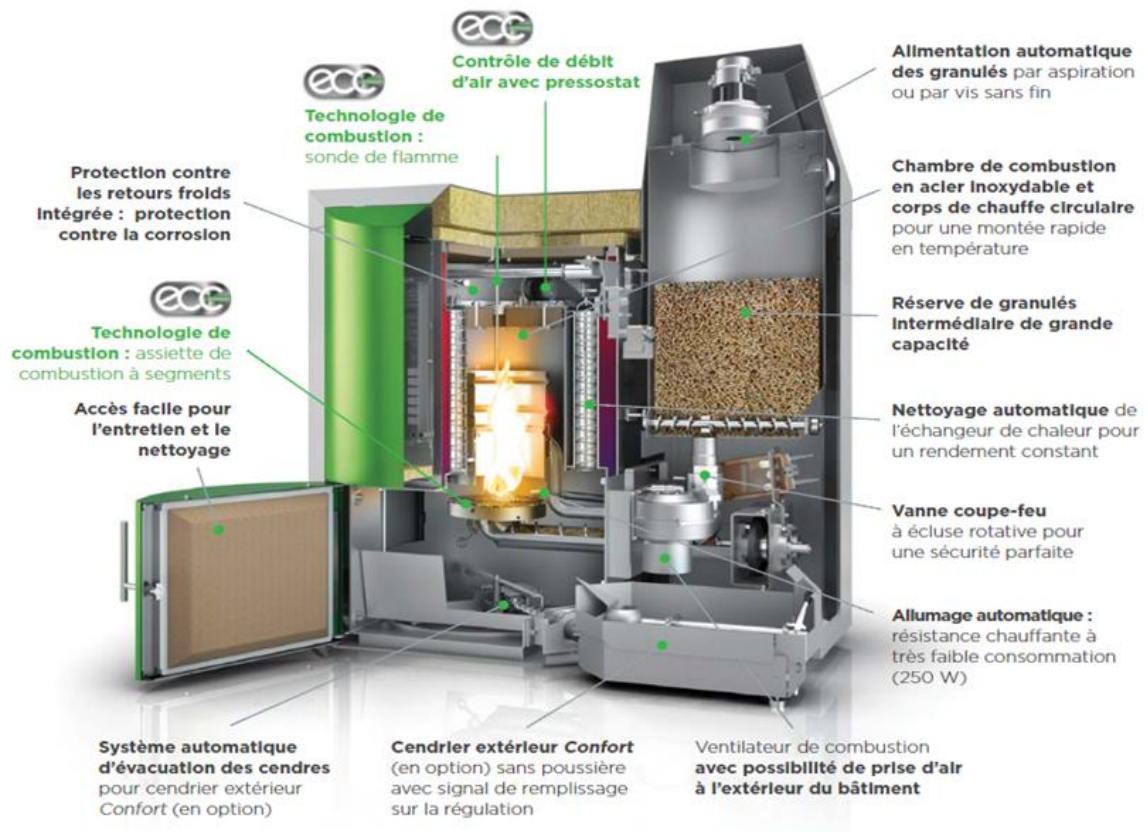


fig. 161 : chaudière biomasse

Ballon stratifié

Il s'agit d'un réservoir d'eau d'une capacité de 1500 L fig.162, il est l'élément central du système. Il distribue les besoins en chaleur, tant sur l'enceinte climatique que sur les autres équipements. Il est alimenté prioritairement par les panneaux solaires disposés en toiture, par un cogénérateur à gaz naturel et une chaudière biomasse en cas de faible ensoleillement, à une température maximale de 90 °C. Il se compose de deux échangeurs, un en haut et le second en bas.

Ballon d'eau chaude stratifié KSX de 1500L

Fiche technique du ballon stratifié :

- Température d'entrée : 90°C
- Perte : 3.2 kW/h 24h
- Surface d'échange ECS : 5.6 m²
- Conteneur de l'échangeur ECS : 25.43 l
- Production max de chauffage à T=20°C : 7.3 m³ /h
- Puissance : 6.8 N
- Perte de pression ECS : 240 mbar
- Rendement maximal : 64 l/m
- Rendement continu : 4200 l/h
- Puissance maximale : 170 kW

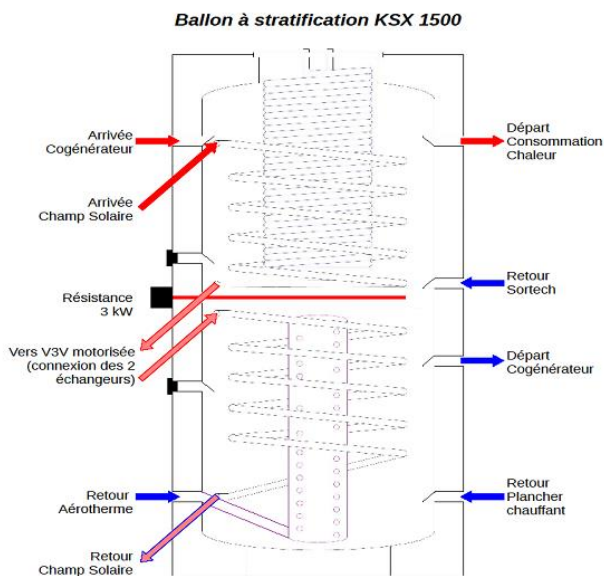


fig. 162: Ballon d'eau chaude stratifié KSX de 1500L

Les aérothermes :

Un aérotherme est un appareil servant à chauffer ou à refroidir un espace spécifique. Il est composé d'un échangeur de chaleur muni d'un ventilateur. Trois aérothermes sont installés dans la plateforme ENERBAT. Un aérotherme chaud fig.163 est donc utilisé pour évacuer l'excès de chaleur de la partie supérieure du ballon d'eau en traitant un pourcentage réglable d'eau chaude circulant dans la machine à froid. Il se déclenche automatiquement lorsque l'eau chaude atteint une température supérieure à 90°C.

Les deux autres aérothermes fig.164 sont utilisés pour évacuer le froid produit par la machine à adsorption dès son démarrage.



fig. 164 : Aérotherme Froid



fig. 163 : Aérotherme Chaud

Aéroréfrigérant (Dry-Cooler)

L'aéroréfrigérant permet de transférer de l'énergie d'un fluide interne vers l'air extérieur. Il est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Il constitue le circuit de refroidissement de la machine à adsorption. L'eau glycolée est utilisée comme refroidisseur pour éviter les risques de givrage pouvant survenir en hiver. La chaleur est transférée à travers l'échangeur de chaleur à plaques eau/eau glycolée. La chaleur est dissipée dans l'aéroréfrigérant installé à l'extérieur de la plateforme fig.165.

Un aéroréfrigérant est constituée essentiellement :

- Echangeur de chaleur à ailettes
- Groupes de ventilation.
- Châssis et élément de support.



fig. 165 : Aéroréfrigérant

Pompes à chaleur géothermique :

Les pompes à chaleur géothermiques utilisent l'énergie gratuite de la terre pour fournir un chauffage et une production d'eau chaude efficaces et économiques.

La pompe à chaleur géothermique fig.166 assure le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire dans une pièce. Son fonctionnement est très astucieux : des capteurs enterrés dans le sol récupèrent la chaleur de la terre. Elle est ensuite diffusée dans la pièce par les émetteurs de chaleur (plancher chauffant ou radiateur) via le circuit de chauffage.

Le fonctionnement d'une pompe à chaleur géothermique à un cycle inverse du cycle frigorifique, elle est composée d'un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur. Elle peut récupérer la chaleur du sol par 4 sondes vertical d'une profondeur de 100 m (la température du sol reste constante environ 15°C) et peut fournir de l'eau à une température comprise entre 40 et 60°C vers le ballon tampon.



fig. 166 : Pompe à chaleur

Les capteurs solaires :

Les capteurs solaires thermique fig.167 constituent un champ solaire composé de 16 panneaux en verre plat d'une surface unitaire de 2,4 m² et pour une surface totale de 36 m². Sa configuration est de quatre panneaux en série regroupée en quatre circuits parallèles placés sur le toit de la salle ENERBAT. Ce champ constitue l'énergie primaire renouvelable de l'installation. Ces capteurs solaires sont utilisés pour chauffer l'eau stockée dans le ballon de 1500L stratifié.



fig. 167 : champ solaire de la plateforme ENERBAT

Le cogénérateur :

Le cogénérateur Eco-power e47 est alimenté par le gaz naturel. Ce cogénérateur est un moteur à combustion interne couplé à un générateur électrique asynchrone qui valorise la chaleur du liquide de refroidissement, l'huile de lubrification et les gaz d'échappement. Il génère de l'électricité pour une puissance de 1,3 kW à 4,7 kW et dégage 4 kW à 12,5 kW de puissance thermique liée à l'électricité produite, donc 90 % de l'énergie du combustible est répartie en 25% d'électricité et 65% de chaleur.

Il s'agit d'un système d'appoint de production de chaud en cas de faible ensoleillement ou de forte demande de chaleur par les utilisateurs. Il alimente directement en chaleur le ballon. Son fonctionnement par quota de fonctionnement de 4000 heures maximum de production combinée, chaleur et électricité, impose une maintenance obligatoire avant la fin de ce quota, sinon il cesse de fonctionner.

L'enceinte bi-climatique :

C'est une petite construction en bois massif collé de 54m³. Les parois de la cellule test ou chambre bi-climatique sont constituées de panneaux de bois massif (système NOVATOP), comportant six plis contrecollés.

L'épaisseur des murs est de 84 mm et l'épaisseur du plafond est de 62 mm. Le matériau bois a été choisi car il possède de bonnes propriétés d'isolation thermique, du fait de la faible conductivité du bois et une inertie thermique importante vu sa capacité thermique élevée.

En effet, pour un taux d'humidité de $10 \pm 3\%$, les propriétés thermo physiques sont les suivantes :

- Chaleur spécifique : $C = 1600 \text{ (J. kg}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{)}$
- Masse volumique : $\rho = 490 \text{ (kg. m}^{-3}\text{)}$
- Conductivité thermique : $\lambda = 0.13 \text{ (W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{)}$ des plaques

L'unité de test couvre une superficie de 18 m² et la hauteur sous plafond est de 2,3 m. Elle est divisée en deux chambres de même taille (9 mètres carrés chacune), une contenant un plancher chauffant fig.170 et l'autre un plafond rafraîchissant fig.168. La cloison séparant les deux chambres fig.169 à une ouverture de 1,5 m × 0,8 m, de sorte que différentes structures et matériaux isolants à tester peuvent être insérés pour observer leur comportement sous différentes contraintes imposées.



fig. 170 Système de chauffage au sol de la cellule biclimatique

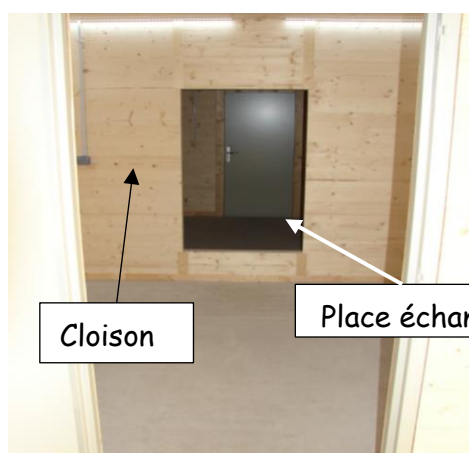


fig. 169 : emplacement échantillon

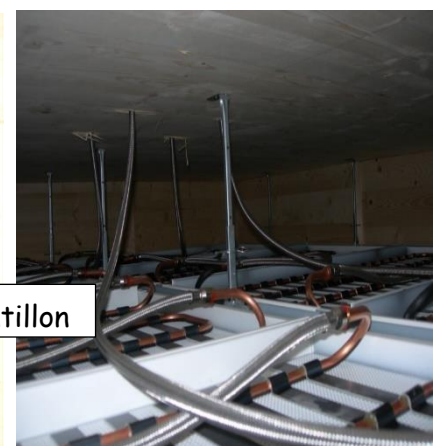


fig. 168 Système de refroidissement de la cellule biclimatique

4.3 La synergie entre plateformes

La technique qui a été retenue pour une bonne synergie entre les différents équipements qui compose l'ensemble des quatre plateformes, est l'émulation à laquelle on a associé une connectivité à distance. Le tous forment la nouvelle plateforme transfrontalière RCC|Kn. Elle est articulée autour d'un logiciel centralisé et implémenté dans un serveur qui assure le monitoring des opérations et le stockage des données des différentes expériences. Des modules logiciels ont été développés pour s'exécuter dans des serveurs locaux afin d'assurer l'interface entre les applications de gestion des plateformes locales et le système centralisé. Un état des lieux sur les réseaux informatiques locaux a fait l'objet d'un examen des systèmes de protection. Une observation particulière devra être faite, pour tenir compte du niveau de protections très élevé des flux de données entrants de certaines universités, qui peuvent rendre impossible les échanges.

4.3.1 L'émulation des plateformes

La définition de l'émulation d'un système est de pouvoir reproduire à l'identique le comportement des machines et de tous autres équipements qui le composent. Si on prend l'exemple du laboratoire BEMS qui a besoin d'un système de cogénération pour un projet de recherche, la plateforme ENERBAT dispose d'un tel système. Avec l'aide de la mise en œuvre de la plateforme RCC|Kn et du logiciel d'émulation développé, les deux laboratoires peuvent être virtuellement connectés. La solution d'émulation est basée sur l'échange de données en temps réel entre les deux laboratoires. La cogénération fonctionne en effet dans le laboratoire lorrain, son comportement est exactement reproduit (c'est-à-dire émulé au moyen d'une résistance électrique) dans le laboratoire d'Arlon afin de chauffer le bâtiment de la même manière que s'il était équipé du système de cogénération. La plateforme ENERBAT permet de tester la cogénération dans des conditions de fonctionnement réalistes : avec la demande de chaleur du laboratoire BEMS, qui est émulée à Nancy.

Comme vu plus haut, on peut constater une certaine disparité entre les plateformes. A faire l'émulation d'un système thermique ou électrique, on se rend vite compte que les temps de réponse des systèmes sont très différents. Chaque laboratoire a procédé à un inventaire de ses équipements afin d'en évaluer sa difficulté d'émulation et a choisi ceux qui seront intégrés dans le réseau RCC|Kn.

4.3.2 Choix de l'architecture du réseau RCC/Kn

Après plusieurs réunions, un constat sur les réseaux informatiques des différentes plateformes nous a montré qu'il serait très difficile de faire des écritures sur des bases de données locales du fait que ces réseaux sont très protégés contre des attaques venant de l'extérieur. Il faut savoir aussi que le réseau RCC|Kn devait s'étendre à de

futures plateformes et que la problématique serait apparue de toute façon. Afin de garantir une bonne synergie entre les plateformes, une idée principale s'est dégagée. Elle consiste à centraliser dans un serveur la gestion de l'ensemble des courbes dans une base de données extérieure aux quatre laboratoires, donc accessible par toutes les plateformes qui n'ont plus qu'à procéder à des opérations de lecture ou d'écriture sur cette base donnée via une application implémentée en local. On peut voir fig.171 ci-dessous l'ensemble de la l'architecture générale du réseau RCC|Kn.

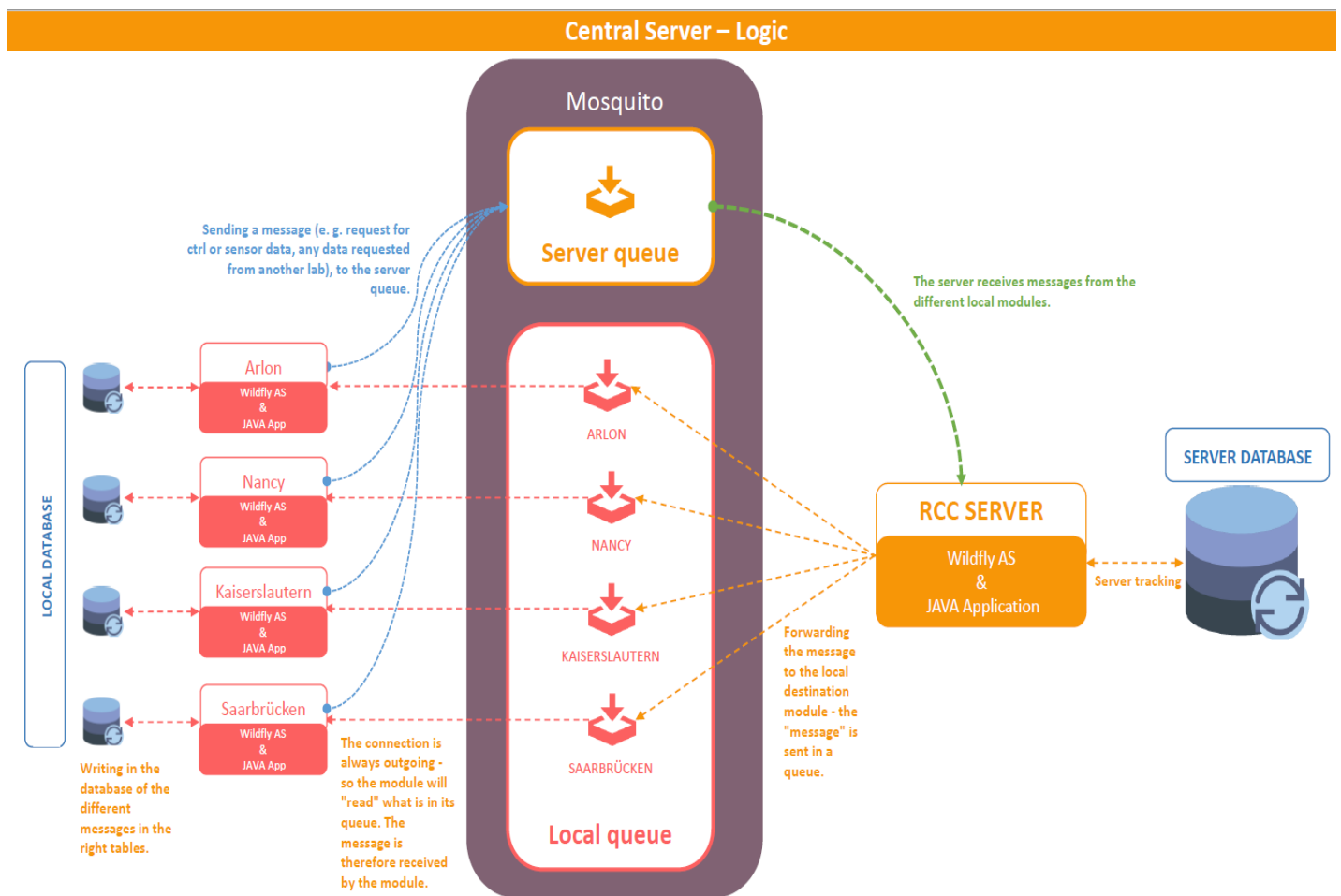


fig. 171 : : Architecture générale du réseau RCC/Kn

La base de données centrale est articulée autour de cinq type de tables fig.172

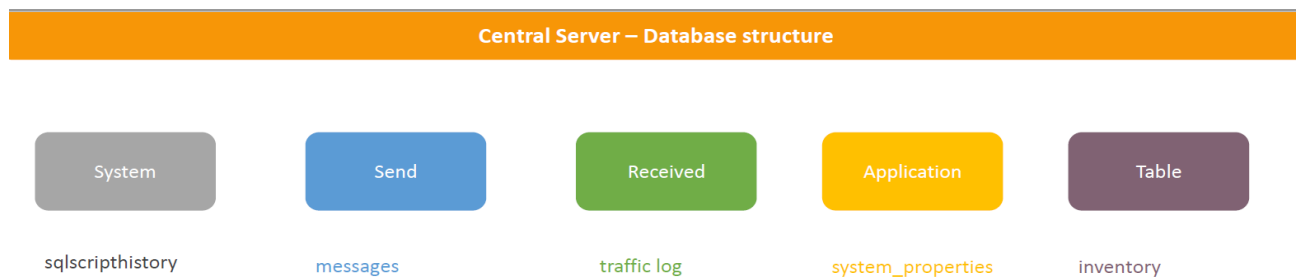


fig. 172 : type de tables dans la base de données central

On peut voir ci-dessous fig.173 et fig.174 l'architecture du server local et de sa base de données que nous retrouvons dans chacun des quatre laboratoires. On retrouve l'ensemble des tables en annexe 4.

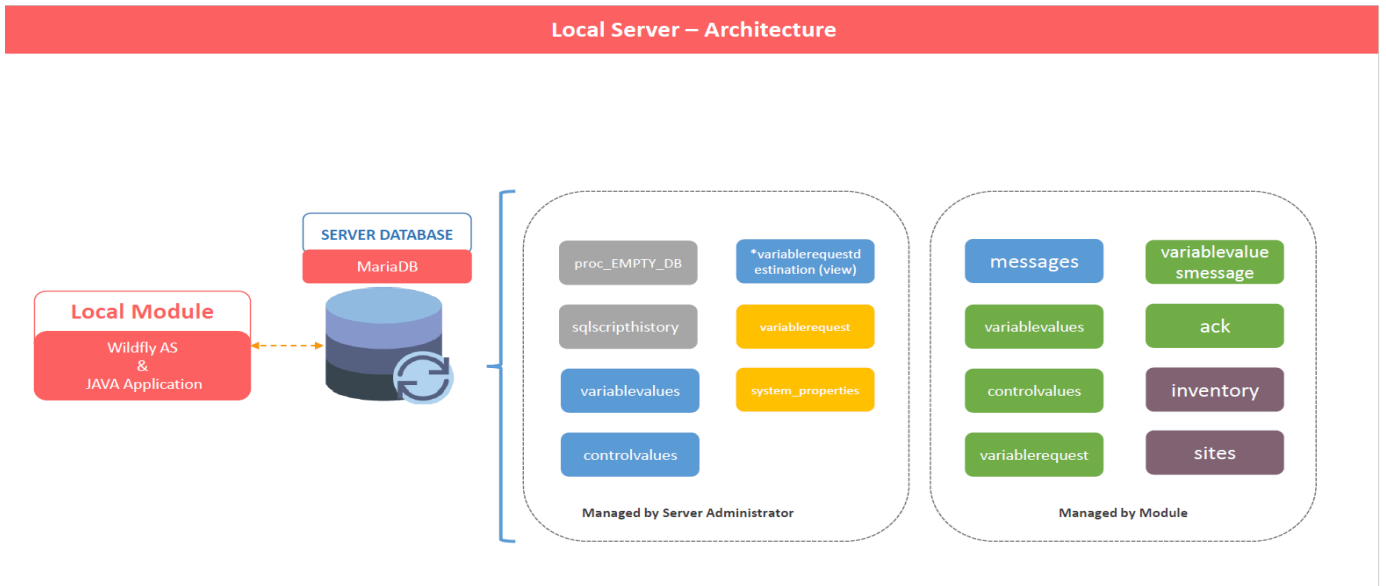


fig. 173 : architecture locale du serveur

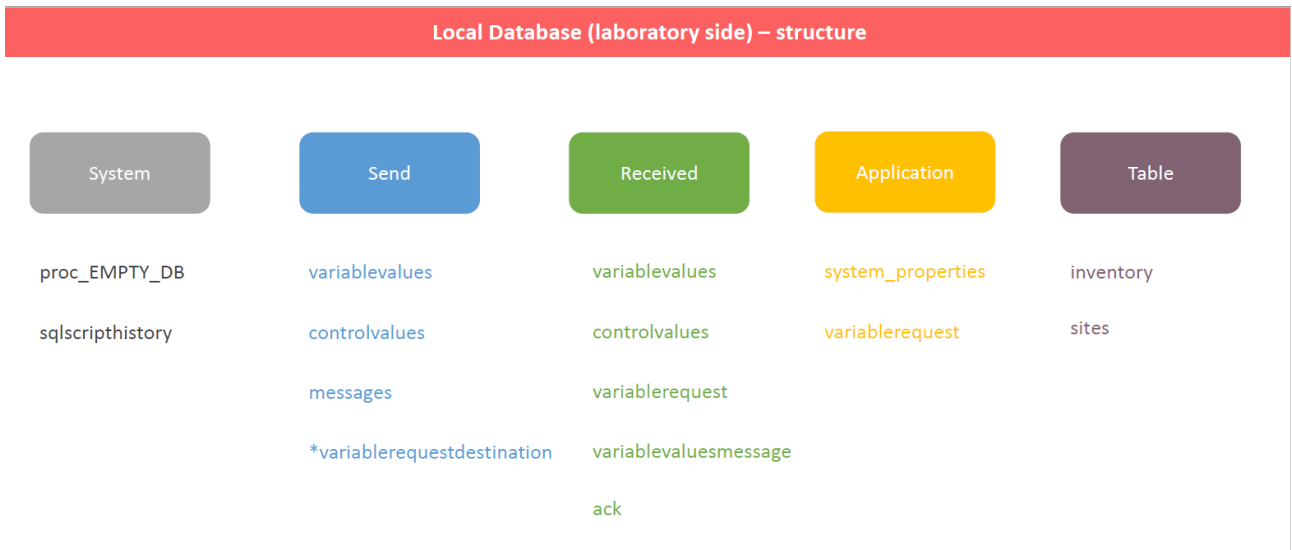


fig. 174 : Structure des tables locales dans la base de données locale

4.3.3 Architectures informatiques de la plateforme ENERBAT

Les différents équipements de mesures et de contrôles qui composent la plateforme ENERBAT sont pilotés par un automate de la marque SAUTER et accessible via un navigateur internet au travers d'une supervision. On peut voir l'architecture générale de la plateforme fig.175

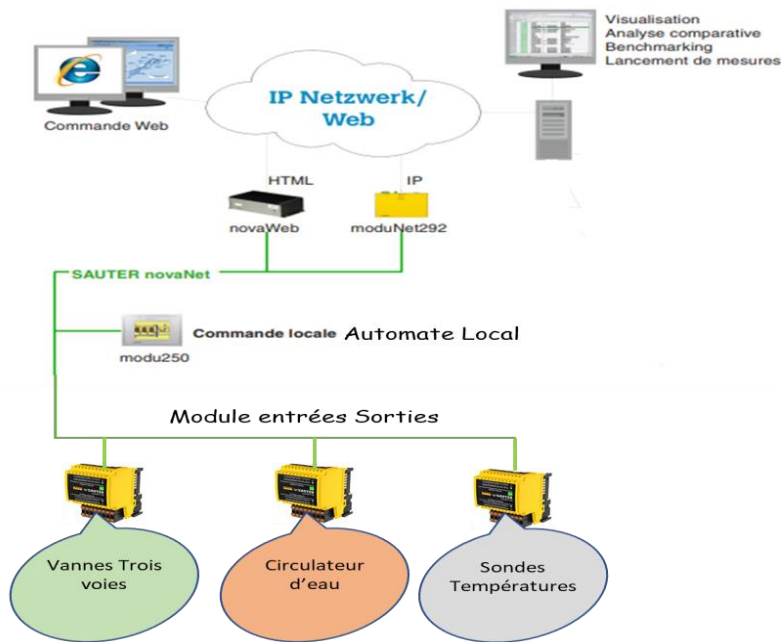


fig. 175 : Architecture générale de la plateforme ENERBAT

l'application web de supervision est répartie en plusieurs fonctionnalités sous forme de services regroupés par thème. On peut voir l'ensemble des thèmes dans les figures ci-dessous.

Le premier thème des panneaux solaire fig.176 nous indique la puissance du rayonnement solaire reçu, ainsi que les températures des quatre rangées de panneaux thermiques solaires. Nous avons aussi l'ensemble des températures d'entrées sorties au niveau de notre ballon stratifié, ainsi qu'un ensemble d'indicateurs de puissance, d'énergie et de débit. Il nous est donné la possibilité de réguler de façon automatique ou manuelle la production solaire et de fixer les seuils de déclenchement des circulations d'eau pour prévenir de la surchauffe dans notre ballon.

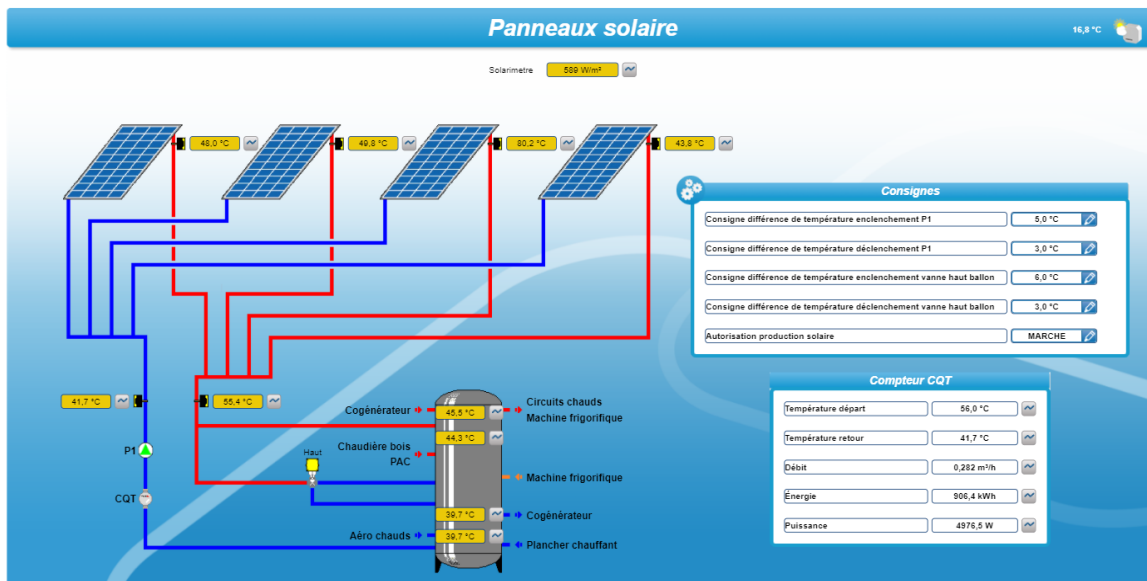


fig. 176 : Gestion de la source Solaire

La fig.177 nous illustre les possibilités de commande de la chaudière à bois granulé. Elle nous permet de fixer la température d'exploitation de la production d'eau chaude au niveau du ballon intermédiaire, de visualiser la température haute et basse ainsi que de forcer la marche ou l'arrêt de la chaudière. Sont affichés aussi le débit, la puissance et l'énergie produite.

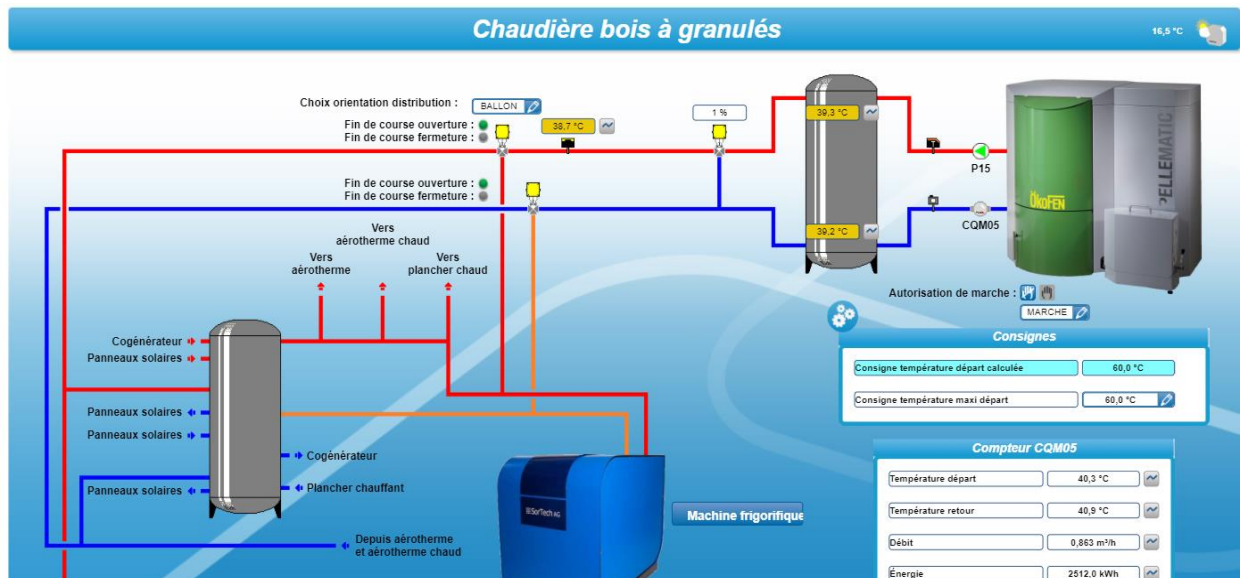


fig. 177 : Commande et gestion de la chaudière

L'interface de gestion et de contrôle fig.178 nous donne une vue d'ensemble des possibilités de commandes et de condition de mise en route de la machine à adsorption. Plusieurs points de mesure de température importants sont affichés afin d'anticiper les modes de fonctionnements souhaités. Sont affichés les puissances produites et fournies au système, ainsi que des commandes directes d'arrêt ou de marche des pompes.

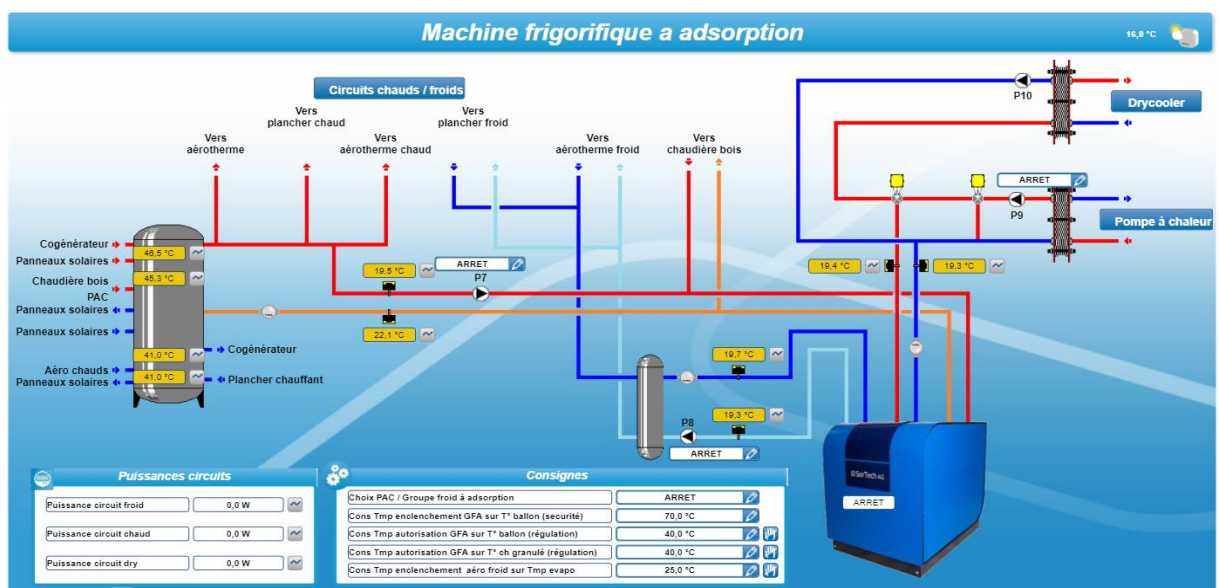


fig. 178: Commande et gestion de la chaudière

Pour les deux équipements que sont la pompe à chaleur et le cogénérateur fig.179 et fig.180 , les possibilités que nous disposons pour agir sur leurs contrôles est simplement la mise en marche ou l'arrêt. On dispose de l'affichage des températures d'entrées et de sorties, des débits et puissances des circuits d'eau. On visualise aussi l'état de marche ou d'arrêt des pompes. Comme dit plus haut, ces deux équipements ont leurs propres logiciels de supervision et de contrôle qui ne donnent pas la possibilité de s'interfacer avec d'autre logiciels extérieurs.

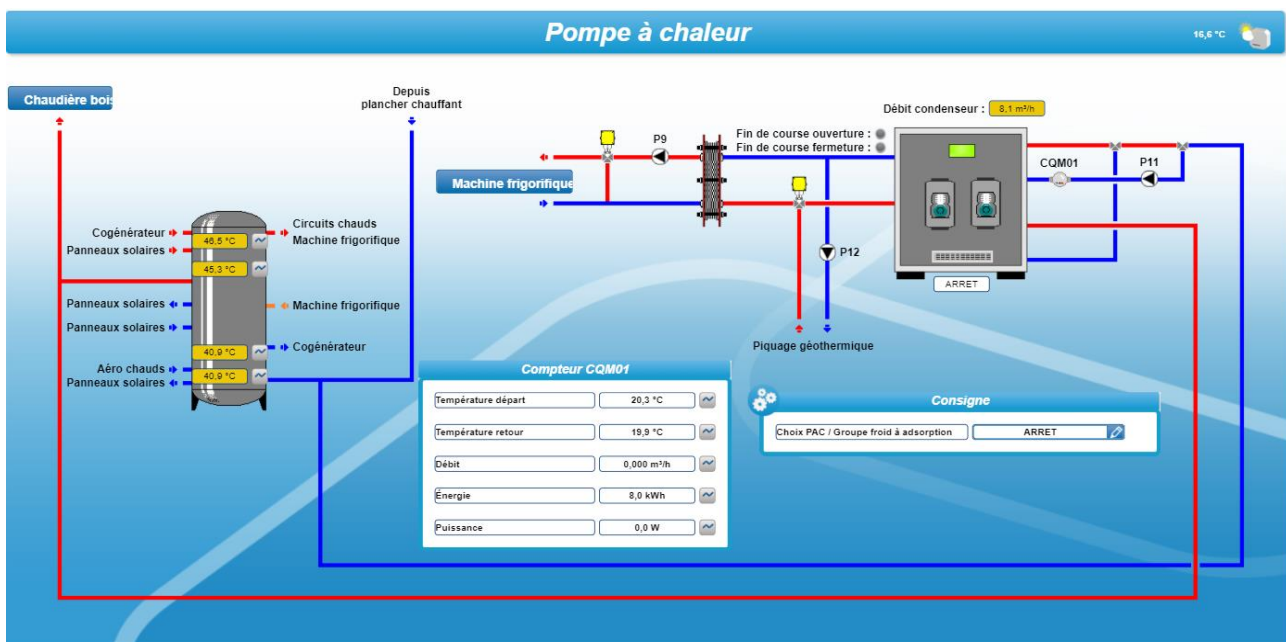


fig. 179 : Pompe à chaleur

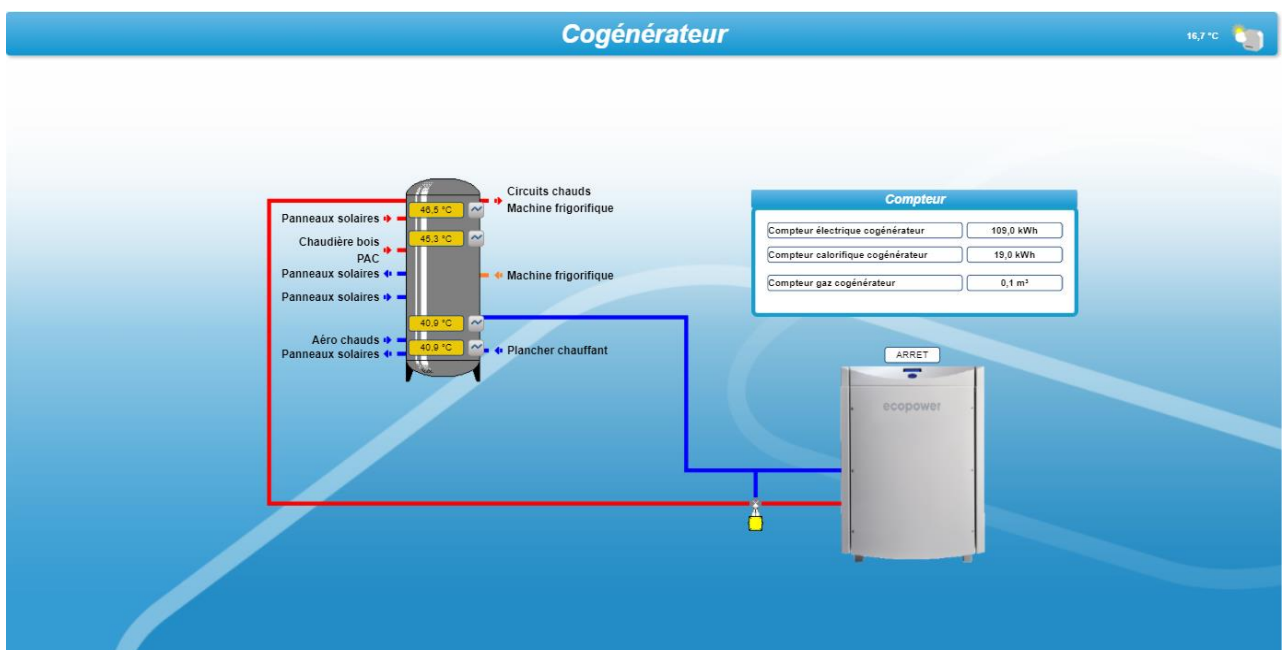


fig. 180 : Cogénérateur

4.4 La mutualisation de la plateforme ENERBAT

Afin de garantir une mutualisation des équipements de la plateforme ENERBAT au sein du réseau RCC|Kn une réflexion s'est portée sur le choix des équipements qui auraient l'ensemble des prérequis pour intégrer ce réseau. A savoir, la possibilité de recevoir des données des éléments de mesure des différentes grandeurs de l'équipement et de son contrôle via l'automate de la plateforme ou de son propre système de gestion.

4.4.1 Choix des équipements

Les équipements qui ont pu intégrer le réseau RCC|Kn sont la machine à adsorption nouvelle et ancienne, la chaudière biomasse, le ballon stratifié, les aérothermes froid et chaud.

Le cogénérateur et la pompe à chaleur n'ont pas pu intégrer le réseau RCC|Kn car ils ont leurs propres systèmes de contrôle et de gestion et ne sont pas ineffaçable avec d'autres systèmes.

4.4.2 La machine à adsorption dans le réseau RCC/Kn

Les modifications majeures sur le pilotage de l'ancienne machine à adsorption a permis son intégration dans le réseau RCC|Kn. Le développement au sein du laboratoire d'une application Matlab nous permet de visualiser en temps réel l'ensemble des grandeur mesurées, le stockage des données dans une data base et l'analyse des mesures dans un temps différé. Cette application a été complétée par un autre développement avec un langage de haut niveau "Python" dont les différentes fonctionnalités sont présentées plus bas dans le document

4.4.2.1 Architecture du système d'acquisition et de commande

On peut voir fig.181 l'architecture locale du système d'acquisition des données qui s'articule autour d'un OPC Server de marque KEPServer et d'un automate de marque Sauter. L'automate a la possibilité de fournir des adresses en mode bus tcp/ip pour chaque entrée, sortie et variable. Grace à l'interface software spécialisée OPC server nous avons eu la possibilité de crée une passerelle entre l'application Matlab via le module OPC Toolbox et l'automate.

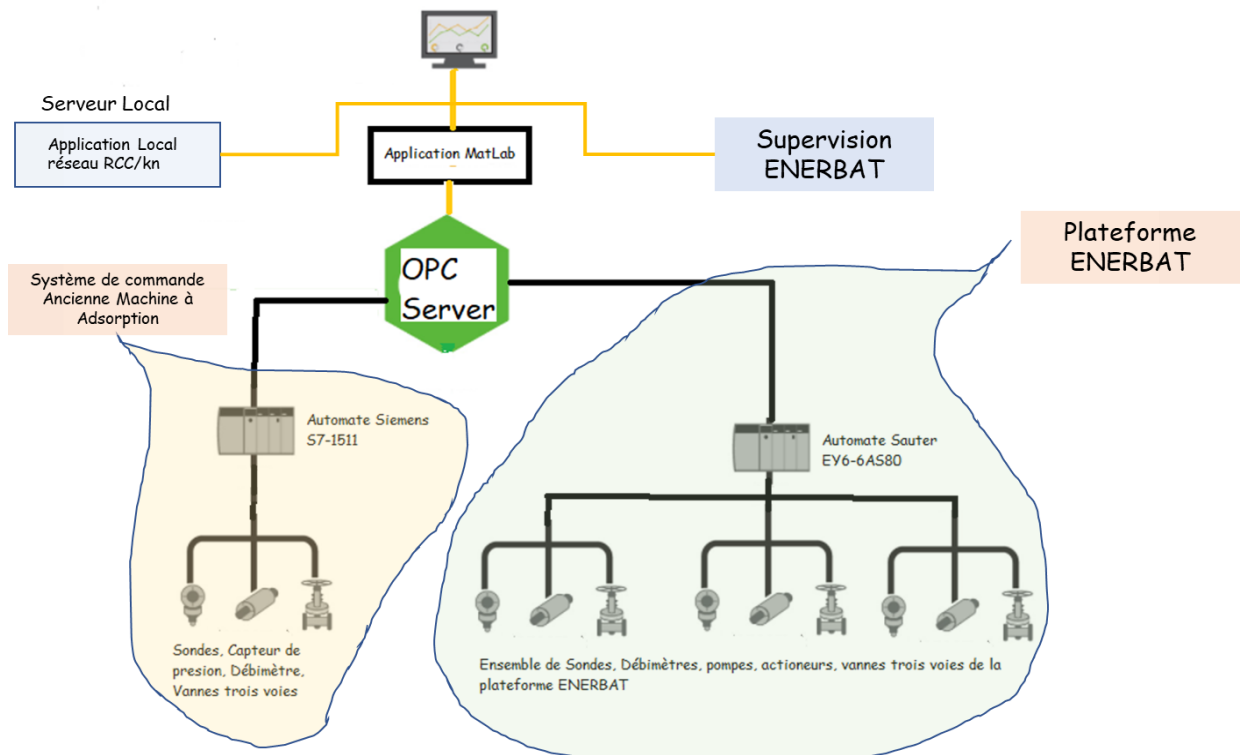


fig. 181 : Architecture globale de commande et d'acquisition des grandeurs mesurées

4.4.3 Logiciel de contrôle Local

Comme évoqué plus haut, l'un des objectifs du projet RCC|Kn est de connecter les laboratoires dans un réseau qui implique des aspects d'échange d'expériences, de pratiques ou de chercheurs mais aussi de mettre en œuvre une connexion à distance entre les laboratoires. Un ensemble de services personnalisée liés aux données en temps réel a été développée dans notre laboratoire avec Plotly Dash.

Les visualisations ont été générées à l'aide de Dash (<https://dash.plot.ly>), un framework de Python développé par Plotly pour créer des applications Web. Dash est approprié pour nos besoins car il offre la possibilité de faire des déploiements personnalisés d'interface utilisateur (UI), pour des entrées minimums de la part d'un concepteur de domaine. Le résultat est un tableau de bord interactif fig.182 qui permet aux utilisateurs de disposer d'un ensemble d'outil comme d'explorer les données en temps réel, d'assurer la connexion au réseau RCC|Kn, de visualiser et de contrôler des expériences de notre plateforme ENERBAT, d'administrer ou de procéder à des analyses de données.

La structure générale de l'application utilise les ressources suivantes :

1. Requêtes dynamiques, analyses automatisées, observations et analyses calculées automatiquement entre des points déterminés.

2. Disposition de l'application :

- Diagramme de nuage de points.
- Composants de sélection, d'interaction et de requête dynamique
- Manipulation des bases de données.

3. Intégration, rappel et traitement des données (interactif) :

- Extraire les données de la source définie par l'utilisateur sur un intervalle prédéfini
- Affichage des informations sur le graphique en fonction des sélections de l'utilisateur

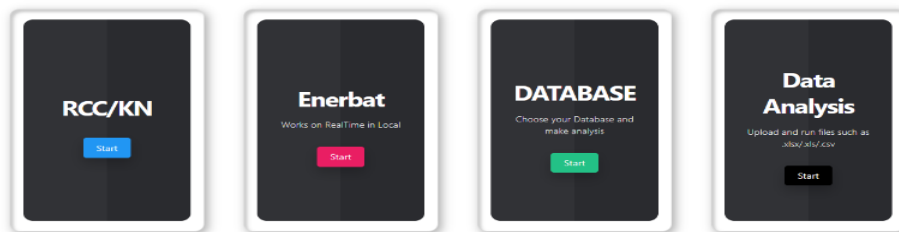


fig. 182 : Menu principal de l'application

RCC/KN

L'onglet RCC/KN, nous donne la possibilité de lancer une expérience entre laboratoires et de visualiser l'ensemble des valeurs en temps réel fig.183. Elle assure l'envoi des données simultanément ou individuellement aux autres laboratoires. Elle stocke les données issues de la plateforme Enerbat ainsi que celles des autres laboratoires. Elle donne la possibilité aussi de tracer les courbes des expériences archivées.

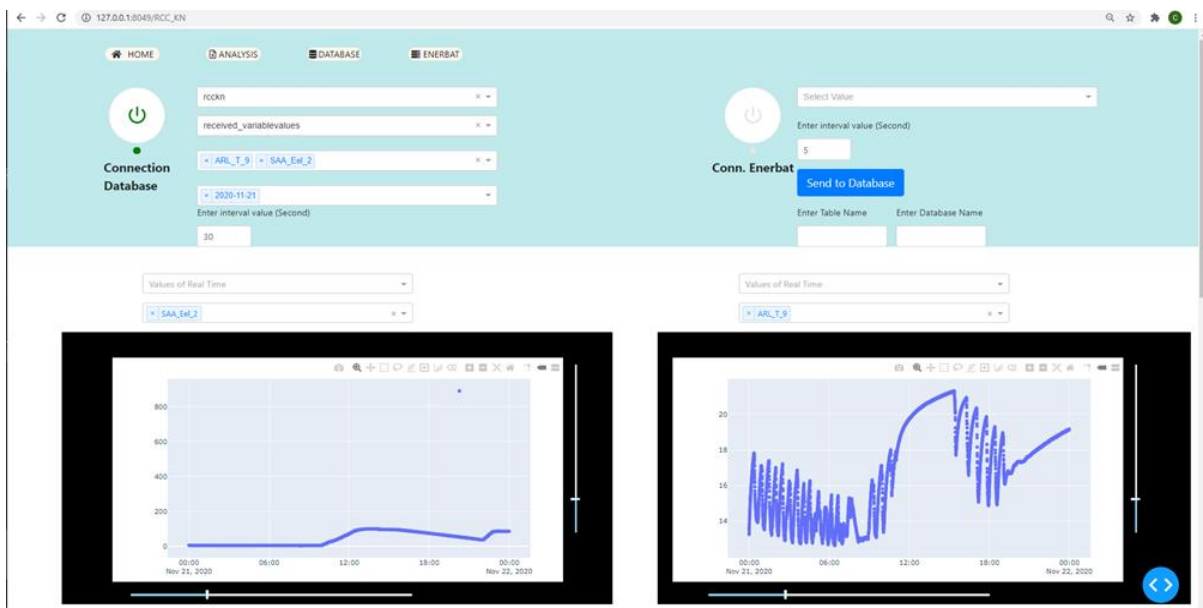


fig. 183 : Visualisation des données sous formes de courbe issue de la base de données RCC|Kn

ENERBAT

Le logiciel de supervision du fabricant SAUTER est pauvre en service de traitement de données ou de stockages. Cette option fig.184 permet un traitement en temps réel du stockage et de la visualisation sous forme de graphique et de tableau pour l'ensembles des données de notre plateforme ENERBAT, avec la possibilité de créer de nouvelles bases et tables pour chacune de nos expériences. Les données obtenues à la suite des expériences sont analysées dans la section « Data Analysis ». Elle permet aussi un pilotage de l'ancienne machine à adsorption et l'acquisition temps réel des grandeurs mesurées.

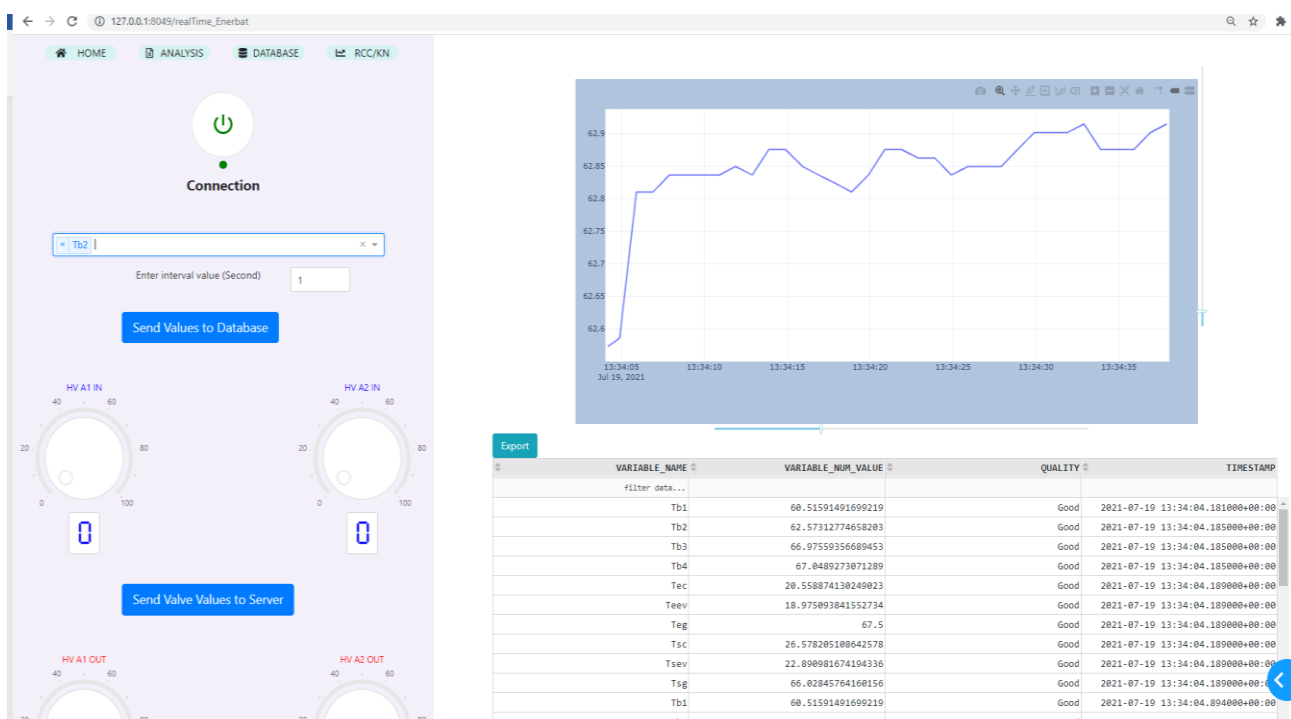


fig. 184 : Interface de visualisation et de contrôle temps réel de la plateforme ENERBA

DATABASE

Dans cette section, les études d'observations sauvegardées dans les bases de données peuvent être visualisées et analysées. Toutes tables de n'importe quelle base de données est accessible. Il suffit d'activer la base de données pour gérer la table sélectionnée. Le détail des résultats est fourni par le choix que l'utilisateur peut faire en sélectionnant ses paramètres, fixant ainsi le mode d'affichage et la plage de données à tracer sur le graphique, comme le montre fig.185.

Une option très utile, le calcul intégral d'une partie ou de toute la courbe est actif en sélectionnant « Calculs Intégral ». Nous avons aussi les opérations mathématiques de base comme l'addition la soustraction qui peuvent être effectuées entre courbes ou points.

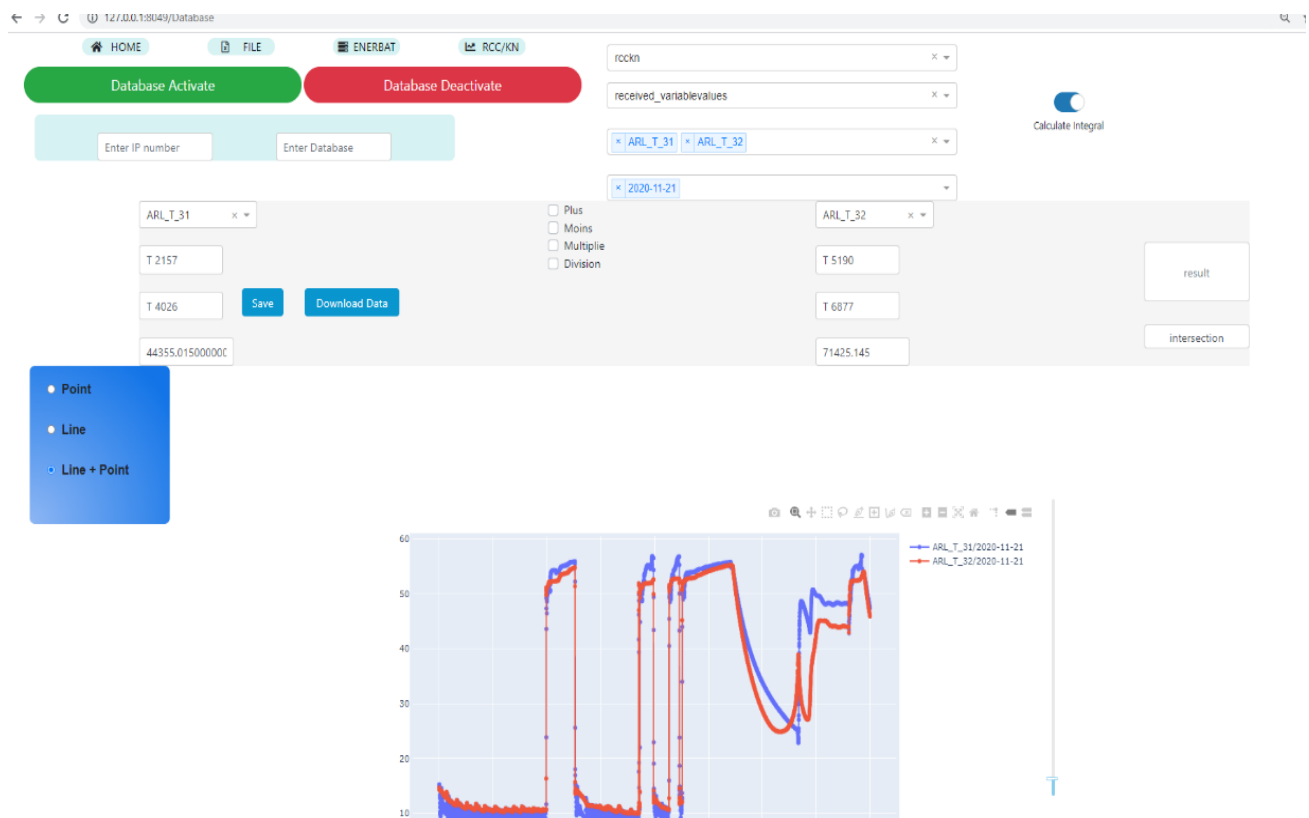


fig. 185: Exploitation et analyse des bases données.

4.4.4 Les couplages et les configurations entre laboratoires

Plusieurs configurations sont possibles entre les laboratoires. Le couplage consiste à connecter deux, trois ou plus de laboratoires entre eux afin de réaliser des expériences. Les premiers essais de couplages se sont faits dans un premier temps entre deux laboratoires afin de tester le serveur central, l'application local et la fiabilité de la chaîne de transfert des données. L'implémentations d'indicateurs dans les tables locales et centrales, la surveillance des temps de transferts et l'analyses des messages d'erreurs a permis de garantir une stabilité et fiabilité du systèmes d'échange de données entre les laboratoires.

Cette phase de configuration a permis de tester les configurations possibles entre deux laboratoires puis trois et en fin quatre. Elle a mis à jour les potentiels et les limites de chacun dans les échanges possibles de données.

4.4.5 La synchronisation des échanges d'informations

Elle consiste à avoir la même référence de temps au moment de l'acquisition et de la transmission des données. Pour certaines expériences ou les grandeurs mesurées varie très lentement au cours du temps (plusieurs secondes), cela ne pose pas de problème majeur. Mais comme on peut le constater, les différents équipements n'ont pas la même

vitesse d'inertie quand il s'agit de la mesure d'une température ou d'une consommation d'énergie électrique. Les temps d'acquisition peuvent représenter quelques millisecondes alors que pour d'autre plusieurs seconds. Afin de pouvoir comparer des grandeurs entre elles nous devons avoir la même base de temps.

4.5 Essai global entre les quatre laboratoires

Le premier essaie général a consisté à faire intervenir les quatre laboratoires dans une expérience commune d'échanges de données. L'un des principaux objectifs est de démontrer que le concept d'expérimentation conjointe en temps réel entre les différents partenaires du projet fonctionne.

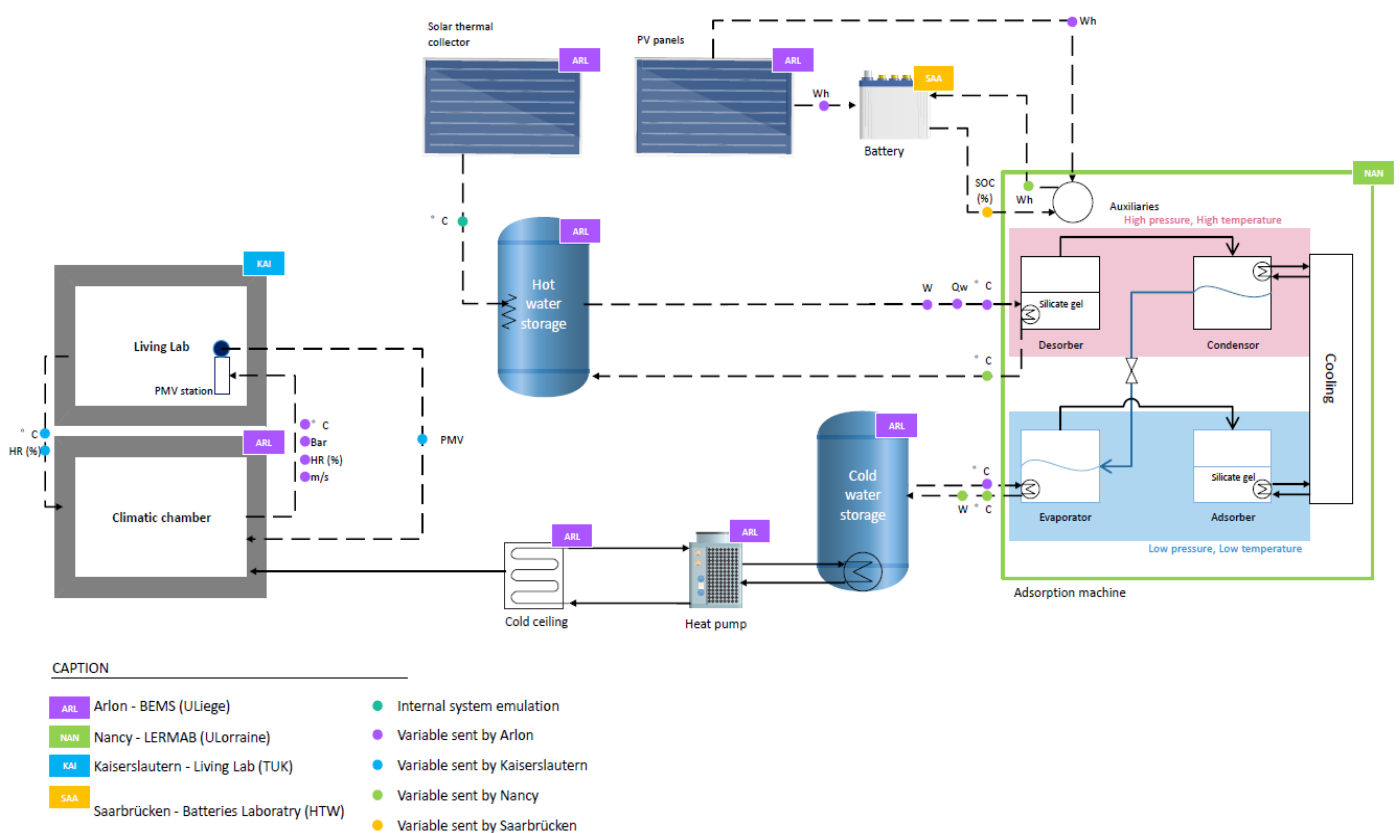


fig. 186: Configuration de l'expérience entre les quatre laboratoires de la grande région

Cette expérimentation impliquant les 4 partenaires du projet a été conçue pour mettre en place le système énergétique autonome fig.186. Ce test est d'analyser la demande de refroidissement de la chambre climatique (Arlon) en été, au moyen d'une machine à adsorption. La source de chaleur de cette machine est garantie par un réservoir de stockage chauffé par un champ de panneau solaire thermique, et sa demande en électricité est assurée par une batterie alimentée par des panneaux photovoltaïques. En plus des consommations d'énergie, une évaluation du confort thermique est réalisée par le calcul d'un indicateur PMV (Predicted Mean Vote).

Ce test de connexion entre les 4 plateformes a été réalisé pour une durée de plus de 60 heures d'échange de données en temps réel entre les 4 partenaires. Elle a débuté le 19/11/2020 à 10h pour finir le 21/11/2020 à 22 h. On peut voir Tab.29 l'ensembles des variables échangées au cours de l'expérience.

Noms des variables échangées					
Variable Name	Short Description	Origin	Variable Name	Short Description	Origin
ARL - SAA			ARL - KAI		
ARL_Pel_99	PV production	ARL	KAI_Ta_6	Air temp	KAI
			KAI_rH_6	Relative Humidity	KAI
ARL - NAN			Pel_99	Thermal comfort	KAI
ARL_T_42	Heat storage out	ARL	KAI_Ta_1	Air temp	KAI
ARL_T_44	Heat storage in	ARL	KAI_rH_1	Relative humidity	KAI
NAN_T_7	Temp in gen	NAN	KAI_Tr_1	Mean radiant temp	KAI
NAN_T_8	Temp out gen	NAN	KAI_v_1	Air velocity	KAI
NAN_T_12	Temp in evap	NAN	ARL_T_81	Air temperature	ARL
NAN_T_13	Temp out evap	NAN	ARL_ST5_TgM	Globe Temperature	ARL
NAN_Qw_2	Flow generator	NAN	ARL_rH_6	Relative humidity	ARL
NAN_Qw_3	Flow evaporator	NAN	ARL_ST3_U_1	Air velocity	ARL
NAN_T_14	Temp heating floor	NAN			
			SAA - NAN		
ARL_T_16	HP out	ARL	SAA_Eel_2	SOC	SAA
ARL_T_17	Cold storage out	ARL	NAN_PA_1	Auxiliaries Consumption	NAN
ARL_T_19	Cold storage in	ARL			
(ARL_T_18)	Cold storage mid	ARL			
ARL_Qw_1	HP Loop	ARL			
ARL_Qw_3	Cold water flow	ARL			
ARL_Qw_14	Ceiling flow	ARL			
ARL_T_4	Ceiling in	ARL			
ARL_T_9	Ceiling out	ARL			

Tab . 29 : Variables échangées sur le réseau RCC|Kn

4.5.1 Description de l'expérience

La chambre climatique du laboratoire d'Arlon sera la salle de référence pour le processus de refroidissement. L'expérimentation simule des conditions estivales provoquant une surchauffe de cette pièce. Cela signifie que le Buffer (la pièce entourant la chambre climatique) sera chauffé jusqu'à 25 °C. La chambre climatique devra maintenir les conditions thermiques qui seront fournies par le living lab de TU (température détectée dans le living lab), qui sera d'environ 23 °C. Pour évaluer le confort thermique à l'intérieur de la chambre climatique, tous les différents paramètres nécessaires au calcul de l'indicateur PMV seront envoyés à un équipement (station PMV) dans le living lab de TU.

4.5.2 Résultats et discussions

Nous avons constaté qu'aucun problème majeur n'a été signalé dans cette expérimentation et qu'un total de 1.579.333 messages ont été échangés entre les partenaires. Comme nous pouvons le voir à la fig.187, différents types de messages circulent sur la plateforme. Les messages « ACK » et les messages « Ping » sont des

messages techniques assurant la bonne livraison des messages et l'état réel en ligne des clients des laboratoires. Les messages « VARIABLE_RESPONSE » contiennent les données réelles produites par les laboratoires. Environ 976.000 messages de données ont été envoyés sur la plateforme (notez que chaque message peut contenir plus d'un point de données).

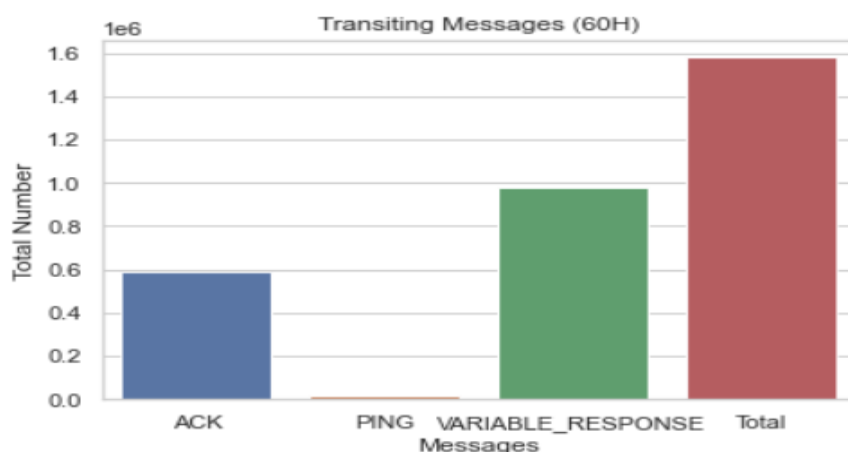


fig. 187 : Différents types de messages transitant sur la plateforme pendant 60 heures de test et leur diffusion sur leur site d'origine en millions de messages. (ARL = Arlon, KAI = Kaiserslautern, NAN = Nancy, SAA = Saarbrücken, EXP = Export data)

Différentes variables ont été suivies pendant le test ainsi que la comparaison entre les valeurs et leurs valeurs émulées (distantes). Différents aspects ont été étudiés tels que le confort thermique (indicateur PMV), l'état de charge de la batterie et les températures dans la boucle thermique. Pour le calcul de l'indicateur PMV, tous les paramètres nécessaires (température de l'air, température radiante moyenne, humidité relative et vitesse de l'air) ont été envoyés d'Arlon à Kaiserslautern. La fig.188 montre que le PMV était proche de 0 pendant toute l'expérience. La plupart des paramètres de confort thermique étaient très stables pendant l'essai et nous pouvons voir une correspondance étroite avec le comportement/évolution des températures dans la fig.189.

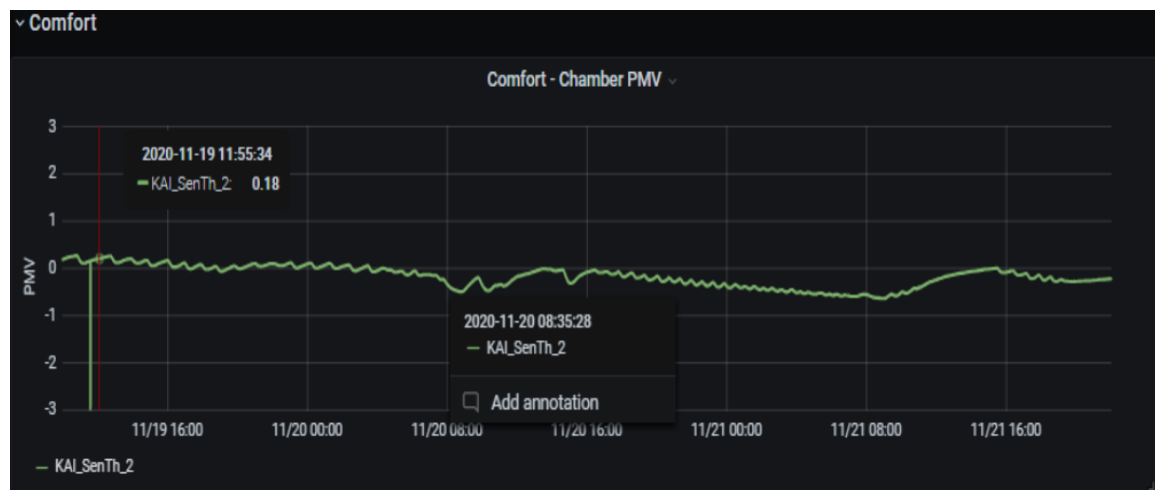


fig. 188 : : évolution de l'indicateur de confort PMV de la chambre climatique.

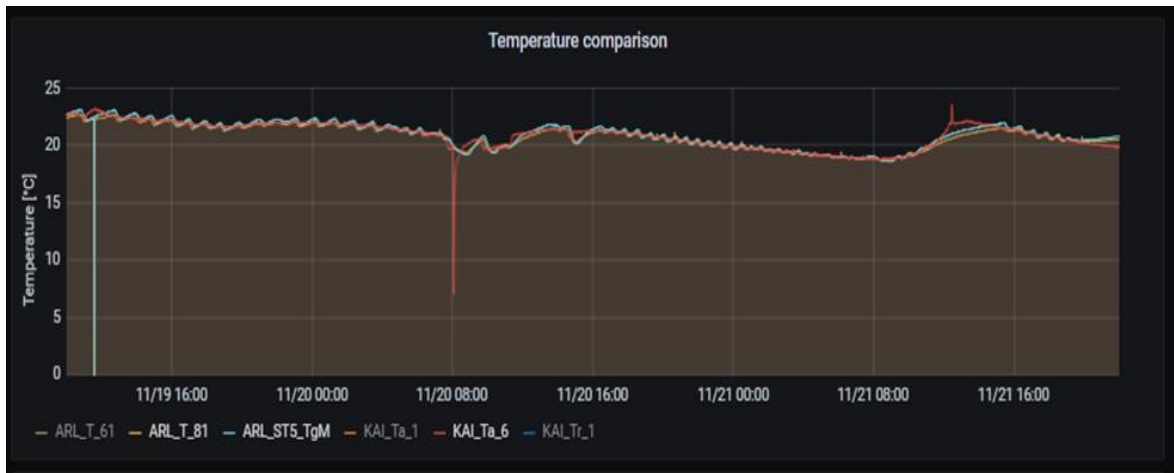


fig. 189 : évolution et comparaisons des températures des laboratoires Arlon et Kaiserlautern

La température de jour dans le living lab fig.189 variable (KAI_Ta_1) est proche de 23 °C pendant l'expérimentation, mais elle est inférieure à 20 °C pendant la soirée. On voit que la température de la chambre climatique d'Arlon (ARL_T_81) a suivi de près la température du living Lab pendant toute l'expérimentation.

On peut observer fig.190 que l'émulation de la charge (variable ARL_T_44) que représente la sortie de la machine à adsorption (variable NAN_T_8) connaît un décalage de 15°C et avec une fréquence différente. Il nous faudra corriger les variations de la charge et la synchroniser avec la température de sortie générateur de la machine à adsorption de la plateforme de Nancy.

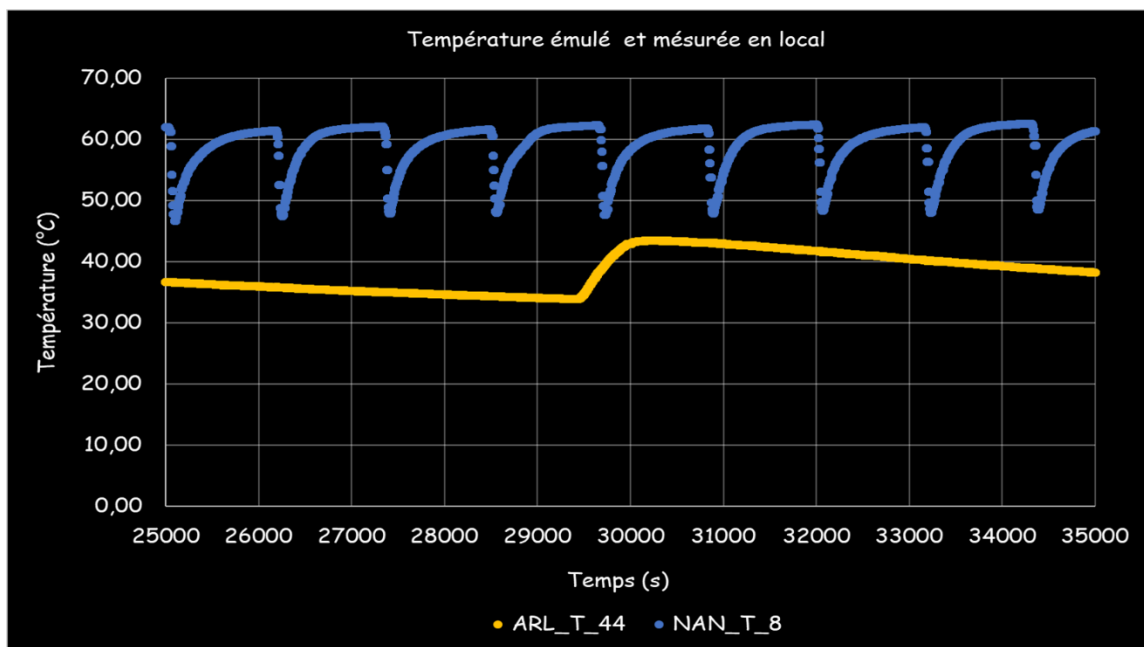


fig. 190: Température sortie machine à adsorption plateforme NAN vers entrée ballon plateforme ARL.

Afin de pouvoir travailler avec les batteries un certain nombre de facteurs multiplicateurs a été appliqué à l'alimentation. La demande en énergie électrique de la machine à adsorption de Nancy et des auxiliaires fig.191 (variable NAN_Pa_1) est calme et constante. Au contraire, l'alimentation électrique fournie par les PV (Variable ARL_Pel_99) est intermittente car elle dépend de la lumière du jour(valeurs négatives dû à la convention choisie). En conséquence, nous voyons presque trois cycles (variable SAA_Fel_2) de charge et de décharge de la batterie. L'état de charge (SOC) est à 100% à midi.

Il nous faudra adapter l'algorithme pour une bonne production en énergies électrique.

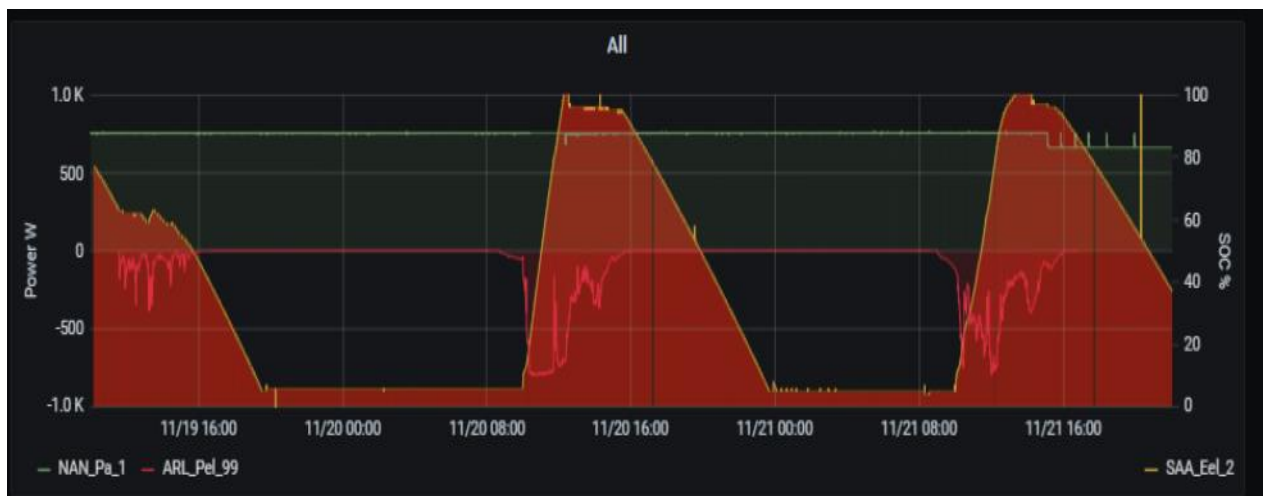


fig. 191 : Production des PV d'Arlon, Besoin en électricité de Nancy, offre d'électricité par batteries de Saarbrücken.

Concernant la production de froid et les besoins représentés fig.192, on peut dire que les deux courbes que sont (NAN_T_13) et (ARL_T_17) sont en moyenne satisfaisante.

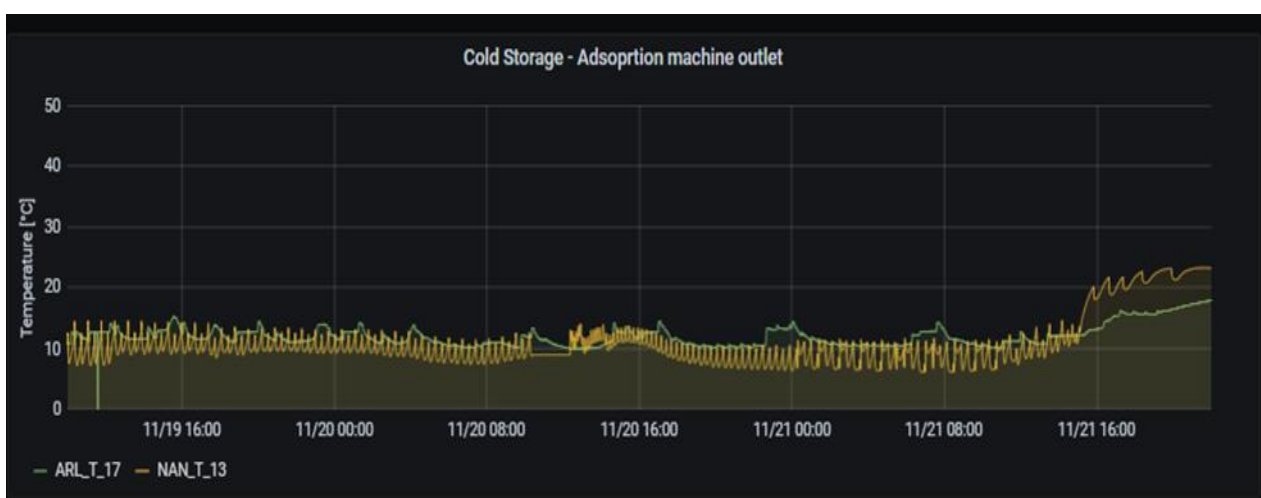


fig. 192 : production de froid Nancy , besoin en froid Arlon

Conclusion et Perspective

Le constat du réchauffement climatique qui ne fait plus aucun doute, nous oblige à réagir si nous voulons préserver notre planète. Les machines frigorifiques à adsorption sont une alternative très prometteuse. Cette thèse a permis de clarifier la compréhension de certains points très complexes en régime dynamique du phénomène d'adsorption que nous retrouvons dans ces machines. Elle nous a fait aussi comprendre que pour une meilleure compréhension de l'efficacité des machines frigorifiques à adsorption, il nous faut les étudier sous trois axes principaux que sont le matériau, l'adsorbant et les cycles de chauffage/refroidissement des lits d'adsorbants. Cette approche nous a montré qu'il fallait synchroniser les flux de chaleurs et de masse dans le matériau avec celui du circuit de l'adsorbat.

L'étude en régime dynamique à l'aide d'une thermobalance a permis d'introduire une nouvelle technique de mesure du taux d'adsorption par l'analyse fréquentielle des cycles de chauffage et refroidissement de l'adsorbant. Cette méthode nous a ouvert de nouveaux axes de recherches et a permis une meilleure compréhension des transferts de chaleur et de masse dans un grain d'adsorbant. Ces travaux ont abouti à un dépôt de brevet sur la fabrication d'un nouveau matériau favorisant les transferts de chaleurs, avec un facteur de conduction thermique multiplié par cinq. Elle a abouti aussi à confirmer que le taux d'adsorption et de désorption en régime dynamique ne dépend pas seulement de la température de l'adsorbant et de la pression de l'adsorbat mais aussi de la fréquence de chauffage/refroidissement de l'adsorbant. Elle valide que les vitesses d'adsorption et de désorption sont égales ou différentes les unes des autres pour des fréquences de chauffage/refroidissement de l'adsorbant. Elle nous démontre l'existence d'un débit optimum en fonction de la fréquence de chauffage/refroidissement de l'adsorbant aussi bien en adsorption qu'en désorption et qu'elles ne sont pas toujours égales entre elles. Nous avons compris que la taille des grains de silica gel et leurs assemblages ont un impact très important sur la conductivité thermique de l'adsorbant et qu'un choix judicieux conduit à son amélioration.

Tous ces points confirment la vision que nous avons sur la dynamique d'adsorption dans un grain de silica-gel de forme sphérique et nous permet d'affirmer que l'adsorption commence par la couche extérieure et avance de façon radiale vers le centre, que les différentes fréquences de chauffage/refroidissement de l'adsorbant déterminent l'épaisseur de la couche d'adsorbant qui sera utilisée lors de l'adsorption ou de la désorption. Nous affirmons aussi que la vitesse d'adsorption avance vers le centre du grain à la vitesse

à laquelle elle évacue la chaleur de réaction lors de l'adsorption alors que pour la désorption sa vitesse est corrélée avec la vitesse de montée en température du grain suivant un axe radial dirigé vers le centre. Cette analyse et l'ensemble de ces points nous ont permis de fabriquer un nouveau matériau et ouvre des pistes de réflexions pour la conception et le design de notre futur adsorbant. A savoir ,le choix du matériau et de sa fixation sur l'échangeur afin d'assurer un parfait synchronisme des flux de chaleurs entre eux, de favoriser une grande surface de contact entre adsorbant et adsorbant et d'avoir une faible épaisseur d'adsorbant sur l'échangeur.

La mise au point de nouveaux adsorbants composés de ce nouveau matériau nous a conduit à développer une nouvelle technique de fixation sans colle, cette technique fait partie aussi du brevet déposé.

La fabrication d'un banc prototype pour évaluer et tester ces nouveaux adsorbants nous a révélé la complexité de l'interconnexion entre l'adsorbant, l'évaporateur et le condenseur.

L'étude des cycles de la machine nous a permis de confirmer l'analyse faite plus avant sur les temps d'adsorptions et de désorption. Elle a permis d'avoir une meilleure compréhension du fonctionnement en nous révélant que la vitesse de désorption est plus rapide que celle de l'adsorption comme vu dans l'étude à l'échelle du grain. Nous avons appris que la vitesse d'adsorption était corrélée avec la vitesse à laquelle la chaleur de réaction s'évacuait du matériau. Elle confirme qu'il existe un temps optimum pour le chauffage et pour le refroidissement, mais différents l'un de l'autre. On a pu montrer qu'avec un temps de chauffage décalé on obtenait une meilleure efficacité, pour atteindre un COP moyen de 0.83 soit une augmentation de 30% par rapport à la valeur Max du constructeur

La démonstration de faisabilité technique du réseau RCC|kn d'interconnexion des quatre plateformes de la grande région a été réalisée en simulant un système énergétique autonome utilisant différents équipements dans les laboratoires de chaque partenaire et par la mise en place d'échanges de données en temps réel pendant plus de 60H en novembre 2020. L'expérimentation a prouvé la fiabilité de la connectivité entre les différents laboratoires pendant toute la durée du test en échangeant près de 1,6 millions de messages. La plateforme est restée stable et a stocké toutes les données RT dans une base de données analytique pour une analyse a posteriori. L'outil de visualisation Grafana a permis à tous les partenaires de suivre l'évolution des variables pendant la démonstration. Les différents systèmes ont également été émuloés avec succès, même si certains aspects n'ont pas pu être reproduits en raison d'une trop grande différence de taille entre le système émuloé et l'émulateur ou par manque de certains équipements spécifiques. Cela peut constituer une limite lors de la conception d'une expérience entre différents laboratoires.

Outre cette démonstration de faisabilité finale, plusieurs autres pistes ont été explorées en interconnectant d'autres types de clients et d'outils sur la plateforme. Entre autres, un tableau de bord d'analyse de données, un modèle de simulation TRNSYS et d'autres scripts python échangeant des données sur la plateforme ont été implémentés et ont été interconnectés avec succès à RCC|Kn. Tous ces tests supplémentaires ouvrent la voie à plusieurs autres utilisations au-delà de l'interconnexion des laboratoires et des expérimentations conjointes.

De nombreuses perspectives s'ouvrent à nous dans la poursuite de cette thèse que sont l'étude de nouveaux matériaux et à leurs mises en œuvre pour la fabrication de nouveaux designs d'adsorbants, l'élaboration d'un modèle numérique global d'une machine frigorifique à adsorption, la fabrication d'une nouvelle machine avec des cycles de chauffages et refroidissements dynamiques.

Le projet de plateforme du réseau RCC|Kn ouvre des perspectives dans des domaines variés tels que l'analyse de données, l'apprentissage automatique, le hub de données, les jumeaux numériques ou l'intégration de flux de données externes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Akahira, Akira, K. C. Amanul Alam, Yoshinori Hamamoto, Atsushi Akisawa, et Takao Kashiwagi. « Experimental Investigation of Mass Recovery Adsorption Refrigeration Cycle ». *International Journal of Refrigeration* 28, n° 4 (1 juin 2005): 565-72. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.001>.

Alam, K. C. Amanul, Akira Akahira, Yoshinori Hamamoto, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi, Bidyut Baran Saha, Shigeru Koyama, Kim Choon Ng, et Hui Tong Chua. « Multi-Bed Multi-Stage Adsorption Refrigeration Cycle-Reducing Driving Heat Source Temperature ». *日本冷凍空調学会論文集* 20, n° 3 (2003): 413-20. <https://doi.org/10.11322/tjsrae.20.413>.

Alcañiz-Monge, J., M. Pérez-Cadenas, et D. Lozano-Castelló. « Influence of Pore Size Distribution on Water Adsorption on Silica Gels ». *Journal of Porous Materials* 17, n° 4 (1 août 2010): 409-16. <https://doi.org/10.1007/s10934-009-9317-0>.

Brunauer, Stephen, P. H. Emmett, et Edward Teller. « Adsorption of Gases in Multimolecular Layers ». *Journal of the American Chemical Society* 60, n° 2 (février 1938): 309-19. <https://doi.org/10.1021/ja01269a023>.

Chang, W. -S., C. -C. Wang, et C. -C. Shieh. « Experimental Study of a Solid Adsorption Cooling System Using Flat-Tube Heat Exchangers as Adsorption Bed ». *Applied Thermal Engineering, Heat Powered Cycles - 04*, 27, n° 13 (1 septembre 2007): 2195-99. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.022>.

Cho, Soon-Haeng, et Jong-Nam Kim. « Modeling of a Silica Gel/Water Adsorption-Cooling System ». *Energy* 17, n° 9 (1 septembre 1992): 829-39. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90101-5](https://doi.org/10.1016/0360-5442(92)90101-5).

Chua, H. T., K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, et B. B. Saha. « Multi-Bed Regenerative Adsorption Chiller — Improving the Utilization of Waste Heat and Reducing the Chilled Water Outlet Temperature Fluctuation ». *International Journal of*

Refrigeration 24, n° 2 (1 mars 2001): 124-36. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00078-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00078-X).

Cortés, Farid B., Farid Chejne, Francisco Carrasco-Marín, Agustín F. Pérez-Cadenas, et Carlos Moreno-Castilla. « Water Sorption on Silica- and Zeolite-Supported Hygroscopic Salts for Cooling System Applications ». *Energy Conversion and Management* 53, n° 1 (janvier 2012): 219-23. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.09.001>.

Daou, K., R.Z. Wang, G.Z. Yang, et Z.Z. Xia. « Theoretical Comparison of the Refrigerating Performances of a CaCl₂ Impregnated Composite Adsorbent to Those of the Host Silica Gel ». *International Journal of Thermal Sciences* 47, n° 1 (janvier 2008): 68-75. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.01.003>.

Foo, K. Y., et B. H. Hameed. « Insights into the Modeling of Adsorption Isotherm Systems ». *Chemical Engineering Journal* 156, n° 1 (1 janvier 2010): 2-10. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2009.09.013>.

Freni, Angelo, Alessio Sapienza, Ivan S. Glaznev, Yuriy I. Aristov, et Giovanni Restuccia. « Experimental testing of a lab-scale adsorption chiller using a novel selective water sorbent "silica modified by calcium nitrate" ». *International Journal of Refrigeration, Refrigeration and Heat Pumping with Sorption Processes*, 35, n° 3 (1 mai 2012): 518-24. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.05.015>.

Freundlich, Herbet. « Über die Adsorption à Lösungen ». *Zeitschrift für Physikalische Chemie (1907): Volume 57, publication 4, pages 385-470, 1 octobre 1907*.

Glueckauf, E. « Theory of Chromatography. Part 9. The "Theoretical Plate" Concept in Column Separations ». *Trans. Faraday Soc.* 51, n° 0 (1955): 34-44. <https://doi.org/10.1039/TF9555100034>.

Golparvar, Behzad, Hamid Niazmand, Amir Sharafian, et Amirjavad Ahmadian Hosseini. « Optimum Fin Spacing of Finned Tube Adsorber Bed Heat Exchangers in an Exhaust Gas-Driven Adsorption Cooling System ». *Applied Energy* 232 (15 décembre 2018): 504-16. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.002>.

Gong, L.X., R.Z. Wang, Z.Z. Xia, et C.J. Chen. « Design and Performance Prediction of a New Generation Adsorption Chiller Using Composite Adsorbent ». *Energy Conversion and Management* 52, n° 6 (juin 2011): 2345-50. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.036>.

Khan, M. Z. I., K. C. A. Alam, B. B. Saha, A. Akisawa, et T. Kashiwagi. « Performance Evaluation of Multi-Stage, Multi-Bed Adsorption Chiller Employing Re-Heat Scheme ». *Renewable Energy* 33, n° 1 (1 janvier 2008): 88-98. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.01.012>.

Krishna, Rajamani. « A Maxwell-Stefan-Glueckauf description of transient mixture uptake in microporous adsorbents ». *Separation and Purification Technology* 191 (31 janvier 2018): 392-99. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2017.09.057>.

Langmuir, Irving. « THE ADSORPTION OF GASES ON PLANE SURFACES OF GLASS, MICA AND PLATINUM. » *Journal of the American Chemical Society* 40, n° 9 (septembre 1918): 1361-1403. <https://doi.org/10.1021/ja02242a004>.

Liu, Y. L., R. Z. Wang, et Z. Z. Xia. « Experimental Study on a Continuous Adsorption Water Chiller with Novel Design ». *International Journal of Refrigeration* 28, n° 2 (1 mars 2005): 218-30. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.09.004>.

Liu, Y., et K. C. Leong. « Numerical Study of a Novel Cascading Adsorption Cycle ». *International Journal of Refrigeration* 29, n° 2 (1 mars 2006): 250-59. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.008>.

L.Lee and D.M.Ruthven. « thermodynamique d'adsorption ». *J, Chem. Soc., Faraday Trans. 1*, 75 1979. 2406.

Lu, Z. S., R. Z. Wang, Z. Z. Xia, Q. B. Wu, Y. M. Sun, et Z. Y. Chen. « An Analysis of the Performance of a Novel Solar Silica Gel-Water Adsorption Air Conditioning ». *Applied Thermal Engineering, SET 2010 Special Issue*, 31, n° 17 (1 décembre 2011): 3636-42. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024>.

Lu, Zisheng, Ruzhu Wang, et Zaizhong Xia. « Experimental Analysis of an Adsorption Air Conditioning with Micro-Porous Silica Gel-Water ». *Applied Thermal Engineering* 50, n° 1 (10 janvier 2013): 1015-20. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.041>.

Miyazaki, T., A. Akisawa, B. B. Saha, I. I. El-Sharkawy, et A. Chakraborty. « A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers ». *International Journal of Refrigeration* 32, n° 5 (1 août 2009): 846-53. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.12.002>.

Niazmand, Hamid, Hoda Talebian, et Mehdi Mahdavihah. « Bed Geometrical Specifications Effects on the Performance of Silica/Water Adsorption Chillers ». *International Journal of Refrigeration* 35, n° 8 (1 décembre 2012): 2261-74. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.08.017>.

Pan, Q. W., et R. Z. Wang. « Study on operation strategy of a silica gel-water adsorption chiller in solar cooling application ». *Solar Energy*, Special issue for Solar Cooling, 172 (15 septembre 2018): 24-31. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.03.062>.

Restuccia, G., A. Freni, S. Vasta, et Yu Aristov. « Selective Water Sorbent for Solid Sorption Chiller: Experimental Results and Modelling ». *International Journal of Refrigeration* 27, n° 3 (mai 2004): 284-93. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2003.09.003>.

Saha, B. B., A. Akisawa, et T. Kashiwagi. « Solar/Waste Heat Driven Two-Stage Adsorption Chiller: The Prototype ». *Renewable Energy* 23, n° 1 (1 mai 2001): 93-101. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(00\)00107-5](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(00)00107-5).

Saha, B. B., S. Koyama, T. Kashiwagi, A. Akisawa, K. C. Ng, et H. T. Chua. « Waste Heat Driven Dual-Mode, Multi-Stage, Multi-Bed Regenerative Adsorption System ». *International Journal of Refrigeration* 26, n° 7 (1 novembre 2003): 749-57. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00074-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00074-4).

Saha, B. B., S. Koyama, J. B. Lee, K. Kuwahara, K. C. A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, et T. Kashiwagi. « Performance Evaluation of a Low-Temperature Waste Heat Driven

Multi-Bed Adsorption Chiller ». *International Journal of Multiphase Flow* 29, n° 8 (1 août 2003): 1249-63. [https://doi.org/10.1016/S0301-9322\(03\)00103-4](https://doi.org/10.1016/S0301-9322(03)00103-4).

Saha, Bidyut B., Atsushi Akisawa, et Takao Kashiwagi. « Silica Gel Water Advanced Adsorption Refrigeration Cycle ». *Energy* 22, n° 4 (1 avril 1997): 437-47. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00102-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(96)00102-8).

Saha, Bidyut B., Elisa C. Boelman, et Takao Kashiwagi. « Computational Analysis of an Advanced Adsorption-Refrigeration Cycle ». *Energy* 20, n° 10 (1 octobre 1995): 983-94. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00047-K](https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00047-K).

Saha, Bidyut B., Shigeru Koyama, Kim Choon Ng, Yoshinori Hamamoto, Atsushi Akisawa, et Takao Kashiwagi. « Study on a Dual-Mode, Multi-Stage, Multi-Bed Regenerative Adsorption Chiller ». *Renewable Energy* 31, n° 13 (1 octobre 2006): 2076-90. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.10.003>.

Saha, Bidyut Baran, Anutosh Chakraborty, Shigeru Koyama, et Yu I. Aristov. « A New Generation Cooling Device Employing CaCl₂-in-Silica Gel-Water System ». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, n° 1-2 (janvier 2009): 516-24. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.06.018>.

San, Jung-Yang, et Hui-Chi Hsu. « Performance of a Multi-Bed Adsorption Heat Pump Using SWS-1L Composite Adsorbent and Water as the Working Pair ». *Applied Thermal Engineering* 29, n° 8-9 (juin 2009): 1606-13. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.008>.

Sircar, Shivaji. « Linear-Driving-Force Model for Non-Isothermal Gas Adsorption Kinetics ». *Journal of the Chemical Society, Faraday Transactions 1: Physical Chemistry in Condensed Phases* 79, n° 4 (1983): 785. <https://doi.org/10.1039/f19837900785>.

Uyun, A. S., A. Akisawa, T. Miyazaki, Y. Ueda, et T. Kashiwagi. « Numerical Analysis of an Advanced Three-Bed Mass Recovery Adsorption Refrigeration Cycle ». *Applied Thermal Engineering* 29, n° 14 (1 octobre 2009): 2876-84. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.02.008>.

Vermeulen, Theodore. « Theory for Irreversible and Constant-Pattern Solid Diffusion ». *Industrial & Engineering Chemistry* 45, n° 8 (1 août 1953): 1664-70. <https://doi.org/10.1021/ie50524a025>.

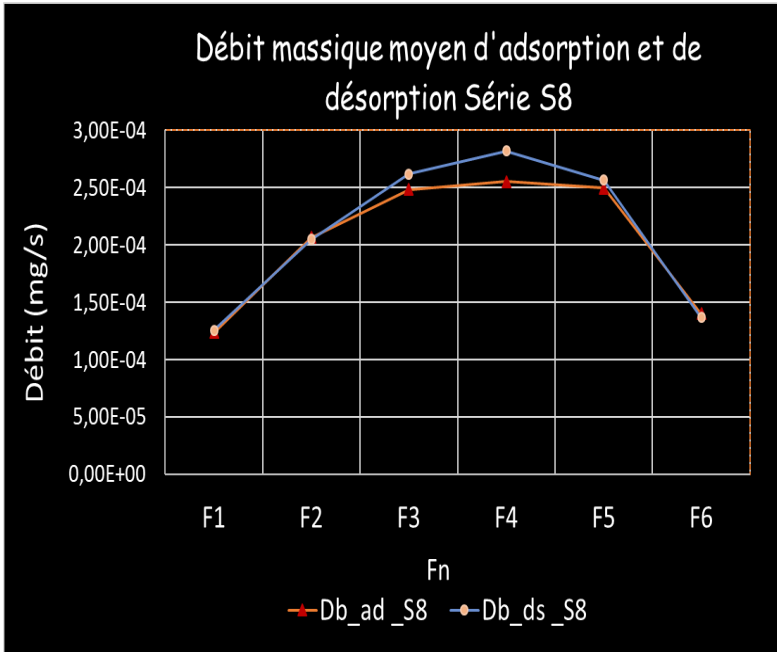
Wang, D. C., Z. X. Shi, Q. R. Yang, X. L. Tian, J. C. Zhang, et J. Y. Wu. « Experimental Research on Novel Adsorption Chiller Driven by Low Grade Heat Source ». *Energy Conversion and Management* 48, n° 8 (1 août 2007): 2375-81. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.001>.

Wang, Dechang, Jipeng Zhang, Xiaoliang Tian, Dawei Liu, et K. Sumathy. « Progress in Silica Gel-Water Adsorption Refrigeration Technology ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (1 février 2014): 85-104. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.023>.

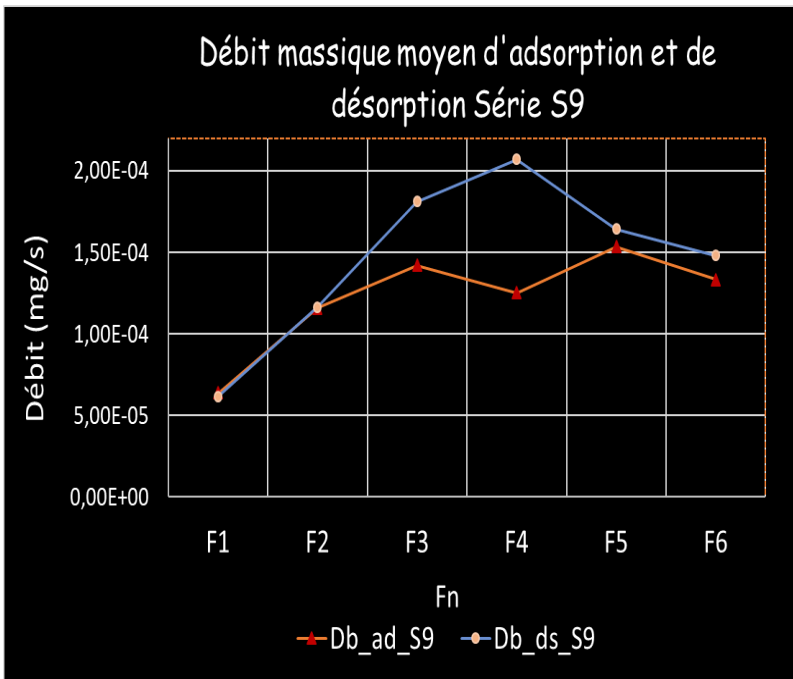
Wang, Xiaolin, et H.T. Chua. « A Comparative Evaluation of Two Different Heat-Recovery Schemes as Applied to a Two-Bed Adsorption Chiller ». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, n° 3-4 (février 2007): 433-43. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.003>.

ANNEXE 1

Débit Massique Moyen d'adsorption et de désorption pour toutes les séries

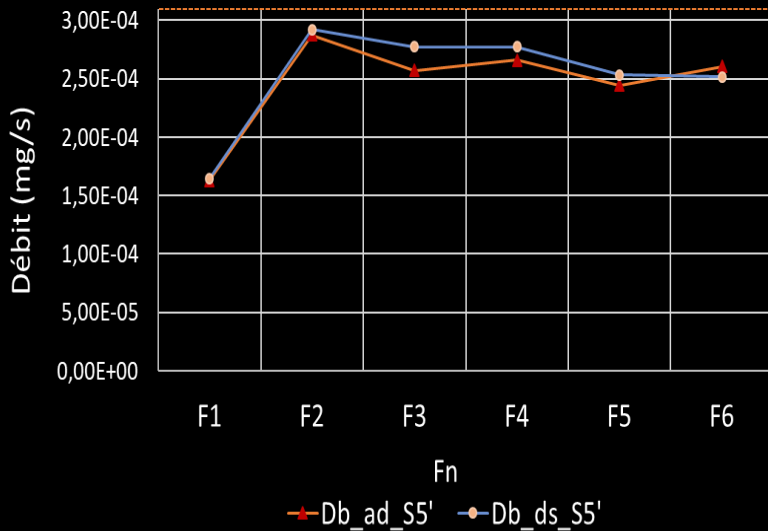


S8			
	ΔM_{max} (mg)	Msi(mg)	
	1,5	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot fnad$
1,50E+00	F1	8,24E-05	1,24E-04
1,36E+00	F2	1,52E-04	2,06E-04
9,90E-01	F3	2,51E-04	2,48E-04
6,80E-01	F4	3,75E-04	2,55E-04
4,70E-01	F5	5,31E-04	2,49E-04
2,10E-01	F6	6,67E-04	1,40E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot fnds$
	F1	8,37E-05	1,25E-04
	F2	1,50E-04	2,05E-04
	F3	2,64E-04	2,62E-04
	F4	4,14E-04	2,82E-04
	F5	5,46E-04	2,57E-04
	F6	6,50E-04	1,36E-04



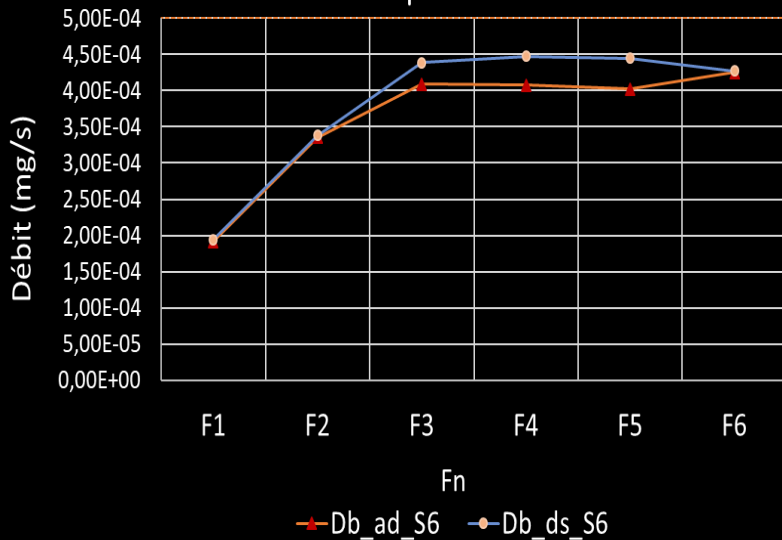
S9			
	ΔM_{max} (mg)	Msi(mg)	
	0,76	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot fnad$
7,60E-01	F1	8,38E-05	6,37E-05
7,60E-01	F2	1,52E-04	1,16E-04
6,20E-01	F3	2,29E-04	1,42E-04
4,00E-01	F4	3,13E-04	1,25E-04
2,90E-01	F5	5,28E-04	1,53E-04
2,10E-01	F6	6,35E-04	1,33E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot fnds$
	F1	8,13E-05	6,18E-05
	F2	1,53E-04	1,16E-04
	F3	2,92E-04	1,81E-04
	F4	5,18E-04	2,07E-04
	F5	5,66E-04	1,64E-04
	F6	7,05E-04	1,48E-04

Débit massique moyen d'adsorption et de désorption Série S5'



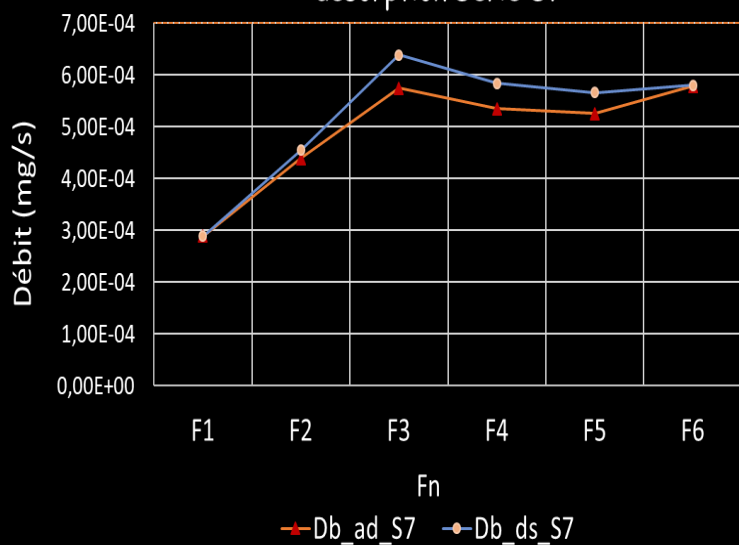
S5'	ΔM_{\max} (mg)	Msi (mg)	
	1,97	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot fnad$
1,97E+00	F1	8,28E-05	1,63E-04
1,91E+00	F2	1,50E-04	2,87E-04
1,04E+00	F3	2,47E-04	2,57E-04
6,90E-01	F4	3,86E-04	2,66E-04
4,60E-01	F5	5,31E-04	2,44E-04
3,80E-01	F6	6,86E-04	2,61E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot fnds$
	F1	8,37E-05	1,65E-04
	F2	1,53E-04	2,92E-04
	F3	2,67E-04	2,78E-04
	F4	4,02E-04	2,78E-04
	F5	5,51E-04	2,53E-04
	F6	6,62E-04	2,52E-04

Débit massique moyen d'adsorption et de désorption Série S6



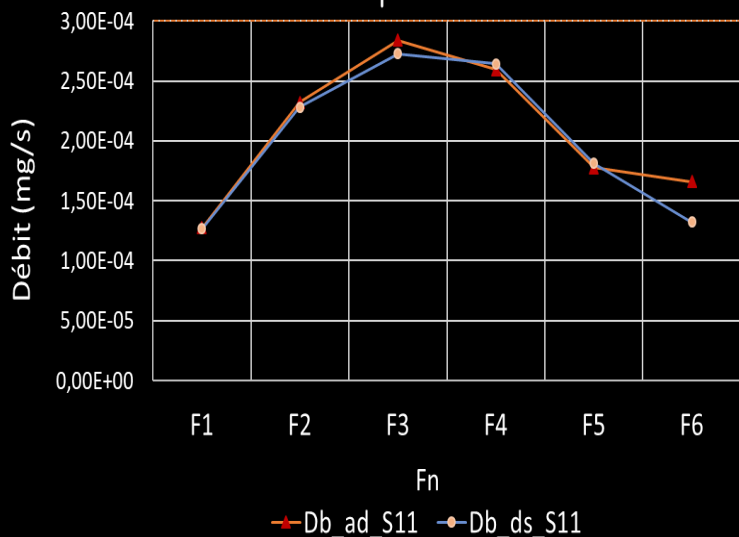
S6	ΔM_{\max} (mg)	Msi (mg)	
	2,31	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot fnad$
2,31E+00	F1	8,29E-05	1,91E-04
2,23E+00	F2	1,50E-04	3,36E-04
1,65E+00	F3	2,48E-04	4,09E-04
1,08E+00	F4	3,77E-04	4,07E-04
7,80E-01	F5	5,16E-04	4,02E-04
6,40E-01	F6	6,64E-04	4,25E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot fnds$
	F1	8,40E-05	1,94E-04
	F2	1,52E-04	3,38E-04
	F3	2,66E-04	4,38E-04
	F4	4,14E-04	4,48E-04
	F5	5,70E-04	4,44E-04
	F6	6,68E-04	4,27E-04

Débit massique moyen d'adsorption et de désorption Série S7



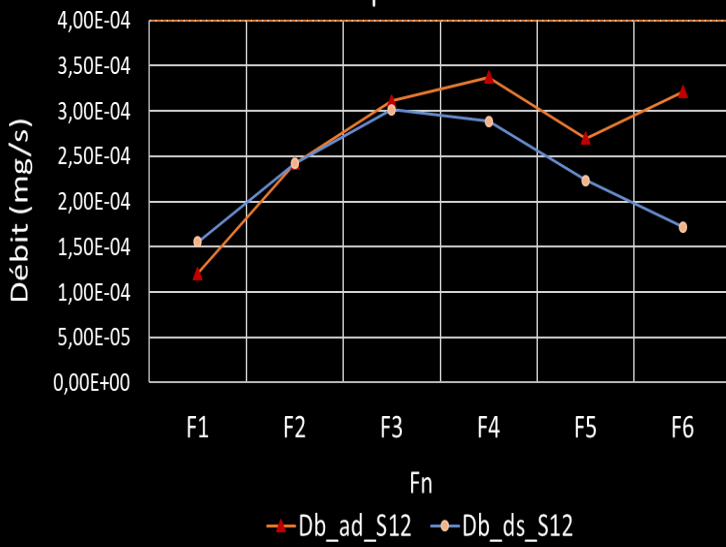
S7	ΔM_{\max} (mg)	Msi (mg)	
	3,46	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot \text{fnad}$
3,46E+00	F1	8,33E-05	2,88E-04
2,95E+00	F2	1,49E-04	4,39E-04
2,36E+00	F3	2,43E-04	5,75E-04
1,42E+00	F4	3,77E-04	5,35E-04
1,00E+00	F5	5,26E-04	5,26E-04
8,60E-01	F6	6,73E-04	5,78E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot \text{fnds}$
	F1	8,33E-05	2,88E-04
	F2	1,54E-04	4,55E-04
	F3	2,71E-04	6,39E-04
	F4	4,11E-04	5,84E-04
	F5	5,66E-04	5,66E-04
	F6	6,75E-04	5,80E-04

Débit massique moyen d'adsorption et de désorption Série S11



S11	ΔM_{\max} (mg)	Msi (mg)	
	1,45	77,8	
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot \text{fnad}$
1,45E+00	F1	8,80E-05	1,28E-04
1,38E+00	F2	1,68E-04	2,32E-04
9,20E-01	F3	3,08E-04	2,84E-04
5,10E-01	F4	5,08E-04	2,59E-04
2,30E-01	F5	7,72E-04	1,78E-04
1,30E-01	F6	1,28E-03	1,66E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot \text{fnds}$
	F1	8,74E-05	1,27E-04
	F2	1,65E-04	2,28E-04
	F3	2,97E-04	2,73E-04
	F4	5,18E-04	2,64E-04
	F5	7,89E-04	1,81E-04
	F6	1,02E-03	1,32E-04

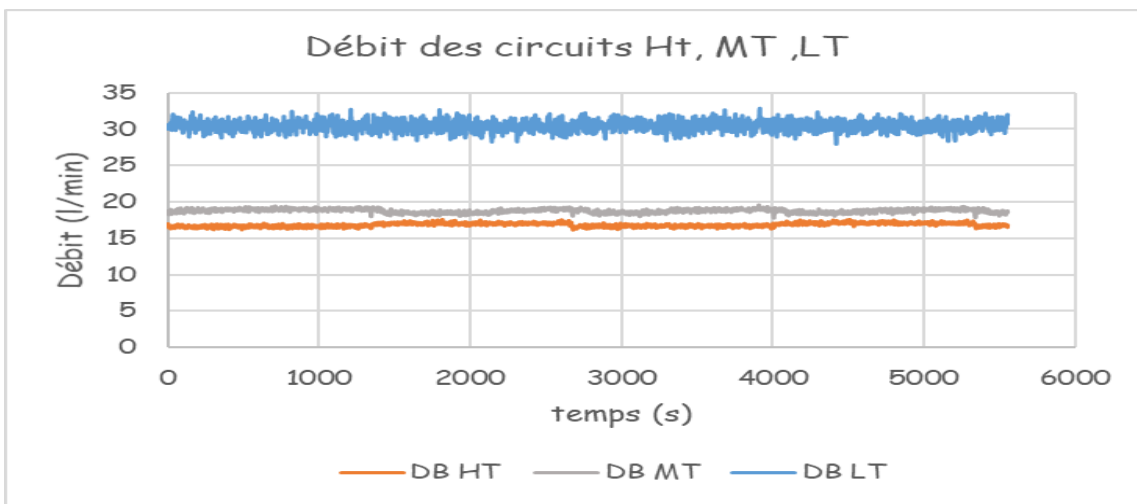
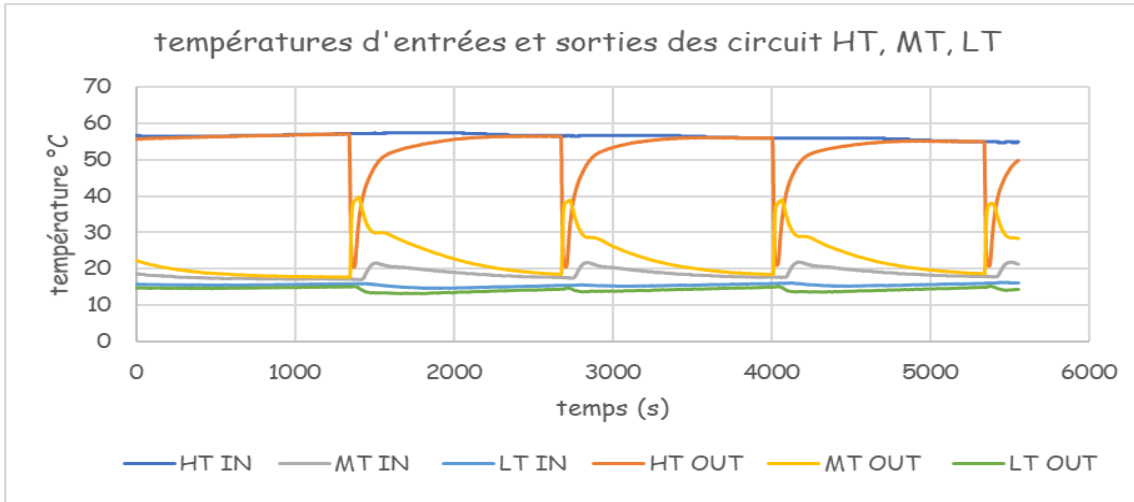
Débit massique moyen d'adsorption et de désorption Série S12



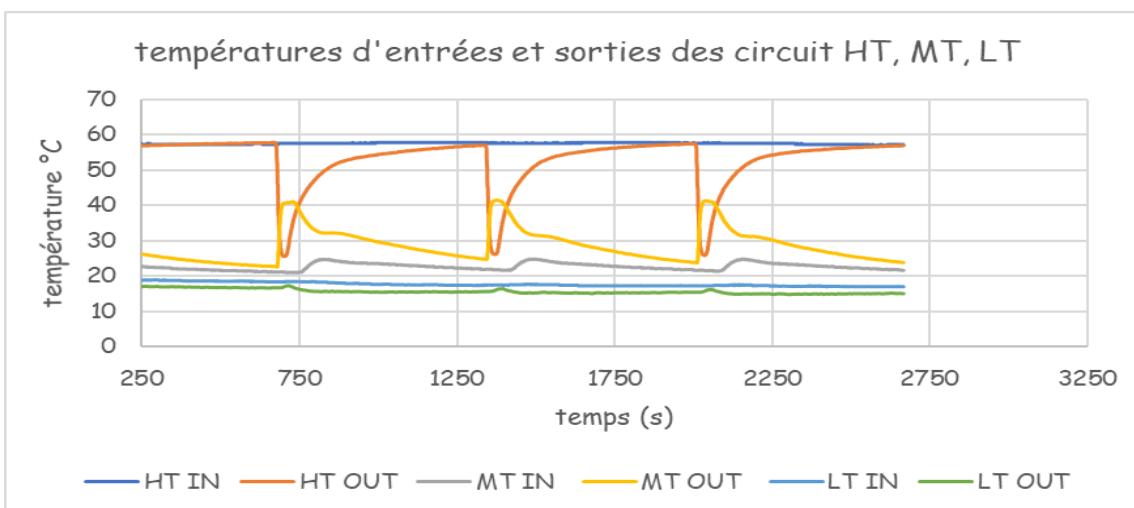
S12	ΔM_{\max} (mg)	Msi(mg)	
		1,45	77,8
ΔM_f (mg)	Fn	fnad (Hz)	Db_ad= $\Delta M_f \cdot \text{fnad}$
1,45E+00	F1	8,33E-05	1,21E-04
1,38E+00	F2	1,75E-04	2,42E-04
9,20E-01	F3	3,38E-04	3,11E-04
5,10E-01	F4	6,61E-04	3,37E-04
2,30E-01	F5	1,17E-03	2,70E-04
1,30E-01	F6	2,47E-03	3,21E-04
	Fn	fnds (Hz)	Db_ds= $\Delta M_f \cdot \text{fnds}$
	F1	1,07E-04	1,55E-04
	F2	1,76E-04	2,42E-04
	F3	3,27E-04	3,01E-04
	F4	5,66E-04	2,89E-04
	F5	9,71E-04	2,23E-04
	F6	1,32E-03	1,72E-04

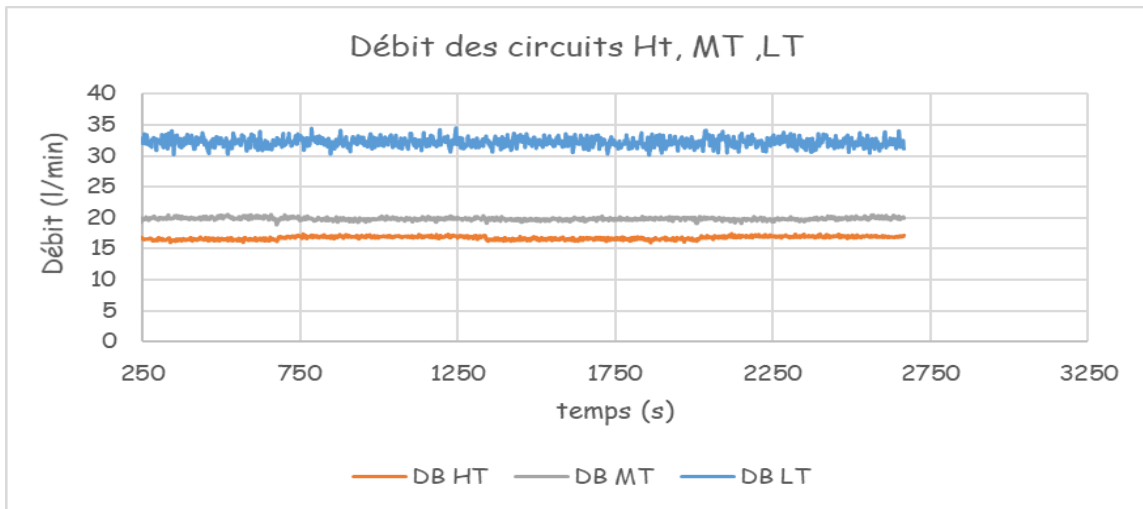
ANNEXE 2

Série CY1 (refroidissement par Géothermie)

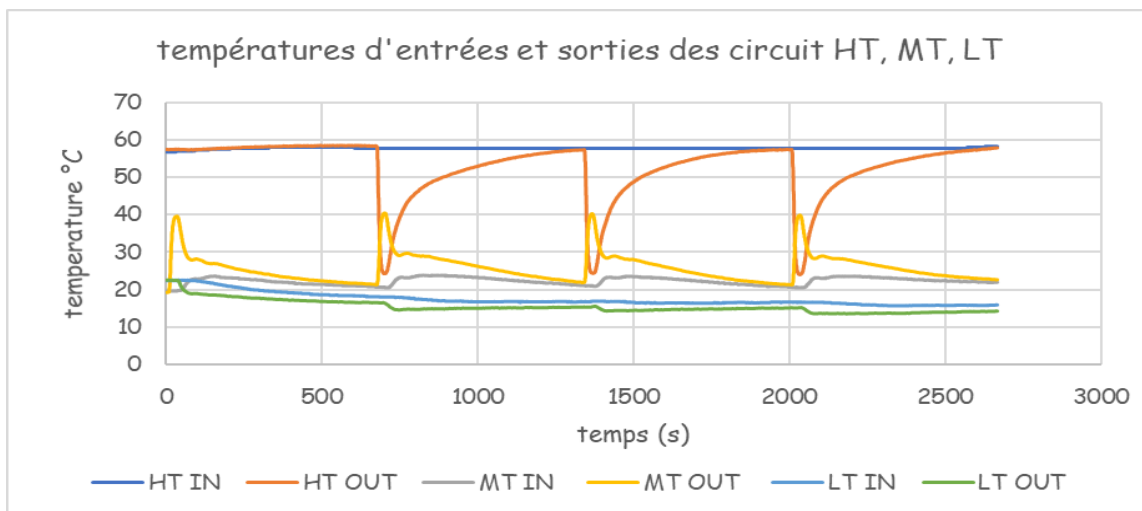
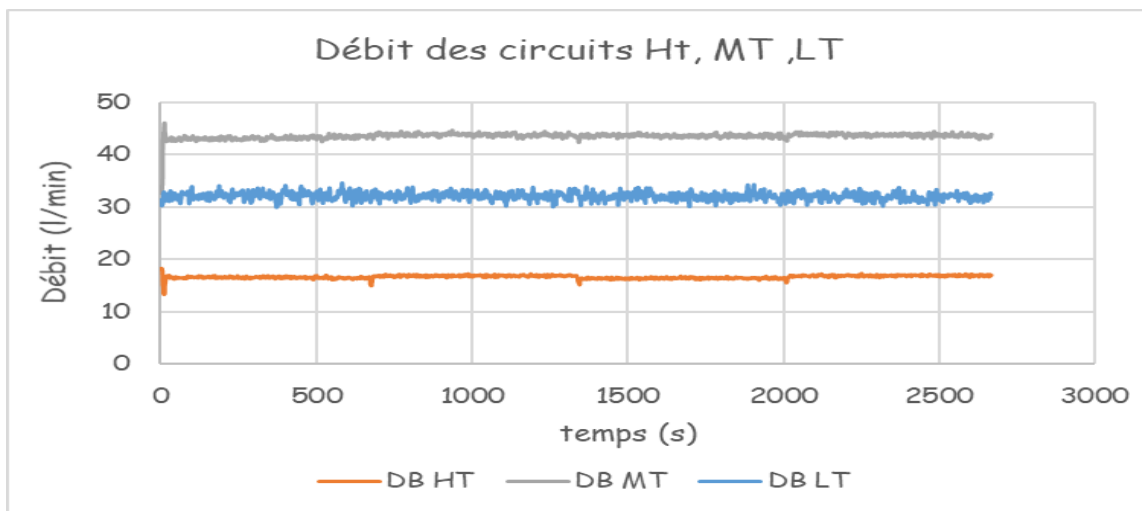


Série CY2 (refroidissement par Géothermie)

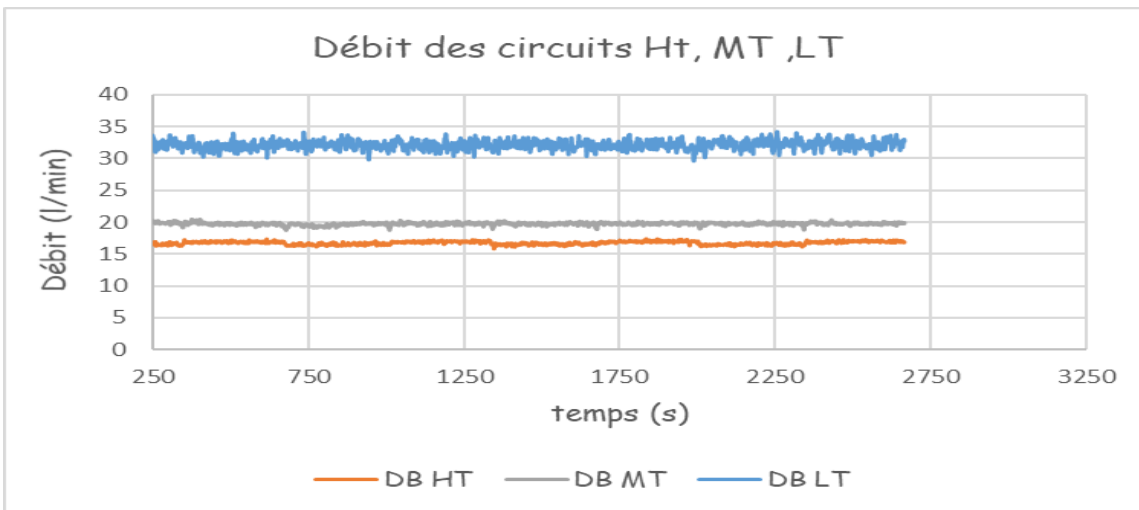
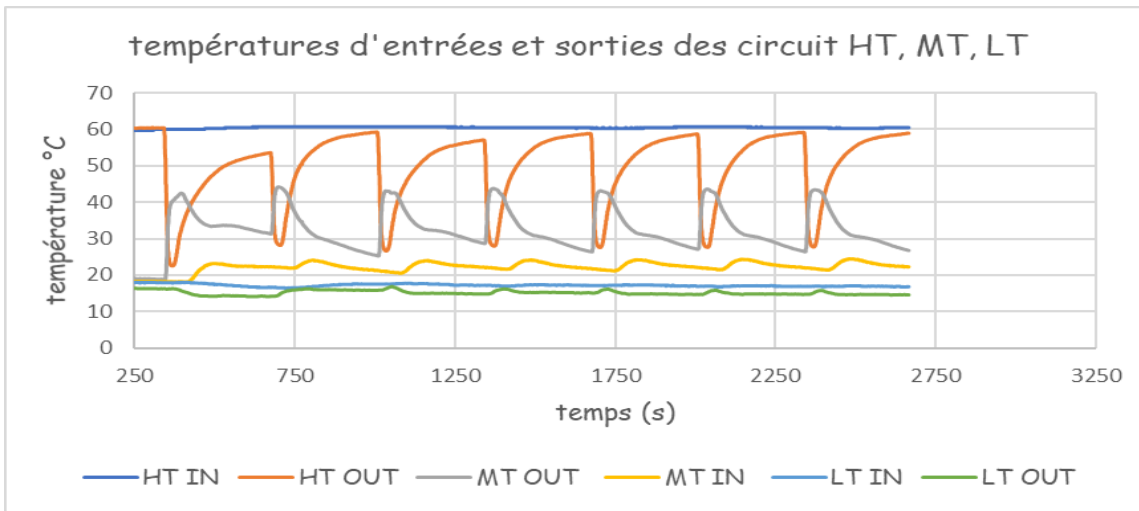




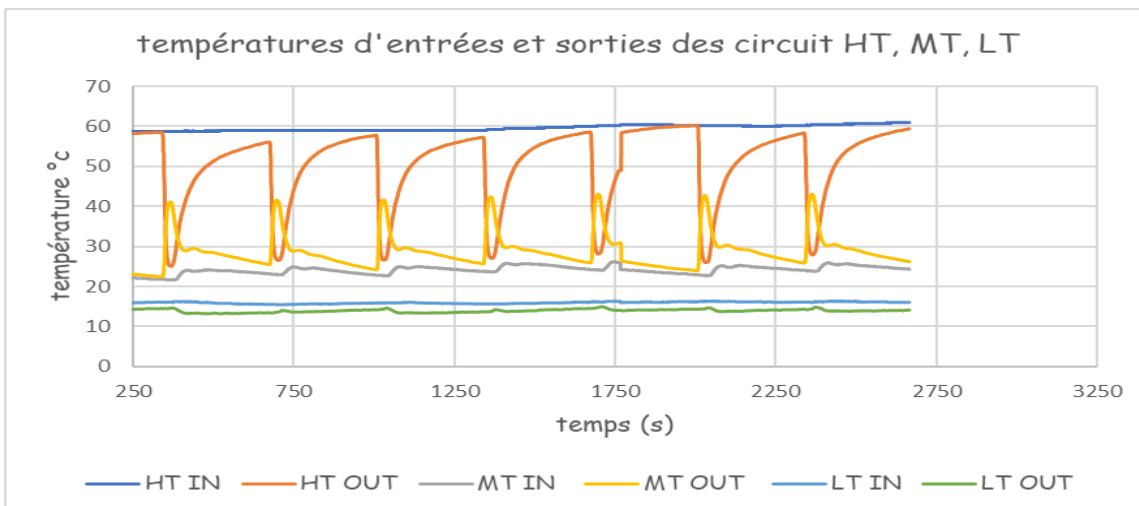
Série CY3 (refroidissement par dry Cooler)

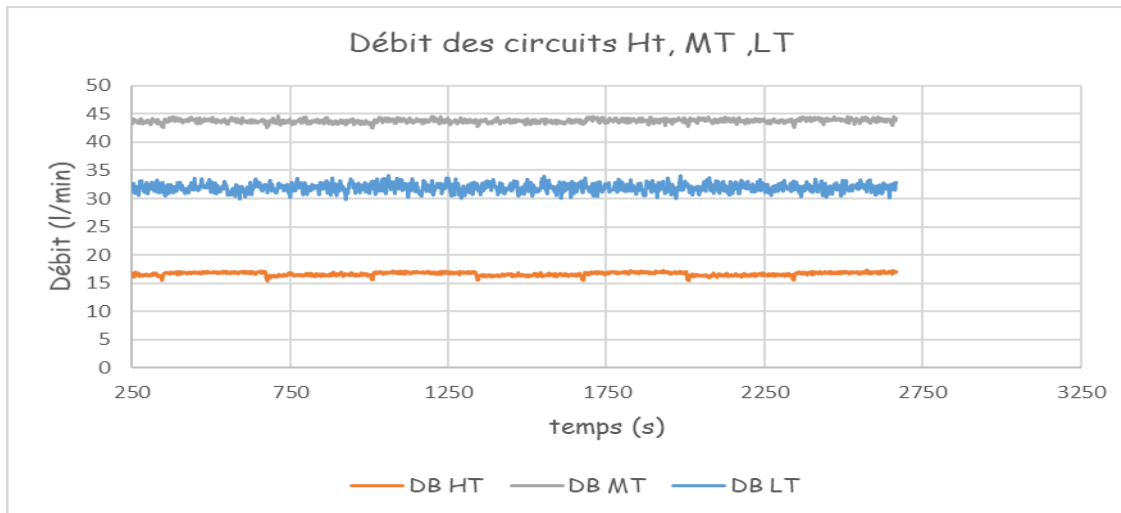


Série CY4 (refroidissement par Géothermie)

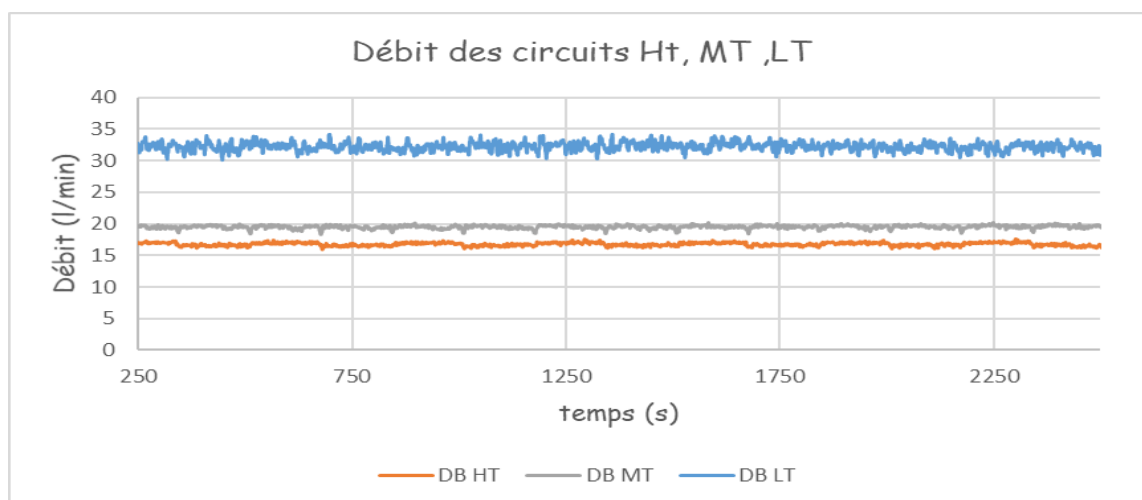
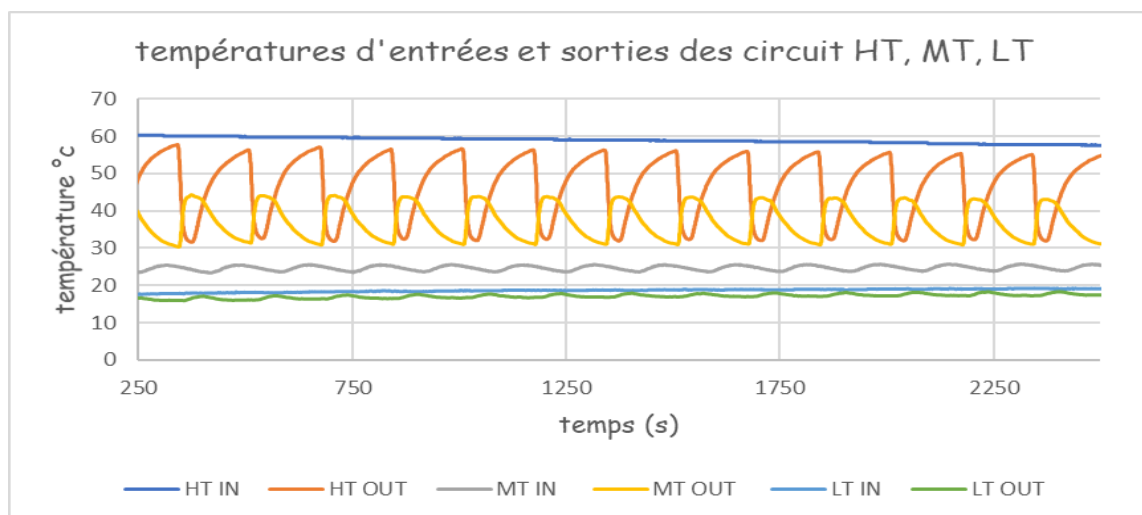


Série CY5 (refroidissement par dry Cooler)

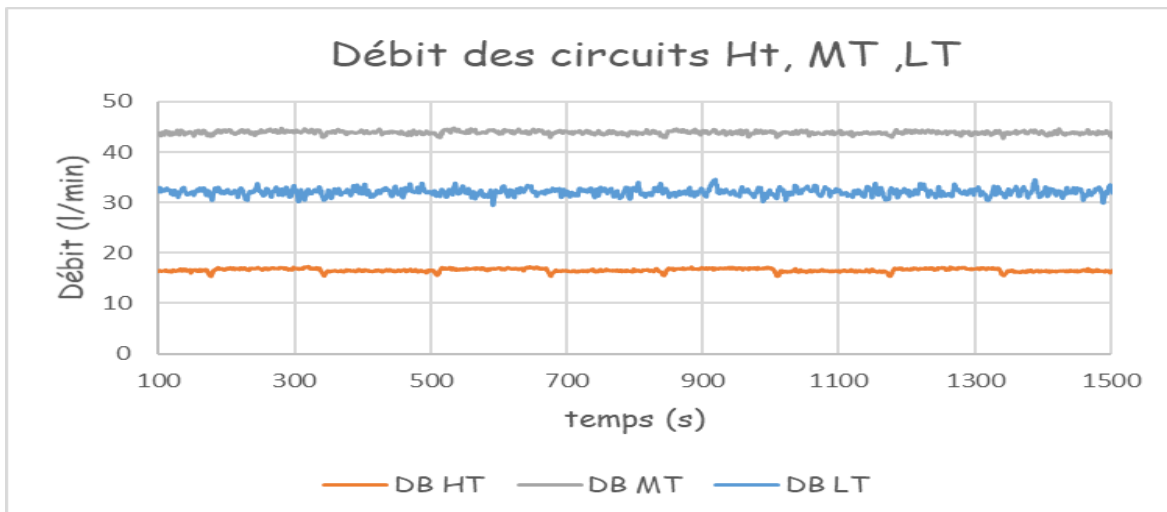
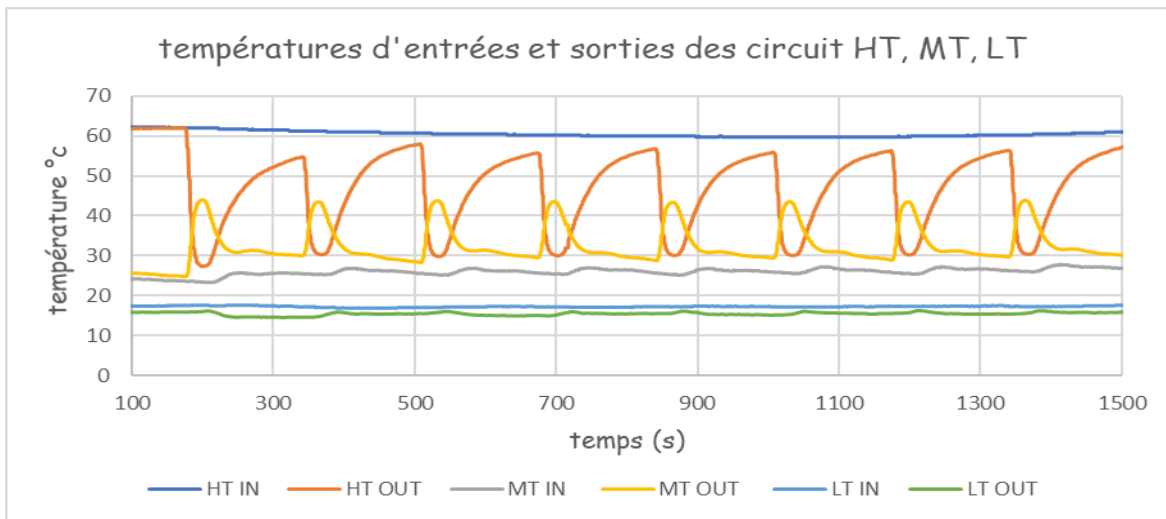




Série CY6 (refroidissement par Géothermie)

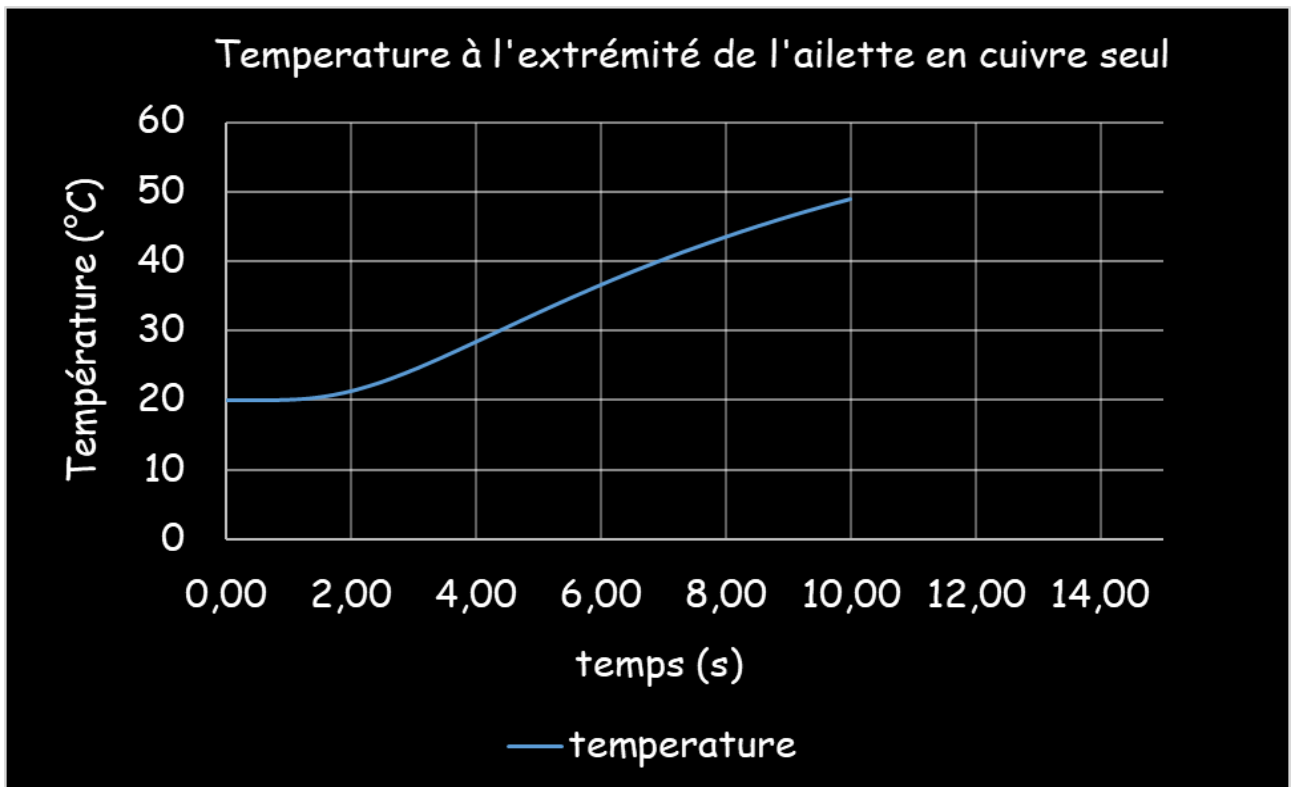
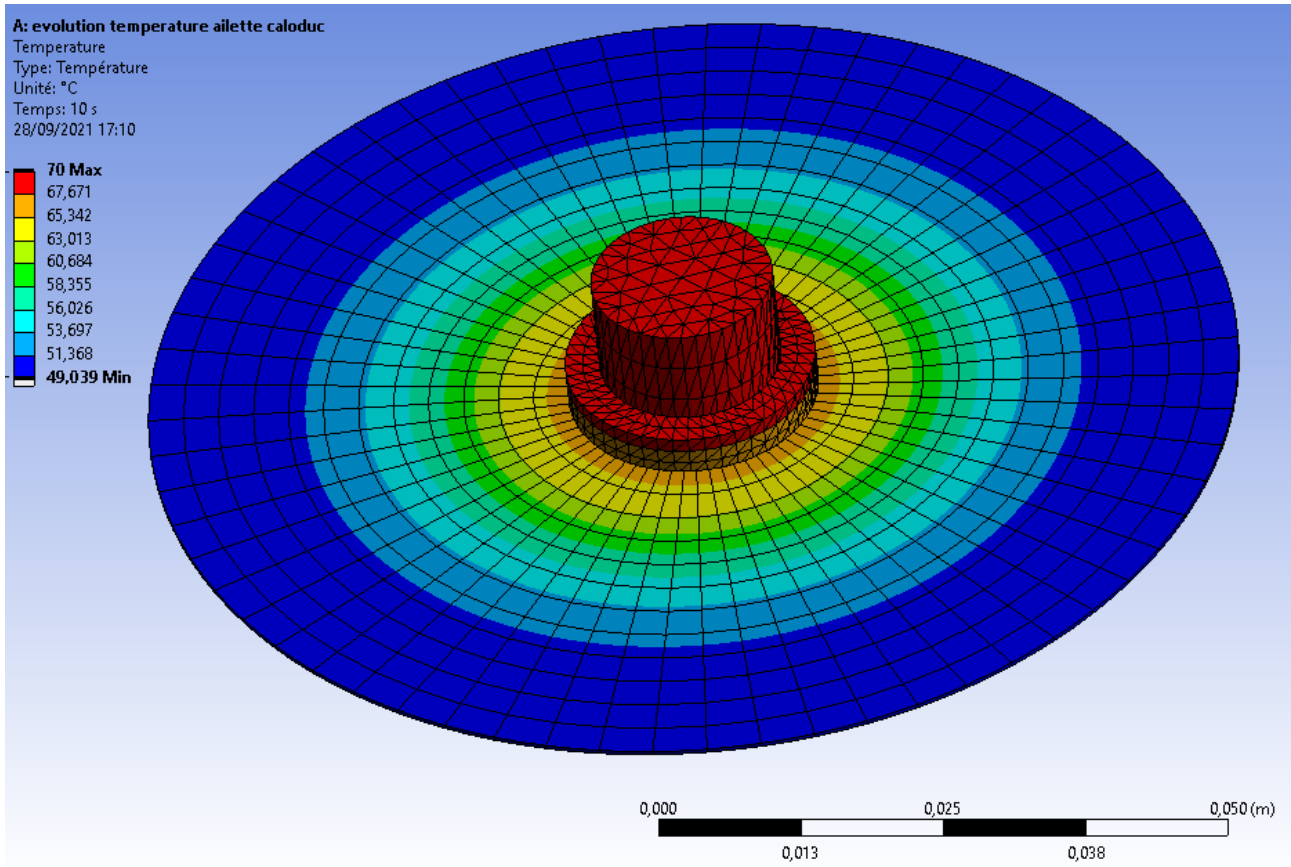


Série CY7 (refroidissement par dry Cooler)

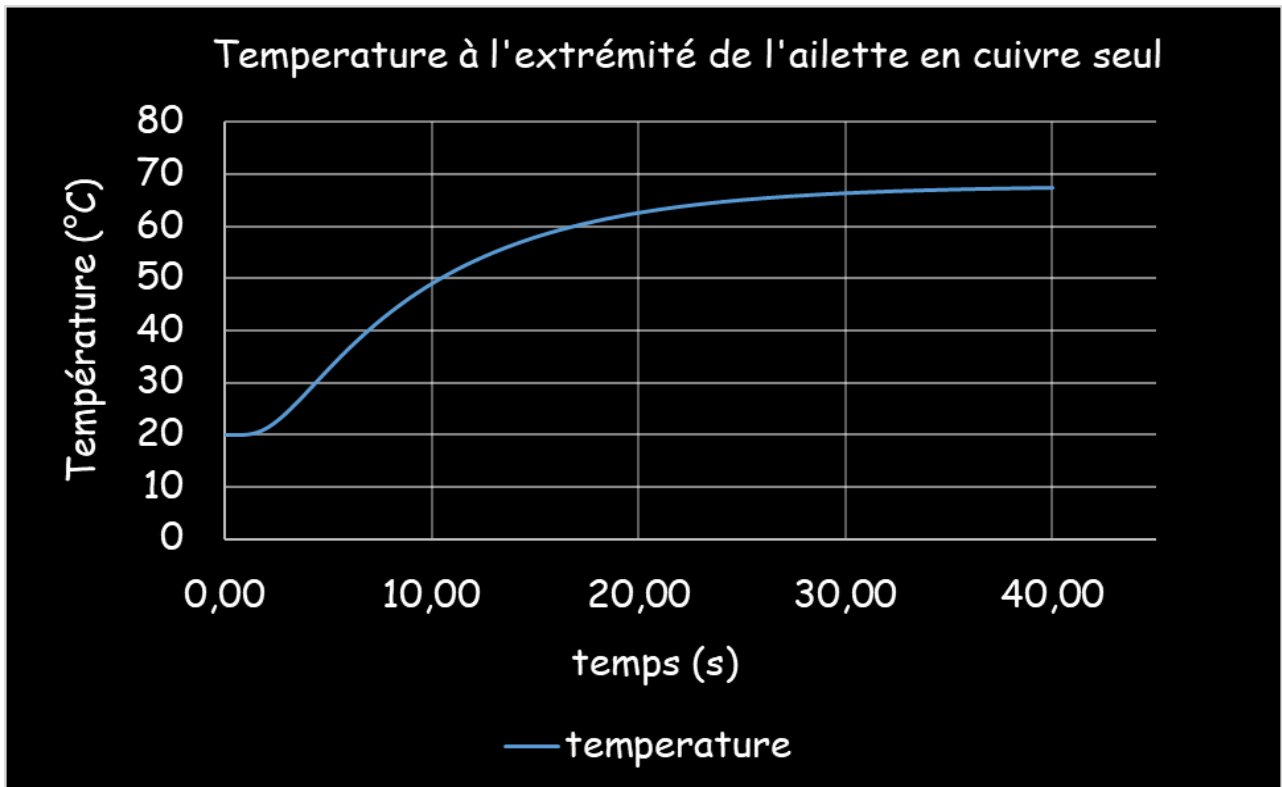
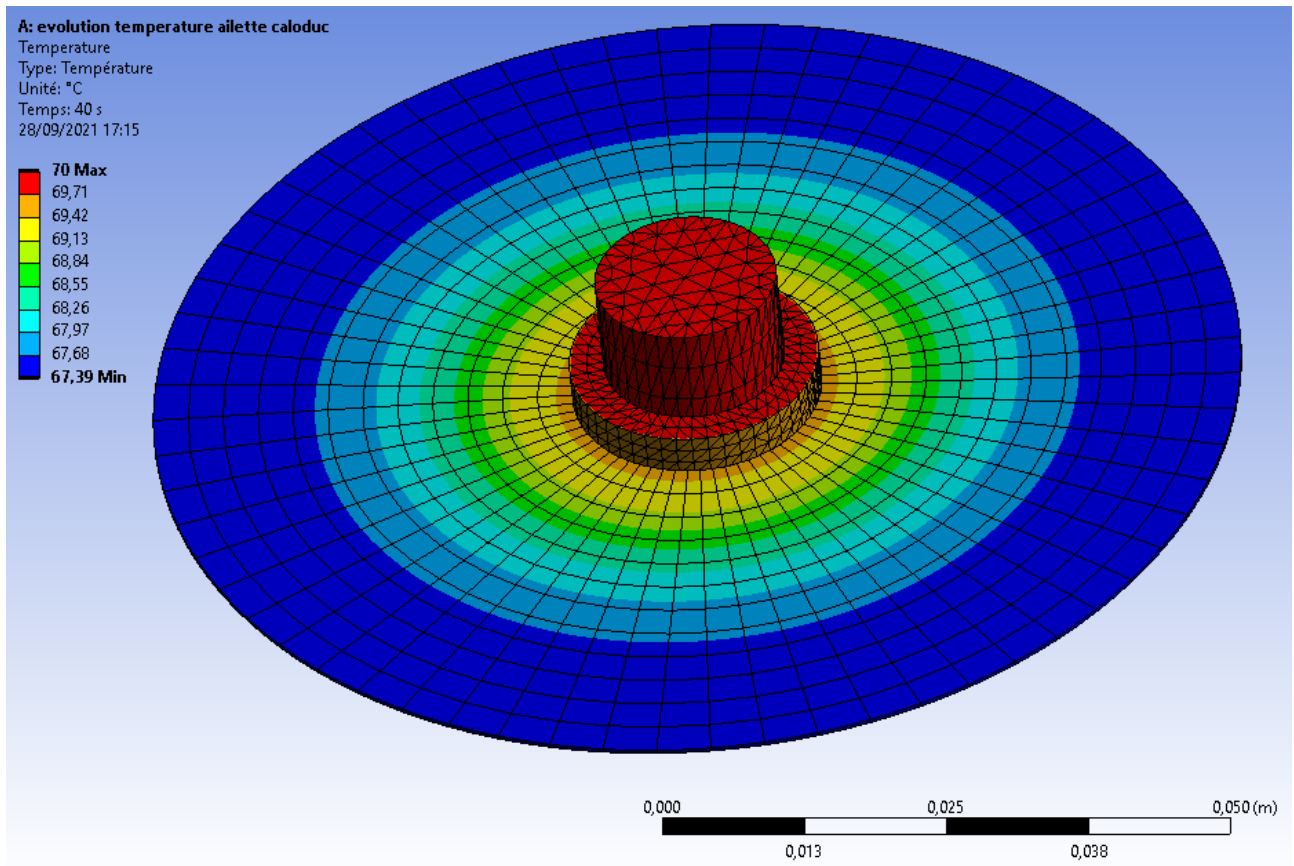


ANNEXE 3

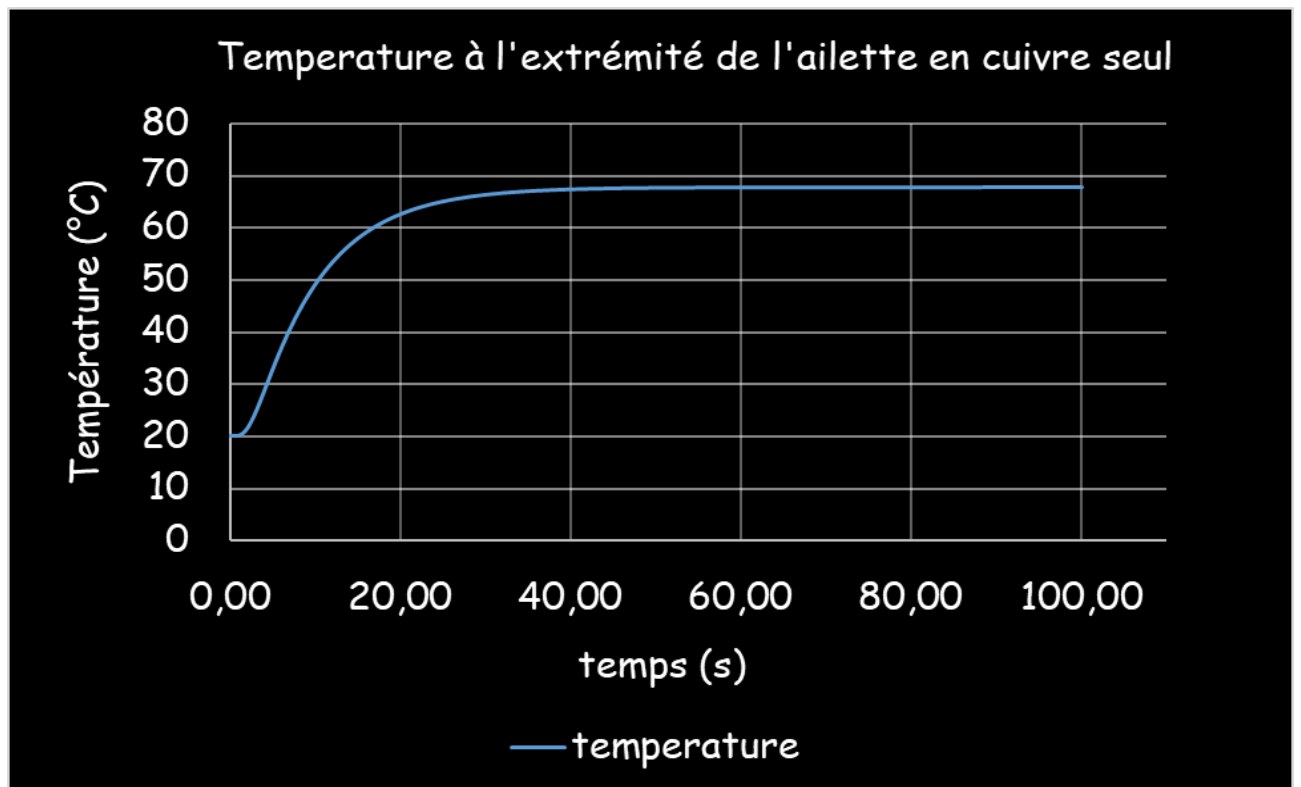
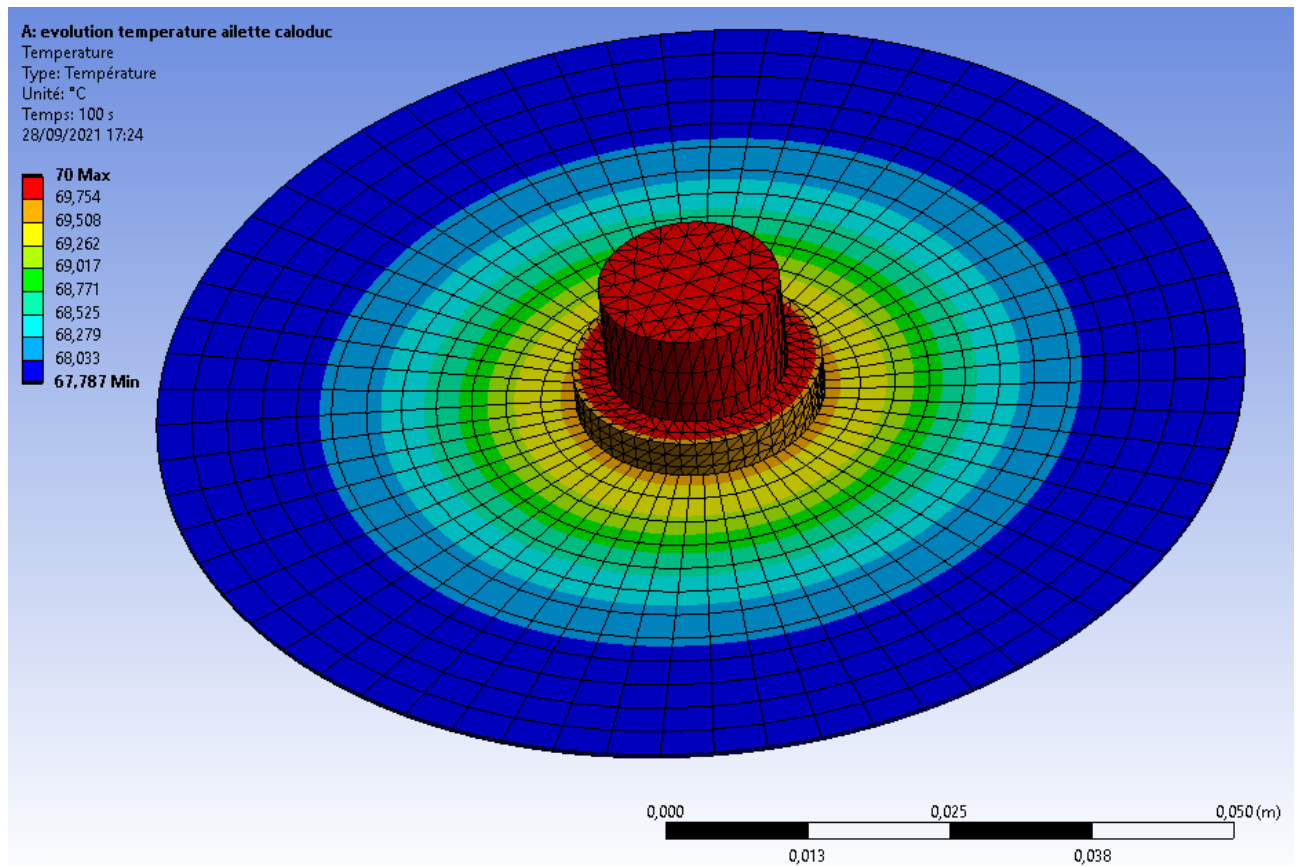
Cas 1 Gradient de Température pour t=10s et évolution de la température.



Cas 2 Gradient de Température pour t=40s et évolution de la température



Cas 3 Gradient de Température pour t=100s et évolution de la température



ANNEXE 4

Tables de la base centrale.

tbl_sites		app_system_properties		received_variablerequest	
id	BIGINT	id	BIGINT	id	BIGINT
topic	VARCHAR	VALUEREQUEST_SYNCHRONIZED	TIMESTAMP	InventoryId	VARCHAR
site	VARCHAR	SITES_SYNCHRONIZED	TIMESTAMP	destination	VARCHAR
short_site	VARCHAR				
Constraints		Constraints		Constraints	
Indexes		Indexes		Indexes	

tbl_inventory		app_variablerequest		received_controlvalues	
ID	INT	id	BIGINT	ID	BIGINT
Site	VARCHAR	site	VARCHAR	VARIABLE_NAME	VARCHAR
System	VARCHAR	eq_type	VARCHAR	VARIABLE_NUM_VALUE	DOUBLE
EQ_Name	VARCHAR	var_name	VARCHAR	VARIABLE_STR_VALUE	VARCHAR
EQ_Site_Name	VARCHAR	physicalValue	VARCHAR	TIMESTAMP	TIMESTAMP
EQ_Type	VARCHAR	unit	VARCHAR	REMOETIMESTAMP	TIMESTAMP
Prefix_Name	VARCHAR	sendValue	ENUM	SENDER	VARCHAR
EQ_Category	VARCHAR			PROCESSED	ENUM
EQ_Description	VARCHAR			TIMED_OUT	ENUM
EQ_Supplier	VARCHAR				
EQ_Brand	VARCHAR				
EQ_Technical_Reference	VARCHAR				
EQ_Power_Capacity_Connectivity	VARCHAR				
EQ_Movability	VARCHAR				
EQ_humanActionRequired	VARCHAR				
EQ_inputSignals	VARCHAR				
EQ_outputSignals	VARCHAR				
EQ_Range	VARCHAR				
EQ_Accuracy	VARCHAR				
EQ_Communication_Interval	VARCHAR				
EQ_Communicating	VARCHAR				
EQ_Availability	VARCHAR				
EQ_Purchase_Date	VARCHAR				
EQ_Maintenance_Frequency	VARCHAR				
EQ_Maintenance_Date	VARCHAR				
EQ_Next_Maintenance	VARCHAR				
EQ_Remark	VARCHAR				
EQ_Technical_Datasheets	VARCHAR				
VAR_name	VARCHAR				
VAR_type	VARCHAR				
VAR_unit	VARCHAR				
VAR_List	VARCHAR				
VAR_unit2	VARCHAR				
VAR_in	VARCHAR				
VAR_inUnit	VARCHAR				
VAR_out	VARCHAR				
Constraints		Constraints		Constraints	
Indexes		Indexes		Indexes	

received_variablerequest		received_controlvalues		received_variablevalues	
id	BIGINT	ID	BIGINT	ID	BIGINT
InventoryId	VARCHAR	VARIABLE_NAME	VARCHAR	VARIABLE_NAME	VARCHAR
destination	VARCHAR	VARIABLE_NUM_VALUE	DOUBLE	VARIABLE_NUM_VALUE	DOUBLE
		VARIABLE_STR_VALUE	VARCHAR	VARIABLE_STR_VALUE	VARCHAR
		TIMESTAMP	TIMESTAMP	LOCAL_TIMESTAMP	TIMEST...
		REMOETIMESTAMP	TIMESTAMP	REMOTE_ID	BIGINT
		SENDER	VARCHAR	REMOTE_TIMESTAMP	TIMEST...
		PROCESSED	ENUM	REMOTE_MESSAGE_ID	BIGINT
		TIMED_OUT	ENUM	PROCESSED	ENUM
				TIMED_OUT	ENUM
Constraints		Constraints		Constraints	
Indexes		Indexes		Indexes	

Tables de la base locale.

