



HAL
open science

REDUCTION D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX APPLIQUEE AUX SYSTEMES ENERGETIQUES DIPHASIQUES

Michaël Marion

► **To cite this version:**

Michaël Marion. REDUCTION D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX APPLIQUEE AUX SYSTEMES ENERGETIQUES DIPHASIQUES. Thermique [physics.class-ph]. Université de Caen Normandie, 2021. tel-03357107

HAL Id: tel-03357107

<https://hal.science/tel-03357107>

Submitted on 28 Sep 2021

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

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



Université de Caen Normandie

Habilitation à Diriger des Recherches

Présentée par

Michaël MARION

REDUCTION D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX
APPLIQUEE AUX SYSTEMES ENERGETIQUES DIPHASIQUES

A soutenir le 22 juin 2021 devant le jury composé de :

M. Belkacem Zeghmati, Professeur des Universités, rapporteur

M. Bertrand Garnier, Chercheur CNRS, HDR, rapporteur

M. Jean Gabriel Bauzin, Maître de conférences, HDR, rapporteur

M. Najib Laraqi, Professeur des Universités, examinateur

M. Gualous Hamid, Professeur des Universités, examinateur

Mme. Hasna Louahlia, Professeur des Universités, examinateur

<u>Remerciements</u>	4
<u>Présentation du mémoire d'habilitation</u>	5
<u>Synthèse des travaux scientifiques</u>	7
Thème 1 : Etude de milieux dispersés dynamiques	7
1-1 Etudes en milieu dispersé	8
1-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	8
1-1-2 Démarche et méthode	9
1-1-3 Résultats scientifiques	11
1-1-4 Synthèse des travaux	14
1-2 Combustion de gouttelettes d'aluminium sous pression	15
1-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	15
1-2-2 Démarche et méthode	16
1-2-3 Résultats scientifiques	18
1-2-4 Synthèse des travaux	20
Thème 2 : Efficacité Énergétique dans le bâtiment	21
2-1 Émission de polluants par les matériaux	22
2-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	22
2-1-2 Démarche et méthode	22
2-1-3 Résultats scientifiques	25
2-1-4 Synthèse des travaux	29
2-2 Utilisation des matériaux biosourcés dans le bâtiment	30
2-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	30
2-2-2 Démarche et méthode	31
2-2-3 Résultats scientifiques	33
2-2-4 Synthèse des travaux	39

Thème 3 : Cogénération et valorisation d'énergie	40
3-1 Valorisation de la cogénération par moteurs Stirling	41
3-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	41
3-1-2 Démarche et méthode	44
3-1-3 Résultats scientifiques	47
3-1-4 Synthèse des travaux	49
3-2 Valorisation énergétique par Cycle de Rankine Organique Solaire	50
3-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	50
3-2-2 Démarche et méthode	50
3-2-3 Résultats scientifiques	54
3-2-4 Synthèse des travaux	58
3-3 Valorisation énergétique de la chaleur fatale d'une PEMFC	59
3-3-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques	59
3-3-2 Démarche et méthode	61
3-3-3 Résultats scientifiques	64
3-3-4 Synthèse des travaux	67
<u>Perspectives scientifiques</u>	69
<u>Références</u>	74
<u>Curriculum Vitae détaillé</u>	84
<u>Publications</u>	90

Remerciements

Le travail de recherche que je présente dans ce mémoire est le fruit d'un travail collaboratif. J'adresse mes remerciements à toutes les personnes qui ont contribué, que ce soit modérément ou fortement, à la réussite de ce travail.

J'exprime tous mes remerciements à M Zeghmati, M Garnier et M Bauzin pour avoir accepté de rapporter ce mémoire d'HDR.

Je remercie également les membres du jury et particulièrement Mme Louahlia et M Gualous pour leurs accompagnements en recherche et leur bienveillance qui nous pousse toujours à vouloir nous lancer dans de nouveaux défis. Je remercie également M Laraqi pour sa participation à ce jury.

Je remercie l'ensemble des membres du laboratoire, aussi bien du site Saint-Lois que du site Cherbourgeois, pour les marques de sympathie qu'ils ont manifesté à mon égard.

J'exprime toute ma gratitude à l'ensemble des personnes qui par leurs échanges, conseils et soutiens, ont contribué à la réalisation de ces études. Elles travaillent au laboratoire, dans d'autres laboratoires, nationaux ou internationaux, des organismes privés ou publics. C'est par les échanges d'idées, de conseils et de questions que de nouvelles idées et projets ont bien souvent émergé.

Finalement, je remercie les membres de ma famille, mon épouse, mon père, mes enfants, qui, par leur affection, m'ont toujours permis de prendre du recul sur mes travaux.

Présentation du mémoire d'habilitation

Les systèmes énergétiques que nous utilisons au quotidien opèrent dans notre environnement avec lequel ils sont en interaction directe. Leurs performances et leurs interactions sont donc intimement liées aux impacts qu'ils y infligent. Ces systèmes ont le plus souvent été conçus à la base pour répondre à des objectifs garantissant un service et la sécurité des utilisateurs tout en veillant à la possibilité d'être commercialisable. Plus récemment, leur bonne performance énergétique et leur faible impact environnemental sont considérés et deviennent même parfois un critère supplémentaire de développement ou de vente.

Bien que de nettes améliorations sur les impacts environnementaux aient été réalisées cette dernière décennie, notre environnement reste en grand péril. Une étude récente, publiée dans "Nature Communications Earth and Environment", souligne par exemple que les glaciers du Groenland ont franchi un point critique. La prise de conscience est collective et la quasi-totalité des politiques conduit à maintenir de fortes incitations à réduire encore ces impacts, nombreux et de natures différentes. On le voit déjà auprès du grand public, par exemple à travers l'apparition des étiquettes indiquant la classe énergétique d'un appareil ou l'étiquetage sur les émissions de COV des produits commercialisés destinés à la décoration ou à la construction.

Pour répondre à cet enjeu vital, il faut réduire les consommations d'énergie et en particulier, celles issues des ressources fossiles. Comment agir sur les systèmes afin d'améliorer leur efficacité ? C'est à cette question que se doit de répondre la communauté scientifique.

Ce mémoire présente les différents travaux sur lesquels je me suis investi et qui mettent tous en jeu différentes transformations de systèmes diphasiques. Ils ont été orientés vers l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes et sur la réduction des émissions polluantes. Ce mémoire est complété par une synthèse de mes activités de valorisation, d'encadrement et d'animation ainsi que de formation.

Après une thèse de doctorat soutenue en 1996 et réalisée sur la combustion des particules d'aluminium sous la direction du Professeur Gökalp à l'université d'Orléans, puis une année d'ATER réalisée à Orléans, j'ai été recruté à l'Université de Caen Normandie en tant que Maître de Conférences à l'IUT de Cherbourg Manche site de Saint-Lô. Mon recrutement s'est inscrit dans le cadre de l'ouverture d'un nouveau site universitaire, sans la présence de laboratoire de recherche. Mes collègues enseignants chercheurs et moi-même avons créé le nouveau Laboratoire de Thermodynamique des Procédés de 1998 à 2005. Puis, en 2006, les membres du laboratoire ont rejoint le laboratoire LUSAC.

J'ai ainsi réalisé mes premières activités de recherche dans le cadre d'un programme de coopération entre le Centre National d'Etudes Spatiales (CNES), l'Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales (ONERA), et le Centre National de Recherche Scientifique (CNRS), destiné au lanceur Européen Ariane 5.

Mes travaux de recherche sur la combustion ont finalement été une base de développement de trois thèmes de recherche qui concernent les transformations de systèmes diphasiques et se regroupent autour de l'énergie thermique et ses différentes applications. Le premier thème traite du comportement des gouttelettes dans l'environnement dans lesquelles elles évoluent. Plus particulièrement, une première étude porte sur l'effet de contamination chimique des gouttelettes dans leur environnement au cours de leur déplacement. Cette activité de recherche est complétée par l'étude de trajectoires d'aérosols intégrant l'effet de traînée et d'évaporation. Ces deux premières études sont complétées par une troisième orientée sur la transformation d'une goutte d'aluminium en alumine au cours de sa combustion dans un booster à poudre de lanceur spécial. Le second thème traite de l'efficacité énergétique dans le bâtiment et s'oriente plus particulièrement sur la qualité de l'air intérieur, sur la caractérisation de matériaux biosourcés sur la performance d'éco matériaux de construction. Le troisième thème traite de la Cogénération et valorisation d'énergie et en particulier des systèmes innovants exploitant des sources de chaleur adaptées à la production d'énergie mécanique ou électrique ou encore à la production de froid.

Thème 1 : Etude de milieux dispersés dynamiques

Au sein du Laboratoire de Thermodynamique des Procédés (LTP), j'ai commencé mes recherches sur l'étude de la cinétique d'absorption et de désorption gaz/liquide en l'appliquant au couple eau/SO₂. L'intérêt de ces études porte bien au-delà du seul secteur du bâtiment et de la qualité de l'air intérieur. On peut citer par exemple le fonctionnement des tours de refroidissement, l'interaction entre les émissions polluantes de sites industriels et les gouttes de pluie et, plus largement, l'ensemble des processus impliquant des gouttes en mouvement dans une ambiance gazeuse sur de courts temps de séjours. Cette activité a été complétée par une étude du comportement de gouttelettes en déplacement dans l'air. Particulièrement adaptée à la problématique du transport des aérosols, c'est la meilleure connaissance de la prévision des trajectoires des gouttelettes dans les milieux confinés qui en a été le principal objectif. La trajectoire d'un aérosol de type gouttelette liquide est bien différent de celle d'une particule solide de même taille, notamment en raison de la présence de forces de cisaillement en surface de gouttelette qui induisent un vortex interne. La présence de ce vortex affecte le coefficient de traînée et au final la trajectoire effective que suivra une gouttelette dans un écoulement d'air.

Finalement, le problème de suivi de trajectoires des gouttelettes peut trouver des applications dans bien des domaines. C'est le cas de la propulsion spatiale qui utilise fréquemment des propulseurs à poudre. La poudre, en brûlant, libère des gouttelettes d'aluminium qui se transforment par combustion en alumine. Les gouttelettes d'alumine sont normalement destinées à sortir par la tuyère du propulseur afin de participer à la poussée. Mais le constat est qu'une partie n'y parvient pas et reste piégée à l'intérieur de ce dernier. Des modèles d'aérodynamique interne de ce type de moteur ont été développés par l'ONERA et le CNES mais nécessitent des données sur le comportement des gouttes. C'est l'objet de la troisième étude présentée dans ce chapitre.

1-1 Etudes en milieu dispersés

1-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

Renforcer les connaissances sur les phénomènes d'absorption de gaz est nécessaire dans toute application où un liquide se trouve en contact avec un gaz soluble. Le séchage de produits, la purification des atmosphères toxiques ou le fonctionnement de rideaux d'eau sont des exemples typiques dans lesquels le transfert entre une phase continue (le gaz) et une phase dispersée (les gouttelettes) se produit. De nombreuses études expérimentales ont été menées en particulier dans le domaine de la lutte contre la pollution atmosphérique. Des études, à la fois théoriques ou expérimentales, traitant de ce sujet ont été effectuées, et des synthèses ont été proposées. Elles ont toutes mis en avant que le transport des gaz présent dans de l'air pollué vers une gouttelette est contrôlé par la diffusion moléculaire et par la convection à l'extérieur et à l'intérieur de la gouttelette (Beard et Pruppacher, 1971; Chang et Davis, 1974; Pruppacher et Rasmussen, 1979; Saboni, 1991; Amokrane et al., 1994; Widmann et Davis, 1997; Sirignano, 1999; Chen, 2001b). De plus, dans le cas de gouttelettes en chute libre, la traînée aérodynamique à la surface de la goutte crée une circulation interne et fait osciller des gouttelettes supérieures à 0,5 mm. Cela a pour effet de faciliter la diffusion du gaz absorbé (Altwicker et Lindhjem, 1988, Saboni, 1991, Chen 2001b). Pour les gouttelettes tombant dans un milieu gazeux très soluble, la principale résistance au transfert se situe en phase gazeuse, mais hormis ce cas particulier, la résistance globale au transfert de polluant devrait être décrite comme la somme de la résistance dans le liquide, ajoutée à la résistance dans le gaz (Saboni et Alexandrova, 2001 et Alexandrova et al., 2004). Par exemple, dans le cas du dioxyde de soufre à forte concentration (quelques %,) la résistance dans le liquide domine alors qu'à faible concentration (quelques ppb), c'est principalement la résistance en phase gazeuse qui domine le taux de transfert.

La valeur du coefficient de transfert de masse à travers le film gazeux qui entoure une gouttelette est relativement disponible et résulte de nombreux modèles numériques, ainsi que des corrélations expérimentales (Altwicker et Lindhjem, 1988). Le transfert coté liquide est plus complexe. Il est une conséquence de la diffusion radiale et de la circulation interne produite par le vortex interne créée par la friction de la goutte lorsqu'elle se déplace (Chen 2001a, b, 2004). L'absorption du dioxyde de soufre est alors principalement pilotée par la circulation interne lorsque le flux convectif est relativement rapide. Un modèle d'état quasi stationnaire basé sur des échelles locales, la vitesse de friction du liquide inter faciale et le diamètre des gouttelettes, y compris la résistance au transfert de masse dans la phase liquide, a été proposé (Saboni 1991). Ce modèle a été validé expérimentalement par Amokrane et al. (1994), dans le cas de l'absorption de dioxyde de soufre par les gouttes d'eau tombant dans l'air contenant une concentration élevée de gaz (typiquement quelques %). Pour valider le modèle de Saboni pour des concentrations plus faibles, des expériences ont été menées sous ma direction. Elles ont eu pour objectif d'étudier le taux absorption et de désorption d'un gaz tel que le SO₂ durant le séjour d'une goutte en chute libre.

1-1-2 Démarche et méthode

J'ai mis en place un montage expérimental, conçu et réalisé spécifiquement pour étudier l'absorption en milieu dispersé cette activité. Il est présenté en figure 1-1. Dans ce montage, les gouttelettes traversent l'air contaminé d'une colonne fermée et sont récupérées dans un collecteur situé en contre-bas. Lorsque qu'un gaz tel que le SO₂ est ajouté à l'air de la colonne, une contamination des gouttes par absorption a lieu durant leur chute. En mesurant la

concentration du collecta on obtient la concentration des gouttes en fin de chute. On peut alors en déduire le taux de transfert global. Il est possible de gagner en pertinence en déplaçant le collecteur suivant l'axe vertical de la colonne car cette démarche permet d'obtenir des points intermédiaires. Le collecteur a donc été placé sur un support ajustable permettant d'obtenir au moins trois points intermédiaires. De plus, le collecteur est équipé d'un thermocouple très fin permettant de mesurer la température des gouttes lors de leur réception. Pour ces expériences, nous avons utilisé des appareils de mesures tels qu'un pH-mètre, du matériel d'analyse de la qualité de l'eau, un analyseur de gaz par cellule électrochimique, et des thermocouples. La mesure précise de la taille des gouttes a été un point particulier à résoudre. Celle-ci a été mesurée à l'aide d'une caméra vidéo munie d'un objectif de 50 mm équipé d'une bague allonge et reliée à une carte d'acquisition. La mesure du diamètre a été effectuée en haut de colonne, là où la vitesse est encore faible. En pratique, on visualise la goutte et on capture son image lors de son passage devant l'objectif. Puis, on mesure son diamètre à l'aide du nombre de pixels séparant chaque côté de l'image de la goutte et en calibrant les pixels à l'aide d'une mire calibrée. Pour le traitement des images. Nous avons utilisé le logiciel IM50 de LEICA.

Puis, sous mon initiative et ma direction, l'étude a été poursuivie avec comme objectif de mesurer l'effet de l'évaporation de la goutte sur sa température et par conséquent sur le taux de transfert entre l'air contaminé et la goutte. L'effet de la vaporisation des gouttelettes sur le processus d'absorption a été pris en compte en traitant le cas de gouttelettes à température uniforme mais variant dans le temps.

L'étude préalable a révélé qu'un nombre considérable de travaux a permis de proposer un ensemble de corrélations sur le transfert de chaleur et de masse s'opérant dans le cas de gouttelettes stagnantes, de gouttelettes à vitesse terminale ou de gouttelettes à vitesse intermédiaire et constante. Dans le cas de très petites gouttelettes (10-5 μm), la séquence de gouttes peut être approximée comme une source continue équivalente à une « tige » continue dans la phase gazeuse (Widmann et Davis 1997), ce qui n'est pas directement utilisable dans le cas de gouttelettes plus imposantes constituant plutôt une phase dispersée. L'effet de la vaporisation ou de la condensation de l'eau sur l'absorption de SO_2 dans le cas de gouttelettes stagnantes a également été étudiée avec un modèle mathématique (Huckaby et Ray 1989) montrant que l'évaporation des gouttelettes améliore l'absorption des gaz pour de courts temps de contact. Ce phénomène trouve son explication à travers la valeur du coefficient de solubilité qui augmente lorsque la température du liquide diminue. Seules quelques études expérimentales ont été entreprises au début du contact gaz-liquide, lorsque la température des gouttelettes converge vers la température du bulbe humide (Erens et al., 1994). Cela correspond à des situations pour lesquelles des gouttelettes sont générées dans des colonnes ou des tours contenant un mélange d'air relativement sec et un gaz. Cependant, l'influence de l'évaporation sur l'efficacité du transfert de matière est admise et une corrélation existe même pour un nombre de Reynolds intermédiaire lorsque les gouttelettes sont soumises à une évaporation pure, sans absorption de gaz (Smol'ik et al. 2001).

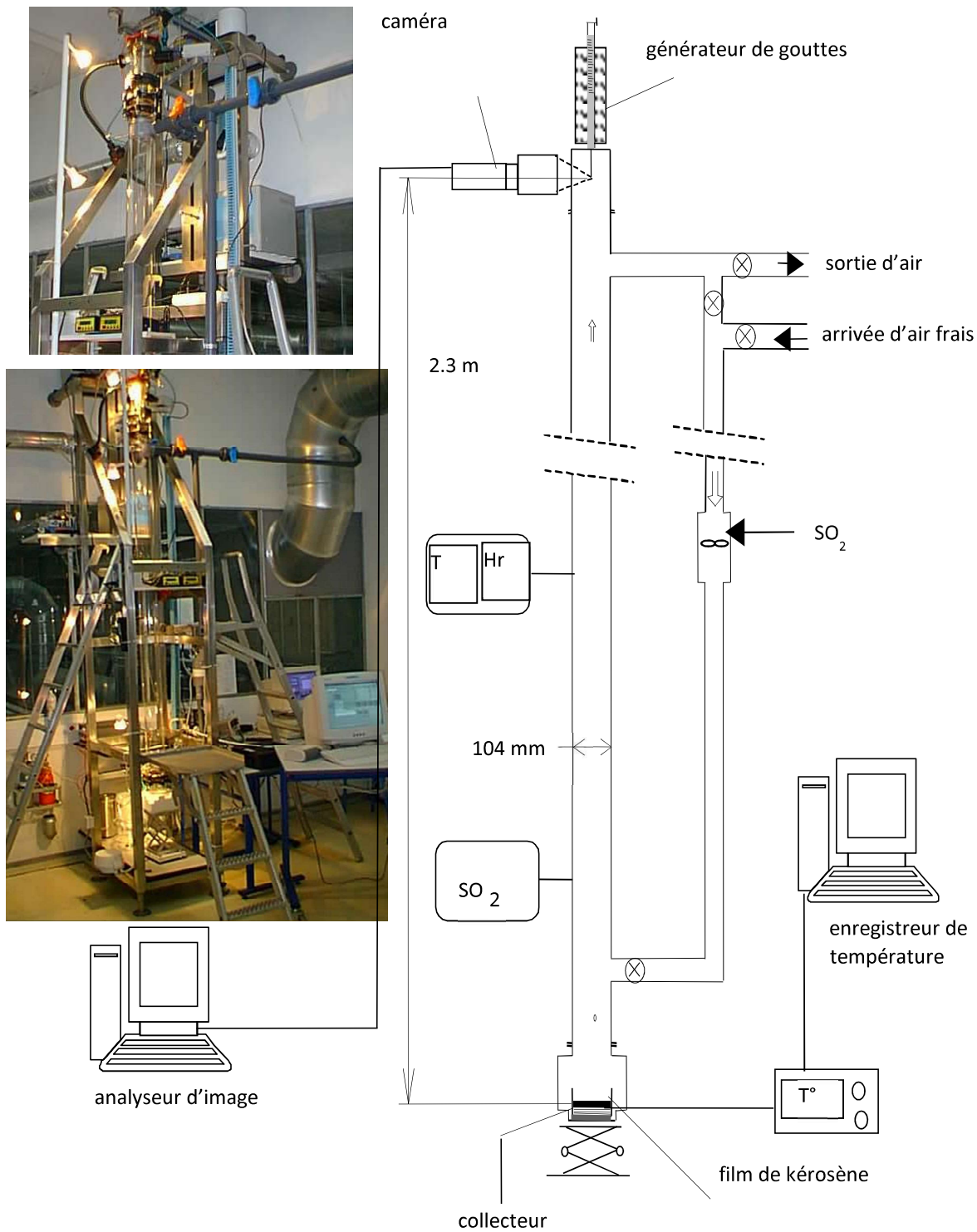


Figure 1-1 : Schéma et photos de la colonne d'absorption.

Notre approche s'inscrit donc dans le cas de goutte de l'ordre du mm, en début de chute libre dans de l'air au repos pollué par un gaz soluble. En pratique, les résultats sont établis pour la chute libre maximale disponible (2,3 m) dans l'air pollué à 18,6 ° C et 38,5% Hr pour des diamètres initiaux de gouttelettes d'eau de 2,04, 3,09 et 4,31 mm. La désorption réversible du SO₂ a

également été mesurée à partir de gouttelettes initialement polluées, au cours de leur chute dans l'air pur insaturé en humidité.

La hauteur de colonne étant, limitée à 2,3 m, les gouttelettes n'atteignent pas la vitesse terminale de chute. Cependant, Kaji et al. (1985) ont observé qu'il y avait déjà une agitation interne pendant la formation d'une goutte. Celle-ci se renforce durant le début de leur chute et permet de s'assurer de la présence du vortex interne au cours de nos expériences. Les expériences ont été réalisées en imposant des concentrations de gaz faibles et intermédiaires (quelques ppm), c'est-à-dire pour des concentrations pour lesquelles la résistance au transfert de masse se situe dans le gaz et dans le liquide.

1-1-3 Résultats scientifiques

La figure 1-2 montre un exemple de résultats obtenus. On observe effectivement le changement marqué de la température de la goutte dont l'effet sur le taux d'absorption est loin d'être négligeable (Marion et al., 2006).

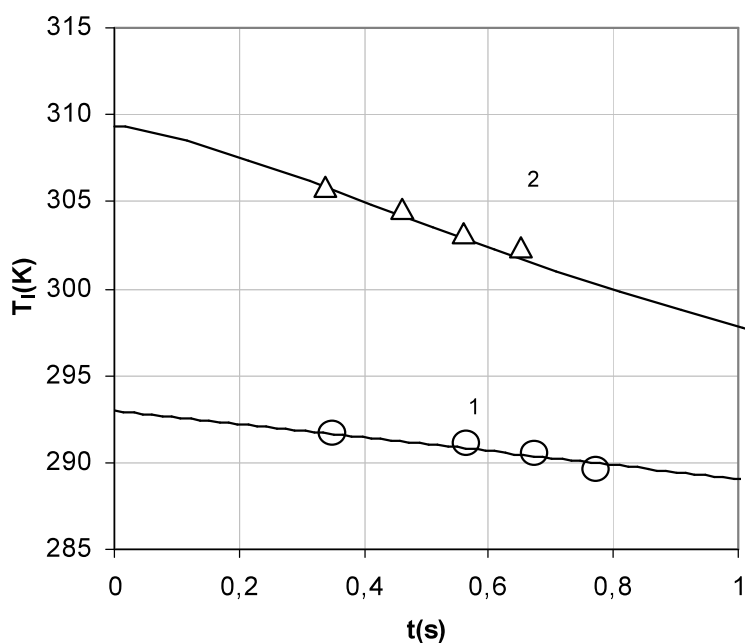


Figure 1-2 : Vitesse de refroidissement d'une goutte de 2 mm en chute libre dans de l'air à 20 °C, 9 % Hr et d'une goutte de 1.8 mm à 36 °C, 5 % Hr. Mesures et prévisions.

Une hauteur de chute plus importante permet de disposer de temps de séjours de gouttes dans l'air de plusieurs secondes et permet de vérifier plus finement le rôle important de l'évaporation de la goutte sur le taux de transfert. Des expériences ont été réalisées sous ma direction, dans une ambiance offrant une hauteur disponible de chute de 18 m, correspondant à un temps de séjour des gouttes de 2,5 s. Dans ce cas, seules les expériences en désorption ont été possibles.

Les figure 1-3 et 1-4 montrent un exemple de résultats obtenus au laboratoire.

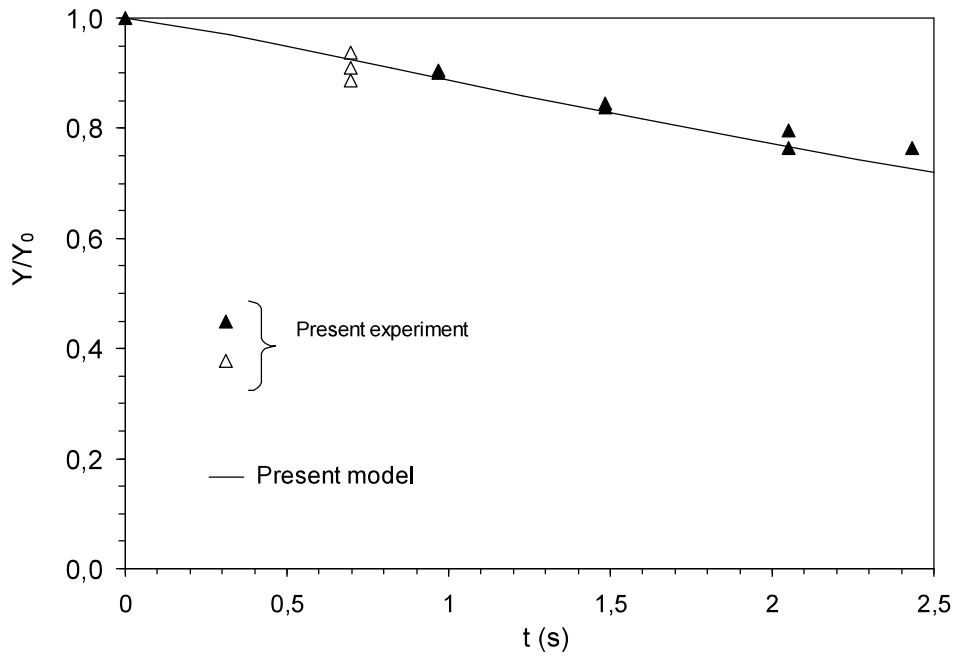


Figure 1-3 : Concentration au cours de la désorption d'une goutte de 4,57 mm de diamètre dans de l'air à 21 °C 40% Hr.

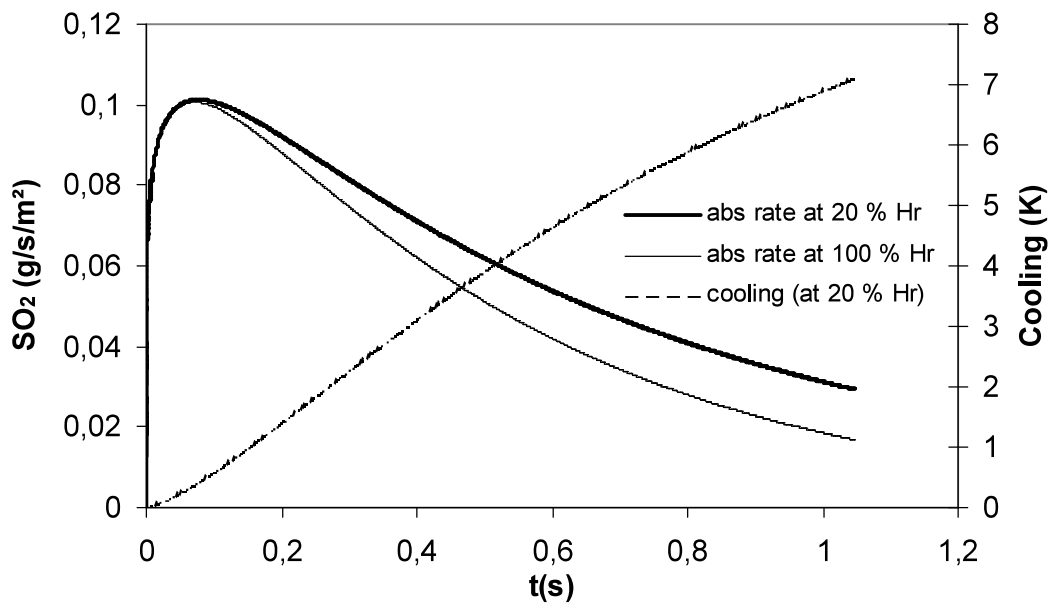


Figure 1-4 : Taux de transfert et température au cours de l'adsorption et du refroidissement d'une goutte de 1 mm en chute libre dans de l'air contaminé par du SO₂ (1000 ppm), à 293 K.

La courbe noire épaisse de la figure 1-4 correspond au taux de transfert instantané prévisible lorsque la température de la goutte est supposée constante au cours du temps. La courbe pointillée montre la variation de température au cours de la chute de la goutte. La courbe fine

montre le taux de transfert corrigé lorsque le refroidissement de la goutte est pris en compte, comme le suggère notre étude. La différence entre la courbe supposant une goutte isotherme et la courbe tenant compte du refroidissement produit par l'évaporation est très nette.

Le transport de contaminants par les gouttes ou les aérosols passe aussi par l'étude de leurs trajectoires. Dans le cadre du projet CREMA sur la maîtrise de la qualité de l'air intérieur soutenu par la région Basse-Normandie, la mesure instantanée du coefficient de traînée d'une goutelette en déplacement dans l'air a été confiée. J'ai co-encadré le doctorant Soufiane Guella afin de développer un nouveau montage expérimental destiné à cette étude. Le montage utilisé est représenté ci-dessous.

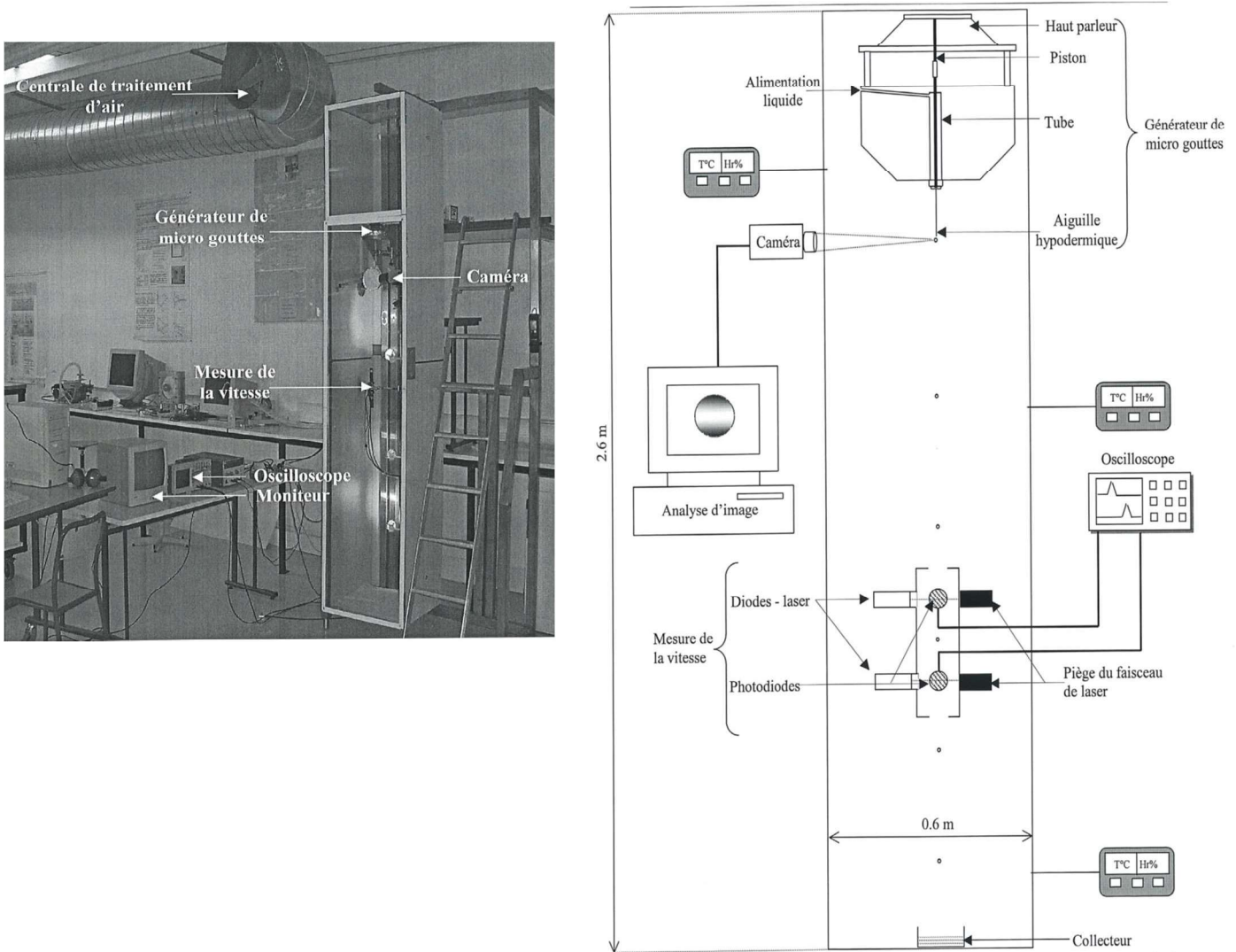


Figure 1-5 : Montage expérimental d'étude de gouttes en chute libre.

En pratique, il s'agit de créer un train de gouttes toutes identiques. Puis, de faire passer chaque goutte à travers un petit tube noirci d'environ 1 cm de diamètre, 5 cm de longueur. Ce tube est équipé de 2 diodes laser et 2 cellules photovoltaïques placée à angle droit des faisceaux laser. En passant dans le tube, la goutte émet consécutivement deux flashes lorsqu'elle passe à travers les deux faisceaux lumineux. Ces flashes sont détectés par les cellules photovoltaïques, elles-mêmes reliées à un système d'acquisition. La mesure précise du temps séparant les deux flashes permet

d'obtenir la vitesse instantanée de la goutte. En déplaçant l'instrument de mesure suivant l'axe vertical, c'est-à-dire le long de la trajectoire des gouttes, on obtient le profil de vitesses de chaque goutte suivant l'axe vertical. Plusieurs liquides de viscosité et volatilité différentes ont été testés, permettant aux gouttes d'atteindre ou non leur vitesse terminale de chute. Les résultats ont tous démontré l'impact très fort de l'effet d'évaporation sur la vitesse atteinte par les gouttes (Guella et al. 2003).

L'ensemble des résultats expérimentaux que nous avons obtenus sur des particules liquides de diamètre inférieur au millimètre (cas des aérosols) valident également la corrélation du coefficient de trainée choisie. Le modèle peut désormais être combiné à celui d'un écoulement d'air dans un local pour simuler le transport de gouttelettes de liquides considérés comme des aérosols. Ce type d'étude, plus orienté sur les phénomènes aérauliques, entre dans le cadre des d'activités de recherches le transport aéraulique des contaminants (Santa Cruz et al, 2011).

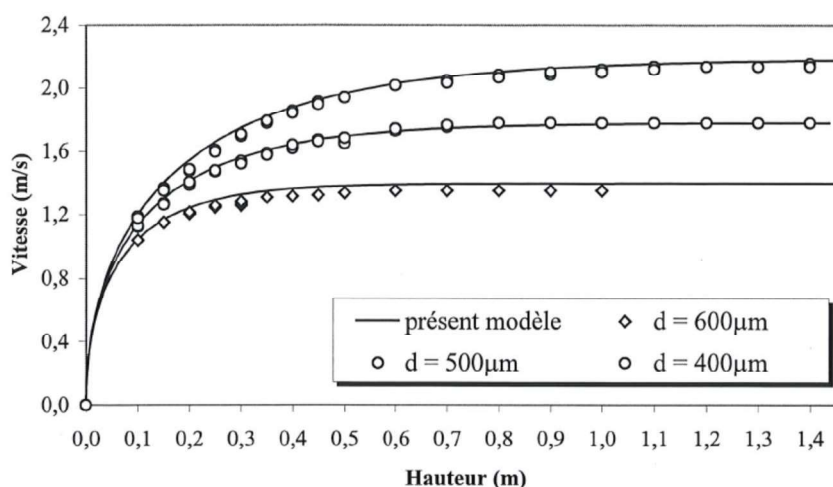


Figure 1-6 : Exemple de mesure de la vitesse d'une goutte de 2-éthylxanol en chute libre en fonction de la hauteur (293 K, Hr 80 %).

1-1-4 Synthèse des travaux

Mes travaux de recherche sur le comportement des gouttes ont confirmé le rôle important du refroidissement apporté par l'évaporation et soulignent l'importance de prendre en compte la température de la goutte plutôt que celle de l'air dans les modèles. De même, l'évaporation des gouttes impact leurs tailles et donc leurs dynamiques. Mes travaux dans ce thème ont été valorisés par les publications scientifiques suivantes (pages 90 à 96).

ACL4 ; ACL6 ; ACL8 ; ACTI11 ; ACTI12 ; ACTI13 ; ACTI14 ; ACTN9 ; ACTN10 ; R4

1-2 Combustion de gouttelettes d'aluminium sous pression

1-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

La problématique de trajectoire de microgouttelettes s'étend à bien d'autres domaines que celui de l'aérodynamique du bâtiment. On la rencontre par exemple également dans les systèmes de propulsion à poudre tels que les boosters de fusée. L'aluminium est utilisé comme combustible additif dans les propulseurs à propergol solide destinés aux missiles stratégiques, ou aux lanceurs spatiaux. Son intérêt est essentiellement dû à son pouvoir énergétique important, à son faible coût, et au caractère peu toxique des produits formés lors de sa combustion. L'alumine (Al_2O_3) est un des principaux produits formés. Présente sous forme de gouttelettes, elle contribue aussi à l'amortissement des instabilités acoustiques internes du lanceur. Normalement, l'alumine est évacuée par la tuyère à haute vitesse et participe de ce fait à la poussée. La présence d'une phase liquide dans la chambre de combustion du propulseur peut conduire à des dépôts importants, notamment au niveau du retrait situé à proximité du col de la tuyère, lorsque le moteur est équipé d'une tuyère intégrée. La masse d'alumine en fusion accumulée peut également troubler le bon fonctionnement du propulseur. C'est pour accompagner le développement du futur (à l'époque) lanceur européen Ariane 5 que le CNES a initié le programme ASSM (Aerodynamic of Segmented Solid Motors) entre le Centre National d'Etudes Spatiales (CNES), l'Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales (ONERA), et le Centre National de Recherche Scientifique (CNRS). Ce programme visait à prédire le plus finement possible l'aérodynamisme interne du moteur afin d'identifier d'éventuels risques et proposer des améliorations. La mission confiée au laboratoire concernait la transformation de l'aluminium en alumine. Les informations obtenues devaient être communiquées aux autres partenaires du programme afin de les intégrer dans leurs modèles. Il y a donc eu un planning et une orchestration forte entre les différents acteurs du programme (réunion tous les 6 mois).

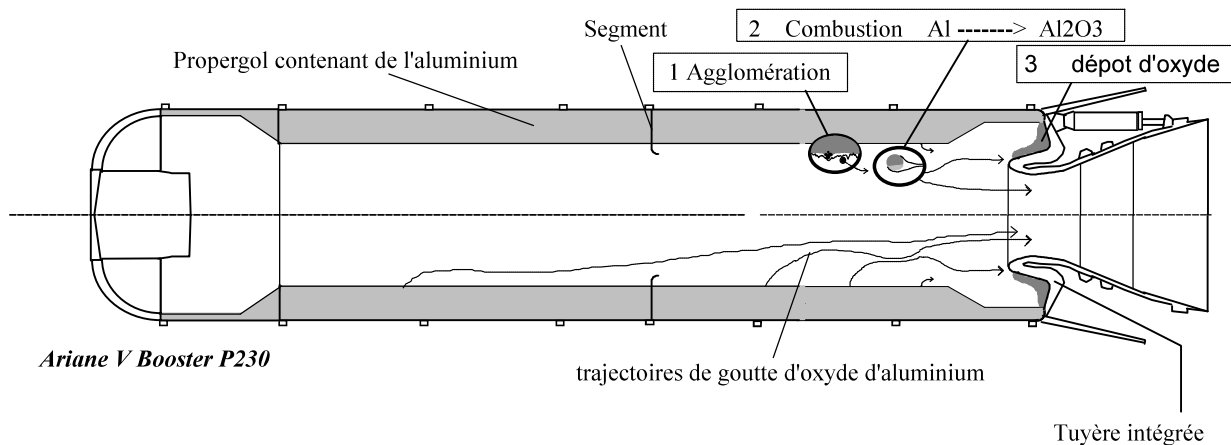


Figure 1-7 : Schéma illustrant la trajectoire des particules d'aluminium dans un propulseur à propergol solide segmenté. L'aluminium se transforme en alumine et certaines gouttes sont piégées dans le propulseur.

1-2-2 Démarche et méthode

La transformation par combustion de l'aluminium en alumine est une étape cruciale pour la détermination des tailles de gouttes d'oxyde formées et sur le calcul objectif de leurs trajectoires. C'est cette étape de transformation qui fait l'objet du travail présenté ici. L'activité a inclus d'une part la conception et la réalisation d'un dispositif de lévitation électrodynamique fonctionnant dans une enceinte pressurisée (50 bars) et de l'ensemble du protocole de mesures, et d'autre part, la modélisation de la combustion diphasique des particules d'aluminium. Cette activité entièrement nouvelle au laboratoire reposait sur un verrou scientifique : comment réaliser et étudier la combustion de particules de quelques dizaines de microns, sous haute pression

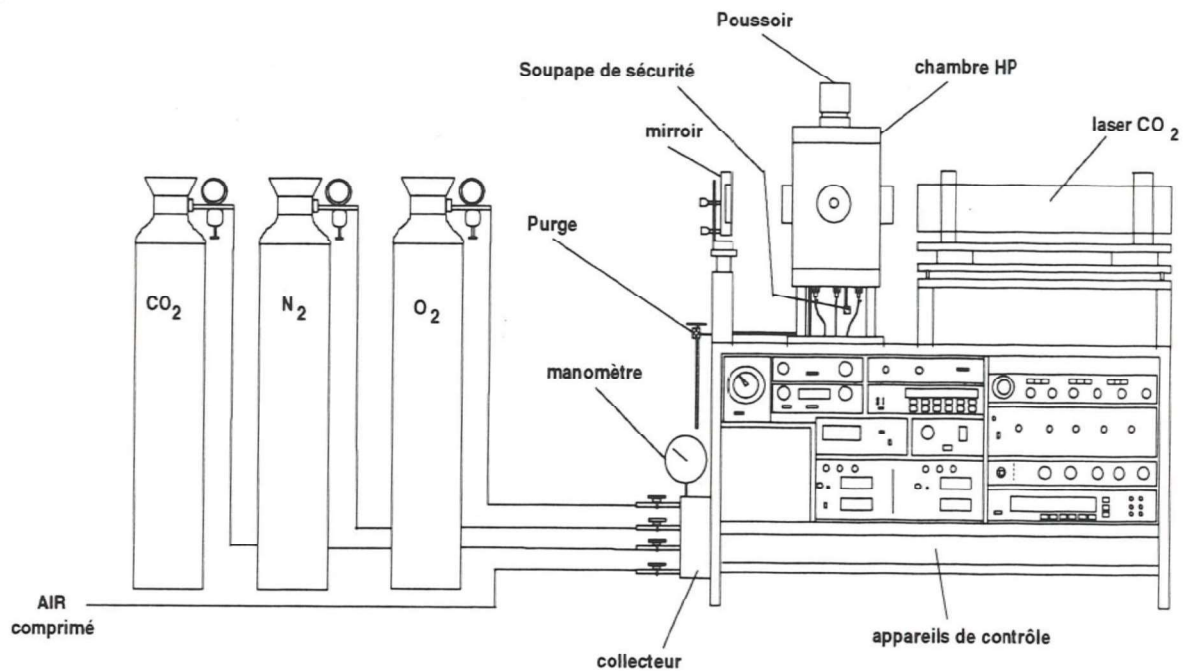


Figure 1-8 : Schéma du montage expérimental de lévitation et combustion de particules d'aluminium sous haute pression.

Le premier enjeu a été de mettre au point un système de lévitation. La méthode électrodynamique ayant été retenue, il fallait chercher et trouver la forme correcte des trois électrodes, adapter la tension d'alimentation et trouver la fréquence nécessaire pour faire fonctionner le champ dynamique. Les figures 1-8 et 1-9 montrent deux illustrations du montage réalisé.

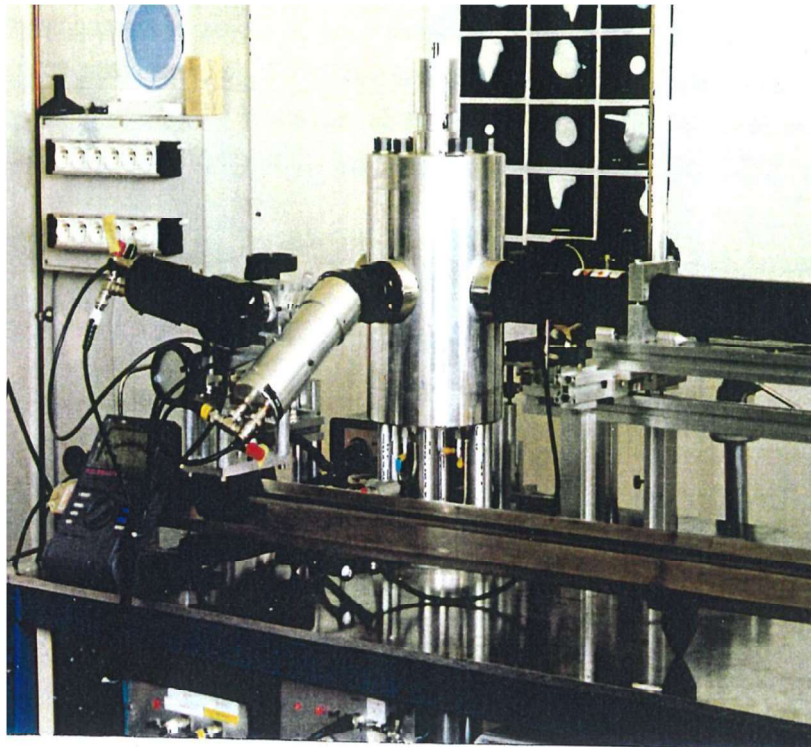


Figure 1-9 : Photo du montage expérimental de lévitation et combustion de particules d'aluminium sous haute pression.

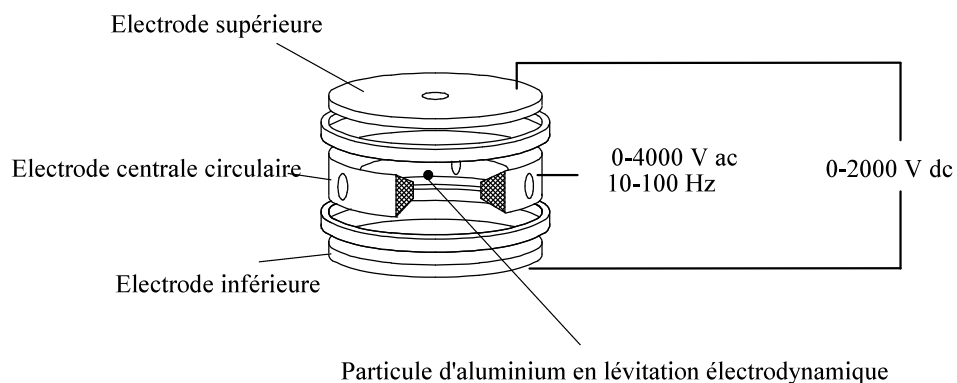


Figure 1-10 : Schéma de principe du montage expérimental de lévitation et combustion de particules d'aluminium sous haute pression.

La particule d'aluminium de $100\ \mu\text{m}$ devait être introduite et chargée électriquement et ne pouvait être stabilisée dans l'espace qu'en un point central d'une cinquantaine de microns. Il est nécessaire également d'éviter tout mouvement d'air. Puis, pour amorcer la combustion de la particule, nous avons choisi d'utiliser un laser à CO_2 . L'alignement parfait laser-particule a exigé de revoir le montage du laser plusieurs fois. Le système a été introduit dans une enceinte de fabrication maison qu'il a fallu équiper de hublots transparents aux infrarouges du laser et tenant sous 50 bars de pression. L'observation de la combustion très brève et à distance a été réalisée à l'aide de tubes photométriques et de systèmes d'imagerie. Un grossissement élevé avec une

profondeur de champ importante a nécessité un montage optique compliqué et sensible à la moindre vibration.

1-2-3 Résultats scientifiques

Des exemples de signaux types et des exemples de photos prises au cours d'une expérience sont représentés sur les figures 1-11 et 1-12. On notera le caractère très bref d'une expérience (quelques millisecondes), nécessitant une synchronisation très précise des différents appareils dont le montage d'ensemble apparaît sur la figure 1-8. Les expériences ont été réalisées pour divers mélanges oxygène- azote-CO₂. En me basant sur les temps des flashes de combustion détectés par les tubes photométriques, j'ai mesuré les temps moyens de préchauffage et de combustion pour différentes ambiances.

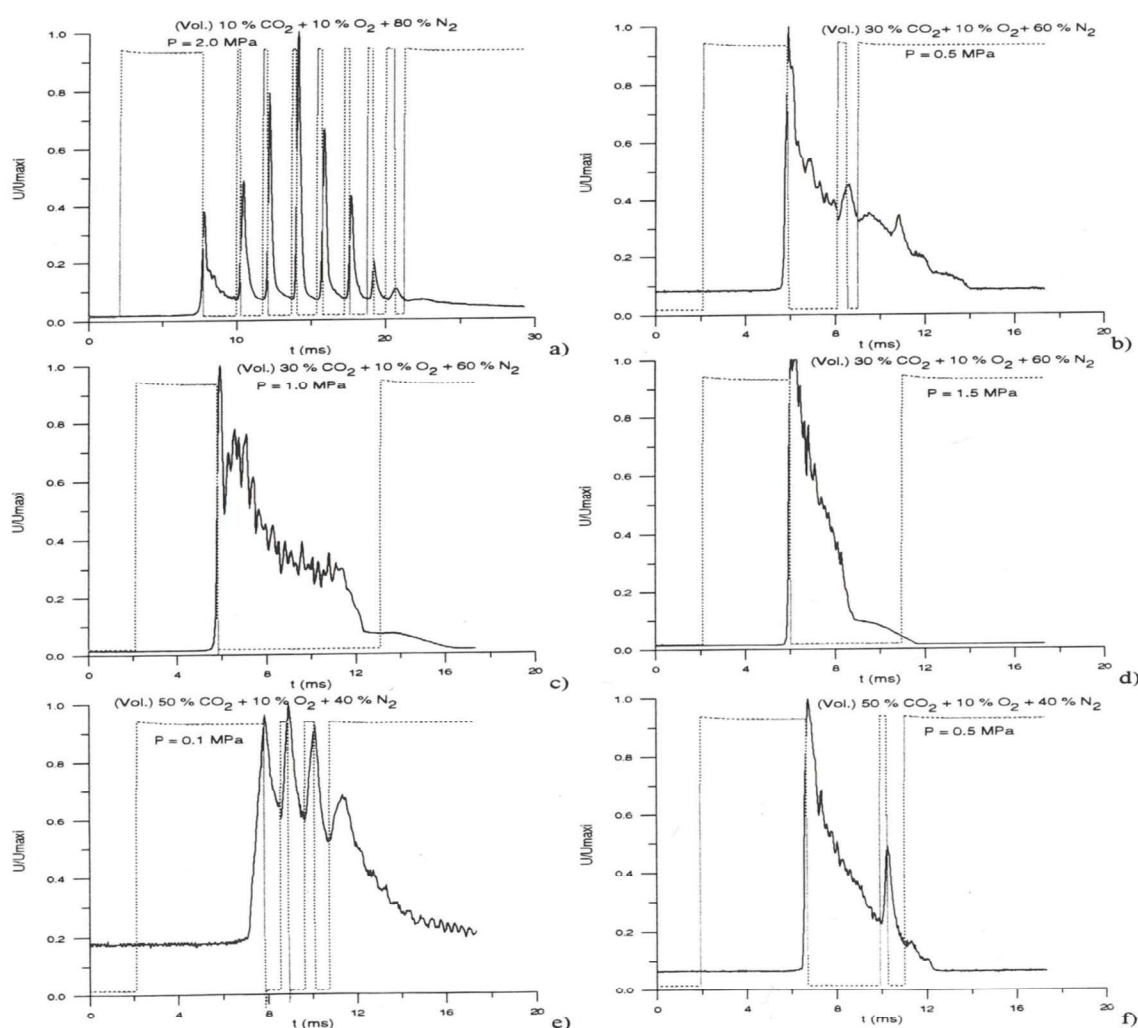


Figure 1-11 : Exemples de signaux optiques mesurés lors de la combustion de particules d'aluminium sous haute pression.

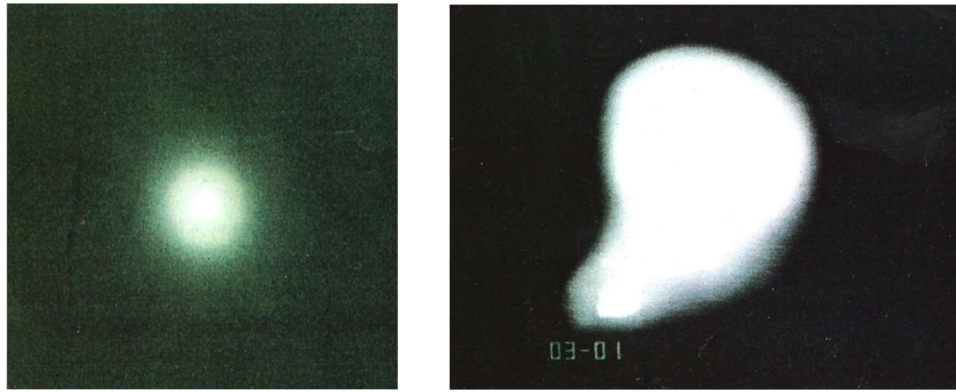


Figure 1-12 : Exemples de photos prises au cours de la combustion de particules d'aluminium sous haute pression.

Il a ainsi été possible d'identifier l'effet de la concentration d'oxygène ou de CO_2 sur la durée de combustion.

Le magnésium est lui aussi potentiellement un bon candidat comme combustible pour moteur à poudre. Les expériences réalisées sur des particules de magnésium placées dans des mélanges CO_2 -Ar ont permis de démontrer l'existence d'une pression critique en dessous de laquelle la combustion des particules ne se fait pas. La pression critique augmente lorsque la taille des particules diminue. Cet effet s'explique par les pertes thermiques. Une partie de la chaleur dégagée par la combustion sert à chauffer et vaporiser le métal. Lorsque la particule est trop petite, la part de la chaleur communiquée par la flamme enveloppe devient insuffisante pour maintenir le débit de vapeur et la combustion s'arrête faute de combustible.

Concernant l'approche théorique associée à cette activité, la modélisation de la combustion de gouttelettes d'hydrocarbures était déjà bien maîtrisée au laboratoire. J'ai choisi d'adapter les équations des modèles existant au cas de l'aluminium en ajoutant sur la goutte sphérique de combustible la calotte d'alumine qui grossit au fur et à mesure que la goutte brûle. J'ai ainsi obtenu la durée théorique de combustion et la taille théorique des gouttelettes d'alumine formées. Le premier point a pu être confronté aux résultats expérimentaux.

Les études menées sur les gouttelettes et en particulier sur la combustion de l'aluminium on permet de valider le modèle de combustion. Par contre, il ne m'était pas possible de valider les tailles de gouttes d'alumine prédites. Une solution pourrait consister à observer sur un champ plus large la combustion. Ceci est envisageable aujourd'hui compte tenu des avancées majeures en imagerie (vitesse et résolution). Mais cette perspective devra tenir compte du fort déplacement aléatoire que nous avons pu observer lors de l'impact du laser et au cours de la combustion. De plus, il se produit un changement très fort de luminance des particules au cours de l'expérience. Initialement, la particule est froide et est observable en utilisant une source lumineuse artificielle (réflexion, éclipse). Puis la particule devient très brillante lors de la combustion. Cette propriété était d'ailleurs mise à profit dans les anciens flashes d'appareil photos. Puis la particule reste lumineuse mais dans une moindre mesure lors de son refroidissement final, correspondant au rayonnement thermique. Ces différences sont telles qu'il serait nécessaire d'utiliser un

instrument optique différent pour chacune des trois étapes. L'observation de la particule au cours de sa combustion complète reste donc un challenge à résoudre entièrement.

1-2-4 Synthèse des travaux

Mes travaux de recherche sur la combustion de l'aluminium sous haute pression ont permis d'initier une nouvelle activité au LCSR. Cette activité a nécessité la conception et la réalisation d'un dispositif de lévitation électrodynamique fonctionnant dans une enceinte pressurisée (50 bars). Puis, l'ensemble du protocole de mesures a été conçu, réalisé et implanté. En parallèle un modèle traitant de la combustion diphasique des particules d'aluminium a été conçu et développé, permettant de prédire la façon dont une particule d'une centaine de microns peut se transformer en alumine. Ces différentes tâches se sont réalisées en interaction avec les partenaires du programme. Pour cela, des réunions bilans étaient organisées chaque trimestre au cours desquelles les travaux d'avancements et différents rapports livrables étaient présentés. Cette activité, entièrement nouvelle au laboratoire, m'a permis d'organiser les actions nouvelles mises en place au laboratoire. J'ai encadré deux stagiaires master, Frédéric Gonthier (1995- 1996) sur la combustion de particules d'aluminium sous pression, puis, Benjamin Legrand (1996-1997) sur la combustion de particules d'aluminium dans le CO₂ sous pression, réalisées au Laboratoire de Combustion et Systèmes réactifs (Orléans).

Ces travaux ont été valorisés par une thèse de doctorat (Marion, 1996) et plusieurs publications scientifiques dont la liste est résumée ci-après (pages 90-96)

ACL1 ; ACL3 ; ACT11 ; ACT12 ; ACT13 ; ACT14 ; ACT15 ; ACT16 ; ACT17 ; ACT18 ; ACT19 ; ACTN1 : ACTN2 ; ACTN3 ; ACTN4 ; ACTN5 ; ACTN6 ; ACTN7 ; T1.

Thème 2 : Efficacité Energétique dans le bâtiment

Parmi les secteurs d'activité gourmands en énergie, le secteur du bâtiment représente 44 % de l'énergie consommée en France, loin devant le secteur des transports (31,3%). Chaque année, ce secteur émet plus de 123 millions de tonnes de CO₂, ce qui en fait l'un des enjeux clé dans la lutte contre le réchauffement climatique. Il intègre de nombreux systèmes tels que l'enveloppe, le ou les systèmes de traitement d'air ainsi que de nombreux appareils industriels ou domestiques destinés aux usagers, à leurs activités et à leur confort.

Rendre le bâtiment plus économe en énergie, nécessite une politique ambitieuse qui doit permettre de rénover massivement l'existant et de développer des normes plus strictes en termes de consommation d'énergie pour les bâtiments neufs. Dans le scénario central du World Energy Outlook (New Policies), les émissions du secteur du bâtiment pourraient être ainsi maintenues à 3 Mds tCO₂. (Memento sur l'énergie, 2018).

Aujourd'hui, en France, les exigences en matière de performances énergétiques des bâtiments sont nettement accrues. La consommation des bâtiments doit être réduite en privilégiant les solutions passives ou les systèmes énergétiques les plus efficaces.

En cherchant ainsi à s'orienter vers des bâtiments à basse consommation, voir à énergie positive, les concepteurs doivent veiller au maintien suffisant du niveau de confort et d'hygiène pour les usagers. Le recours à des systèmes à faible consommation ajoutée à l'usage d'énergies renouvelables permet d'atteindre une part de ces objectifs. En parallèle, la modélisation numérique des bâtiments a représenté un travail de recherche conséquent qui aboutit aujourd'hui à la disponibilité de codes de calculs performants et permet déjà de nettes améliorations de la consommation des bâtiments.

Maintenir une qualité de l'air suffisante à l'intérieur des bâtiments est devenu un enjeu crucial. La solution actuellement mise en place consiste à renouveler l'air des bâtiments avec des taux réputés suffisants. Cette solution reste cependant énergivore et mérite d'être étudiée plus en profondeur. C'est l'objet de la première étude présentée dans ce chapitre. Les polluants peuvent interagir avec les solides, en particulier les matériaux de construction. Il est donc primordial de bien connaître la façon dont les polluants atmosphériques se diffusent et interagissent avec les matériaux pour adapter correctement les taux de renouvellement d'air dans les ambiances intérieures aux besoins réels.

Parmi les points permettant d'améliorer encore l'efficacité énergétique des bâtiments, l'utilisation de matériaux de construction biosourcés représente une solution prometteuse sur laquelle nous avons orienté une seconde étude.

2-1 Émission et absorption de polluants par les matériaux

Je me suis ensuite impliqué dans le développement d'une nouvelle thématique de recherche traitant de l'absorption de gaz polluants et/ou de l'humidité par les matériaux. Cet axe de recherche s'inscrit dans le cadre de la maîtrise d'ambiance par le biais de l'établissement d'isothermes d'absorptions et de cinétiques d'absorption ainsi que la mesure de vitesse de diffusion dans les matériaux. Ceci, afin de fournir des données aux modèles globaux de transports de polluants ou d'humidité dans les milieux confinés. Des expériences ont été menées au laboratoire sous ma direction sur la mesure des taux d'émission d'acétone par du bois aggloméré en présence d'air humide.

2-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

Les matériaux d'ameublement ou de construction contiennent de nombreux polluants provenant généralement du processus utilisé pour leur fabrication ou leur mise en œuvre (Blondeau 1996). Ces polluants sont libérés dans l'air et, par effet d'accumulation, représentent un risque pour les occupants. La prise de conscience de ce problème fait de la qualité de l'air intérieur un enjeu majeur. Un intérêt particulier concerne les composés organiques volatils (COV), comme ceux émis par les matériaux constitutifs des murs d'une pièce ou les matériaux d'ameublement. Parmi les solutions efficaces pour améliorer la qualité de l'air intérieur, la ventilation consiste à éliminer le polluant dès son émission. La sorption des COV à la surface du matériau doit être prise en compte dans la stratégie de ventilation (Jørgensen, 2020). L'augmentation de la vitesse de l'air à la surface des matériaux peut augmenter le taux d'émission initial des COV (Won et al. 2004, Huang et Haghghat 2002). Par conséquent, la période pendant laquelle un matériau émet un polluant doit être connue si l'on veut ajuster la ventilation à ce qui est nécessaire et réduire ainsi la consommation d'énergie qu'elle induit. Pour mieux comprendre comment un polluant est accumulé / émis et transporté, il faut caractériser le principal phénomène qui contrôle le processus (Blondeau et al. 2003). Nous nous sommes plus particulièrement intéressés à l'émission d'acétone (C_3H_6O) par les panneaux de particules de type bois aggloméré. L'acétone avait précédemment été identifiée comme un composant majeur des panneaux de particules à partir d'analyses par chromatographie en phase gazeuse (CPG) et spectrométrie de masse (MS), (Blondeau et al. 2003).

2-1-2 Démarche et méthode

Nous avons réalisé des expériences à petite échelle et sur de petits échantillons ont été réalisées dans une chambre en acier inoxydable et verre de $0,123 \text{ m}^3$ (figure 2-1). La température de l'air dans la chambre et l'humidité relative RH ont été maintenues constantes en faisant circuler en continu de l'air frais dans la chambre à travers une unité plus froide à température contrôlée. La température de surface de la paroi à l'intérieur de la chambre a été maintenue constante en faisant circuler de l'eau à température contrôlée à travers la double paroi de l'enveloppe de la chambre. La température et l'humidité relative dans la chambre ont été mesurées en continu avec un thermo-hygromètre Testo 625. Le taux de renouvellement d'air de la chambre était de 30 vol./h. Cette valeur était suffisante pour garantir une concentration en acétone quasi nulle au voisinage des échantillons. La valeur de ce taux a été contrôlée en mesurant la vitesse de l'air dans la conduite d'air extrait. Une ventilation interne supplémentaire produite par des ventilateurs intégrés a permis de mélanger l'air interne de la chambre avec une vitesse d'environ 1 m/s. Les ventilateurs ont été placés à proximité des échantillons. Cela réduit

l'effet de la résistance au transfert de masse dans la couche limite et permet ainsi de mieux mesurer la résistance au transfert de masse par diffusion dans le matériau.

Les échantillons de panneaux de particules étaient en forme de disque de 16,78 mm et 28,1 mm d'épaisseur, que nous appellerons échantillons minces et échantillon épais. Nous avons utilisé quatre disques identiques pour chaque expérience. Les circonférences des disques étaient recouvertes d'un film de téflon pour empêcher toute émission ou diffusion radiale d'espèces gazeuses. Par conséquent, seule la diffusion à travers la surface plane et le long de l'axe de l'échantillon est possible. Les échantillons ont donc été assimilés à deux pièces identiques de matériau plan (épaisseur e) séparées par un plan médian non diffusif. Un petit trou au centre des échantillons a permis de les fixer sur un tube en verre inerte pour assurer correctement leur manipulation et leur positionnement dans la chambre.

La contamination initiale artificielle des échantillons a été obtenue par la procédure suivante. Avant chaque expérience, des échantillons ont été placés sous vide pendant au moins 48 heures pour éliminer tous les contaminants gazeux résiduel. Ensuite, ils ont été introduits dans l'enceinte pendant plusieurs jours afin qu'ils soient hydratés de manière homogène. Les échantillons hydratés ont ensuite été placés dans un récipient hermétique en verre de 1 l contenant de l'air frais à la même température et humidité. Puis, une masse connue d'acétone liquide (pureté > 99,97%) a été injectée et le récipient étanche a été maintenu à $25,5 \pm 0,5$ °C pendant au moins 5 jours afin d'obtenir une concentration en acétone homogène dans les échantillons. La concentration initiale était plus élevée que la concentration généralement rencontrée dans un panneau de particules fabriqué récemment, mais elle pourrait être représentative d'un panneau de particules contaminé par ce que l'on appelle « l'effet puits » (Jørgensen 2007). Les molécules adsorbées étaient ainsi uniquement constituées de vapeur d'eau et d'acétone. Nous supposons que la masse d'eau est constante car les expériences sont entreprises à une humidité et une température constante. La concentration totale dans chaque échantillon a été déduite en pesant les échantillons avant et pendant les tests avec une balance électronique de précision Scaltec Sac 51 ($\pm 0,01$ g).

L'étude du transfert de masse d'une surface plane (paroi) vers l'environnement s'appuie ici sur une décomposition du phénomène d'émission en trois phénomènes physiques élémentaires. Le premier est la désorption des espèces gazeuses des sites actifs des matériaux, le second est la diffusion des espèces chimiques dans les pores du matériau et le dernier est la diffusion à travers la couche limite séparant le mur de l'environnement intérieur. Nous avons supposé que ces phénomènes élémentaires sont réversibles.

La concentration d'acétone en phase adsorbée sur les sites actifs C_s (kg / kg de matière) dépend de la concentration locale en phase aérienne d'acétone C (kg / kg_{air}). C_s est lié au C par une fonction appelée isotherme de sorption, propre à chaque couple polluant / matériau (Masel, 1996). Les isothermes de sorption de l'acétone sur des panneaux de particules secs ont été données à différentes températures à partir de travaux expérimentaux (Tiffonnet 2000 et Tiffonnet et al. 2002). À tout moment, la masse d'acétone contenue dans l'échantillon est la masse d'acétone accumulée dans la phase aérienne des pores ajoutée à la masse d'acétone adsorbée. La diffusion dans les solides poreux implique une variété complexe de phénomènes comme la diffusion moléculaire, la diffusion de Knudsen, la diffusion de surface, la sorption et les réactions chimiques. Dans notre étude, nous avons adopté les hypothèses suivantes

- les diffusions en surface et en phase solide sont négligeables par rapport à la diffusion dans l'air des pores du matériau,
- le coefficient de diffusion est constant dans le matériau,
- La concentration en phase adsorbée reste en équilibre avec la concentration locale dans l'air des pores du matériau.
- Aucune réaction chimique ne se produit.

La diffusion globale du polluant gazeux dans les pores du matériau résulte de la variation d'accumulation locale de polluants dans l'air des pores et de l'accumulation locale de polluants sur les sites actifs (Axley 1991). Le coefficient de diffusion efficace de l'acétone à travers les panneaux de particules a été déterminé en couplant la mesure de porosité (par porosimétrie par intrusion de mercure) avec le modèle mathématique de Carniglia (1986). Nous avons supposé que ce coefficient est indépendant de l'humidité contenue dans le matériau.

Compte tenu des différences de cinétique de diffusion et de sorption, la sorption peut être supposée être un phénomène instantané (Axley 1991).

La modélisation à l'aide d'équations traduisant ces principes a été réalisée et sa résolution a été obtenue en discrétisant les équations avec un schéma aux différences finies. Le modèle obtenu donne les valeurs instantanées de la concentration locale d'acétone dans la paroi avec un maillage à dix nœuds, le débit massique d'émission d'acétone, la masse d'acétone restant dans le panneau de particules et la concentration instantanée de l'air ambiant, lorsque le taux de renouvellement est faible.

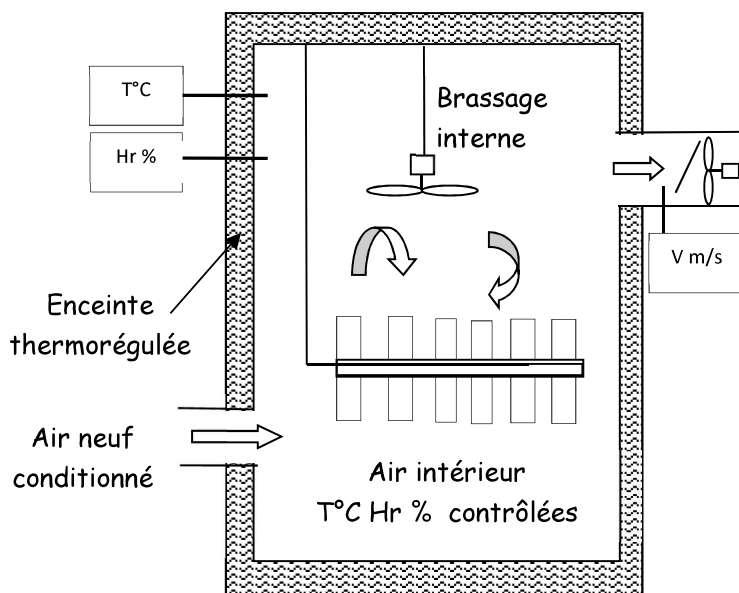


Figure 2-1 : Chambre climatique utilisée pour les essais d'émission.

2-1-3 Résultats scientifiques

Pour chaque échantillon, la masse d'eau adsorbée est identifiée avant l'expérience. Elle a été mesurée à $25,5 \pm 0,5$ ° C et pour une HR variant de 20 à 60%. La figure 2-2 montre les valeurs expérimentales et la corrélation moyenne obtenue. Compte tenu de la forme linéaire et dans la limite de la plage de concentration de vapeur utilisée, l'isotherme de sorption du couple vapeur d'eau - aggloméré a pu être établie. L'écart type obtenu sur le coefficient de partage est de 0,10.

La plupart des matériaux hygroscopiques possèdent une hystérésis et le rapport A / D entre l'équilibre d'adsorption et de désorption est représentatif de cet effet (Hartley et al. 2007). Nous l'avons calculé à 25°C et 40% HR pour le couple vapeur d'eau – bois aggloméré en mesurant la masse d'eau adsorbée lors de l'augmentation et de la diminution de l'humidité relative. La valeur obtenue de A / D était de 0,97. Cette valeur étant proche de 1,0, cela indique que l'échantillon est relativement stable en termes de concentration en humidité.

A titre de comparaison, l'isotherme de sorption pour le couple de bois aggloméré / acétone est également représenté sur la figure 2-2 (en pointillés). L'isotherme d'adsorption de l'eau se place nettement au-dessus de l'isotherme d'adsorption de l'acétone, montrant la forte influence de l'humidité ambiante sur la masse des échantillons.

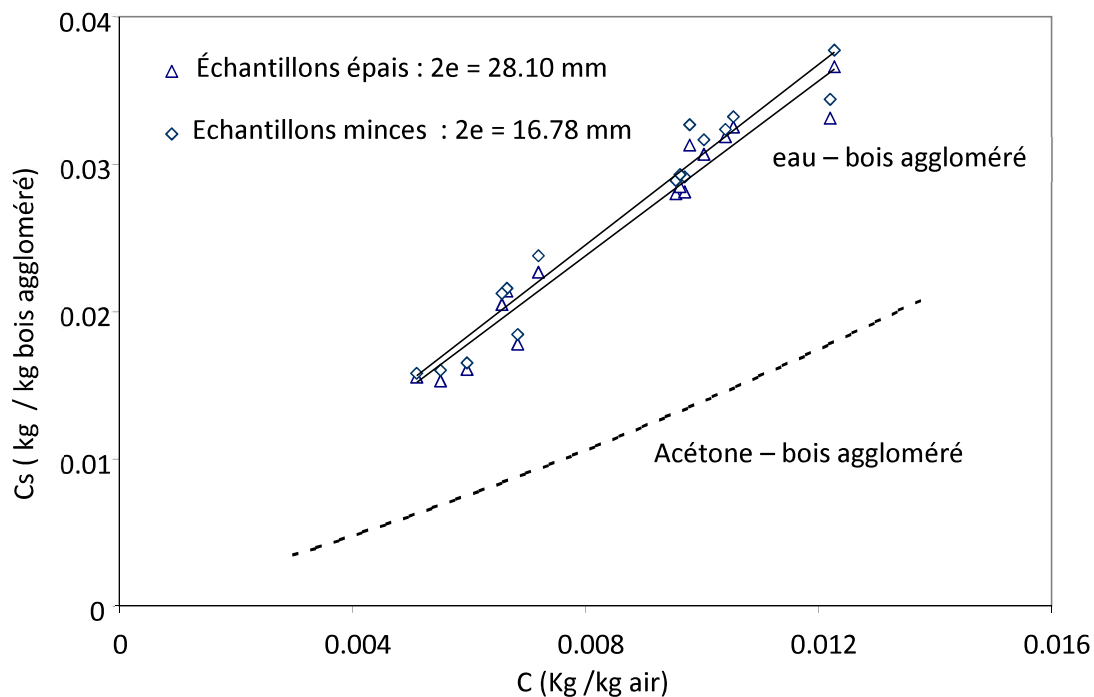


Figure 2-2 : Isothermes d'adsorption du couple eau/ bois aggloméré et du couple acétone / bois aggloméré à 25.5 °C.

La figure 2-3 montre un exemple de résultats expérimentaux obtenus ainsi que les valeurs prévues de la concentration d'acétone dans les échantillons au cours des premières heures de l'expérience. Les figures 2-3a et 2-3b correspondent respectivement à quatre échantillons de 16,78 mm et 28,1 mm d'épaisseur pour des expériences réalisées à $23,9 \pm 0,3$ ° C et pour RH = $63 \pm 2\%$. Les figures 2-3c et 2-3d correspondent respectivement à quatre échantillons de 16,78 et 28,1 mm et pour des expériences réalisées à $24,4 \pm 0,1$ ° C et pour RH = $29 \pm 0,7\%$.

Les valeurs expérimentales et théoriques s'accordent raisonnablement pendant les premières heures. Ensuite, une nette discordance apparaît entre elles. Une fraction d'acétone initialement adsorbée semble rester dans l'échantillon, même après plusieurs jours d'expérience. Ce phénomène a été observé pour toutes les expériences réalisées en air humide.

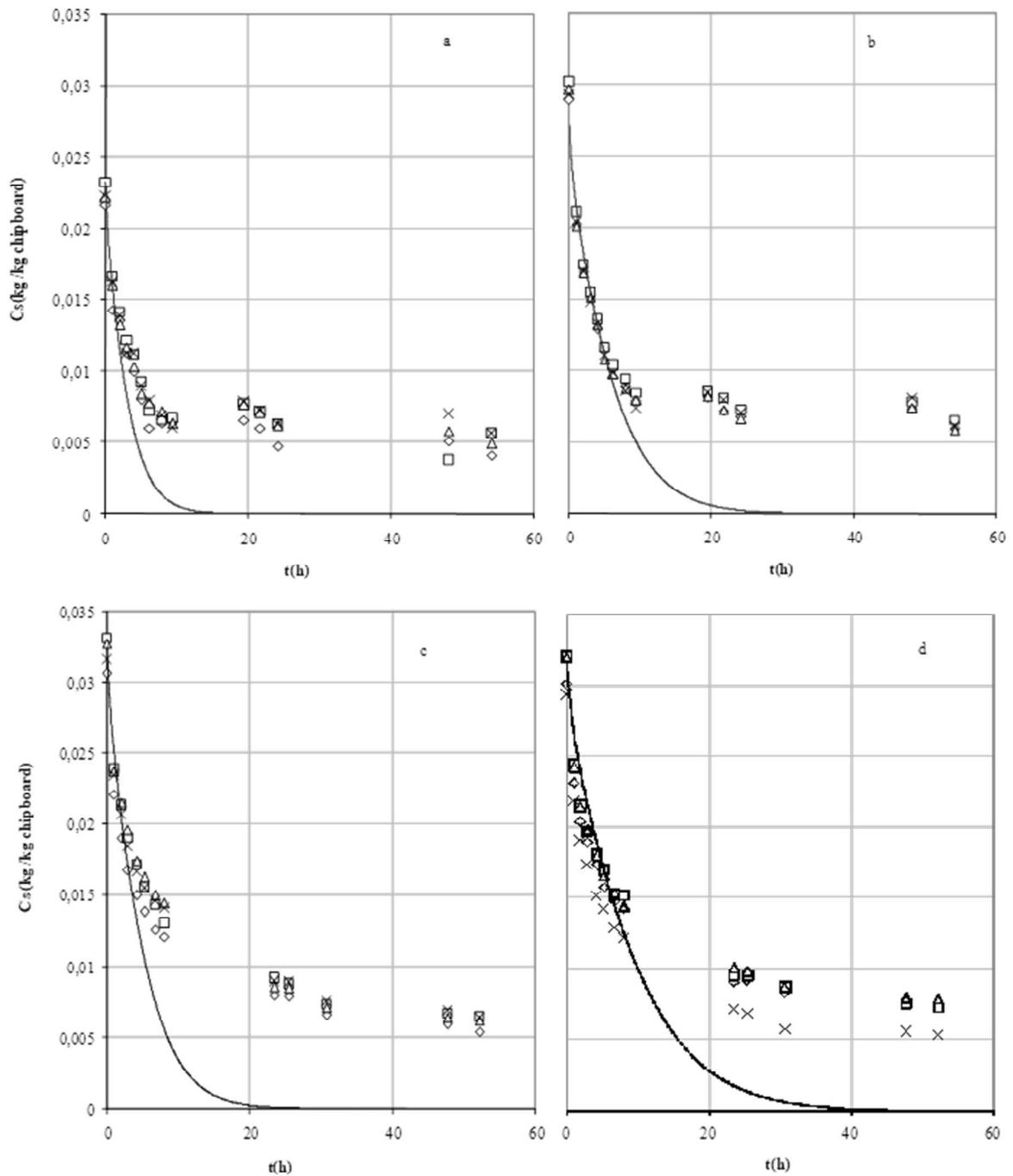


Figure 2-3 : Variation temporelle des concentrations d'acétone dans quatre échantillons de panneaux de particules de 16,78 mm (a et c) et quatre échantillons de panneaux de particules de 28,1 mm (b et d) à 63% HR (a et b) et 29% HR (c et d). Valeurs expérimentales et théoriques.

Cependant, des travaux supplémentaires seraient nécessaires pour comprendre l'effet de l'humidité, notamment en étudiant si la haute solubilité de l'acétone dans l'eau peut modifier les isothermes de sorption et la diffusivité de l'acétone et / ou de la vapeur d'eau molécule dans les pores du panneau de particules (Haghighat 1998).

Elle peut s'expliquer par un effet d'hystérésis (Hartley et al. 2007) et / ou une compétition entre l'acétone et la vapeur d'eau pour les sites actifs. Il est également noté pour l'expérience menée à 63% Hr et 29% Hr (figure 2-3b et 2-3d) avec la même température, la même épaisseur et la même concentration initiale d'acétone, qu'un taux d'émission légèrement plus élevé est obtenu pour l'humidité la plus élevée.

Pour réaliser une comparaison entre nos résultats expérimentaux et théoriques, il a été nécessaire de mesurer la valeur h_m du coefficient de diffusion massique. A l'interface paroi/air ambiant, ce coefficient peut être déterminé à partir de corrélations entre des nombres sans dimension et en utilisant l'analogie entre les transferts de chaleur et de masse (Bejan, 1995).

Cette valeur a été donc obtenue en déterminant le coefficient de transfert de chaleur par convection h_T sur un échantillon d'acier de mêmes dimensions que les échantillons de bois aggloméré. Cet échantillon a été inséré dans la chambre d'essais et chauffé électriquement, ce qui permet de bien connaître la puissance thermique dissipée. La mesure précise de la différence de température entre la chambre et l'échantillon chauffé a permis d'obtenir la valeur globale du coefficient h_T agissant sur ce dernier. Pour une surface plane soumise à la convection forcée, ce qui est le cas ici, le coefficient de transfert thermique par convection et le coefficient de transfert de masse par convection sont respectivement proportionnels aux puissances $1/3$ des nombres de Prandtl (Pr) et Schmidt (Sc) et au ratio des coefficients de diffusion thermique et massique. C'est cette relation qui nous a permis d'en déduire la valeur du coefficient de transfert massique h .

La figure 2-4 montre les valeurs du nombre de Biot massique en fonction de h_m et de l'épaisseur e pour le couple acétone / aggloméré. Cette figure met ainsi en avant les valeurs appropriées de h_m et e pour lesquelles le processus de transfert en phase gazeuse domine ($Bi_m < 1$) correspondant à des matériaux de forte épaisseur soumis à une petite convection. Inversement, la résistance au transfert en phase solide contrôle le processus de transfert lorsque $Bi_m > 1$. Cela correspond à des matériaux de faible épaisseur soumis à une convection élevée.

Lors des expériences réalisées dans notre chambre climatique, h_m était supérieur à 50 m/h et confirme qu'au cours des expériences, le processus de transfert était contrôlé par la diffusion de masse dans le bois aggloméré. On peut noter que la transition observée pour Bi_m proche de 1 correspond aux valeurs habituelles d'épaisseur (10-20 mm) et de convection rencontrée dans les bâtiments (1 m/h). On peut conclure que pour le couple acétone / bois aggloméré dans des conditions usuelles, les deux résistances sont du même ordre de grandeur. Nous confirmons ainsi la conclusion qui affirme que les modèles supposant que h_m est infini ne sont utilisables que pour des cas particuliers (Xu, 2003).

Ce travail a surtout permis de mieux cerner la validité des hypothèses simplificatrices présentes dans de nombreux articles dans lesquels une seule des deux résistances était utilisée dans de nombreux modèles, pas toujours la même, ce qui semblaient parfois contradictoire. Il apparaît ainsi que dans les cas typiques tels que ceux rencontrés dans les ambiances intérieures des maisons, les deux résistances sont bien du même ordre et aucune des deux n'est à négliger. Il a même été possible d'étendre cette conclusion à un cas très concret pour lequel il est possible de

préconiser le temps qu'il convient d'attendre avant d'occuper une pièce récemment contaminée, par exemple par des travaux de peinture.

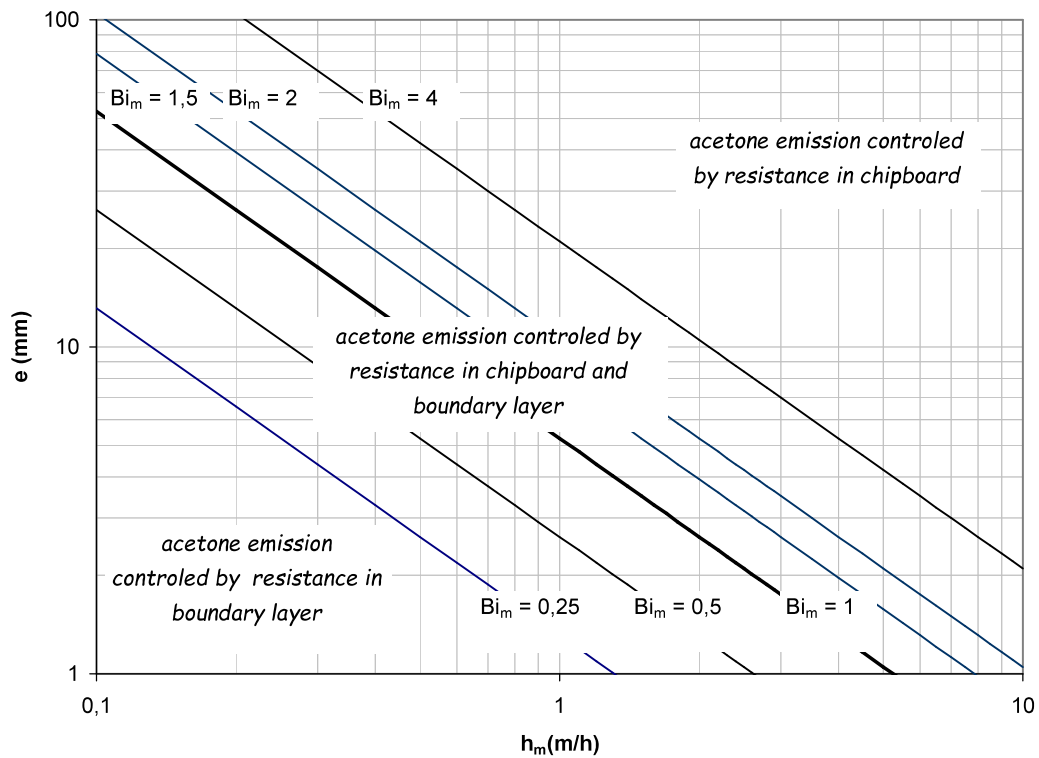


Figure 2-4 : Schéma d'identification du procédé contrôlant l'émission d'acétone par les panneaux de particules.

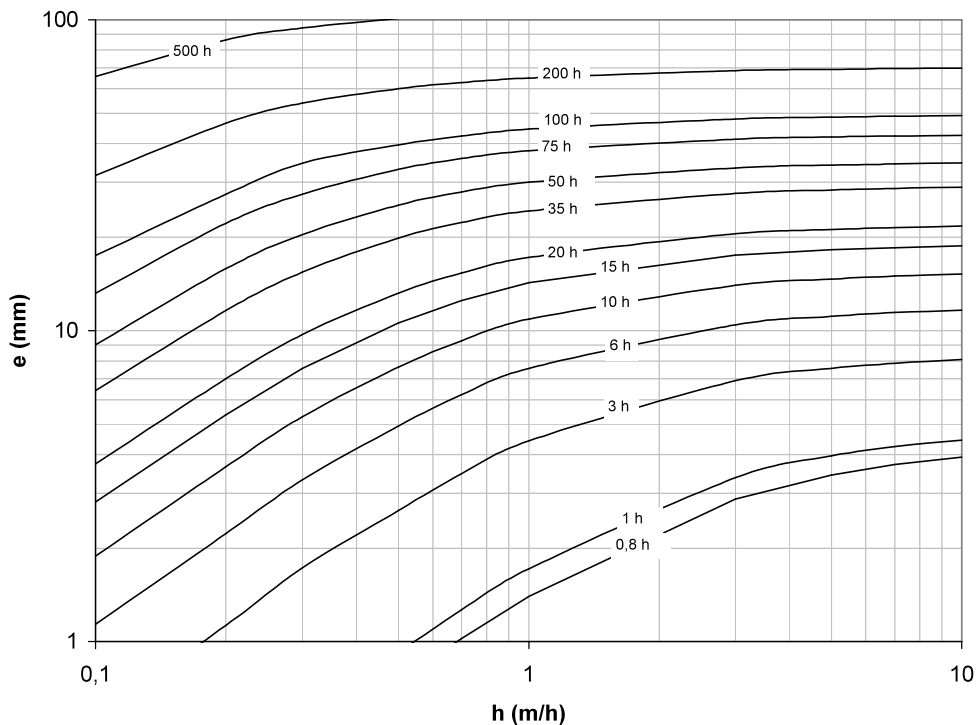


Figure 2-5 : Constantes de temps caractérisant les émissions d'acétone par un panneau de bois aggloméré à 25,5 °C.

En effet, compte tenu de la forme quasi exponentielle de la variation temporelle de la concentration dans le matériau en fonction du temps, une constante de temps peut être déterminée en ajustant les résultats prédits avec une fonction exponentielle.

La figure 2-5 représente les constantes de temps ainsi obtenues en fonction de h_m et e . Cette figure s'utilise de la façon suivante : lorsque la paroi, par exemple de 10 mm d'épaisseur, est contaminée et soumise à une convection dont le coefficient h_m est égal à 1 m/h, la constante de temps caractéristique du temps nécessaire à la dissipation du polluant est d'un peu moins de 10 h. Ce temps augmente de façon non linéaire avec l'épaisseur de la paroi et diminue de façon non linéaire lorsque h_m augmente. Il montre également qu'augmenter la ventilation n'apporte pas d'amélioration lorsqu'on se trouve déjà dans la partie supérieure gauche du graphique où le transfert est très majoritairement piloté par la diffusion dans le matériau.

Les études menées sur les interactions polluants – matériaux devront être étendues à d'autres couples polluants-matériaux afin de compléter les bases de données et apporter ainsi des éléments objectifs pour établir les recommandations permettant de réduire l'exposition des individus aux polluants. On notera que la façon dont la présence d'humidité dans le matériau interagit avec le polluant doit être approfondie. En effet, une compétition peut apparaître et donc impacter la façon dont un polluant interagira avec un matériau. Ces connaissances ont à la base des futures normes et réglementation nécessaires à l'amélioration de la qualité de l'air intérieur.

2-1-4 Synthèse des travaux

Cette étude, a permis d'aboutir à un modèle à base physique représentant une interaction entre une paroi et un polluant gazeux. Le transfert de masse de la paroi vers l'air intérieur est abordé en couplant la désorption ou la sorption du polluant sur les sites actifs des matériaux, avec la diffusion à l'intérieur du matériau, et enfin avec la diffusion à travers la couche limite séparant la paroi de l'environnement. Les résultats expérimentaux obtenus dans une chambre climatique dédiée à petite échelle ont permis de valider le modèle dans le cas de bois aggloméré soumis initialement à une concentration initiale relativement élevée en acétone. Un bon accord est obtenu au début de phase d'émission et confirme que les phénomènes couplés cités ci-dessus sont suffisamment représentatifs du processus d'émission pendant les premières heures de travail. Cependant, l'effet de rétention observé pour l'expérience en air humide souligne qu'il sera nécessaire de prendre en compte les interactions de la vapeur d'eau avec le matériau et le polluant pour réaliser une modélisation plus précise du processus d'émission des composés organiques volatils du matériau.

Nos expériences ont ainsi démontré que le transfert de polluant peut être contrôlé soit par la résistance interne (émission du polluant pilotée par la diffusion dans les pores du matériaux), soit par la résistance externe (émission du polluant contrôlée par la couche limite entre le matériaux et l'ambiance), soit par les deux résistances. L'épaisseur du matériau et le coefficient d'échange convectif à la paroi pilotent la répartition.

Les travaux menés sous ma direction et ceux auxquels j'ai participé ont fait l'objet des publications suivantes (pages 90-96).

ACL7 ; ACTI15 ; ACTI16 ; ACTI18 ; ACTI20 ; ACTI23 ; ACTN11 ; ACTN12 ; ACTN13 ; ACTN14 ;
ACTN16

2-2 Utilisation des matériaux biosourcés dans le bâtiment

2-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

D'un point de vue impact environnemental, la consommation énergétique durant la vie d'un bâtiment dépend de différents facteurs : les matériaux de construction, la construction, l'usage, la maintenance et la démolition ou fin de vie. Actuellement, pour la plupart des bâtiments, la quasi-totalité de la consommation énergétique est liée à son exploitation (l'usage). Cependant, l'évolution des bâtiments vers les hautes performances énergétiques entraîne mécaniquement une hausse de la part des matériaux de construction. Cela montre qu'il est nécessaire non seulement de limiter les consommations énergétiques liées à la phase d'exploitation des bâtiments (grâce aux qualités thermiques des matériaux, par exemple) mais également liées à la phase de construction (matériaux à faible énergie grise) Ce dernier point tend ainsi à revaloriser des matériaux de construction anciens ou traditionnels exploitant des ressources locales. Ainsi, la Bauge est un exemple de l'un de ces matériaux traditionnels, mélange de terre locale crue, de fibres et d'eau. Les travaux menés au laboratoire s'inscrivent dans le cadre du projet Interreg V CobBauge dont le but est de réhabiliter la bauge.

Cette activité a débuté par le projet Cobbauges 1 qui a eu pour objectif de réhabiliter ce matériau traditionnel, très présent encore en Normandie et en Angleterre (nommé alors Cob) et de l'adapter à la construction de maisons éco-énergétiques. Les partenaires du projet ont été l'ESITC Caen, l'Université de Plymouth, le Parc Naturel Régional des Marais du Cotentin et du Bessin, Earth Building UK & Ireland, et l'Université Caen Normandie. Le budget du projet est 1097k€. (2017-2019).

Le projet CobBauge 2 est porté par l'Université de Plymouth. Le budget total est de 4127 k€ (2017-2023). L'objectif est de poursuivre l'activité 1. Plus particulièrement, nous étudions les caractéristiques thermiques et hydriques expérimentalement afin de l'adapter à la construction de maisons éco-énergétiques, nécessaire à la réduction des émissions de CO₂ dans le secteur du bâtiment.

La bauge est une technique traditionnelle de construction en terre qui est utilisée depuis des milliers d'années dans le monde entier et par tous les climats. La technique de construction en bauge consiste en l'édification de murs massifs, souvent porteurs, mis en forme avec ou sans coffrages, à partir d'un mélange de terre crue, d'eau et de fibres végétales (ou animales). Par commodité, la bauge peut être mise en œuvre par empilement des boules en terre à l'état



Figure 2-6 Mélange terre fibre pour la bauge



Figure 2-7: Maison individuelle en bauge en Californie

plastique. C'est la solution retenue généralement pour les constructions sans l'aide de coffrage. L'ajout de fibres est essentiel car elle permet de maintenir la cohésion et de limiter le retrait du matériau lors du séchage.

La composition de la bauge, la disponibilité de la terre et des fibres et sa structure lui confèrent des propriétés de résistances mécaniques et de confort thermo-hygrométrique qui ont contribué à sa large utilisation dans le monde.

Nos études visent à analyser et comparer plusieurs échantillons pour en déduire les mélanges performants en termes de comportement thermique et hydrique tout en respectant la réglementation thermique française.

2-2-2 Démarche et méthode

Une étude expérimentale est menée pour déterminer les propriétés thermiques et le comportement des bâtiments en torchis. Cette étude a été menée dans le cadre de la thèse de Kaoutar Zeghari (soutenue en 2020), Maksym Slobenski, 2018 et du master Oumaima Laajaj, sur le transfert de vapeur d'eau dans les matériaux de construction bio sourcés en 2019. Des échantillons de bauge comportant différents teneurs en terre et en fibres ont été étudiés à l'aide d'un dispositif expérimental instrumenté avec des fluxmètres et des thermocouples, afin d'évaluer le transfert de chaleur local.

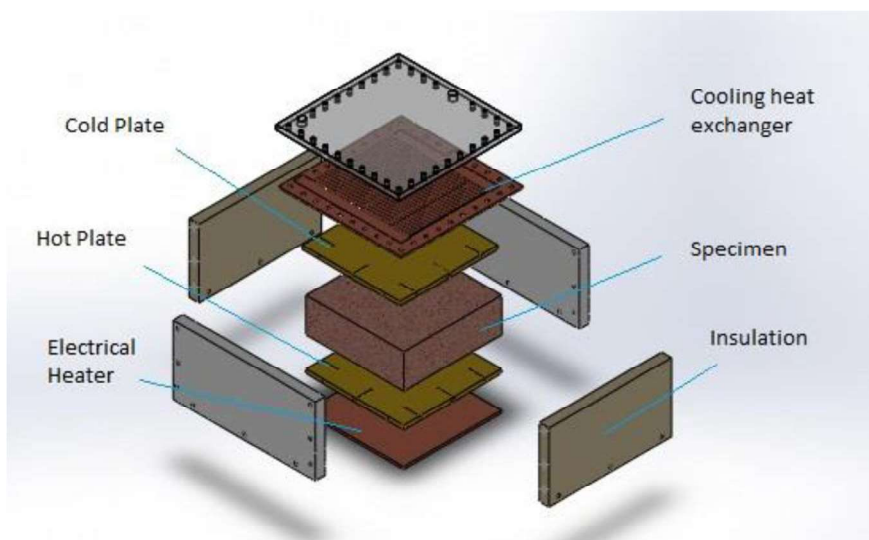


Figure 2-8 : Principe du banc expérimental.

La section d'essais comprend une résistance électrique dont la puissance est réglée ($P_{max} = 15 \text{ W}$) et un dissipateur de chaleur comportant 50 micro canaux en cuivre ($250 \text{ mm} \times 250 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$) irrigués par un débit continu d'eau froide (12 g/s) provenant d'un bain thermostaté froid. Des thermocouples sont insérés dans l'entrée et la sortie du dissipateur thermique. L'échantillon de Bauge est placé entre deux plaques de cuivre en contact direct avec le réchauffeur et l'échangeur de chaleur à micro canaux (figure 2-9). Ces plaques sont utilisées comme source chaude et source froide et permettent d'imposer un gradient de température de chaque côté de

l'échantillon. Les deux plaques sont divisées en 9 zones thermiques, chacune équipée d'un micro-thermocouples soudés de type K (0,3 mm) sur les côtés supérieur et inférieur. La mesure de la conductivité thermique se fait en régime établi à l'aide de la loi de Fourier. De la mousse de polyéthylène expansé (PEF) de 20 mm d'épaisseur est utilisée pour former une couche quasi adiabatique autour de l'échantillon, des plaques de chauffage et de refroidissement. De même, une couche de 60 mm de polystyrène expansé est utilisée pour l'isolation supplémentaire latérale externe.

Ces isolants minimisent le transfert de chaleur des faces latérales de l'échantillon vers l'environnement. En conséquence, le transfert de chaleur à travers l'échantillon peut être calculé en supposant une condition thermique monodimensionnelle. Tous les capteurs sont connectés à un multimètre multicanal (NI SCXI-1303, USA) pour enregistrer les données. La calibration des thermocouples a été faite avec un système d'étalonnage interne de LabVIEW et en utilisant un bain thermostatique pour obtenir plusieurs points d'étalonnage. Les températures de référence ont été obtenues avec un thermomètre de précision.

Les thermocouples utilisés ont ainsi une erreur de $\pm 0,1$ ° C et les mesures de flux thermique ont une précision de $\pm 0,084$ W.

Le flux thermique moyen traversant l'échantillon est pris égal à la moyenne du flux thermique imposé (15 W) et du flux frigorifique récupéré par la plaque à micro canaux. Ce dernier est obtenu à partir du débit d'eau d'irrigation et des températures amont et aval.

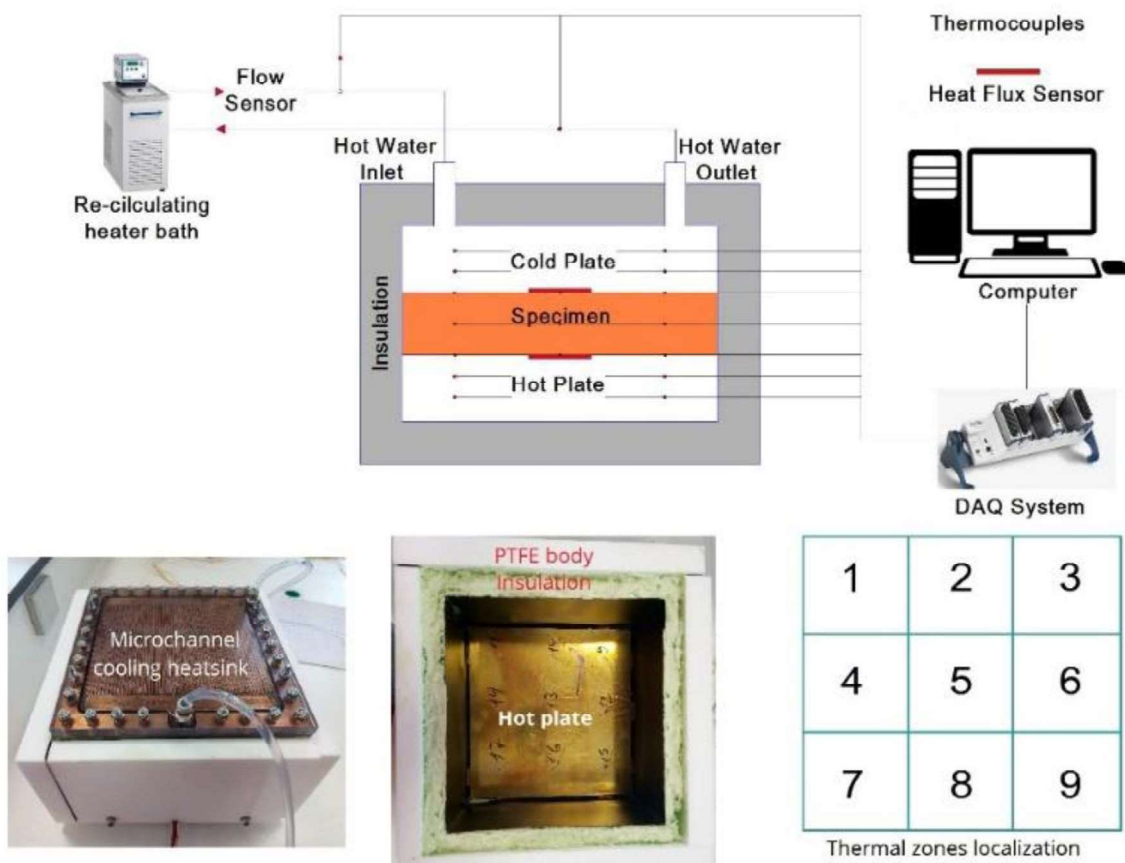


Figure 2-9 : Banc expérimental destiné à l'étude thermique.

Un second banc d'essais a été réalisé pour l'étude du transfert de vapeur d'eau à travers un échantillon de bauge. Ce banc contient 2 chambres hermétiques placées de part et d'autre de l'échantillon. L'humidité de la chambre amont est augmentée par injection permanent d'un micro débit d'eau. L'humidité de la chambre aval est réduite par la présence de sachets déshydratant à base de gel de silice. Les deux chambres comportent des thermomètres et des hygromètres. Une centrale d'acquisition mesure en temps réel les indications des capteurs. Elles contiennent également de petits ventilateurs qui permettent de brasser l'air de chaque chambre afin de limiter la résistance à travers la couche limite entre la chambre et la paroi d'échantillon.

L'injection d'eau de la chambre amont est réalisé à l'aide d'un pousse seringue dont le débit est ajusté sur les valeurs 0,1 ml/h , 0,5 ml/h et 0,7 ml/h. Le coefficient de perméabilité à l'eau est mesuré en régime permanent.

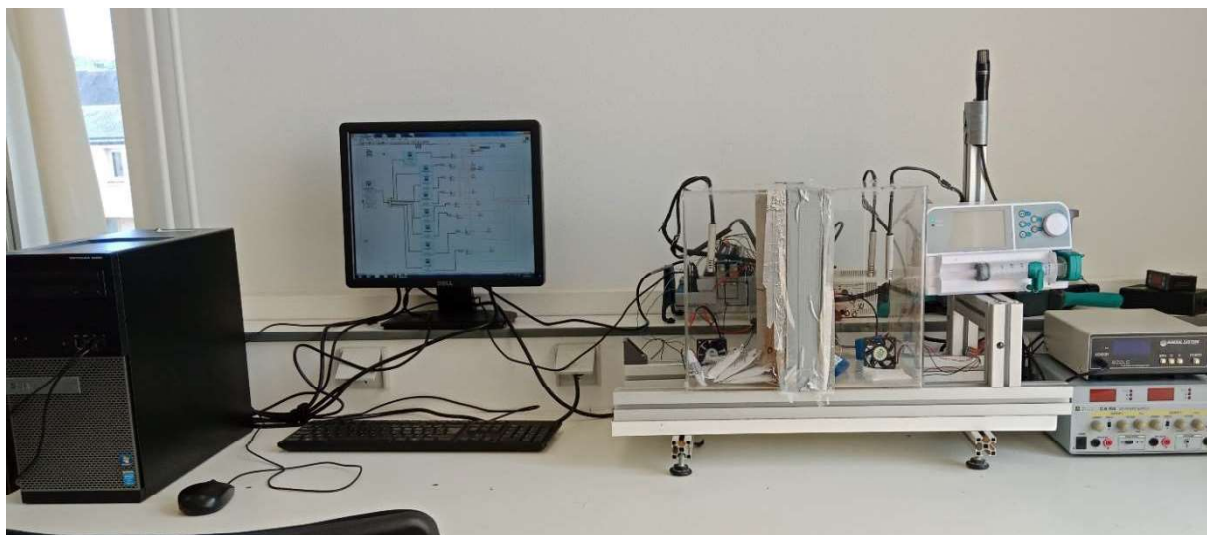


Figure 2-10 : Banc expérimental destiné à l'étude hydrique.

2-2-3 Résultats scientifiques

Afin de vérifier la procédure expérimentale, les premiers tests sont réalisés avec un échantillon de bois, utilisé comme échantillon de référence. La conductivité thermique du bois est mesurée à l'aide d'un capteur KD2 avec une incertitude de 13%. La conductivité thermique moyenne mesurée sur le banc d'essais est d'environ 0,1502 W/m°C tandis que la valeur mesurée avec le capteur KD2 est d'environ 0,155 W/m°C. La différence est d'environ 3%, ce qui permet de valider le montage et la procédure utilisés.

Les échantillons plus riches en terre sont représentatifs de Bauge structurelle. C'est-à-dire destiné à porter le bâtiment. Ils sont notés « S ». En complément, les échantillons de type « T » contiennent beaucoup plus de fibre et possèdent une résistance mécanique nettement inférieure. Par contre, leur conductivité thermique est beaucoup plus faible et sont donc adaptés à un usage externe des murs pour remplir la fonction d'isolant thermique.

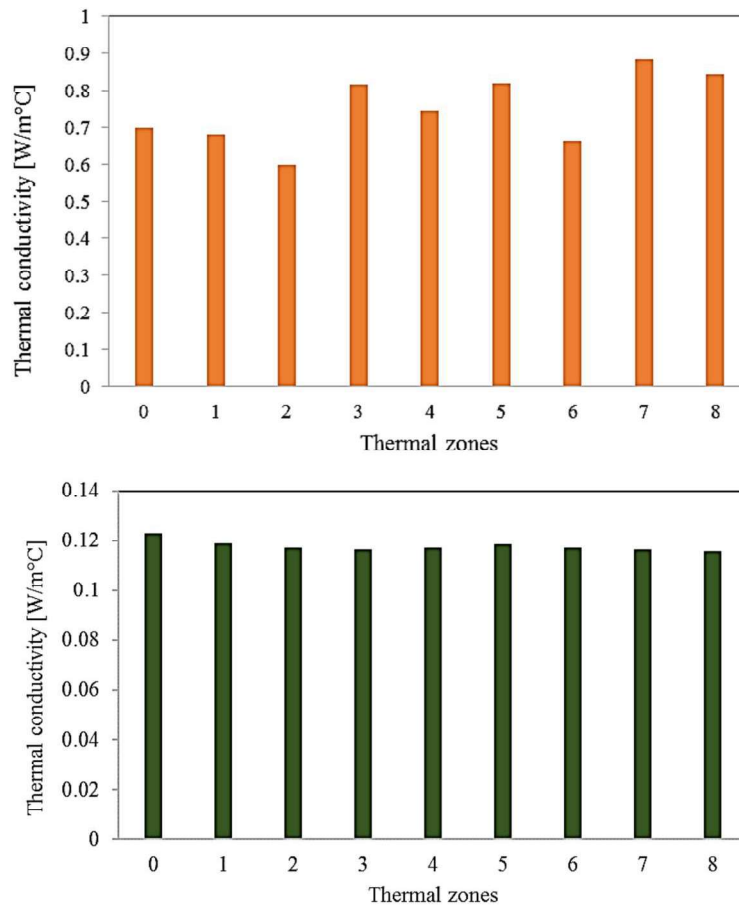


Figure 2-11 : Conductivité thermique local mesurée dans un échantillon de type S(en haut) et T(en bas).

Un échantillon S est composé de sol de type FR2, 2,5% de paille de chanvre et 28,5% d'eau, tandis qu'un échantillon T contient un type de sol UK3, 25% de paille de chanvre et 107,3% d'eau. Pour la préparation de tous les échantillons, le sol est mélangé à de l'eau et conservé pendant 3 jours avant l'ajout des fibres. Une fois la fibre ajoutée au sol, le mélange est maintenu à 20 ± 2 °C dans une humidité relative de $50 \pm 5\%$ 24 h avant de mettre en forme les échantillons. Le mélange est ensuite mis dans des moules et maintenu pendant 2 jours. Puis, ce dernier est démoulé et conservé dans une étuve à 40 °C.

La figure 2-11 représente la conductivité thermique locale mesurée dans les différents emplacements d'un échantillon S. La conductivité thermique moyenne est de $0,562 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$. La valeur locale varie de $0,6 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$ à $0,88 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$ en raison de la répartition hétérogène des fibres et des pores dans l'échantillon.

La conductivité thermique moyenne de l'échantillon de type T est de $0,117 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$. La conductivité thermique locale varie ici de $0,115 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$ à $0,123 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$. Par comparaison, la conductivité thermique des matériaux isolants traditionnels (laine de verre, polystyrène) se situe généralement entre $0,02$ et $0,5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

D'autres mesures des caractéristiques hydriques de la bauge sont réalisées en plaçant chaque échantillon à l'interface d'une double enceinte thermo régulée (master Oumaima Laajaj, 2019). Des ventilateurs ont été ajoutés afin d'assurer d'une part un bon brassage de l'air humide de chaque chambre. D'autre part, la convection élevée que procure ces ventilateurs permet de minimiser les résistances par diffusion dans les couches limites de chaque côté de l'échantillon, ce qui garantit de ne mesurer que la résistance par diffusion dans le matériau. Les résultats ont indiqué que les performances thermiques sont comparables à celles du béton de chanvre. Une capacité de sorption élevée a également été mesurée, ainsi qu'une très haute perméabilité à la vapeur d'eau. Ces résultats suggèrent que la bauge pourrait être avantageusement utilisée dans les bâtiments pour sa capacité à réduire non seulement le transfert de chaleur à travers les murs extérieurs, mais aussi à modérer les variations d'humidité intérieure.



Figure 2-12 : échantillons de type S et T.

Pour imposer un gradient d'humidité, la chambre amont est équipée d'un pousse seringue imposant un très faible débit continu d'eau déminéralisé. La chambre aval est munie de sachets déshydratants initialement secs. Ils garantissent la conservation d'une humidité ambiante faible durant toute l'expérience. La variation de masse des sachets au cours de l'expérience permet d'obtenir la masse effective d'eau ayant traversé l'échantillon.

Pour mieux évaluer le potentiel d'une construction en bauge, les besoins thermiques d'une construction à base de bauge sont comparés par simulation avec ceux de la même construction réalisée avec des matériaux conventionnels. Le logiciel TRNSYS'18 a pour cela été utilisé. La comparaison porte en particulier sur les performances attendues dans le cas d'une isolation intérieure ou d'une isolation extérieure. Les résultats du modèle actuellement en cours de développement seront prochainement confrontés aux campagnes de mesures qui seront réalisées sur un bâtiment prototype instrumenté dont la construction du bâtiment a commencé.

A ce stade du projet, une simulation thermique statique basée sur la méthode de calcul en accord avec la réglementation RT 2012 est utilisée pour comparer les performances énergétiques entre bâtiments conventionnels et en torchis, pour une utilisation dans différentes zones climatiques françaises.

Ce programme est strictement conforme aux normes EN 12831 et NF P52612 pour le calcul des pertes thermiques des bâtiments.

Le comportement thermique d'une maison d'habitation individuelle type à un étage est simulé et étudié pour différentes zones climatiques en France et au Royaume-Uni. La maison se compose de 4 chambres, un salon, une cuisine, une salle de bains et 2 WC. L'étude se concentre uniquement sur les pertes de chaleur des murs externes puisque leur structure variera entre les matériaux biosourcés et les matériaux de construction conventionnels. Les figures 3a et 3b représentent le plan de la maison pour le rez-de-chaussée et le premier étage.

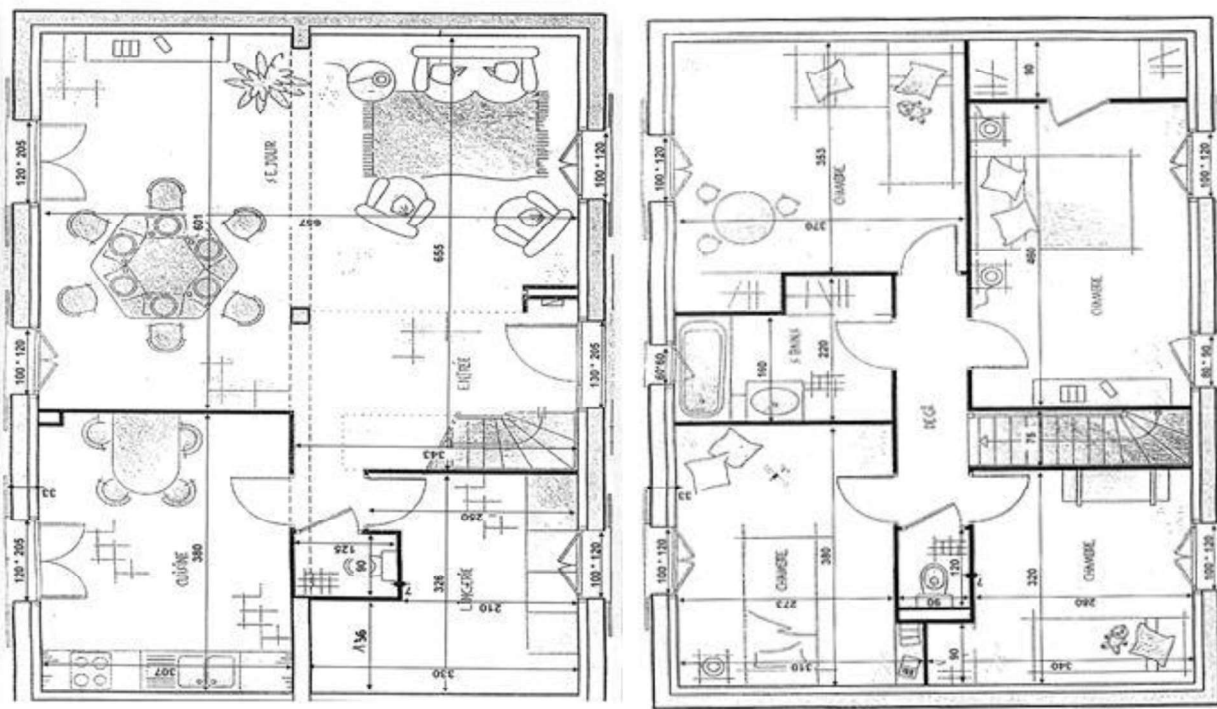


Figure 2-13 : Plans du rez de chaussée et de l'étage de la maison type.

Dans cette étude, les pertes de chaleur des murs sont étudiées pour deux matériaux de construction différents. Le premier intègre les matériaux de construction conventionnels. Un mur extérieur est composé de plâtre (13 mm), de laine de roche (150 mm) pour l'isolation, de béton pour la construction (200 mm) et de crépi (15 mm). Tandis que le second cas utilise exclusivement les matériaux biosourcés (bauge type S et bauge type T) pour la construction ($\lambda = 0,494 \text{ W / m } ^\circ \text{ C}$) et l'isolation ($\lambda = 0,1 \text{ W / m } ^\circ \text{ C}$) et un enduit externe à la chaux.

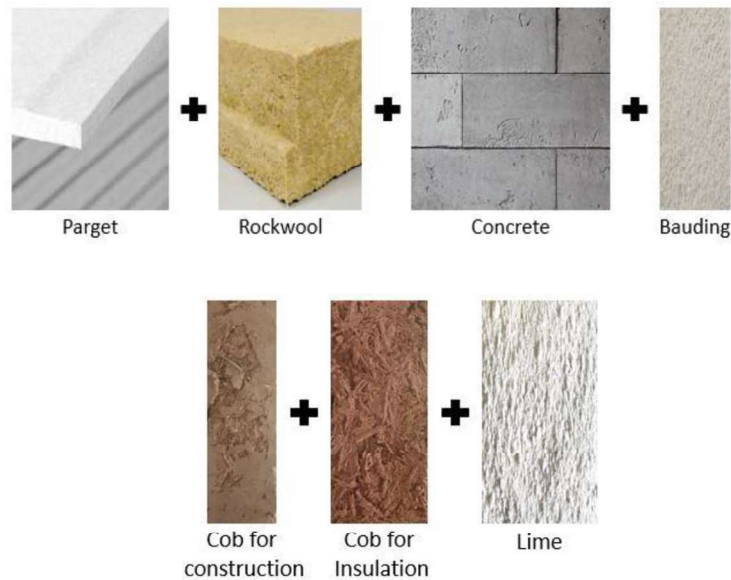


Figure 2-14 : Compositions des murs externes de la maison type. (maison traditionnelle en haut, maison en bauge en bas)

Les pertes de chaleur à travers les murs de la maison sont calculées à partir des données climatiques de la région de Caen et de la température de référence appelée température de base extérieure (-7 °C pour Caen). Nos résultats montrent que le matériau S doit posséder une épaisseur de 350 mm tandis que le matériau T doit posséder une épaisseur de 300 mm pour respecter la RT2012.

Dans le but de mieux cerner la fiabilité du modèle thermique, les résultats seront prochainement confrontés à ceux obtenus sur un bâtiment expérimental entièrement instrumenté. Ce bâtiment prototype réalisé à échelle 1 est actuellement en cours de fabrication. Des premières sondes de température et d'humidité ont été placées en juillet 2020 et octobre 2020 lors des phases successives de constructions. Les figures suivantes donnent un aperçu de l'état d'instrumentation actuel. Des sondes thermocouples (type K) et des sondes d'humidité ont été insérés dans les murs à différentes profondeurs et hauteurs. Elles seront connectées à une centrale d'acquisition.

Positions des sondes – mur Est – 4^{ème} levée (3 Hr + 3 T)

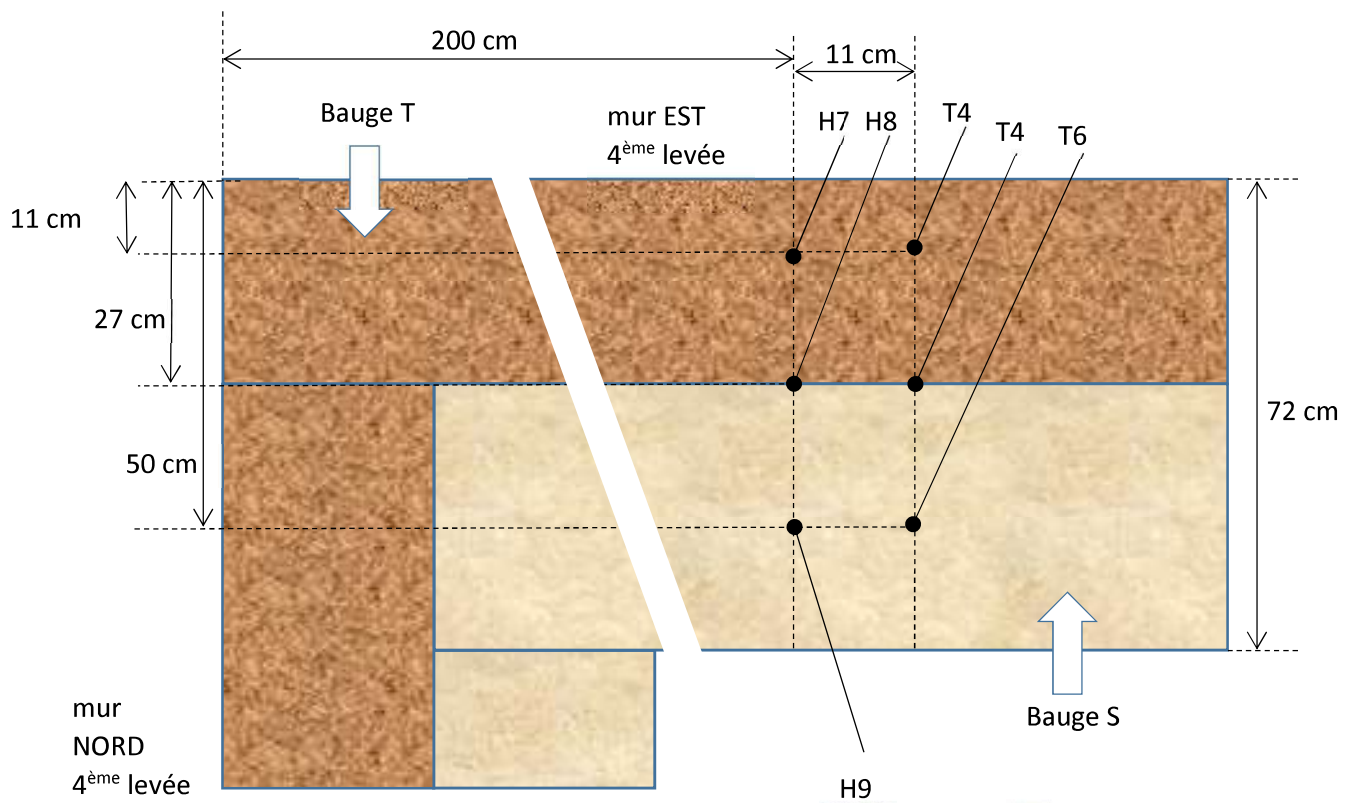


Figure 2-15 : Positions des sondes – mur Est – sur le bâtiment expérimental (actuellement en cours de construction).

2-2-4 Synthèse des travaux

Les résultats tendent clairement à indiquer que les performances thermiques sont comparables à celles du béton de chanvre. Une capacité de sorption élevée a également été mesurée, ainsi qu'une très haute perméabilité à la vapeur d'eau. Ces résultats suggèrent que la bauge pourrait être avantageusement utilisée dans les bâtiments pour sa capacité à réduire non seulement le transfert de chaleur à travers les murs extérieurs, mais aussi à modérer les variations d'humidité intérieure.

Ces travaux ont fait l'objet des publications suivantes (pages 90-96).

ACTI27 ; ACTI29

Thème 3 : Cogénération et valorisation d'énergie

L'utilisation combinée des productions de chaleur et d'électricité, appelée cogénération, est reconnue par l'Agence internationale de l'énergie (AIE) comme une technologie efficace pour réduire les émissions mondiales de gaz à effet de serre. Plusieurs technologies existent et ont déjà atteint un niveau de maturité satisfaisant, notamment celles exploitant les combustibles fossiles dans des moteurs à gaz ou des turbines. D'autres solutions alternatives aux combustibles fossiles sont en phase de développement. On peut citer en particulier les systèmes exploitant des biocarburants ou encore les piles à combustible.

Ces solutions doivent tenir compte du déphasage qui existe fréquemment entre les systèmes produisant une chaleur fatale et un système cherchant à la valoriser, par exemple pour produire de l'électricité. Le stockage constitue alors une solution. Ainsi, de 2012 à 2015, je me suis engagé en tant que responsable scientifique avec l'entreprise locale Culti'Wh (Normandie Incubation) pour réaliser des travaux d'analyse scientifique permettant d'accompagner le développement de systèmes thermodynamiques permettant de stocker thermodynamiquement de l'électricité. J'ai été sollicité à plusieurs reprises pour expertiser, corriger et valider des documents scientifiques sur des solutions innovantes concernant ce sujet. (2 travaux en 2011, 2 en 2013, 2 en 2014). Ces travaux sont à caractère confidentiel et ne peuvent être présentés dans ce mémoire.

Ces dernières années, un effort important dans la recherche et le développement de micro-cogénération intégrant des piles à combustible est réalisé. En particulier, les systèmes basés sur des piles à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC) pour des applications résidentielles, donc à micro échelle. Les PEMFC offrent plusieurs avantages. Elles possèdent une haute efficacité, une faible émission polluante, émettent peu de bruit et permettent de fournir des puissances compatibles avec celles utilisées dans les maisons. Mais comme toutes les piles à combustible, la maîtrise suffisante de la température de fonctionnement est importante pour garantir leur longévité. Cet impératif est d'autant plus contraignant que les piles dégagent une puissance thermique non négligeable durant leur fonctionnement. Cette chaleur peut potentiellement être valorisée soit directement, soit après transformation.

On peut souligner que la capacité à produire du froid à partir d'un rejet thermique constitue ici une piste particulièrement intéressante pour le développement de climatisations économes en énergie.

Nos études menées dans ce sens sont présentées dans les quatre paragraphes suivants. Le premier concerne l'étude de moteur Stirling exploitant un coproduit de l'industrie des biocarburants, la seconde traite des cycles ORC exploitant l'énergie solaire. Les deux derniers traitent de la production de froid à partir de sources thermiques et plus particulièrement à travers les cycles de Rankine Organiques et les systèmes à sorption.

3-1 Valorisation de la cogénération par moteurs Stirling

3-1-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

La production de biodiesel conduit à la production d'un sous-produit, appelé glycérol (également glycérine), selon la réaction suivante : huile + méthanol → glycérol + biodiesel. Les proportions habituelles requises consistent à mélanger environ 9 kg d'huile végétale avec 1 kg de méthanol pour produire 9 kg de biodiesel plus 1 kg de glycérol. Le glycérol obtenu est brut et contient de l'eau (jusqu'à 15%), des minéraux et de la matière organique non glycérol (MONG), qui est principalement composée de méthanol et d'acides gras insaturés. La production de biodiesel produit alors de grandes quantités de glycérol brut, actuellement utilisé par les industries chimiques, alimentaires et pharmaceutiques. Cependant, d'autres utilisations peuvent être envisagées. L'une d'elles consiste à utiliser le glycérol comme carburant. En effet, ce produit est potentiellement un carburant parfait pour les moteurs diesel et donc pour la cogénération car c'est un produit non toxique, non odorant, non volatil, soluble dans l'eau. Cependant, rien ne prouve que le glycérol brut puisse être utilisé avec succès dans un moteur à combustion interne. Des résultats ont bien été publiés sur ce sujet, mais souvent contradictoires (McNeil et al. 2012). Certains d'entre eux concluent que la présence de glycérol dans le carburant n'est pas tolérée par les moteurs à combustion interne conventionnels alors que d'autres ont obtenu des expériences réussies en utilisant du glycérol mais purifié. Une solution alternative consiste alors à considérer son usage sur des moteurs à combustion externe, seuls bons candidats pour transformer l'énergie thermique produite par la combustion du glycérol brut en énergie mécanique. De plus, l'utilisation de glycérol brut pour alimenter un moteur de cogénération est un enjeu très intéressant car ce produit est beaucoup plus écologique que les combustibles fossiles conventionnels.

Je me suis impliqué de 2012 à 2015 dans le projet Européen INTEREG ECOTEC21 <http://www.interreg-ecotec21.eu/> dans laquelle l'Université de Caen-Basse Normandie a été partenaire (en partenariat avec l'université de Picardie Jules Vernes, Habitat du Littoral, Chambre d'Agriculture de la Somme, Remade South East (UK), University of GREENWICH (UK), Hampshire County Council (UK), Agro-Transfert Ressources et Territoires, Université de Caen Basse Normandie. Le budget du projet 4261k€. (2012-2015)). Ce projet visait à valoriser auprès des décideurs les atouts de la solution cogénération, notamment par la rédaction de documents synthétiques clairs sur les démarches et procédures administratives, comparées de chaque côté de la Manche.

Nous avons ainsi rédigé et présenté des documents guides pour les décideurs de futurs projets de cogénération (en anglais et français), rédigé et présenté un comparatif entre les législations anglaises et françaises et étudié l'opportunité d'installer une unité sur un site.

Mais au-delà de cette approche d'ouverture vers les décideurs, j'ai été développé un modèle permettant d'évaluer les performances d'un cogénérateur type Stirling utilisant directement le glycérol brut comme combustible. Nous avons choisi d'envisager cette valorisation via un moteur Stirling, en raison de sa compatibilité avec une combustion externe. J'ai donc mis en place un modèle thermodynamique afin de simuler pas à pas le cycle complet du moteur. Les caractéristiques géométriques de moteurs Stirling de type alpha, beta et gamma (cylindrée, volumes morts, déphasage angulaire) ont été utilisées comme variables. Une étude multi paramètre m'a permis de mettre en évidence quelle était la meilleure configuration permettant

de valoriser au mieux chaque gramme de glycérol introduit dans le moteur. C'est cette démarche qui est présentée ici.

Dans les moteurs à combustion externe, un fluide de travail subit des transformations formant un cycle thermodynamique. Comme aucune combustion n'a lieu à l'intérieur des cylindres du moteur, le fluide ne change pas chimiquement et il n'est pas nécessaire de le remplacer à la fin du cycle. Le système est donc effectivement fermé. Selon l'analyse de Carnot, l'efficacité du cycle moteur augmente lorsque la température de la source chaude augmente. Mais inversement, l'énergie thermique qui peut être effectivement transférée des produits de combustion vers la source chaude du moteur diminue lorsque la température de la source augmente. Or, le travail produit par le cycle est proportionnel à l'efficacité du cycle d'une part et à cette quantité de chaleur d'autre part. La température de fonctionnement optimale de la source chaude permettant de produire le travail maximum est donc le résultat d'un compromis entre ces deux tendances.

Le moteur Stirling est un moteur à source de chaleur externe. Inventé par Robert Stirling en 1816, il opère par transformations cycliques d'un gaz comprenant deux isothermes et deux isochores. Son efficacité thermique théorique est égale à celle du cycle de Carnot. Il fait l'objet d'activités de recherche car il est économique, non polluant et plus silencieux que les moteurs traditionnels. Cet avantage donne naissance à différentes technologies de cogénération et de systèmes de chauffage et de chauffage avec refroidissement combiné (Liu et al., 2014). Toutefois, le développement du moteur Stirling est assez limité car il ne s'adapte pas facilement aux véhicules et ne peut donc pas bénéficier économiquement d'un effet à grande échelle. Cependant, les moteurs Stirling sont potentiellement bien adaptés aux applications stationnaires. Les chaudières électrogènes exploitant un moteur Stirling ont fait l'objet d'un programme de recherche soutenu à l'époque par ex GDF SUEZ et un consortium d'industriels. Ainsi, certains fabricants de chaudières ont mis sur le marché des unités domestiques équipées d'un moteur Stirling de l'ordre du kW fonctionnant en micro-cogénération. Deux consortiums du chauffage ont développé chacun un moteur Stirling d'un kilowatt électrique adapté à des chaudières domestiques. Le projet incluant le groupe Baxi (Chappée, Idéal Standard), Remeha (De Dietrich), Viessmann et Vaillant. Le moteur d'Infinia (États-Unis) développé conjointement par Bosch, MTS (Chaffoteaux, Ariston), Enatec (Hollande) et Rinnai (Japon). Ces chaudières électrogènes ont commencé à être commercialisées sur le marché français après avoir été testée dans plusieurs pays, dont les Pays-Bas. L'utilisation d'une unité de cogénération domestique permet une économie d'énergie primaire de l'ordre de 20 %, une réduction importante de la facture énergétique globale, une réduction des émissions de gaz à effet de serre (15 à 30 % de CO₂), une prévention contre les coupures d'alimentation électrique.

Quelle que soit la configuration, un moteur Stirling comprend toujours un volume chaud et un volume froid et un déplaceur pour transférer le gaz de travail d'un volume à l'autre (Thombare et Verma, 2008). Les fluctuations de pression générées par l'alternance des périodes de chauffage et de refroidissement agissent sur un piston, permettant de récupérer l'énergie mécanique. Un régénérateur de chaleur optimise l'efficacité du cycle car il régénère la chaleur pendant le transfert de gaz entre les volumes froid et chaud. Le régénérateur est similaire à un accumulateur de chaleur et fonctionne comme un échangeur de chaleur. Il pré-refroidit le gaz entrant dans le volume froid et préchauffe le gaz entrant dans le volume chaud. En pratique, les principales configurations de moteurs Stirling utilisées sont les pistons libres, alpha, bêta, gamma et linéaire (Majeski, 2002). Ces configurations n'effectuent pas exactement les processus isochores et

isothermes du cycle de Stirling idéal, mais permettent de les approcher. Les performances du moteur Stirling dépendent d'abord de la configuration technique : géométrie, volumes balayés, volumes morts et angle de déphasage (Cheng et Yang, 2012). Elles dépendent en second lieu de la nature et de la masse du gaz de travail et des températures des sources. Elles dépendent en troisième lieu du choix des matériaux et des géométries des pièces car cela affecte les pertes de chaleur, les pertes de charge et les frottements. Enfin, les performances du moteur Stirling dépendent des échangeurs de chaleur et du rendement du régénérateur (Kontragool et Wongwises, 2006). La masse de gaz dans le régénérateur n'est pas constante pendant le cycle et ce dernier est un échangeur non parfait dont le volume mort non nul amplifie les imperfections et réduisent l'efficacité du cycle (Puech et al, 2011). Ce point doit être pris en considération.

Le but de l'étude menée au LUSAC a été d'évaluer la qualité de la conversion énergétique du glycérol brut dans le cas d'un moteur CHP Stirling. Elle ne couvre pas tous les aspects technologiques, tels que les problèmes de corrosion ou d'encrassement. Un modèle basé sur une analyse thermodynamique a été imaginé (Stages master d'Hadi Fadlallah 2013 et d'Abdoulaye Anne, 2014). Il a été adapté aux moteurs alpha, bêta et gamma fonctionnant avec des pistons et un déplaceur entraînés par des bielles et des vilebrequins.

La modélisation d'une micro-cogénération à moteur Stirling peut être basée sur des corrélations polynomiales appliquées à des paramètres physiques tels que la température, le débit ou la puissance et pour lesquelles des coefficients sont établis empiriquement (Lombardini et al. 2010). Mais cette approche éloignée des phénomènes physiques complexes agissant dans le moteur ne permet pas d'identifier les points d'amélioration.

De nombreux auteurs ont étudié les performances des moteurs Stirling à l'aide de modèles thermodynamiques. Les premiers modèles développés étaient souvent basés sur le cycle idéal et considéraient les processus isochores et isothermes (Wu et al, 1998). Ils ont petit à petit été améliorés en incluant la régénération imparfaite, les transformations non isothermes, les pertes de chaleur, les pertes de charge et les frottements mécaniques et la compressibilité du gaz (Timoumi et al. 2008). L'introduction d'un transfert de chaleur limité entre les parois internes et les volumes gazeux ont montré un impact fort sur les performances (Kaushik et Kumar, 2000).

Puis, des modèles plus fins basés sur la thermodynamique ont été développés (Cheng et al. 2010) permettant par exemple de décrire fidèlement un moteur Stirling de type bêta avec mécanisme d'entraînement rhombique. Un tel modèle comprend la chute de pression causée par le flux d'air dans le régénérateur et les résistances au transfert de chaleur entre les sources et l'air. Une analyse des effets des paramètres géométriques pour les moteurs alpha beta et gamma devient accessible en suivant l'évolution thermodynamique sur un cycle complet. La modification du déphasage, du rapport de température, du volume mort et du rapport de volume balayé démontre que ces points sont essentiels à tout développement de nouveau modèle (Cheng et al, 2012).

Les irréversibilités découlent principalement des différences de température entre le gaz et les parois du moteur et de l'effet de régénérateur non parfait (Martaj et al. 2007). Ce résultat est particulièrement important car il souligne l'importance de tenir compte du gradient thermique entre les sources et les gaz contenus dans les cylindres chauds et froids du moteur.

3-1-2 Démarche et méthode

Dans notre étude, la modélisation du système de cogénération par moteur Stirling considère d'une part la modélisation du processus de combustion et d'autre part la modélisation thermodynamique du cycle. Une fraction de l'énergie thermique contenue dans les fumées chaudes produites par la combustion du glycérol brut est transférée à la source chaude du moteur.

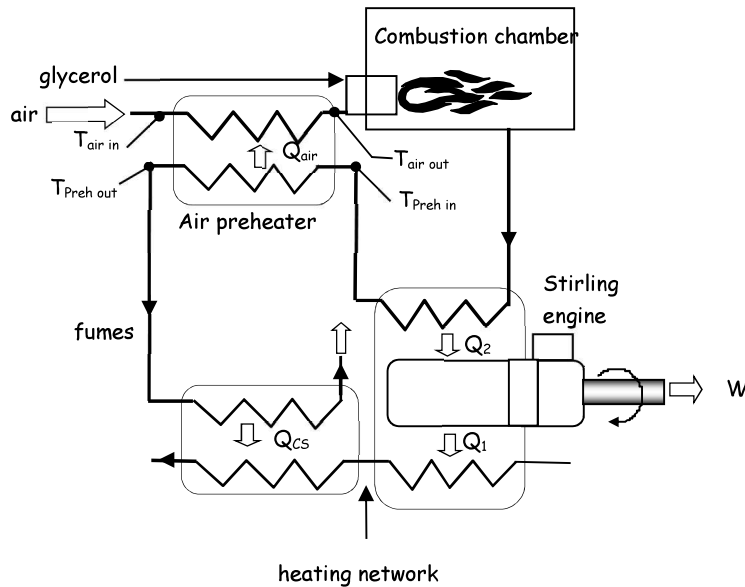


Figure 3-1 : Schéma de principe d'un moteur Stirling fonctionnant en tant que cogénérateur et comprenant un préchauffeur d'air de combustion.

La chaleur résiduelle de faible qualité présente dans les fumées est valorisée pour préchauffer l'air de combustion d'une part et chauffer l'eau chaude du réseau de chauffage d'autre part. Le moteur fonctionne ainsi en cogénérateur.

Un exemple de configuration du moteur beta est illustrée à la figure 3-2. Il se compose d'un seul cylindre fermé par un piston. Un déplaceur est positionné à l'intérieur du cylindre pour créer deux volumes. Il fonctionne avec un déphasage avec le piston et il n'est pas soumis aux forces de pression car celles-ci s'équilibrent à chaque instant.

Le système thermodynamique étudié est la masse totale de gaz présente dans le moteur. Il s'agit d'un système fermé composé de trois sous-systèmes homogènes. Les températures des sous-systèmes constitués des volumes chauds et froids varient au cours du cycle. La température du régénérateur est supposée constante car il bénéficie d'une forte inertie thermique. Les volumes, la pression et le nombre de moles présents dans les trois sous-systèmes sont calculés en fonction de l'angle du vilebrequin. Ensuite, les échanges de masse et d'énergie intervenant lors d'une rotation élémentaire du vilebrequin sont calculés. L'intégration des résultats sur une rotation complète du vilebrequin permet une évaluation complète du cycle et permet d'en déduire les performances du moteur.

Cette analyse requière toutefois un certain nombre d'hypothèses. Ainsi, à tout moment, chaque sous-système est en équilibre thermodynamique. Pendant le cycle, le transfert de gaz se

produit entre le volume chaud et le régénérateur et entre le volume froid et le régénérateur. Les échanges thermiques se produisent entre les sources chaudes et le volume chaud et entre le volume froid et la source froide. Les tuyaux de raccordement et le régénérateur sont adiabatiques. Une petite différence de pression existe pendant le cycle entre les volumes chauds et froids, mais reste faible (Cheng et Yu 2010). On suppose ici que les pressions des trois sous-systèmes sont égales et que le gaz contenu dans l'ensemble du moteur se comporte comme un gaz parfait. Le travail indiqué disponible à la surface du piston est égal au travail de l'arbre et les frottements mécaniques internes ne sont pas pris en compte. La chaleur résiduelle de faible qualité présente dans les fumées à la sortie de l'échangeur thermique final n'est pas valorisée et est rejetée dans l'environnement.

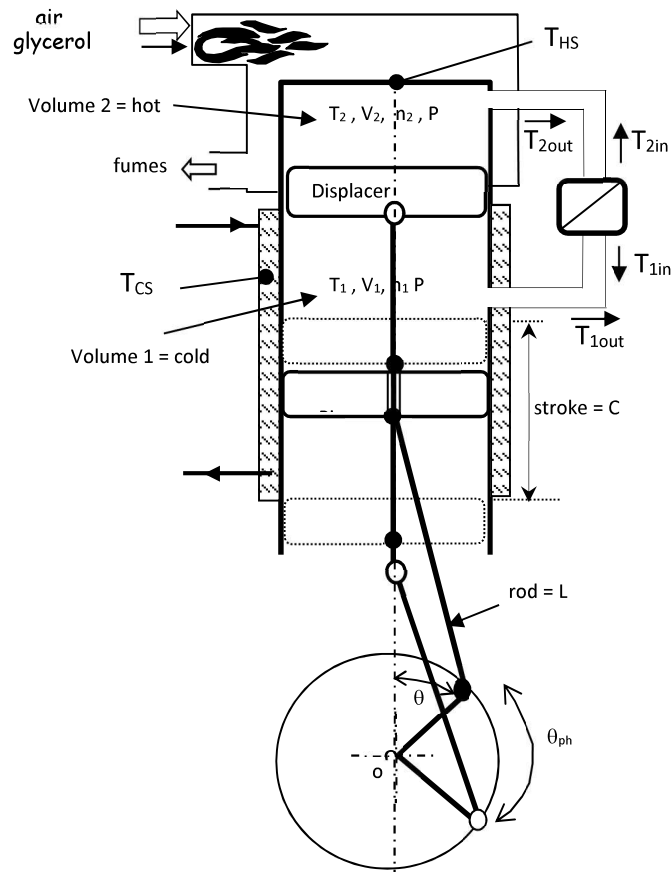


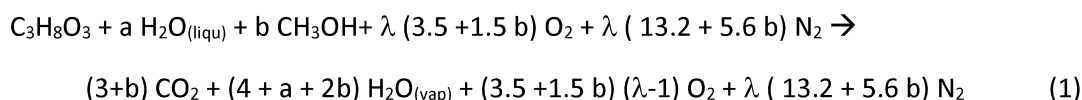
Figure 3-2 : Description schématique du moteur beta Stirling

De nombreuses études théoriques sur le moteur Stirling sont basées sur l'hypothèse que le volume de gaz présent dans un cylindre fermé par un piston est une fonction sinusoïdale de l'angle du vilebrequin (Thomabre et Verma 2008, Martaj et al 2007, Lombardi et al. 2010). Cependant, notre analyse géométrique du triangle formé par la bielle et le vilebrequin montre que le volume de gaz présent dans un cylindre est une fonction plus complexe que nous avons intégrée. La fonction obtenue tient compte de la longueur de bielle, de la course du piston, de la position angulaire du vilebrequin, du volume au point mort haut et du volume interne du tuyau

de raccordement entre le cylindre et le régénérateur. On peut noter que cette fonction tend vers une sinusoïde uniquement lorsque la longueur de la bielle devient très grande.

Dans le cas présent, les fumées produites par le processus de combustion chauffent le cylindre chaud. Cependant, une partie importante de l'enthalpie de combustion est toujours présente lorsque les fumées quittent la source chaude du moteur. L'ajout d'un préchauffeur d'air comburant permet d'augmenter significativement la température et l'enthalpie. Cette solution permet de réduire la masse de glycérol nécessaire pour fournir la même quantité de chaleur à la source chaude du moteur. De plus, dans le cas du glycérol, cette amélioration pourrait assurer un processus de combustion à haute température qui réduit le risque de formation d'acroléine (Alaberelli 2011, Bonnardeaux 2006).

Des flammes stables de glycérol brut sont possibles grâce à une combinaison de parois réfractaires d'un brûleur chaud et d'une recirculation de gaz intense (Bohon et al, 2011). La combustion du glycérol est effectuée avec de l'oxygène présent dans l'air. De manière similaire à la combustion des carburants habituels, l'air et le glycérol sont introduits dans la chambre de combustion avec un petit excès d'air pour assurer une combustion complète. La température des fumées est suffisamment élevée pour éviter la condensation de la vapeur formée par la réaction de combustion. Le glycérol brut contient principalement du glycérol pur, de l'eau et du méthanol. En négligeant les autres produits présents dans ce biocarburant, la réaction de combustion complète est:



Dans cette équation, a et b sont les fractions molaires eau / glycérol et méthanol / glycérol présentes dans le glycérol brut. L'enthalpie standard de combustion est calculée en appliquant la loi de Hess à l'équation 1. L'enthalpie des fumées produites par la combustion du glycérol brut est calculée en fonction de la température comme la somme des enthalpies des espèces individuelles présentes dans les fumées. Les enthalpies molaires des différentes espèces sont déterminées à l'aide du logiciel REFPROP9 © du NIST (2010).

Pour un grand nombre d'études publiées, le rendement du moteur est défini comme le rapport entre l'énergie mécanique produite et l'énergie thermique fournie à la source chaude du moteur. Ici, l'efficacité mécanique est définie comme l'énergie mécanique produite divisée par la chaleur de combustion du glycérol. Nous utilisons également ici la consommation spécifique de carburant comme indicateur de performance du moteur. L'efficacité thermique du système de cogénération est le rapport entre la chaleur totale transférée au réseau de chauffage et la chaleur de combustion du glycérol.

L'utilisation de paramètres sans dimension fournit des résultats généralisables qui ne dépendent pas de la taille réelle du moteur. Les paramètres adimensionnels utilisés dans cette étude sont similaires à ceux utilisés par Cheng (2012), tels que le rapport de volume balayé par le piston et le déplaceur, les rapports volumétriques des volumes morts.

Après avoir fixé les caractéristiques géométriques ainsi que les coefficients d'échange thermique, l'ensemble des équations est discrétisé et le système correspondant est résolu par la méthode itérative pour un angle vilebrequin variant de 0 à 360 ° avec un pas constant de 0,25 °. Nous obtenons alors :

- Les valeurs instantanées de pression, températures et volumes des sous-systèmes lors de la rotation du vilebrequin.
- La chaleur transférée à la source chaude du moteur, la chaleur transférée au réseau de chauffage, la quantité de glycérol et d'air introduits dans la chambre de combustion.
- L'énergie mécanique produite.
- Les rendements mécaniques et thermiques.
- La consommation spécifique du moteur.

3-1-3 Résultats scientifiques

Nous avons étudié les effets de paramètres individuels sur la production de travail du moteur. Nos résultats sont comparés à ceux de Cheng et Yang (2010) qui supposaient un régénérateur parfait et des changements de volumes sinusoïdaux. Ici, nous avons observé que les tendances générales obtenues avec notre modèle sont à peu près similaires. Néanmoins, l'optimisation de la conversion d'énergie primaire nécessite de trouver simultanément les valeurs les plus appropriées pour le déphasage angulaire entre le piston et le déplaceur, la température optimale de la source chaude du moteur et le rapport idéal des volumes balayés. Les simulations ont donc été effectuées en faisant varier l'un après l'autre, et plusieurs fois, un à un ces paramètres et en maintenant constants les autres. L'optimum est atteint lorsqu'une petite variation de n'importe lequel de ces paramètres fait augmenter la consommation spécifique.

Nous avons montré très clairement que la température optimale augmente lorsque le coefficient d'échange thermique interne diminue pour les moteurs alpha, bêta et gamma. Pour le moteur alpha, cette température dépend légèrement du rapport de volumes et varie de 1190 K à 1450 K. Pour le moteur bêta, la température optimale augmente régulièrement avec le rapport de volumes et varie de 950 K à 1450 K. Le moteur gamma affiche une température optimale la moins élevée et varie de 910 K à 1250 K.

L'étude a également montré que le déphasage idéal n'est pas systématiquement 90°, contrairement à ce que de nombreuses études utilisent par défaut. Il s'en écarte même parfois beaucoup, jusqu'à 32°, et varie plus généralement de 60 à 85°.

La figure 3-3 montre la consommation de carburant spécifique optimale en fonction du rapport de volumes balayés. Pour les trois types de moteurs, les courbes passent par un minimum lorsque ce rapport augmente. Le minimum prévu est proche de 820 g_{gly}/kWh et est obtenu pour le moteur bêta lorsque la température de la source chaude est d'environ 1150 K et que le déphasage est de 71°. Une performance assez proche est obtenue avec un moteur de type bêta et correspond à $SFC = 826 g_{gly}/kWh$ pour une température de source chaude proche de 1160 K et un déphasage de 32°. Le moteur de type gamma affiche une consommation spécifique clairement plus élevée car le minimum est de 1123 g_{gly}/kWh . La réduction du coefficient d'échange thermique interne augmente la consommation spécifique pour tous les moteurs.

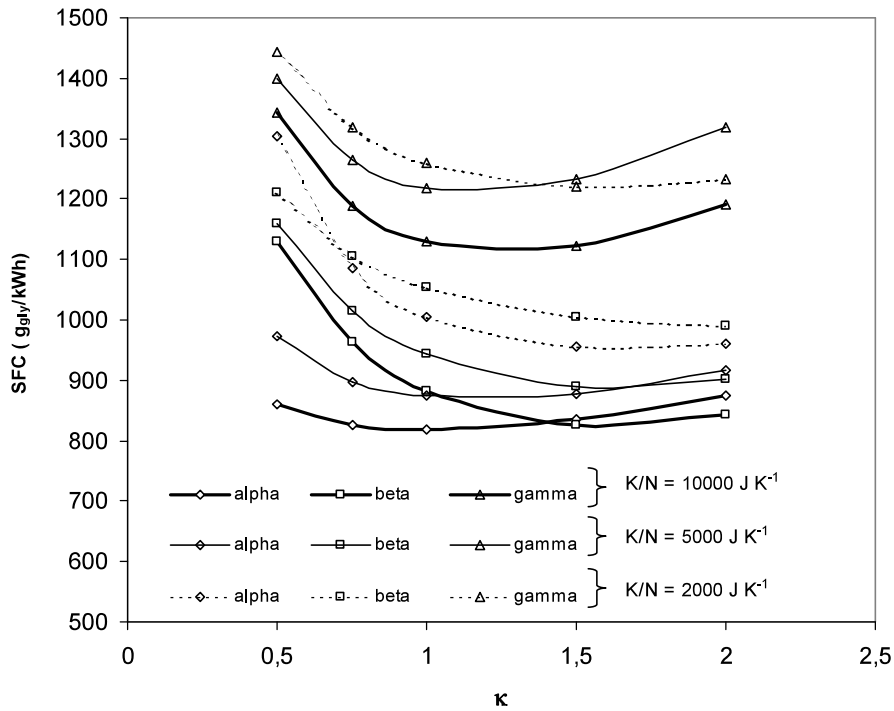


Figure 3-3 : Consommation spécifique minimum en fonction du rapport de volumes balayés.

La comparaison avec les résultats publiés est limitée car seules quelques études portent sur la combustion du glycérol pour la production d'énergie mécanique. Albarelli et al. (2011) ont étudié les performances théoriques d'une installation de cogénération utilisant la chaleur de combustion du glycérol brut dans une centrale vapeur utilisant le cycle de Rankine à l'eau. Les auteurs ont supposé une efficacité de combustion de 85%, une efficacité de turbine de 85% et un débit massique de glycérol ($LHV = 14300 \text{ kJ kg}^{-1}$) égal à $0,36 \text{ kg s}^{-1}$. Ils ont établi que la puissance mécanique théorique est de $690,7 \text{ kW}$. La consommation spécifique correspondante est alors de $1870 \text{ g}_{\text{gly}}/\text{kWh}$ soit plus de deux fois la valeur obtenue ici avec les moteurs alpha et bêta.

Nos résultats sont en accord avec les travaux de Cheng et al. (2012). La production maximale de travail pour le moteur alpha est obtenue pour de petites valeurs de rapport volumétriques balayés. Cependant, nos résultats montrent que la consommation minimale de carburant est obtenue pour des valeurs plus élevées de ce rapport. Par conséquent, il n'est pas possible de maximiser simultanément la production de travail et de minimiser la consommation spécifique du moteur alpha. Par contre, dans le cas du moteur bêta, cette combinaison est possible car l'optimisation du travail et la minimisation de la consommation coïncident lorsque l'on fait varier le rapport de volumes balayés. Nous avons donc recommandé cette configuration pour la conception de moteurs de type bêta. Le rendement mécanique maximum est alors de 30,4%, l'efficacité thermique correspondante est alors de 66,5%.

La combinaison d'un transfert fini de chaleur entre les sources et les volumes gazeux, d'une compression et d'une détente du gaz présent dans le moteur conduit à des transformations polytropiques puis à des fluctuations de température (Cheng, 2011). Ces transformations s'éloignent nettement des isochores et isothermes du cycle théorique. Les amplitudes des

fluctuations de températures de gaz correspondantes au cours d'un cycle complet ont été analysées. Ici, les fluctuations de température dans le volume chaud peuvent conduire à des variations de 20°C à environ 450°C et de 20°C à 240°C pour le volume froid. A titre de comparaison, Cheng et Yu (2011) ont rapporté une amplitude typique autour de 100°C pour le volume chaud et 50°C pour le volume froid dans le cas d'un moteur de type bêta avec mécanisme d'entraînement rhombique. Cet exemple est donc tout à fait en accord avec les résultats que nous avons obtenu.

3-1-4 Synthèse des travaux

La production de travail mécanique et de chaleur à l'aide d'une cogénération de moteur Stirling alimentée au glycérol brut a été étudiée analytiquement. La modélisation prend en compte l'équation de la combustion, le transfert de chaleur fini entre les sources et le gaz de travail, le régénérateur non parfait, les transformations non isothermes et les variations de volume non sinusoïdales pendant la rotation du vilebrequin. L'étude se concentre sur la recherche des valeurs les plus appropriées des paramètres géométriques du moteur et des températures de travail pour minimiser la consommation de carburant spécifique. En particulier, la température de fonctionnement optimale de la source chaude du moteur et le déphasage angulaire optimal entre le piston et le plongeur sont déterminés pour les moteurs Stirling de type alpha, bêta et gamma. Les résultats montrent que la configuration optimale change considérablement avec le coefficient de transfert de chaleur. Dans la limite des valeurs physiques utilisées dans cette étude, la consommation minimale spécifique de glycérol est de 820 g/kWh. Cette valeur est obtenue avec un moteur de type alpha fonctionnant lorsque la chaleur destinée au moteur est produite à 1150 K, pour un déphasage piston déplaceur de 71 °, un rapport de cylindrée égal à 1. Des performances presque identiques sont obtenues avec un moteur de type bêta lorsque la source de chaleur est à 1160 K, le déphasage est de 32 °, et le rapport de cylindrée égal à 1,5. Toutefois, dans le dernier cas, les conditions permettant d'obtenir la consommation de carburant minimale coïncident également avec les conditions permettant d'obtenir le travail indiqué maximal. Ce résultat indique que le moteur bêta offre la meilleure possibilité de conversion énergétique dans un système de cogénération.

Nos travaux ont conduit aux publications des articles suivants (pages 90 à 96).

ACL11 ; ACTI22 ; R11

3-2 Valorisation énergétique par Cycle de Rankine Organique Solaire

3-2-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

Cette recherche exploratoire a été entièrement menée sous ma direction. Elle a eu comme premier objectif d'évaluer l'intérêt d'utiliser un cycle de Rankine organique (ORC) pour produire de l'énergie mécanique à partir d'une source thermique à température modérée (typiquement 100°C, voir moins). La récupération de chaleur dite fatale (en anglais : low grade) s'est développée au cours des dix dernières années et de nouveaux systèmes ont fait l'objet de recherches récentes (Galanis et al., 2009). Un exemple traditionnel est la cogénération où la chaleur rejetée par un moteur est utilisée pour produire de l'eau chaude ou de la vapeur. Le procédé ORC (Organic Rankine Cycle) semble une alternative prometteuse pour la récupération et la valorisation de cette chaleur en production de travail ou d'électricité. Devenu un domaine de recherche intense, il consiste à pressuriser un liquide (pompe), à évaporer et surchauffer le fluide (générateur de vapeur), à détendre la vapeur (turbine), et à condenser et sous-refroidir le fluide (condenseur). La réalisation de ce cycle lorsque l'évaporateur fonctionne à température modérée nécessite l'utilisation de fluides à haute densité de vapeur pour réduire la taille des échangeurs de chaleur et de la turbine. L'eau n'est donc pas adaptée et les systèmes existants utilisent plutôt des fluides organiques (ORC), des mélanges de fluides purs (NH_3 / H_2O) et des fluides à très basses températures critiques (CO_2). Ainsi, des sites industriels utilisant des installations pilotes pour valoriser les déchets thermiques ont récemment été étudiés pour des applications ORC de moyenne et grande échelle. Ils démontrent que cette solution est efficace, même lorsque la température de la source de chaleur est modérée (Galanis et al., 2009 ; Khennich et al., 2011). Pour augmenter l'efficacité du cycle, un échangeur de chaleur interne (IHE) peut être placé entre la sortie de la pompe et la sortie de la turbine. Cependant, cette amélioration est plus appropriée pour les fluides secs (Saleh et al., 2007 ; Heanning, 2007). De plus, la source de chaleur peut être d'origines diverses, y compris les radiations solaires. En effet, il est désormais courant de développer l'énergie solaire pour générer de la chaleur et des études récentes montrent la possibilité de produire de l'énergie mécanique en associant directement un capteur solaire à un ORC (Tchanche et al., 2009 ; Kosmadakis et al., 2010). En configuration fluide caloporteur (HTF), l'évaporateur est chauffé avec le liquide chaud produit par le capteur solaire. La configuration alternative est la génération directe de vapeur (DVG) où le capteur solaire fonctionne comme un évaporateur (Delgado-Torres et al., 2010 ; Wang, et al., 2010). Cette solution évite la chute de température provoquée par l'échangeur intermédiaire mais elle est plus sensible aux changements environnementaux occasionnels. L'efficacité thermique des capteurs solaires diminue à mesure que leur température augmente, tandis que l'efficacité d'un cycle de Rankine augmente avec la température de la source chaude. Par conséquent, la production optimale d'énergie mécanique par un système combinant un capteur solaire à un ORC est un compromis entre ces deux caractéristiques, comme le précisent les études de Quoilin et Lemort (2009).

3-2-2 Démarche et méthode

La première étude menée au LUSAC a porté plus particulièrement sur la possibilité d'utiliser un capteur solaire thermique commercial comme source de chaleur et à identifier, si elles existent, les voies d'améliorations pour augmenter le rendement de l'ensemble. Cette étude de faisabilité a été réalisée avec Matthieu Leconnetable en juin 2010 dans le cadre de son stage d'initiation à la recherche et avec le soutien de Nicolas Galanis de l'université de Sherbrooke.

Dans un premier temps, j'ai créé un modèle pour simuler le comportement thermique du capteur solaire. J'ai utilisé une approche monodimensionnelle que j'ai appliqué aux cas d'un capteur plan sans vitre, avec une vitre et avec double vitrage. Le modèle utilisé couplait les transferts radiatifs (visible et infra rouge) et la convection agissant sur les différentes faces du capteur solaire, y compris le cadre. J'ai en parallèle réalisé des campagnes de mesures sur un banc solaire expérimental. Ces mesures m'ont permis de valider le modèle thermique du capteur dans le cas purement monophasique. Mais les études expérimentales menée dans cette première approche avaient un point faible : celui de ne pas reproduire les étapes du cycle organique. Un banc solaire ORC complet a donc été réalisé. Les performances de l'ensemble ont été mesurées en conditions réelles et ont été confrontés aux prévisions du modèle thermique. J'ai utilisé un logiciel de thermodynamique pour calculer les propriétés des différents fluides que j'avais présélectionnés. Le meilleur compromis entre une température d'évaporation élevée avec un débit de vapeur faible et une température d'évaporation faible mais avec un débit de vapeur élevé a été identifié. Puis, en simulant les résultats pour plusieurs fluides et pour plusieurs conditions d'ensoleillement, j'ai pu en déduire les conditions opératoires optimales du système. Cette recherche du fonctionnement optimal a été réalisée à l'aide du modèle pour plusieurs fluides et pour plusieurs conditions d'ensoleillement.

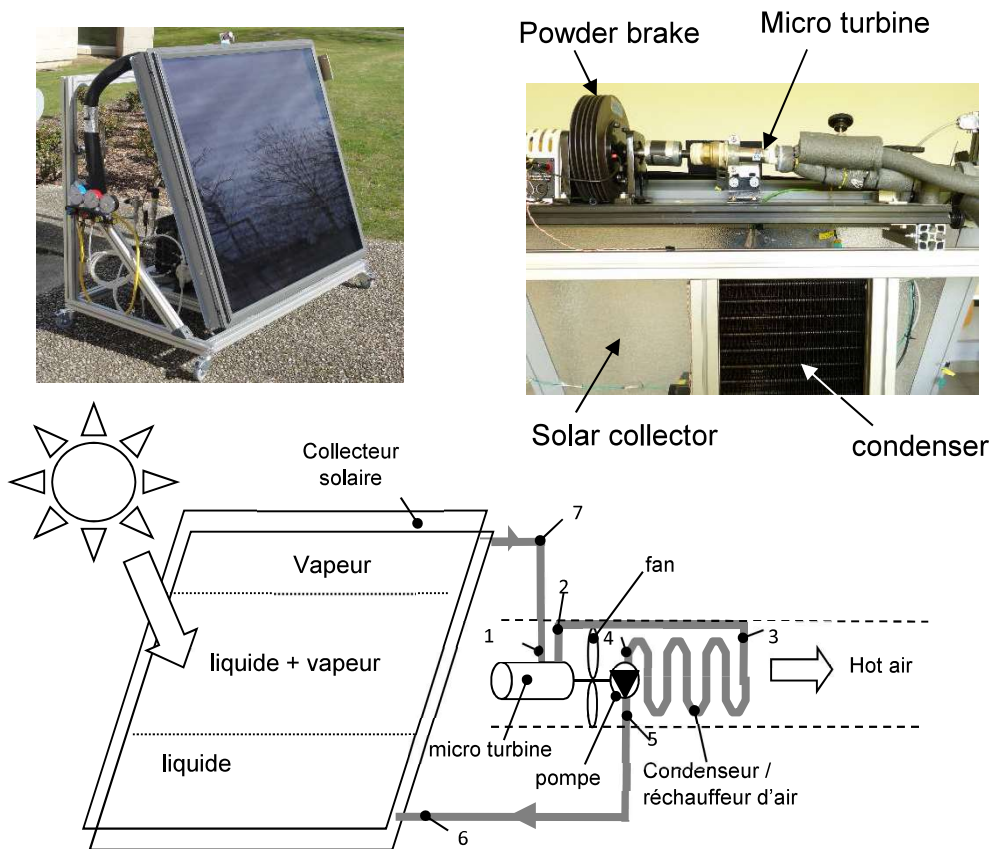


Figure 3-4 : Présentation de principe du cycle de Rankine organique solaire, Photos du banc expérimental.

Le modèle thermodynamique décrivant l'équilibre thermique du capteur solaire plan d'une part et l'ensemble du cycle ORC d'autre part a été développé au laboratoire. Il nécessite une

validation. Pour cela, un premier banc d'essais solaire a été réalisé et utilisé. L'objectif des premiers essais était d'évaluer la gamme de température à laquelle le collecteur solaire pourrait fonctionner. Ce premier système fonctionnait avec l'eau comme fluide caloporteur et ne réalisait donc pas de changement d'état. Puis, un second banc solaire ORC complet a été imaginé puis réalisé. Il associe un capteur solaire plan commercial (Capteur solaire Velux), une microturbine pneumatique Atlas COPCO, un condenseur et une pompe. Les performances de l'ensemble ont été mesurées en conditions réelles en utilisant le fluide R365mfc. Lors des expériences, le collecteur est placé à l'extérieur et exposé aux conditions de fonctionnement naturelles pendant les jours ensoleillés, si possible sans nuages et avec un vent faible. Le capteur solaire est continuellement orienté horizontalement vers le soleil pour optimiser l'exposition au rayonnement incident. Il est positionné à un angle fixe de 30 par rapport à la verticale. Cet angle est un compromis entre la nécessité d'optimiser l'exposition du capteur au rayonnement solaire, pour lequel un angle médian est requis (45°), et la nécessité de réduire le risque d'éjection de liquide lorsque le capteur fonctionne en évaporateur, pour laquelle la position verticale est la plus appropriée. On peut noter que lors d'une expérience, le rayonnement solaire, le vent et la température ambiante peuvent légèrement changer. Ces paramètres, ainsi que les températures en différents points du système et le débit de fluide sont donc régulièrement mesurés à l'aide d'une centrale d'acquisition. Lorsque les conditions de fonctionnement du système sont suffisamment stables durant au moins 15 minutes, un nouveau point de fonctionnement est établi en agissant sur le régulateur de vitesse de la pompe.

La modélisation thermique du capteur solaire a été réalisée à l'aide des équations bilan et de transferts thermiques telles que celles présentées sur la figure 3-5. Les phénomènes radiatif et convectif étant ici nettement dominants. Un capteur solaire conventionnel est principalement constitué d'un absorbeur, d'un vitrage et d'un matériau isolant placé derrière l'absorbeur. Le rayonnement solaire (SR) transmis à travers le verre est converti en chaleur par l'absorbeur. Un fluide circule à travers l'absorbeur pour récupérer la chaleur afin d'être utilisé pour diverses applications comme la production d'eau chaude sanitaire (ECS). En outre, il peut être utilisé comme source chaude dans des systèmes spécifiques pour la production de froid ou la production de travail et d'électricité. Les premiers capteurs solaires commerciaux ont été conçus avec des absorbeurs de types corps noirs. De nos jours, les capteurs solaires commerciaux améliorés utilisent des absorbeurs avec un revêtement sélectif (par exemple l'oxyde de titane) où l'émissivité infrarouge (IR) est faible et le coefficient d'absorption solaire élevé (Peuser et al., 2005). Les recherches visant à améliorer les performances globales des capteurs se poursuivent. Ainsi, une étude numérique et expérimentale s'est concentrée sur les performances de nouveaux absorbeurs fabriqués à partir de films de polyéthylène basse densité (Dorfing et al, 2010). Des capillaires dont les diamètres sont inférieurs à 500 μm sont utilisés pour optimiser le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide. Cette technologie devrait réduire le poids et les coûts de fabrication des futurs capteurs solaires. Le vitrage protège l'absorbeur et réduit les pertes thermiques par convection et rayonnement entre l'absorbeur et l'environnement extérieur (effet de serre). Les collecteurs récents utilisent des vitrages anti-grêle durcis avec un coefficient de transmission solaire élevé et des couches de revêtement antireflet sur le verre (Furbo et al, 2003). De plus, il est possible de réduire davantage les pertes de chaleur de la vitre en ajoutant une deuxième vitre (Samadarshi et al., 2004 ; Akhtar et al. 2007). Cette solution est moins chère et plus fiable que la technologie des tubes à vide ou les systèmes de concentration solaire (Marc et al., 2011). Les capteurs plats à simple vitrage conviennent lorsque la température de

fonctionnement requise est basse ou modérée, tandis que les capteurs à double vitrage, à tube sous vide ou à concentration sont plus adaptés aux applications à haute température.

La modélisation de l'évaporateur solaire est basée sur le bilan thermique en régime dynamique du capteur solaire plan simple ou double vitrage. L'approche utilisée est semblable à celle de Taherian et al. (2011). Elle se base sur une surface plane constituée d'un absorbeur à revêtement sélectif, d'une vitre, d'un matériau isolant placé à l'arrière de l'absorbeur et d'une structure mécanique (châssis). Ces composants subissent des échanges de chaleur par conduction, convection et rayonnement.

$$\alpha_g G + hc_{b-g}(T_b - T_g) + hr_{b-g}(T_b - T_g) - hc_{g-a}(T_g - T_a) - hr_{g-env}(T_g - T_{env}) = mCp_g \frac{dT_g}{dt}$$

$$\alpha_b \tau G - hc_{b-g}(T_b - T_g) - hr_{b-g}(T_b - T_g) - U_{b-a}(T_b - T_a) - U_{m-a}(T_g - T_a) - \dot{Q}_b = mCp_b \frac{dT_b}{dt}$$

$$hc_{g-a} = hc_{m-a} = hc_{d-a} = 5.7 + 3.8 w$$

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{(\sin 1.8 \theta)^{1.6} 1708}{Ra \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^*$$

$$[X]^* = \frac{|X| + X}{2}; \quad Ra = \frac{g\beta\delta^3(T_b - T_g)}{a\nu}; \quad hc_{b-g} = Nu K_a L^{-1}$$

$$hr_{g-env} = \sigma (T_g + T_{env})(T_g^2 + T_{env}^2)(\epsilon_g^{-1} + \epsilon_{env}^{-1} - 1)^{-1}$$

$$hr_{b-g} = \sigma (T_b + T_g)(T_b^2 + T_g^2)(\epsilon_b^{-1} + \epsilon_g^{-1} - 1)^{-1}$$

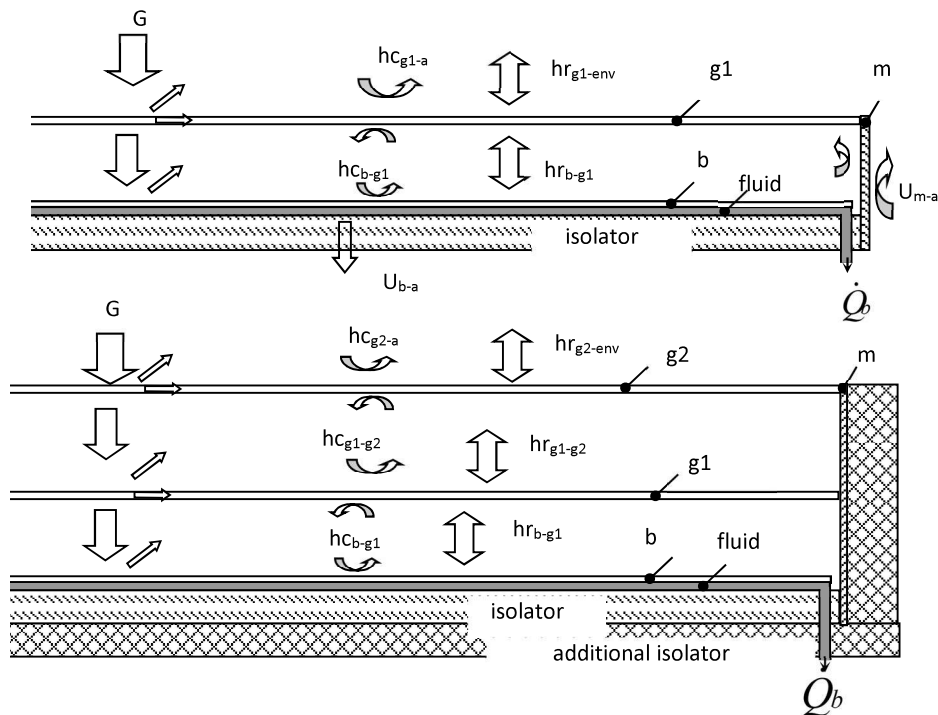


Figure 3-5 : Exemple d'équations utilisées pour la modélisation thermique du capteur solaire, schéma des flux agissant sur les composants du capteur simple et double vitrage.

La modélisation suppose que toutes les surfaces externes du capteur solaire sont exposées au vent, les propriétés thermo-physiques des matériaux sont constantes et indépendantes de la température, la température du châssis est égale à la température de la vitre, les températures de l'absorbeur et de la vitre sont homogènes, l'air contenu entre l'absorbeur et la vitre est chauffé par convection avec l'absorbeur et refroidi par convection par la vitre et le châssis.

Puis, le cycle de Rankine sous-critique a été simulé par une approche thermodynamique pour les fluides organiques R134a, R227ea et R365mfc fonctionnant entre le capteur solaire, dont le modèle thermique précédent décrit le fonctionnement, et un dissipateur (le condenseur) à température fixe. Afin d'établir la configuration optimale, une série d'études paramétriques a été réalisée. Une attention particulière est accordée au débit massique optimal et sur son impact.

3-2-3 Résultats scientifiques

Les résultats du modèle thermique du capteur ont été confrontés aux résultats expérimentaux. Pour les expériences, le capteur a été placé à l'extérieur du bâtiment. Les essais ont donc été réalisés en période de bon ensoleillement. La comparaison est réalisée pour un ensoleillement et une puissance utile connus essentiellement sur la comparaison des températures d'équilibre du collecteur et de la vitre. La figure 3-6 montre les valeurs prévues et mesurées. Un accord satisfaisant est obtenu entre ces valeurs pour considérer que le modèle thermique du capteur solaire est valide.

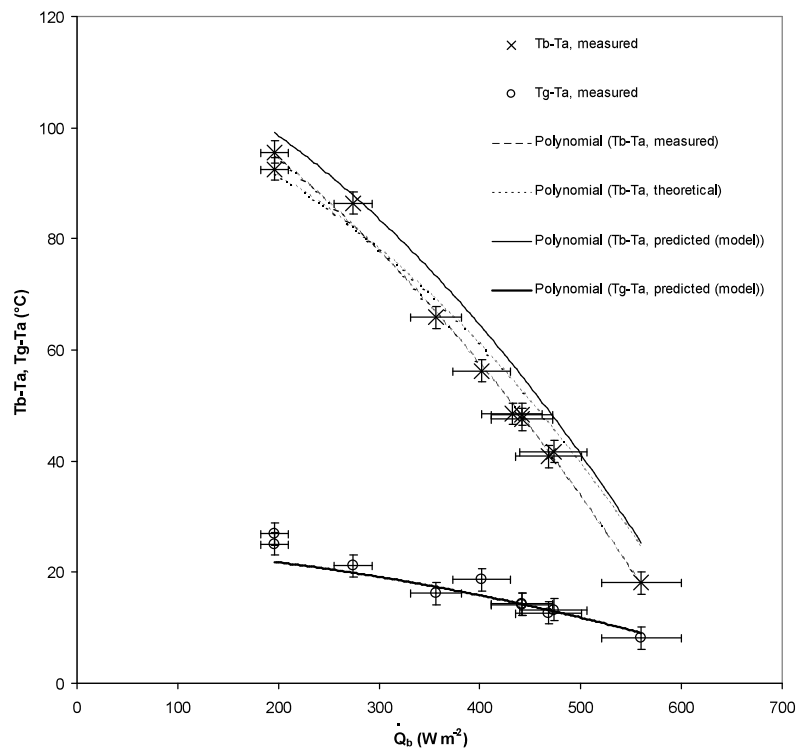


Figure 3-6 : Comparaison des résultats prévus et mesurés sur un capteur solaire simple vitrage en fonctionnement.

Les résultats de cette étude ont été utilisés comme données pour étudier ensuite la puissance mécanique nette pouvant être produite par un cycle ORC. Le cycle a été modélisé par un bilan basé sur les quatre transformations subies par le fluide. Les propriétés du fluide ont été établies à l'aide du logiciel REFPROP®. La figure 3-7 suivante montre un exemple de résultat prévu en régime permanent pour quatre niveau d'ensoleillement et lorsque l'on utilise un capteur simple ou double vitrage. La valeur représentée en abscisse correspond au débit de fluide circulant dans le système. La puissance mécanique nette attendue dépend fortement du débit massique du fluide et le débit optimal est une fonction linéaire du rayonnement solaire. Réduire les pertes de chaleur du collecteur apparaît comme la solution la plus pertinente avant le choix du fluide de travail pour améliorer la performance de l'installation.

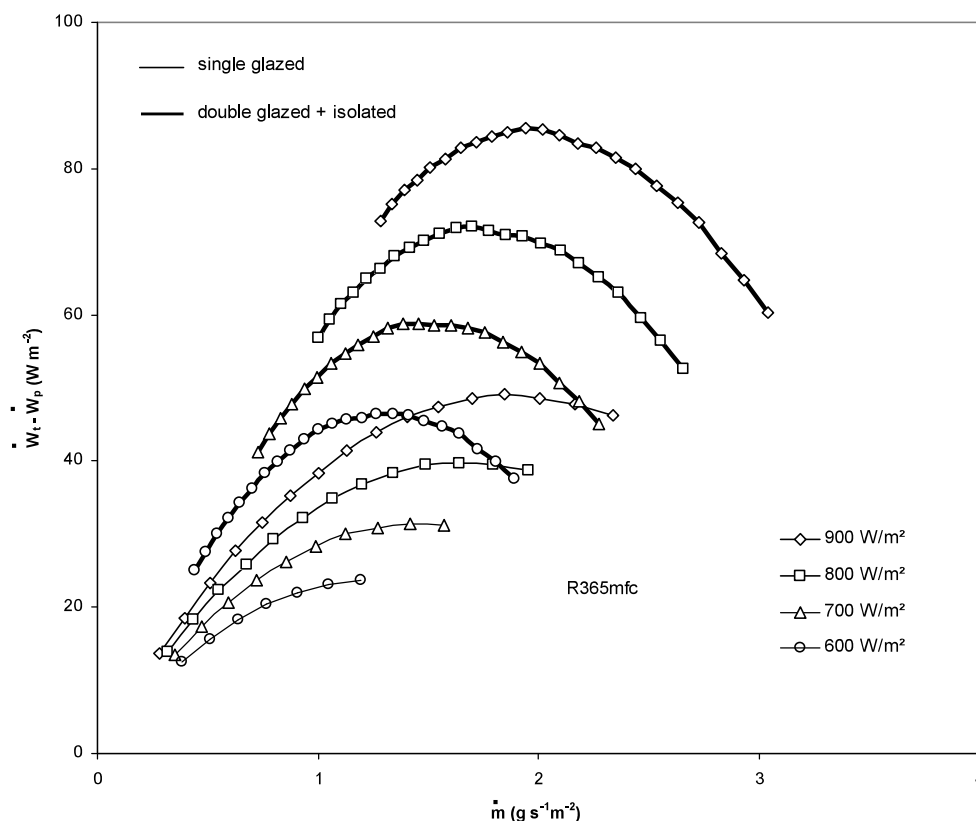


Figure 3-7 : Puissances nettes prévues par le système solaire – ORC en fonction du débit de fluide organique circulant et pour plusieurs ensoleillements.

Un exemple de résultat provenant d'une des expériences est présente sur la figure 3-8. On peut y observer la variation temporelle des paramètres du système lors de son exposition soudaine au soleil. L'exposition au soleil commence à $t = 0$ s. Les paramètres reportés sur la figure sont le rayonnement solaire et les températures de l'air ambiant, du capteur solaire (entrée fluide absorbeur, sortie fluide absorbeur, cadre et face arrière). La température de vaporisation est recalculée à partir de la pression du collecteur et de la température de saturation du R365mfc. Au cours de l'expérience, le rayonnement solaire varie de 725 à $844 \pm 20 \text{ Wm}^{-2}$ pour une valeur moyenne de $793 \pm 20 \text{ Wm}^{-2}$. Ce qui correspond à un ensoleillement moyen et est représentatif d'une situation ordinaire.

Le temps nécessaire au système pour atteindre un régime suffisamment stabilisé est d'environ 20 min. La partie supérieure du capteur solaire surchauffe clairement la vapeur de 25°C ce qui assure l'injection de fluide sec dans la micro turbine. Lorsque l'exposition au rayonnement solaire est arrêtée, la température de vaporisation, la sortie du collecteur et le collecteur diminuent rapidement, ce qui réduit les conditions d'entrée de la turbine au minimum requis pour faire fonctionner correctement la micro-turbine et le système est arrêté.

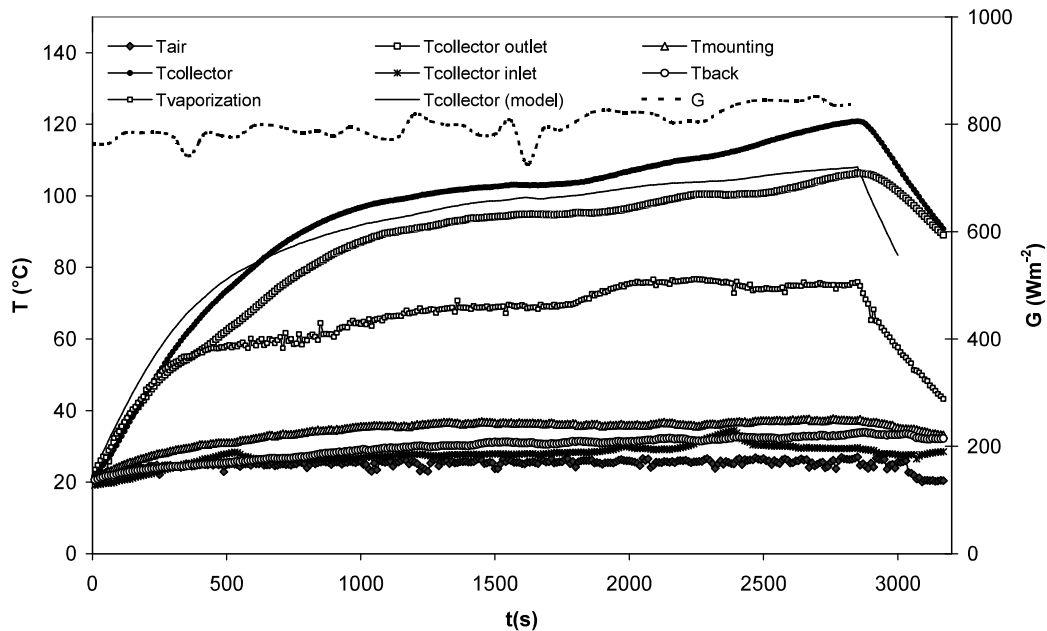


Figure 3-8 : Exemple de résultats obtenus lors d'un essai en conditions réelles.

Après la période de chauffe, la pression du fluide dans le collecteur solaire se stabilise à 2,3 bars et, au-delà de 30 min, la valeur oscille entre 2,6 et 3,0 bars. Les fluctuations de pression observées s'expliquent par notre recours à un réglage manuel du débit de la pompe pendant l'expérience qui font fluctuer la quantité de liquide bouillant présent dans le collecteur.

Wang et al. (2013) ont également rapporté des résultats expérimentaux montrant des fluctuations de pression lors d'expériences similaires avec des mélanges de R245fa et R152a utilisés dans un prototype d'ORC solaire sans turbine et de petite taille. Li et al. (2013) ont également signalé des fluctuations de pression dues au débit massique. Un contrôle plus précis de la pression pourrait être obtenu en contrôlant simultanément à la fois le débit de la pompe et l'effet de freinage de la turbine ou en insérant des régulateurs de pression. Cependant, cela nécessite des composants complémentaires qui n'étaient pas présents lors des essais. Cette expérience, l'une des premières à micro échelle, montre que l'on peut produire une puissance mécanique nette de 50 à 60 Wm⁻² avec une valeur optimale d'efficacité jusqu'à 11%.

J'ai constaté au cours des expériences réalisées en extérieur une difficulté à reproduire les résultats d'une campagne de mesure à l'autre. Après quelques recherches, j'ai constaté que l'effet perturbant le plus important était le vent ambiant. Même faible, (de l'ordre du m/s), il

modifie considérablement l'équilibre thermique du capteur solaire et par conséquent le fonctionnement du cycle ORC. Le modèle confirme ce comportement.

J'ai mis à mon profit ce problème en étudiant précisément l'effet du vent. En répétant les expériences et en utilisant une ventilation artificielle, j'ai introduit l'effet du vent sur l'équilibre thermique du capteur et donc sur la performance du cycle. La figure 3-9 montre un exemple type du résultat que nous avons obtenus lorsqu'on a imposé soudainement un vent modéré sur la capteur solaire plan. La première partie de la courbe correspond à la mise en régime du système. La seconde partie de la courbe montre l'impact du vent artificiel activé au bout de 4000 s. La perte de puissance mécanique est évidente et atteint alors 30 %, principalement en raison de la baisse de température du capteur solaire.

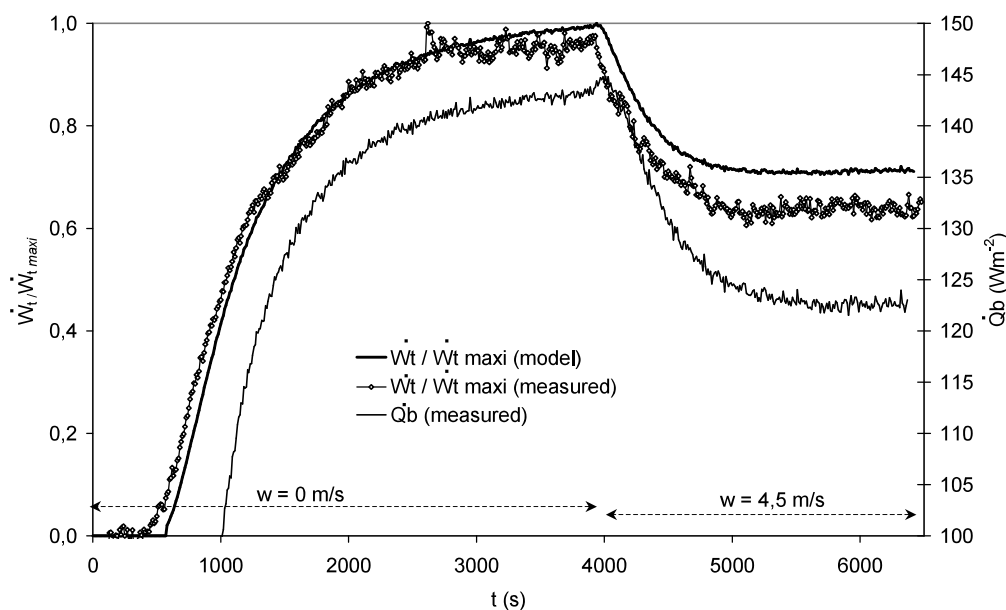


Figure 3-9 : Exemple de l'impact du vent, ici imposé à partir de 4000 s, sur le fonctionnement du cycle de Rankine solaire.

Une recherche des nouvelles conditions optimales en présence de vent a donc été menée. Elle a été basée pour un ensoleillement stable et une température d'air ambiant constante. La figure 3-10 montre ainsi la quantité de travail quotidien qu'une installation peut produire en fonction de la vitesse de vent. Elle indique également la température optimale du capteur que nous recommandons. Il apparaît ici que le vent modifie de façon significative la température optimale du capteur et le débit de fluide organique circulant dans le système. Cette étude préconise donc la conception de pompes de circuits ORC solaire dont le débit puisse être contrôlé à partir d'un solarimètre et d'un anémomètre.

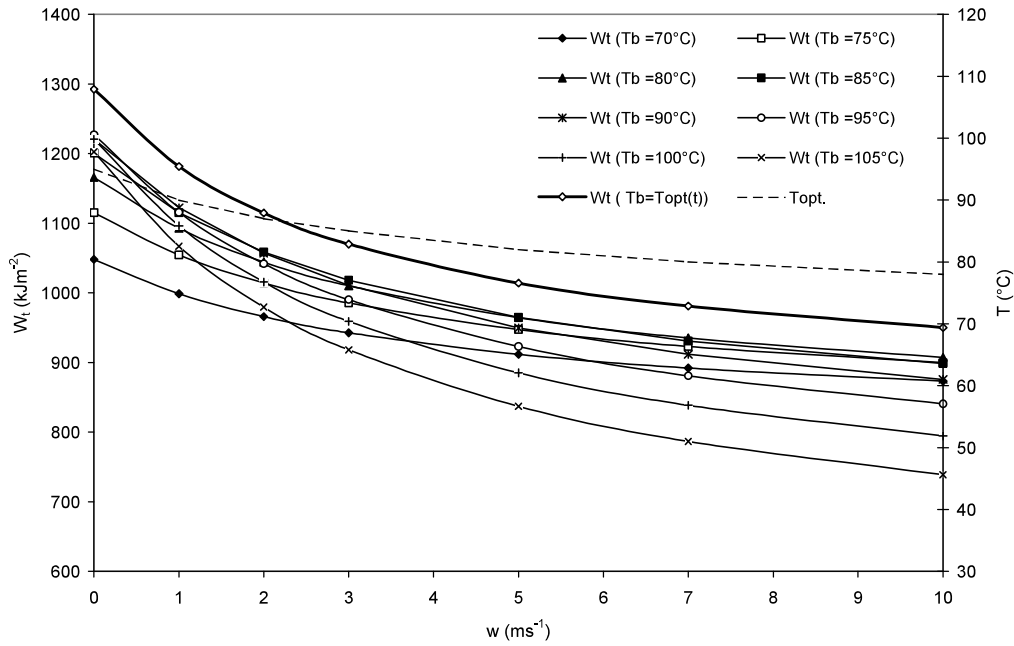


Figure 3-10 : Impact du vent ambiant sur la production d'énergie mécanique quotidienne. Température de fonctionnement du capteur recommandée.

3-2-4 Synthèse des travaux

Il ressort de cette étude que l'ensoleillement d'un site candidat à une installation ORC solaire n'est pas le seul critère à considérer. Le vent moyen, même faible, est également important car il réduit la performance du système et modifie de façon significative les conditions optimales de fonctionnement. L'étude a permis d'établir les valeurs recommandées de température d'évaporation et de puissance surfacique à exploiter pour obtenir une production optimale d'énergie mécanique.

Les résultats de ces travaux ont été publiés dans les articles suivants (pages 90 à 96).

ACL9 ; ACL10 ; ACTI 17 ; ACTN15 ; ACTI19 ; ACTI21.

3-3 Valorisation énergétique de la chaleur fatale d'une PEMFC

3-3-1 Contexte de l'étude et enjeux scientifiques

Pour accompagner le département de la Manche dans son programme EHD2020, le laboratoire s'est impliqué depuis quelques années dans le développement et la valorisation de la filière hydrogène. La première application hydrogène-piles à combustible a pour objectif de faciliter le développement d'un éco-quartier localisé à La glacerie (à proximité de Cherbourg). Une étude a été confiée au laboratoire et menée dans le cadre d'une thèse. Nous avons étudié les performances de cet éco-quartier en modélisant l'ensemble de la micro-cogénération couplée aux maisons multifamiliales.

Dans notre étude, nous cherchons entre autres à valoriser la chaleur fatale des piles. Dans une première action, j'ai piloté une étude destinée à évaluer la capacité de ce type de source à produire du froid.

La PEMFC-CHP domestique, ou cogénération par pile à combustible, est reconnue par l'Agence internationale de l'énergie (AIE) comme une technologie efficace pour réduire les émissions mondiales de gaz à effet de serre, la consommation d'énergie primaire des logements et le risque de panne du réseau électrique pendant les pics de consommation. Cependant, les températures pendant les pics de canicule d'été ne sont pas favorables à une utilisation efficace directe de la chaleur rejetée. Les systèmes de climatisation correspondent davantage aux besoins des utilisateurs pendant les périodes chaudes. Ainsi, afin de ne pas augmenter la consommation d'électricité en été, un système de refroidissement alimenté uniquement par la chaleur résiduelle comme celui produite par un PEMFC domestique apparaît comme une alternative prometteuse, aux systèmes de refroidissement par compression conventionnels.

Les deux méthodes les plus utilisées pour produire du froid à partir de la chaleur sont les cycles à absorption et les cycles à éjection. Ces deux technologies ont fait l'objet de nombreuses études et ont atteint des niveaux de maturité très différents. Les cycles à absorption sont des systèmes très développés et nécessitent une température de source chaude suffisamment élevée (typiquement 100 ° C et plus) pour fonctionner et ne sont actuellement pas adaptés à la source thermique des cellules PEMFC domestiques actuelles (typiquement 2 kW disponibles à 65 ° C).

Les cycles à éjection sont très étudiés mais très peu développés, en particulier pour les unités à petite échelle. Ils peuvent offrir simplicité (aucune pièce mobile excepté dans la pompe), fiabilité et faibles coûts d'investissement. Les études actuelles sur les éjecteurs portent sur la technologie, les fluides frigorigènes, les cycles et les performances (Besagni et al. 2016). On peut souligner que les cycles à éjection sont potentiellement compatibles avec le niveau de température du rejet thermique d'une PEMFC. Cependant, les performances d'un éjecteur dépendent en grande partie des conditions de fonctionnement. Le rapport d'entraînement défini comme le débit de fluide du circuit VCC rapporté au débit de fluide du circuit ORC est d'environ 0,35 (Yan et al., 2017). Il diminue fortement lorsque le système ne respecte plus les conditions nominales. Le COP mesuré typique est d'environ 0,15 (Eames et al. 2013) lorsque la température d'évaporation est de 10 ° C, la température de condensation est de 32 ° C et la température d'ébullition est de 110 ° C.

Il y a actuellement un manque de connaissances pour concevoir de manière fiable un éjecteur (Chen et al., 2015). Des données sensibles telles que la rugosité et la géométrie fine de la paroi interne de l'éjecteur doivent être prises en compte (Roman et al., 2011). Toute dérive des

conditions nominales de fonctionnement entraîne une perte immédiate de performance (Shestoplov, 2015). L'hypothèse adoptée dans de nombreux modèles et considérant des rendements constants dans toutes les conditions n'est donc pas valide.

Ces études précédentes soulignent que les éjecteurs pour les petits systèmes de réfrigération ne sont pas des technologies matures et disponibles. Tous les auteurs ayant publié des résultats expérimentaux ont utilisé des éjecteurs artisanaux et leurs études montrent que les taux d'entraînement restent faibles et souvent inférieurs à ceux prédits par les modèles simplifiés.

L'étude menée au LUSAC sous ma direction consiste donc à remplacer l'éjecteur par un couple turbine-compresseur. Bien que d'autres auteurs aient déjà proposé de combiner une turbine à un compresseur dans différents types de systèmes (Basagni et al., 2016, Chen et al., 2015, Wang et al., 2009, Dai et al., 2009, Habibzadeh, 2013) très peu d'études traitent du couplage mécanique direct à petite échelle d'un cycle ORC avec un cycle de réfrigération à compression VCC (vapor compression cycle). Un couple microturbine-compresseur fait appel à des technologies matures, même à petite échelle. Plus précisément, nous avons cherché si un système, tel que le système ORC, pouvait fonctionner à partir d'une source de chaleur dont la température était compatible avec celle produite par le système de refroidissement d'une PEMFC domestique, avec l'objectif de produire du froid.

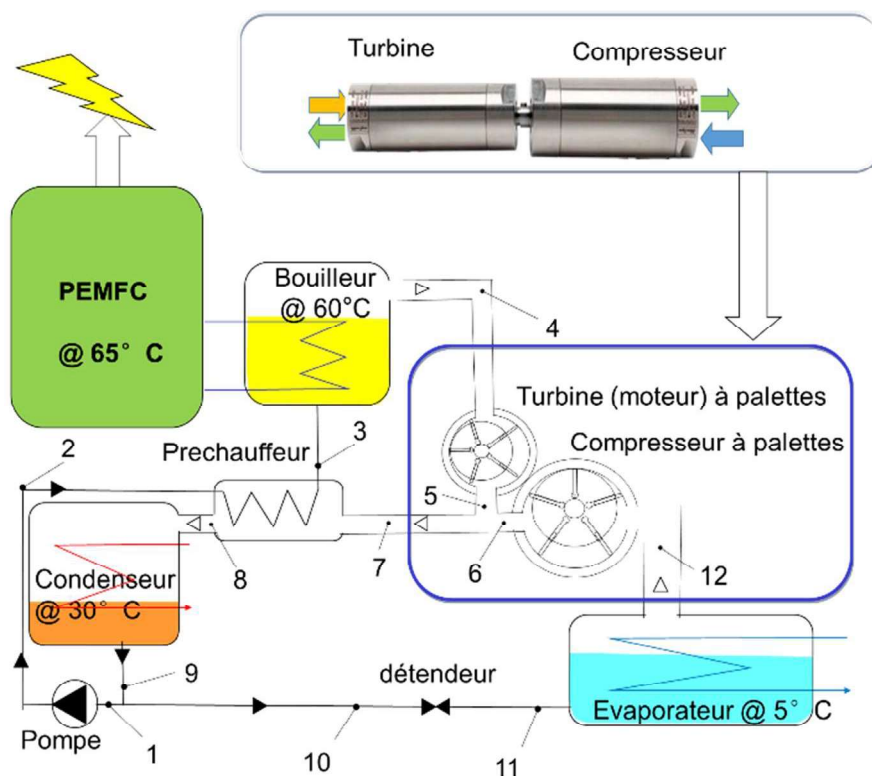
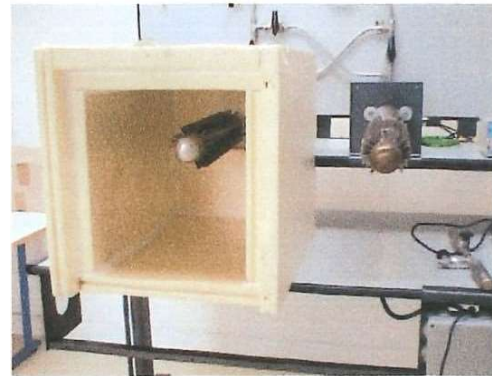
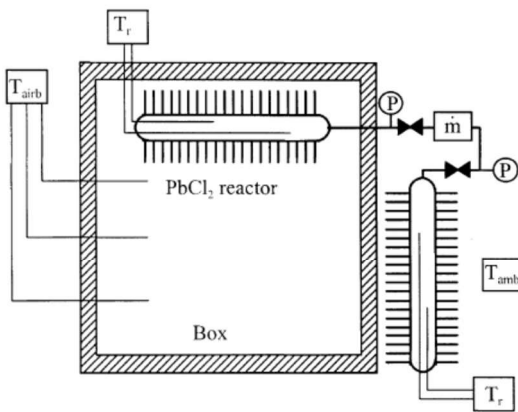


Figure 3-11 : Schéma de principe du système de production de froid à partir de chaleur fatale

Produire du froid à partir d'une source de chaleur est également réalisable en exploitant les cycles à sorption. Si de nombreuses études ont montré la capacité de réacteurs à sorption à produire du froid, peu d'études ont été publiées sur la capacité d'un tel système à refroidir

effectivement un caisson. Notre équipe c'est donc lancé sur la construction d'un banc expérimental d'absorption et de désorption gaz/solide exploité pour refroidir un caisson. Ce travail a été réalisé en collaboration avec l'université de Perpignan.



FONCTIONNEMENT DU PROCEDE A RESORPTION :

La phase 1 de production de froid est assurée par la décomposition endothermique du réactif 1 à la pression P_b et à la température T_f , simultanément la synthèse du réactif 2 est effectuée à P_b et T_{amb} .

La phase 2 de régénération comprend simultanément la synthèse du réactif 1 à P_h et T_{amb} et la décomposition du réactif 2 à P_h et T_h .

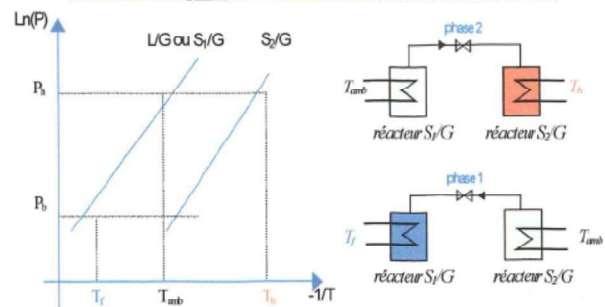


Figure 3-12 : Schéma du caisson frigorifique expérimental et équipé du système à sorption.

3-3-2 Démarche et méthode

La figure 3-11 présente une description du système. La vapeur primaire motrice produite dans le générateur de vapeur (4) (ou bouilleur) est détendue dans une turbine. Le travail mécanique récupéré entraîne directement un compresseur à palettes aspirant les vapeurs présentes dans l'évaporateur basse température (12). Les fluides issus de la turbine et du compresseur sont combinés et s'écoulent à travers le préchauffeur puis à travers le condenseur (8) où se produit un changement de phase. Le condensat sortant du condenseur (9) est divisé en deux flux. Le premier est dirigé vers une pompe (1), vers le préchauffeur (2) et retourne vers le générateur de vapeur (3) pour terminer le cycle de Rankine. Le second passe à travers le détendeur (10) et retourne à l'évaporateur (11) pour produire l'effet de refroidissement utile. Ce système contient donc un cycle de Rankine organique classique et un cycle de réfrigération conventionnel avec un condenseur commun, comme dans les cycles d'éjection. La principale différence avec la technologie d'éjection conventionnelle concerne la relaxation de la vapeur motrice. La pression motrice diminue légèrement jusqu'à la pression d'évaporation dans le cas du cycle d'éjection, alors qu'elle diminue légèrement au-dessus de la pression de condensation dans le cas du système compresseur-détendeur. L'énergie de compression est l'énergie cinétique dans le cas du système éjecteur alors qu'elle est l'énergie mécanique dans le cas du système compresseur-détendeur.

Le système a été modélisé selon une approche thermodynamique tenant compte des rendements non isentropiques du compresseur et de la turbine, du rendement hydraulique de la pompe et des pertes de charge dans les composants individuels. Parmi les critères de performance étudiés figure la compacité du système. Ce critère repose sur le calcul simplifié des volumes internes des composants en fonction de leurs diamètres hydrauliques requis et de leurs longueurs fixes. Notons que le volume interne de ce type de système est rarement pris en compte dans les études publiées alors qu'il représente un verrou technologique. Pour tous les essais, la puissance thermique du générateur est fixée à 2 kW et la température de la source chaude est fixée à 65 °C. C'est-à-dire une température pleinement compatible avec le rejet thermique d'une PEMFC. Pour l'évaporateur et la chaudière, la surchauffe est de 4 °C. Dans le condenseur, le sous-refroidissement est de 4 °C. Dans le générateur, le condenseur et l'évaporateur, une différence de température de 5 °C est imposée entre la température d'entrée de la source et la température de changement de phase. En ce qui concerne l'effet de chauffage, le rendement du régénérateur est fixé à 85%. La vitesse choisie du fluide est de 1 m.s⁻¹ à l'état liquide et 5 m.s⁻¹ à l'état gazeux.

Lors de l'exécution du modèle, les paramètres sélectionnés sont :

La température d'entrée de la source froide de l'évaporateur, la température d'entrée de la source du condenseur et la nature du fluide de travail.

Le modèle prédit :

Les propriétés physiques du fluide à chaque point du système.

Les débits des fluides primaire et secondaire et donc le taux d'entraînement.

Le diamètre requis à chaque point du système.

Les puissances thermiques de l'évaporateur, du condenseur et du régénérateur.

Les puissances mécaniques de la pompe, du détendeur et du compresseur ainsi que les pertes par friction mécanique.

Une liste de douze fluides a été testée afin de créer une échelle objective de comparaison. Les systèmes de refroidissement conventionnels utilisent majoritairement des fluides HFC (hydrofluorocarbures) dont le potentiel de réchauffement global (PRG) est très souvent plusieurs centaines à plusieurs milliers de fois supérieur à celui du CO₂. Ainsi, une prise de conscience collective a conduit l'Union européenne à adopter le nouveau règlement UE 517/2014 engageant le membre à réduire fortement d'ici 2030 l'utilisation de fluides à fort PRG. Récemment, près de 200 pays se sont engagés à arrêter l'utilisation du gaz HFC d'ici 2050 (Accord de Paris, novembre 2016). Dans ce travail, les fluides utilisés pour les simulations ont été sélectionnés parmi les hydrocarbures (HC), les hydrofluorocarbures (HFC), les hydrofluorooléfines (HFO), l'alcool et l'eau déjà utilisés pour les systèmes d'éjection et ORC. Les critères de sélection des fluides tiennent compte des performances du cycle, de l'impact environnemental et de la sécurité. Les propriétés physiques telles que la densité, la chaleur latente de vaporisation et les pressions de fonctionnement sont également prises en compte car elles ont un impact considérable sur le dimensionnement des composants (diamètres hydrauliques, tailles des échangeurs-compresseurs-détendeurs) et leurs coûts correspondants. Notons qu'il n'y a pas de fluide avec tous les avantages simultanément. L'utilisateur doit donc faire un choix en fonction des priorités qui dépendent, entre autres, de l'efficacité du système cherchée, des réglementations actuelles et futures, de la nature de la source de refroidissement du condenseur qui dépend de la sévérité

du climat et donc du pays où le système sera installé. Parmi les propriétés du fluide, on porte une attention particulière au taux de détente volumétrique et au taux de compression volumétrique. Étant donné que le système inclus une turbine et un compresseur volumétriques fixes, ces rapports sont d'une importance primordiale pour évaluer la sensibilité du système à la sous / sur détente ou à la sur/sous compression lors du fonctionnement dans des conditions hors conception. Une sous/sur détente a lieu si le rapport de volume conçu de la turbine est inférieur / supérieur au rapport de volume de fonctionnement réel. Ce dernier dépend de la température d'entrée et du rapport de pression de la turbine qui dépend de la température de changement de phase dans le générateur et dans le condenseur. De même, une sous/sur compression a lieu si le rapport de volume conçu du compresseur est inférieur / supérieur au rapport de volume de fonctionnement réel. Ce dernier dépend de la température d'entrée et du rapport de pression du compresseur qui dépend de la température de changement de phase dans l'évaporateur et dans le condenseur. On peut noter que les rapports volumétriques de la turbine et du compresseur dépendent également des vitesses de rotation car le remplissage des sections individuelles des machines volumétriques n'est pas complet à haute vitesse.

Les caractéristiques des pompes, évaporateurs, condenseurs, compresseurs, échangeurs de chaleur et détendeurs sont généralement bien connues car elles correspondent aux valeurs usuelles des composants ayant atteint un très bon niveau de maturité car ils sont largement utilisés pour les machines frigorifiques. Cependant, peu d'études traitent de la mesure des performances isentropiques des microturbines. Dans ce travail, le rendement de la turbine doit être mesuré afin d'obtenir des simulations acceptables. On suppose ici que ce rendement ne diminue pas davantage lorsque le gaz est un réfrigérant. Cette hypothèse reste à confirmer dans les travaux futurs. La valeur utilisée ici est maintenue inférieure à celle utilisée par les auteurs (Wang et al., 2009, Habibzadehet al., 2013) considérant également une efficacité isentropique constante quel que soit le fluide.

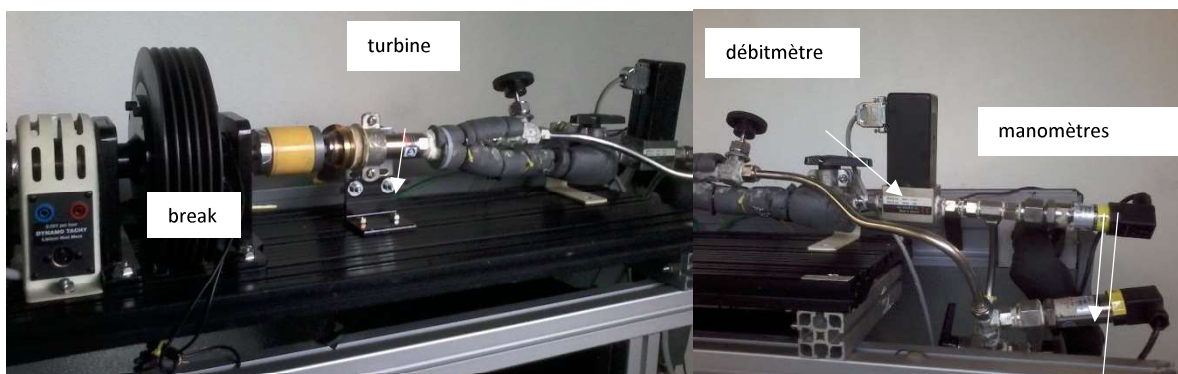


Figure 3-13 : Banc d'essais de la microturbine

L'ensemble des équations a été programmé et les débits de fluide primaire et secondaire sont calculés de manière itérative. Les propriétés physiques des fluides et tous les diamètres de sections sont mis à jour à chaque itération. La boucle de calcul est démarrée en utilisant des débits primaires et secondaires arbitraires et en calculant les propriétés initiales du fluide en chaque point. Le débit primaire est corrigé jusqu'à ce que la puissance thermique du générateur atteigne 2 kW. Ensuite, le débit secondaire est corrigé pour rendre la puissance mécanique du

compresseur égale à la puissance mécanique de la turbine déduite des pertes mécaniques. Lors du réglage du débit secondaire, le débit de fluide mélangé et donc les pertes de charge changent dans la section 7-9. Par conséquent, la procédure d'ajustement du débit primaire et secondaire est répétée plusieurs fois jusqu'à ce que toutes les valeurs physiques deviennent constantes en utilisant un critère de convergence égal à 10^{-8} .

3-3-3 Résultats scientifiques

La figure 3-14 montre la différence de débit d'enthalpie mesurée entre l'entrée et la sortie de la microturbine en fonction du débit d'enthalpie prédit lorsque l'on considère une détente isentropique. Les résultats pour 500 points de mesure ont été rapportés sur la figure. Dans un tel graphique, la pente de la droite de régression correspond au rendement isentropique. La valeur correspondante est proche de 0,505. Pour les simulations, le rendement isentropique sélectionné est de 50%.

La figure 3-15 montre un exemple de coefficient de performance prévu par le système. Quel que soit le fluide, le COP varie d'environ 0,2 à environ 0,45-0,5 sur la plage de température testée. La sélection du fluide ne permet qu'une légère amélioration du COP. Quelle que soit la température de vaporisation, le meilleur COP est obtenu avec le R601a, le R600 et le R245fa. Le R125 offre le pire COP. Les bonnes performances lors de l'utilisation d'hydrocarbures dans les cycles de refroidissement ORC obtenues ici sont similaires à ceux obtenus par Tchanche et al. (2009) ou par Habibzadeh et al. (2013) avec des cycles à éjection. La même tendance est observée par Wang et al. (2016), ce qui conforte nos résultats.

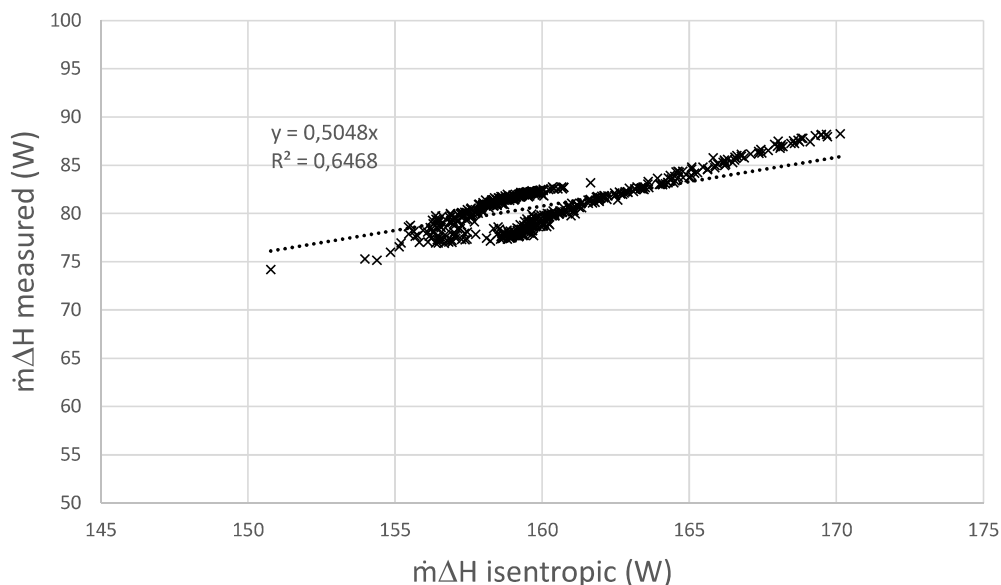


Figure 3-14 : Débit d'enthalpie mesuré sur la turbine en fonction du débit isentropique

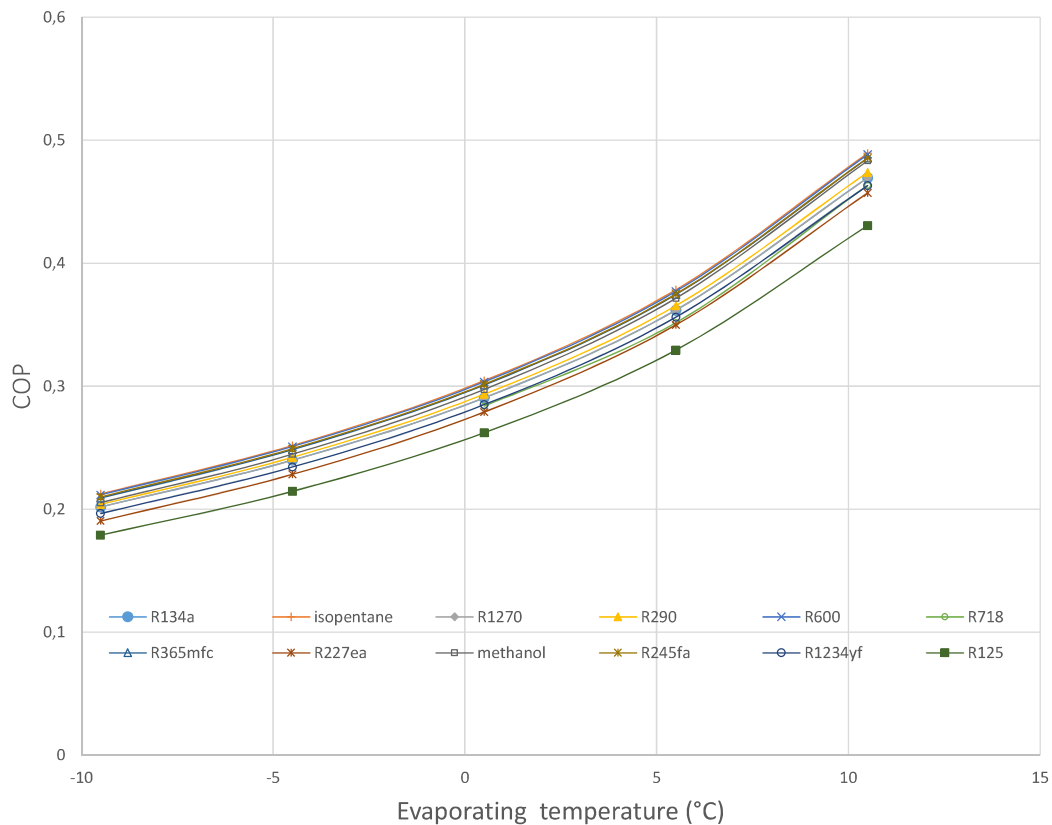


Figure 3-15 : Coefficient de performance du système en fonction de la température d'évaporation

La classification des fluides en fonction de leur COP ne correspond pas à la classification des fluides en fonction de leur rapport d'entraînement. Ce résultat peut s'expliquer par le fait que le fluide est soit plus adapté pour le cycle ORC, soit il est plus adapté pour le cycle de réfrigération. Ainsi, les fluides donnant un bon rendement mécanique se traduisent par un faible effet frigorifique et, au contraire, les fluides donnant un mauvais rendement mécanique donnent un bon effet frigorifique. Compte tenu de l'efficacité énergétique, des contraintes techniques et environnementales et de la compacité du système, nos résultats montrent clairement que le R1270 (= Propylène) est le plus prometteur. Ce fluide offre de bonnes performances avec la meilleure compacité. Les taux de détente et de compression sont modérés et peu sensibles aux fluctuations de température du condenseur et de l'évaporateur, ce qui permet une conception plus simple et plus tolérante du compresseur volumétrique et de la turbine. Il permet au système de fonctionner en dehors des conditions de conception sans risque important de perte de performance. Ce fluide a un faible PRG (pouvoir de réchauffement global), ce qui permet de l'utiliser en conformité avec les réglementations environnementales actuelles et futures. De plus, ce fluide permet au système de fonctionner à des pressions acceptables. Le seul inconvénient est que ce produit est inflammable. Cependant, il convient de noter que ce fluide est actuellement largement utilisé dans l'industrie et que les technologies utilisées pour maîtriser ce risque sont bien maîtrisées. Cette étude souligne également que la capacité de refroidissement diminue rapidement lorsque la température de condensation augmente. Ce résultat recommande de ne pas refroidir le condenseur directement avec l'air extérieur ambiant lorsque le système est utilisé pour la climatisation de confort, en particulier pendant les périodes de canicule. Les résultats

montrent que le système peut produire une puissance frigorifique typique de 0,60 kW à 5,5 °C ou bien 0,95 kW à 15,5 °C à partir d'une source thermique de 2 kW à 65 °C. Cette étude souligne également la nécessité de développer des microturbines adaptées aux fluides organiques. Ce développement serait d'une part très utile pour la banalisation des cycles ORC. D'autre part, en couplant directement ces microturbines à des microcompresseurs volumétriques, la production de froid domestique à partir de chaleur fatale pourrait facilement se développer. Ce système peut être utilisé directement pour la climatisation de confort domestique. Il peut également être appliqué à la pile PEMFC elle-même. En effet, des études montrent que les membranes de PEMFC doivent être suffisamment humidifiées pour éviter leur dessèchement et la détérioration irréversible de la cellule. L'humidification de l'air de combustion et / ou du combustible nécessite donc une injection d'eau déminéralisée ou suffisamment purifiée. L'ajout d'un condenseur à eau refroidi par un système exploitant la chaleur fatale de la pile permettrait d'obtenir de l'eau de façon autonome et de la recycler par injection dans l'air de combustion ou dans le combustible.

Aujourd'hui, cette étude continue, de nouveaux essais sont réalisés sur ce type de système avec comme objectif de rendre possible la production de froid à partir de sources de chaleur fatales à moins de 80°C.

Toutefois, il est fréquent d'observer un déphasage entre les temps de production de chaleur et les besoins de refroidissement. Les systèmes de stockage thermiques ou frigorifiques sont une solution palliative à ce verrou. Toutefois, il est essentiel de contrôler les critères qui caractérisent généralement les performances d'un système de stockage de froid. Il y a la puissance de refroidissement et la capacité de refroidissement exprimée par unité de masse et / ou de volume. Auxquelles il faut ajouter les critères liés à la complexité de la machine : nombre d'éléments impliqués, nombre d'opérations à effectuer sur un cycle, possibilité de contrôler la puissance de refroidissement ou pas, adaptabilité à des conditions de fonctionnement variables. Bien qu'ils soient difficiles à estimer ou à quantifier, ces critères doivent être pris en compte pour la conception d'un processus de stockage efficace.

Nous avons fait le choix de tester à échelle réelle un système réactif à sorption complet exploitant les sels $PbCl_2$ et $MnCl_2$. Il permet ainsi de développer les principales qualités du processus de résorption : l'absence de phase liquide, de pompe et de compresseur.

Un réacteur froid fabriqué au laboratoire contenant le $PbCl_2$ était immergé dans un caisson adiabatique en mousse de polyuréthane. Des appareils enregistreurs de température de pression et de débit ont été mis en place pour suivre le comportement de l'ensemble du système et évaluer sa réelle capacité à fonctionner en conditions réelles. Le second réacteur, couplé au premier, était laissé à l'extérieur du caisson, dans l'air ambiant.

En parallèle, un modèle a été développé pour simuler le comportement de l'ensemble. Les résultats expérimentaux et théoriques ont été comparés. Puis, des améliorations ont été apportées comme l'ajout d'ailettes sur les réacteurs qui permettent d'augmenter la puissance thermique échangée entre les réacteurs et leurs environnements.

Notre étude a clairement démontré que le caisson de 88 litres peut effectivement être refroidi et qu'il était possible de maintenir la température à l'intérieur de la boîte à 278 K pendant au moins 3 h. Nous avons également mis en avant que lorsque le système travaille dans l'objectif d'une fonction de stockage, la phase de refroidissement est nécessairement dissociée dans le temps de la phase de régénération. La capacité de refroidissement mesurée expérimentalement

est égale à 47 kWhm^{-3} du réacteur de refroidissement. Par comparaison, la capacité de refroidissement d'un système à changement de phase tel que la glace est de 92 kWhm^{-3} .

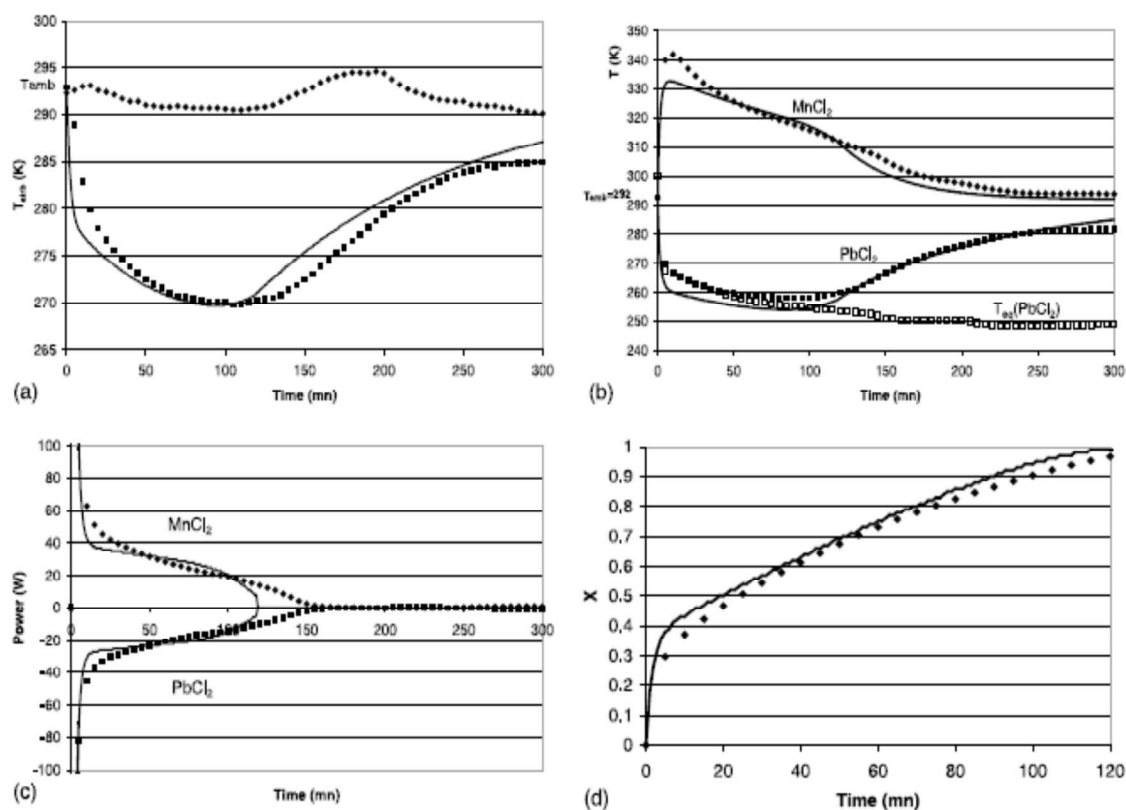


Figure 3-16 : Résultats simulés (trait plein) et mesurés au cours du fonctionnement du système. A) température moyenne de caisson, b) température des réacteurs, c) puissance thermique instantanée, d) degré d'avancement de la réaction de sorption.

Le système à sorption est autonome, ce qui permet à l'utilisateur de différer le refroidissement et de contrôler la puissance de refroidissement. En effet, le modèle proposé et validé pour la simulation du système complet permet de suggérer un moyen simple de contrôler la température à l'intérieur de la boîte. Il repose sur le contrôle, à l'aide d'une soupape de surpression, de la pression à l'intérieur du réacteur qui produit l'effet de refroidissement.

3-3-4 Synthèse des travaux

Au cours de ces travaux, j'ai participé à l'encadrement du stage de master de Abdoulaye Anne sur la modélisation de la cogénération pour le bâtiment. J'ai également participé à l'encadrement de Houssein Al Moussawi 2016 sur la cogénération par pile à combustible.

Puis, de 2015 à 2018, j'ai participé à l'encadrement de Jaouher Romdhane, dirigé par Hasna Louahlia et Pierre Schaezel, sur la trigénération (production simultanée de la chaleur, du froid et d'électricité) par pile à combustible à hydrogène.

L'influence de divers paramètres d'entrée tels que la pression des gaz alimentant la PEMFC, l'humidité relative et la densité de courant sur les performances de chaque micro-CHP a été

analysée. Les conditions de fonctionnement donnant les performances optimales du système ont pu être identifiées

Cette étude nous a permis de mettre en évidence le potentiel très intéressant de cette solution, car, même en introduisant des rendements modestes, le coefficient de performance obtenu reste prometteur.

Cette technique pourrait ainsi apporter une réponse performante aux besoins de conditionnement d'air lors des pics de chaleurs en été. De même, les effets d'échelle sur des bâtiments de taille modeste sont actuellement étudiés et les premiers résultats confortent les situations pour lesquelles une pile à combustible est adaptée pour produire du froid de climatisation.

Si la capacité à produire du froid et à refroidir un caisson a été démontrée par le procédé à sorption, il apparaît que dans notre cas, le réacteur était en inox, de forme cylindrique et assez massif. Cette géométrie n'est pas optimum et mériterait d'être améliorée. L'extension de ce moyen de production de froid à d'autres usages, comme la climatisation des bâtiments, serait également très intéressante.

Cette activité a fait l'objet des publications suivantes (pages 90-96) :

ACL2 ; ACL5 ; ACL12 ; ACL13 ; ACL14 ; ACL15 ; ACTI10 ; ACTI24 ; ACTI25 ; ACTI26 ; ACTI28 ;
ACTN8 ; ACTN17 ; E1.

Perspectives Scientifiques

Les actions présentées précédemment traitent de sujets et problématiques dans le domaine de l'efficacité énergétique des systèmes et de ses applications. Toutes les études présentées dans ce mémoire mettent également en application des phénomènes diphasiques qui interviennent entre un liquide et un gaz ou un gaz et un solide. Elles sont toutes liées au grave problème environnemental que connaît le monde actuel. L'énergie que nous consommons, transformons et perdons est un des éléments majeur responsable de la dégradation de notre environnement. Les rapports publiés par l'EIA (Agence Internationale de l'Energie) maintiennent des prévisions d'une augmentation de plus de 50 % de nos consommations d'énergies sur la période 2010-2040. Qu'il s'agisse de la formation de pluies acides provoquées par les fumées industrielles, de la qualité de l'air que nous respirons dans nos locaux de plus en plus confinés, de l'utilisation de nouveaux matériaux ou de la valorisation de la chaleur fatale de nos systèmes, ces sujets génèrent des questions non résolues et pour lesquelles les scientifiques cherchent et doivent apporter des réponses. La transition énergétique que nous allons vivre requerra une diminution des consommations d'énergies et une augmentation de la part des énergies renouvelables. Cette transition se veut également à fort impact sociale, environnemental et économique. Mon objectif global pour les années à venir est de continuer à enrichir les connaissances sur l'amélioration des capacités des systèmes thermiques, tels que ceux présentés dans ce mémoire.

1 : La terre, matériau de construction durable

Le développement durable est une notion aujourd'hui intégrée à de nombreux développements et concerne entre autres le bâtiment. L'industrie de la construction a adopté régulièrement de nouvelles mesures appropriées pour protéger l'environnement et réduire la consommation d'énergie et les émissions de CO₂ des bâtiments résidentiels, publics ou industriels. La performance énergétique des bâtiments résidentiels et tertiaires neufs suit actuellement la réglementation thermique nationale RT2020. L'exigence de l'amélioration des performances thermiques mais aussi environnementales va continuer de croître dans les prochaines normes, tant l'enjeu est aujourd'hui intégré dans les consciences. Ainsi, un intérêt croissant pour les matériaux de construction alternatifs s'est développé, y compris l'utilisation de matériaux biosourcés tels que la bauge présentée dans ce mémoire et qui a initié de nouvelles activités expérimentales et théoriques. La terre est souvent reconnue comme un matériau de construction durable, principalement en raison de la faible énergie intrinsèque qu'elle requiert pour sa mise en œuvre. Sa recyclabilité est également un atout évident. L'analyse des connaissances actuelles révèle que de nombreuses études expérimentales et numériques ont été menées pour caractériser le comportement thermique des bâtiments construits à base de terre. L'optimisation de ces matériaux consiste surtout à réduire leur conductivité thermique et leur teneur en eau. L'adsorption intervenant ici traduit le phénomène d'accumulation des molécules d'eau présentes dans l'air présent dans les pores du matériau sur des sites actifs du matériau solide ou sur des molécules d'eau déjà accumulées sur sites actifs solides du matériau. La désorption qui correspond au phénomène inverse se produit également. Ces effets combinés

d'adsorption et de désorption, communément appelés sorption, possèdent une cinétique, généralement admise comme rapide au regard du phénomène de diffusion. Cette caractéristique est un élément déterminant qu'il faut identifier pour chaque nouvel échantillon exploré. De même, au fur et à mesure que la concentration en eau augmente, la sorption apparaît sous forme d'adsorption monocouche, d'adsorption multicouches et peut même atteindre la condensation capillaire. Cette dernière se rencontre lorsque l'empilement des couches de sorption atteint l'épaisseur du micro canal ou du pore. Les conditions permettant de faire apparaître ce phénomène sont eux aussi à explorer par voie expérimentale.

Or, de tels matériaux sont par nature très hétérogènes. Les lois de transferts thermiques et massiques locaux sont eux mêmes très dépendants de la géométrie et de la structure interne du matériau. Ces derniers contiennent de pores, certains connectés entre eux par des micro canaux, d'autres non. Les fibres, irrégulières s'entrecroisent à travers les pores et sont noyées, donc en contact, avec des blocs de terre plus ou moins sèche. Les propriétés thermiques et hydriques des fibres et de la terre sont elles mêmes par natures très différentes. La présence de pores va faciliter la diffusion de la vapeur qui va donc pouvoir s'opérer par diffusion en phase gazeuse. Cette diffusion est associée à la sorption de l'eau à la surface interne des pores des différents matériau composant le matériau de construction. Elle fait intervenir plusieurs phénomènes complexes de natures et de cinétiques différentes. On trouve entre autres la diffusion moléculaire, qui a lieu dans l'air présent dans les pores, la diffusion de Knudsen qui a lieu dans les pores les plus petits ou encore la diffusion de surface. Il apparaît donc évident que la caractérisation fine de la structure interne du matériau est une donnée nécessaire pour identifier la capacité de ce dernier à diffuser la vapeur d'eau puis à développer ou non le risque de condensation capillaire. Elle permettra aussi d'identifier la taille des pores car leur dimension agit sur l'intensité de la diffusion.

Nos travaux ont été initiés en ce sens avec une approche expérimentale qui permet de déterminer les propriétés thermiques et la performance énergétique d'échantillons. Ces données sont nécessaires aux programmes de simulations du comportement thermique des bâtiments. Ceci, afin d'étendre leur champ d'action au cas des bâtiment en torchis, terre ou bauge. D'autres échantillons conçus à base de terre cuite et issus de différents sols et contenant différents types de fibres sont encore à étudier. Les études nécessitent un montage expérimental instrumenté avec des fluxmètres et des micro-thermocouples afin d'évaluer le flux de chaleur local et la conductivité thermique en régime stationnaire ou instationnaire auquel doit s'ajouter la diffusion de la vapeur d'eau. Identifier comment réduire ces transferts nécessite de bien maîtriser les phénomènes physiques de bases qui s'opèrent au sein de ces matériaux. Identifier à quel moment les matériaux testés risquent de subir un effet de condensation capillaire me semble également indissociable de l'exploration thermique.

Les résultats doivent ainsi permettre d'établir un classement des échantillons permettant de déduire les mélanges performants en termes de comportement thermique et hydrique, tout en respectant la réglementation thermique française. Ainsi, des simulations dynamiques sur des bâtiments candidats à ce type de matériau doivent être réalisées en se basant sur la méthode de calcul actuelle française et sur la base de données climatique correspondant au plus près de l'emplacement prévu du futur bâtiment.

2 : Des systèmes performants adaptés à des fluides respectueux de l'environnement

Il me paraît essentiel de poursuivre les recherches permettant de réduire notre impact environnemental. Je souhaite poursuivre mes activités visant à améliorer l'efficacité des systèmes produisant ou consommant de l'énergie. En particulier, l'expérience acquise sur les cycles organiques, frigorifiques ou moteur constitue un atout que je souhaite consolider. De nombreux verrous technologiques restent à lever. Par exemple, l'évolution des règles nationales et Européenne visant à réduire l'impact des fluides frigorigènes sur la couche d'ozone et récemment sur l'effet de serre va conduire les industriels à recourir à de nouveaux fluides. Les possibilités offertes par ces nouveaux fluides n'ont encore été que très peu étudiées et la possibilité de les utiliser dans des nouveaux systèmes, tels que les ORC, reste à explorer. De même, notre mode actuel de consommation énergétique héritée d'une époque où l'énergie était abondante et bon marché doit poursuivre son évolution. Le stockage et la valorisation de différentes formes d'énergies (thermique, frigorifique, électrique) est l'une des voies dans lesquelles le besoin de connaissance est majeur. Le couplage de systèmes simples a longtemps été considéré comme utopique, car trop complexe et surtout non rentable. Aujourd'hui, la situation est différente. L'augmentation de nos besoins, l'épuisement des ressources, l'évolution de notre mode de vie comme par exemple, la banalisation de la climatisation domestique, l'évolution des prix et les effets de plus en plus visibles de notre impact sur l'environnement induisent le développement de nouveaux systèmes plus adaptés et respectueux. Ces systèmes seront développés sur la base de connaissances qu'il faut acquérir dès aujourd'hui, sans attendre. Je prépare en ce moment le banc d'étude de valorisation de chaleur fatale afin de réaliser les essais et valider un modèle. Je mets ici à profit mes acquis de ces dernières années sur les machines frigorifiques et sur l'étude des cycles organiques de Rankine. Le second élément important que j'ai acquis au cours de ces années concerne le comportement des systèmes dans des situations réalistes. De très nombreuses études ont été publiées concernant les performances de systèmes en régime stationnaire. C'est en mettant au point les bancs d'essais, en particulier ceux destinés aux cycles ORC solaires, que j'ai identifié l'importance de prendre en compte les variations des conditions ambiantes au cours d'une journée pour obtenir des résultats plus réalistes. Pour évaluer objectivement le réel potentiel de production, leur impact ou leur consommation, il est nécessaire d'étudier les systèmes en régime dynamique, donc instationnaire, sur une journée ou même sur une saison. Or, peu d'études ont été réalisées en tenant compte du caractère aléatoire de l'ensoleillement et du vent sur de telles durées. Ces variations de conditions induisent pourtant de lourdes conséquences sur le potentiel réel des systèmes. En pratique, de tels aléas conduisent à ne pas pouvoir disposer des productions espérées par des approches simplifiées et imposent donc indirectement de recourir à des systèmes conventionnels, qui se retrouvent donc sollicités durant les périodes défavorables à la place des systèmes innovants. Je propose donc de développer des connaissances sur ce point particulier. Ces connaissances, couplées aux modèles instationnaires permettront de dimensionner au mieux les systèmes de production et de stockage. Les réactions correctement établies des systèmes aux conditions ambiantes permettront de proposer les meilleures stratégies de pilotage. Toujours dans ce sens, il apparaît évident qu'aujourd'hui, la plupart des sites sont connectés ou connectable facilement à internet. Il est donc possible d'anticiper de façon assez fiables les conditions météorologiques qui existeront avec plusieurs heures et parfois plusieurs dizaines d'heure d'avance. Il devrait donc être possible d'inclure ces informations dans les outils de pilotage des futurs systèmes. Ainsi, anticiper qu'il va faire chaud l'après-midi en stockant la quantité nécessaire et suffisante de froid dès la nuit ou le matin peut être intégré dans le mode de pilotage d'un système. Ces avancées pourront par exemple

permettre de réduire la taille d'une installation de réfrigération ou de climatisation. Cela permet par exemple de réduire le coût d'investissement et d'optimiser la durée de fonctionnement au point de fonctionnement nominal. Pour répondre à cette problématique, deux approches complémentaires me semblent aujourd'hui adaptés : améliorer par prévision la capacité de la ressource d'une part et optimiser le stockage sous plusieurs formes énergies (chaleur et froid en particulier) d'autre part.

Nos récents travaux mettent en avant la possibilité de produire de façon satisfaisante du froid à partir de chaleur fatale en remplaçant le traditionnel éjecteur par un couple micro turbine-micro compresseur. Or, à ce jour, les micros turbines à air sont mature et très répandues dans les outils pneumatiques industriels. En revanche, leurs équivalents pour les fluides frigorigènes ne le sont pas. Cette affirmation est bien évidemment aussi valable pour le cas des fluides de nouvelle génération. Or, l'utilisation de nouveaux fluides frigorigènes à faible coefficient d'effet de serre apparait aujourd'hui comme un impératif majeur des chercheurs du monde universitaire mais aussi des industriels. Les nouvelles normes imposent ainsi de nouvelles solutions. La conception de nouveaux systèmes compacts et performants repose sur l'étude fondamentale de la physique qui s'opère à l'intérieur et à l'extérieur de ces systèmes. Il est nécessaire de bien maîtriser les lois thermodynamiques qui apparaissent dans micro turbines ou les mini compresseurs auxquelles elles seront couplées. Or, les débouchés potentiels sont très nombreux. Développer des micros turbines parfaitement étanches et fonctionnelles lèverait donc un verrou majeur au développement des ORC à petite échelle. Il me semble donc nécessaire de focaliser les recherches sur l'élément qui correspond au verrou actuel : la turbine pour les micro systèmes ORC et le couple turbo compresseur pour les micro climatiseurs.

Les échangeurs à changement de phase présents sur ce type de systèmes représentent eux aussi un centre d'intérêt (condenseur, évaporateur). Ils bénéficient déjà des avancées issues des nombreux travaux déjà réalisés pour les machines frigorifiques conventionnelles et ont atteint un bon niveau de maturité. Sans altérer les performances, intensifier les échanges thermiques et réduire le diamètre hydraulique de chaque composant permettra de faciliter son intégration tout en réduisant son coût et la quantité de fluide nécessaire au fonctionnement performant du système. Ces améliorations représentent un avantage considérable dans la réduction des consommations d'énergies conventionnelles et des émissions de gaz à effet de serre.

L'étude réalisée sur les cycles ORC couplés à un capteur solaire mériterait elle aussi d'être poursuivie en s'intéressant très précisément au phénomène diphasique régnant dans le capteur solaire. En effet, j'ai utilisé pour nos expériences un capteur commercial conçu initialement pour fonctionner exclusivement en chaleur sensible à l'aide de liquide circulant (eau glycolée). Or, dans le cas des cycles ORC, le fluide s'évapore dans le capteur sans que la géométrie de celui-ci n'ait été réadaptée. Or, le coefficient d'échange thermique qui s'opère dans le cas d'un écoulement sans changement de phase est nettement plus faible que celui qui s'opère dans le cas d'un écoulement avec changement de phase. L'échangeur diphasique modifie également considérablement la nature de l'écoulement. La formation croissante de bulles dans le cas d'un évaporateur produit une séparation entre phase liquide et gazeuse. Les paquets de liquide se trouvent régulièrement accélérés en raison de l'augmentation de volume progressif du mélange diphasique qui est réalisé dans un tube de section constante. Mais lorsque ce phénomène se produit près de la sortie de l'évaporateur, cela apporte le risque d'éjecter des gouttelettes de liquide dans le flux gazeux. Lorsque ce liquide entre dans une machine volumétrique telle qu'un compresseur ou une turbine, il peut y produire des effets destructeurs et ainsi compromettre la

fiabilité du système. Les études sur les évaporateurs solaires sont peu nombreuses et les données expérimentales manquent pour développer faiblement ce type de système. La complexité des phénomènes physiques qui interviennent dans de tels éléments est ici particulièrement élevée. Elle intègre un écoulement, généralement tridimensionnel mais aussi turbulent, avec changement de phase. La qualité de l'échange mais aussi la structure de l'écoulement est donc certainement variable et locale. L'identification de ces paramètres, par voie expérimentale et numérique me semblent être une approche appropriée. Des éléments tels que le taux de remplissage local en liquide, la géométrie du réseau interne ou l'agencement des collecteurs n'ont été que peu étudiés jusqu'à présent et mériteraient de compléter les travaux déjà réalisés. Ils permettront de mieux caractériser la nature des écoulements, d'identifier l'intensité des échanges à échelle locale et de bien identifier l'influence de la température locale du capteur. Les modèles physiques développés en parallèle pourront bénéficier des résultats expérimentaux pour évaluer leur fiabilité prédictive. Leur exploitation pourra alors à moyen terme permettre d'optimiser la conception de ces capteurs. Ces points offrent ainsi un potentiel de développement de nouveaux produits nécessaires au développement des systèmes ORC solaires.

REFERENCES

- Akhtar N., Mullick S. C., Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing, *Energy* 32 ; 2007; 1067–1074.
- Alaberelli J. Q., Santos D. T., Holanda M. R., Energetic and economic evaluation of waste glycerol cogeneration in Brazil. *Brazilian Journal of Chemical Engineering* ;2011; 28: 691-698.
- Alexandrova, S., Marion, M., Lepinasse, E., Saboni, A., 2004. Mass transfer modeling of SO₂ into large water drops. *Chem. Eng. Technol.* 27 (6), 676–680.
- Altwicker, E.R., Lindhjem, C.E., 1988. Absorption of gas into drops. *AIChE J.* 34 (2), 329–332.
- Amokrane, H., Saboni, A., Caussade, B., 1994. Experimental study and parameterization of gas absorption by water drops. *AIChE J.* 40, 1950–1960.
- Axley JW. Reversible sorption modelling for multi-zone contaminant dispersal analysis. *Proceeding of Building Simulation, Sophia-Antipolis, France, 1991*
- Beard, K.V., Pruppacher, H.R., 1971. A wind tunnel investigation of the rate of evaporation of water drops falling at terminal velocity in air. *J. Atmos. Sci.* 28, 1455–1464.
- Bejan A. *Convection heat transfer.* New York : Mc Graw-Hill International Editions, 1995.
- Berrichon J. D. Louahlia-Gualous H, Bandelier Ph., Marion M., Bariteau N “Local heat transfer during reflux condensation at subatmospheric pressure and with and without non-condensable gases for power plant application”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 76, pp. 117–126; 2016.
- Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: a comprehensive review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016; 53:373–407.
- Blondeau P. Contribution à l'évolution de la qualité globale des ambiances habitées – Rôle de la ventilation en période estivale. *Doctoral thesis : University of La Rochelle, France, 1996.*
- Blondeau P, Tiffonnet AL, Damian A, Amiri O, Molina JL. Assessment of contaminant diffusivity in building materials from porosimetry tests. *Indoor Air* 2003 ; 13: 302-310.
- Bohon M. D., Metzger B. A., Linak W. P., King C. J., Roberts W. L., Glycerol combustion and emissions. *Proceeding of the combustion institute* 2011; 33, 2717-2724.
- Bonnardeaux J., *Glycerine Overview.* Department of Agriculture and Food : Western Australia, 2006.
- Chang, R., Davis, E.J., 1974. Interfacial conditions and evaporation rates of a liquid droplet. *J. Colloid Interface Sci.* 47, 65–76.
- Carniglia SC . Construction of the tortuosity factor from porosimetry. *Journal of Catalysis* 1986 ; 102 : 401-418.

- Chen, W.H., 2001a. Unsteady absorption of sulfur dioxide by an atmospheric water droplet with internal circulation. *Atmos. Environ.* 35, 2357–2393.
- Chen, W.H., 2001b. Dynamics of sulfur dioxide absorption in a raindrop falling at terminal velocity. *Atmos. Environ.* 35, 4777– 4790.
- Chen, W.H., 2004. Atmospheric ammonia scavenging mechanisms around a liquid droplet in convective flow. *Atmos. Environ.* 38, 1107–1116.
- Chen J, Jarall S, Havtun H, Palm B. A review on versatile ejector applications in refrigeration systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2015; 49:67–90.
- Cheng C. H., Yu Y. J., Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy* 2010; 35: 2590-2601.
- Cheng C. H., Yang H. S., Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on the theoretical analysis. *Applied Energy* 2012; 92: 395-405.
- Dai Y, Wang J, Gao L. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector cycle. *Appl Therm Eng* 2009;29:2468–76.
- Delgado-Torres A., García-Rodríguez L., Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 2846–2856.
- Dione Kh. R., Louahlia H., Marion M., Berçaits J. L. "Evaporation heat transfer and pressure drop for geothermal heat pumps working with refrigerants R134a and R407C", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 93, pp. 1–10, 2018.
- Dorfling C., Hornung C. H., Hallmark B., Beaumont R. J. J., Fovargue H., Mackley M. R., The experimental response and modelling of a solar heat collector fabricated from plastic microcapillary films, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 94 (2010) 1207–1221.
- Duterque J., Hommel J., Lambert D., Marion M, Chauveau C., Gökalp I." Etude de l'agglomération et de la combustion de particules d'Aluminium dans la combustion du propergol d'Ariane 5 ". ONERA RT 36/6133 EY, Octobre 1993.
- Duterque J., Hommel J., Lambert D., Marion M, Chauveau C., Gökalp I." Etude de l'agglomération et de la combustion de particules d'Aluminium dans la combustion du propergol d'Ariane 5 ".ONERA RT 48/6133 EY, Novembre 1994.
- Eames IW, Milazzo A, Paganini D, Livi M. The design, manufacture and testing of a jet-pump chiller for air conditioning and industrial application. *Appl Therm Eng* 2013;58:234–40.
- Erens, P.J., Mercker, J.H., Dreyer, A.A., 1994. Evaporation from accelerating droplets. In: *Proceedings of the 10th International Heat Transfer Conference*, Brighton, vol. 3, pp. 305–310.
- Furbo S., Jivan L. Shah, Thermal advantages for solar heating systems with a glass cover with antireflection surfaces, *Solar Energy* 74 (2003) 513–523.
- Galanis N., Cayer E., Roy P., Denis E. S., Désilets M., Electricity Generation from Low Temperature Sources, *J. Appl. Fluid Mechanics*, vol. 2, pp. 55-67, (2009).

- Guella S., Marion M., Lepinasse E. Saboni A. « Contribution à la modélisation du transport des aérosols par voie aérienne », Compte rendu d'activité du projet CREMA 2003 sur la maîtrise de la qualité de l'air intérieur. Novembre 2003.
- Guella S, M. Marion , E. Lepinasse, A. Saboni : « Free falling droplet submitted to vaporization», 16 th Int. Cong. of Chem. Proc. Eng., p. 754, Prague, 2004.
- Gounni A., Kaoutar Zeghari, Hasna Louahlia, Michael Marion, Mohamed Boutouil, Steve Goodhew, François Streif, « Valorisation des matériaux bio-sourcés pour l'amélioration de l'efficacité énergétique dans le bâtiment » 14ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Baie St-Paul, 2019.
- Habibzadeh A, Rashidi MM, Galanis N. Analysis of a combined power and ejectorrefrigeration cycle using low temperature heat. *Energy Convers Manage* 2013;65:381–91.
- Haghighat F, De Bellis L. Material Emission Rates : Literature Review, and the Impact of Indoor Air Temperature and Relative Humidity. *Building and Environment* 1998 ; 33 : 261-277.
- Hartley ID, Wang S, Zhang Y. Water vapor sorption isotherm modeling of commercial oriented strand panel based on species groups and resin type. *Building and Environment* 2007 ; 42 : 3655-3659.
- Heanning H. M., Solar assisted air conditioning of buildings – an overview, *Appl. Thermal Engineering* 27 (2007) 1734–1749.
- Huang H, Haghighat F. Modelling of volatile organic compounds emission from dry building materials. *Building and Environment* 2002 ; 37 : 1127-1138.
- Huckaby, J.L., Ray, A.R., 1989. Absorption of sulfur dioxide by growing and evaporating water droplets. *Chem. Eng. Sci.* 44, 2797–2808.
- Jørgensen RB. Sorption of VOCs on material surfaces as the deciding factor when choosing a ventilation strategy. *Building and Environment* 2007 ; 42 : 1913-1920.
- Li F, Niu J. Control of volatile organic compounds indoor-Development of an integrated mass-transfer-based model and its application. *Atmospheric Environment* 2007 ; 41 : 2344-2354.
- Liu M., Shi Y., Fang F., Combined cooling, heating and power systems : A survey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014;35:1-22.
- Kaji, R., Hishinuma, Y., Kuroda, H., 1985. SO₂ absorption by water droplets. *J. Chem. Eng. Jpn.* 18, 169–172.
- Kaushik S. C., Kumar S., Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. *Energy* 2000; 25: 989-1003.
- Khennich M., Galanis N. , Thermodynamic analysis and optimization of power cycles using a finite low-temperature heat source, *Int. J. Energy Research*, (2011), doi:10.1002/er.1839.

- Kontragool B., Wongwises S., Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy* 2006; 31:345-359.
- Kosmadakis G., Manolakos D., Papadakis G., Parametric theoretical study of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination, *Ren. Energy* 35 (2010) 989-96.
- Legrand, B., Shafirovich, E., Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp, I. : « Ignition and combustion of levitated magnesium particles in carbon dioxide » 27th International Symposium on Combustion, Boulder, CO., pp. 2413-2420, 1998a
- Legrand, B., Shafirovich, E., Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp, I. : « Study of magnesium particle combustion in carbon dioxide with using electrodynamic levitation » 2nd International Conference on Non Equilibrium Process in Nozzles and Jets, Saint-Petersburg, 22-26 June 1998b.
- Legrand, B., Shafirovich, E., Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp, I., « Studies on the burning of levitated magnesium particles in CO₂ ».36th Aerospace Science Meeting & Exhibit, AIAA-98-1026, Reno, January 12-15 1998c.
- Legrand, B., Shafirovich, E., Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp, I. : « Combustion de particules d'aluminium dans le CO₂ à haute pression » 3ème Colloque R & T Ecoulement Internes en Propulsion Solide CNES, Poitiers, 25-27 mars 1998d.
- Legrand B., Marion M., Chauveau C., Gökalp I., and Shafirovich E., « Ignition and combustion of levitated Magnesium and Aluminium particles in Carbon Dioxide », 17 th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive systems, Heidelberg, Germany, 25-30 July, 1999a.
- Legrand B., Marion M., Chauveau C., Gökalp I., and Shafirovich E., « Ignition and combustion of levitated Magnesium and Aluminium particles in Carbon Dioxide », Joint Meeting of the British, German and French sections of the combustion institute, Nancy, France, 18-21 May 1999b, pp 423-425.
- Legrand B., Marion M., Chauveau C., Gökalp I., and Shafirovich E. : « Ignition and Combustion of Levitated Magnesium and Aluminium Particles in Carbon Dioxide » *Combustion Science and Technology*, Vol. 165, pp 151-174. 2001.
- Lepinasse E., Marion M., Goëtz V., Bouquin D., :« Pas d'ammoniac liquide pour ce froid ». NOVELECT JONCTION n°139 p4. mars 2000.
- Lepinasse E., Marion M. et Goetz V, « Stockage de production de froid par un procédé à résorption », 2nd International Heat Powered Cycles conference, pp. 479-486, Paris, Septembre 2001a.
- Lépinasse E., M. Marion, and V. Goetz : « Cooling storage with a resorption process : application to a box temperature control » *Applied Thermal Engineering*, Vol 21/12, pp 1251-1263, 2001b.
- Lepinasse E., Marion M. et Debray E. , « Stockage de Production de Froid par un Procédé à Résorption Solide-Gaz » CNR IUT, édition complémentaire, Roanne, 2001c.

- Lépinasse E., M. Marion, S. Alexandrova, A. Saboni : « Absorption et désorption du dioxyde de soufre par des gouttes d'eau de fort diamètre en chute libre », Revue des Sciences de l'eau, Vol. 18, n°1, pp 5-23, 2005.
- Lombardi K., Ugursal V. I., Beausoleil-Morrison I., Proposed improvements to a model for characterizing the electrical and thermal energy performance of Stirling engine micro-cogeneration devices based upon experimental observations. Applied Energy 2010; 87: 3271-3282.
- Louahlia, H., Marion M. "Thermique des systèmes, efficacité et enjeux", éditions universitaires européennes, tome 1. ISBN 978-620-2-27696-2.
- Louahlia, H., Marion M. "Thermique des systèmes, efficacité et enjeux", éditions universitaires européennes, tome 2. ISBN 978-620-2-27204-9.
- Majeski J., Stirling Engine Assessment, EPRI, Palo Alto, CA: 2002. 1007317.
- Marc O., Praene J. P., Bastide A., Lucas F., Modelling and experimental validation of the solar loop for absorption solar cooling system using double-glazed collectors, Appl. Thermal Engineering, vol. 31, pp. 268-277, (2011).
- Marion, M., Chauveau, C., et Gökalp, I. : « Etude expérimentale de la combustion de particules d'aluminium » Convention ONERA du programme ASSM axe phase condensée, sept. 1993.
- Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp I. : « Studies on the ignition and burning of aluminum particles ». AIAA paper - 95-2861, présenté au: 31st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Juillet 10-12, 1995a/San Diego, Ca.
- Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp I. : « Studies on the ignition and burning of aluminum particles ». Proceedings of the joint technical meeting of the central and Western states sections of the Combustion Institute, (Ed. J.P. Gore), pp.311-316, sans Antonio, Texas, April 23-26, 1995b.
- Marion M. Chauveau C. et Gökalp I. " Etude expérimentale de la combustion de particules d'aluminium." Rapport de synthèse Convention n° 22.372/SAT.2.MA, Octobre 1995c.
- Marion, M., Chauveau, C., et Gökalp, I. : « Combustion de particules d'aluminium sous pression contrôlée » Journées R & T CNES-ONERA Fonctionnement des moteurs à propergol solide segmenté pour lanceurs spatiaux » CNES, Paris, 26-28 juin 1995d.
- Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp I. : « Studies on the ignition and burning of Aluminum Particles », présenté au 15th ICDERS (International Symposium on dynamic and explosion of reactive systems), University of Colorado, Boulder, Co Juillet 31-Aout 4, PP. 458-461, 1995e.
- Marion M. « Etudes sur la combustion des particules d'aluminium sous pression ». Thèse de doctorat de l'université d'Orléans. Octobre 1996a.
- Marion, M., Chauveau, C., and Gökalp I. : « Studies on the ignition and burning of Aluminum Particles » Combustion Science and Technology, Vol. 115, pp 369-390. 1996b.

- Marion M., Chauveau C., Gökalp I. : « Studies on the Burning of Levitated Aluminum Particles : Effect of variable CO₂ Concentrations under High Pressure ». Chemical and Physical Processes in Combustion. The Eastern States Section Of the Combustion Institute, Hilton Head, December 9-11, 1996c.
- Marion, M., Legrand B., Chauveau, C., and Gökalp I. : « Studies on the burning of levitated aluminum particles :effects of CO₂ and pressure ». AIAA paper - 97-2704, : 33rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Seattle, WA., Juillet 6-9, 1997a.
- Marion M., Legrand B., Chauveau, C., and Gökalp, I. : « Studies on the burning of levitated aluminum particles at high pressure » Réunion Commune des sections Française et Belge du Combustion Institute, Villeneuve d'Ascq, 27-30 Mai 1997b.
- Marion M. Lepinasse E., Saboni A. et Debray E. , « Etude expérimentale de l'absorption du SO₂ par des gouttes d'eau en chute libre » CNR IUT, Roanne, 2001.
- Marion M., Lepinasse E., Alexandrova S., Saboni A., « Transfert de matière entre un gaz et des gouttes d'eau », 9ème Congrès de la Société Française de Génie des Procédés, pp. 267-274, Saint-Nazaire 2003.
- Marion M, S. Guella, E. Lepinasse, A. Saboni : « Refroidissement d'une goutte d'eau en début de chute libre », Congrès SFT, Giens, 132, 2004.
- Marion M., Lepinasse E., Tiffonnet A. L. « Evaporation d'une goutte d'eau en chute libre dans de l'air pollué », VIIème Colloque Inter universitaire Franco-Québécois sur la thermique des systèmes, p. 247, Saint-Malo 2005.
- M. Marion, E. Lépinasse, A. Saboni : « SO₂ absorption and desorption by an accelerating water droplet undergoing vaporization », Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 27, pp. 290-297, 2006a
- Marion M., Tiffonnet A. L., Lepinasse E. « Absorption de dioxyde de soufre par une goutte d'eau en chute libre soumise à son évaporation », CNR IUT, Brest, 2006b.
- Marion M., Tiffonnet A. L., Makhloufi R. « Etude du transfert de polluant gazeux entre l'air d'un local et une paroi », CNR IUT, Thionville, 2007a.
- Marion M., Tiffonnet A. L., Filali M., Makhloufi R. « Etude de la cinétique d'émission d'acétone par une plaque de bois aggloméré, influence de l'humidité », CNR IUT, Lyon, 2008.
- Marion M., Tiffonnet A. L., Santa Cruz A., Makhloufi R. "Study of the resistance to transfer of gaseous pollutant between material and indoor air", Building and Environment, vol. 46, pp. 356-362, 2011a.
- Marion M., Ionut Voicu, Anne-Lise Tiffonnet « Etude de la transformation d'énergie solaire en énergie mécanique par un cycle de Rankine organique », CNR IUT, Cherbourg, 2011b.

- Marion M., Voicu I., Tiffonnet A. L. "Study and optimization of a solar subcritical organic Rankine cycle", *Renewable Energy*, vol. 48, pp 100-109, 2012.
- Marion M, Synthesis and comparison of regulations in the European Union, UK and France. Document produit dans le cadre du projet INTEREG ECOTEC 21. 2013a
- Marion M, Ionut Voicu, Anne-Lise Tiffonnet « Effet des conditions environnantes sur la production d'énergie thermomécanique par un cycle de Rankine solaire » 11ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, pp 37-42, 2013b, Reims.
- Marion M, Hasna LOUAHLIA, Hadi FADLALLAH, Hamid GUALOUS «Performance d'un cogénérateur Stirling fonctionnant au glycérol» 3ème Colloque Inter universitaire Francophone d'énergétique et mécanique, 2014a, Moroni (Comores).
- Marion M, Combined Heat & Power (CHP) Overview of French Legislation. Document produit dans le cadre du projet INTEREG ECOTEC 21. 2014b
- Marion M., Voicu I., Tiffonnet A. L. "Wind effect on the performance of a solar organic Rankine cycle", *Renewable Energy*, 68, pp. 651-661; 2014.
- Marion M., Louahlia H, Gualous H. "Performances of a CHP Stirling system fuelled with glycerol", *Renewable Energy*, 86, pp. 182-191; 2016.
- Marion M., Louahlia H, « Optimisation du temps de fonctionnement continue d'une micro cogeneration SOFC » 13ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, éditions universitaires européennes, tome 1 p 102-108 - ISBN 978-620-2-27696-2. Saint-Lô, 2017a.
- Marion M., Louahlia H, "Performances and compactness of a cooling system powered with PEMFC thermal effluent", *Energy Conversion and Management*, Volume 150, pp. 415–424, 2017b.
- Marion M., Louahlia H, « Study of a small size combined orc-rankine cycle » SEEP Conference. « Renewable and Sustainable Energy Developments Beyond 2030 » Volume 1" ISBN: 978-1-903978-60-3, pp 315-320, 2018a.
- Marion M., Louahlia H « Etude d'un cycle combiné ORC-Rankine», Congrès SFT 2018, Pau, 2018b.
- Marion M., Louahlia H, « Conception volumétrique des turbocompresseurs pour les unités ORC-VCC » 14ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Baie St-Paul, 2019.
- Martaj N., Grosu L., Rochelle P., Thermodynamic study of a low temperature difference stirling engine at steady state operation. *Int. Journal of Thermodynamics* 2007; 10: 165-176.

- Masel RI. Principles of adsorption and reaction on solid surfaces. New-York : Wiley and Sons Editions ; 1996.
- McNeil J., Day P., Sirovski F., Glycerine from biodiesel: The perfect diesel fuel. *Process Safety and Environmental Protection* 2012;90:180-188.
- NIST Standard Reference Database 23, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures REFPROP, Version 9.0 (2010).
- Peuser V., Remmers K. H., Installations solaires thermiques - Conception et mise en œuvre, Systèmes solaires, 2005.
- Pruppacher, H.R., Rasmussen, R., 1979. A wind tunnel investigation of the rate of evaporation of large drops falling at terminal velocity in air. *J. Atmos. Sci.* 36, 1255–1260.
- Quoilin S., Lemort V., Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems, 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry, (2009)
- Roman R, Hernandez JI. Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants. *Int J Ref* 2011;34:1707–16.
- Romdhane J., Louahlia H., Marion M. “Dynamic modelling of an eco-neighborhood integrated micro-CHP based on PEMFC: performance and economic analyses”, *Energy and Buildings*, Volume 166, pp. 93–108, 2018.
- Romdhane J., Louahlia H., Marion M, Schaetzel P. « Modélisation d’un système de micro-cogénération à pile à combustible » 13^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, éditions universitaires européennes, tome 1 p 55-60-2017, ISBN 978-620-2-27696-2. Saint-Lô, 2017.
- Saboni, A., 1991. Contribution à la modélisation du transfert de masse entre un gaz et une goutte d'eau. Ph.D. Thesis of the Institut National Polytechnique de Toulouse.
- Saboni, A., Alexandrova, S., 2001. Sulfur dioxide absorption and desorption by water drops. *Chem. Eng. J.* 84, 577–580.
- Saleh B., Kolbauer G., Wendland M., J. Fischer, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy* 32 (2007) 1210-1221.
- Samadarshi S. K., Mullick S. C., An analytical equation for top heat loss factor a flat-plate solar collector with double glazing, *ASME J Sol Energy Eng* 1. 13 (1991) 117–22.
- Santa Cruz, A., Nicolas Costeb, Rachid Makhoulfi, Sylvain Guillou, Eric Delboulbé, Anne-Lise Tiffonnet, Michael Marion. “Influence of Moving Objects on the Airflow inside an Open Ventilated System – An Experimental and Numerical Analysis”: *Journal of food engineering*, vol. 105, pp 197-209, 2011
- Schuster A., Karellas S., Kakaras E., Spliethoff H., Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1809-1817, (2009).
- Shestopalov KO, Huang BJ, Petrenko VO, Volovyk OS. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis. *Int J Ref* 2015;55:201–11.

- Sirignano, W.A., 1999. Fluid Dynamics and Transport of Droplets and Sprays. Cambridge University Press.
- Smol'ik, J., Dz'umbova', K., Schwarz, J., Kulmala, M., 2001. Evaporation of ventilated water droplet: connection between heat and mass transfer. *J. Aerosol Sci.* 32, 739–748.
- Taherian H., Rezania A., Sadeghi S., Ganji D. D., Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater, *Energy Conversion and Management*, vol. 52, 301-307, (2011).
- Tchanche B. F., Papadakis G., Lambrinos G., Frangoudakis A., Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine fluid, *Appl. Thermal Engineering* 29 (2009) 2468-2476.
- Thombare D. G., Verma S. K., Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008; 12: 1-38.
- Tiffonnet AL. Contribution à l'analyse de la qualité de l'air intérieur – influence des transports des Composés Organiques Volatils entre la paroi et l'ambiance. Doctoral thesis University of La Rochelle, France, 2000.
- Tiffonnet AL, Blondeau P, Allard F, Haghghat F. Sorption Isotherms of Acetone on Various Building Materials. *Indoor Built Environ* 2002 ; 11 : 95-104.
- Tiffonnet A. L. , M. Marion, R. Makhloufi, P. Blondeau « Etude des résistances au transfert de COV entre une paroi et l'ambiance » Congrès IBPSA-France, Ile de La réunion, 2006.
- Tiffonnet A. L., Marion M., Makhloufi R « Prédiction des concentrations en polluants dans l'ambiance résultant de l'émission par les matériaux », CNR IUT, Thionville, 2007.
- Tiffonnet A. L., Marion M., Lépinasse E., Makhloufi R, Boucard F. « Etude de l'influence de l'humidité sur les phénomènes de sorption d'acétone par du bois aggloméré », CIFEM2010, Saly, Sénégal, 2010a.
- Tiffonnet A. L., Marion M., Lépinasse E., Makhloufi R « Etude de l'influence de l'humidité sur le transfert de polluant gazeux d'une paroi vers l'air ambiant », CNR IUT, Angers, 2010b.
- Tiffonnet A. L., Marion M, Voicu I., LEPINASSE E. « Etude de l'influence de variations de la température sur la diffusion d'acétone » 10ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 2011a, Saguenay.
- Tiffonnet A. L., Michaël Marion, Ionut Voicu, Eric Lépinasse « Etude de l'influence d'un gradient de température entre une paroi et l'ambiance sur l'émission de polluant par cette paroi », CNR IUT, Cherbourg, 2011b.
- Tiffonnet A. L., Camille Pilet, Michaël Marion, Eric Lépinasse « Caractérisation thermique et structurelle d'un matériau bio-sourcé » 11ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, pp. 227-232, 2013, Reims.
- Tiffonnet A. L., Eric Lépinasse, Michaël Marion, Ionut Voicu « Caractérisation de l'équilibre de sorption d'un COV sur un matériau bio-sourcé » 3ème Colloque Inter universitaire Francophone d'énergétique et mécanique, 2014, Moroni (Comores).

- Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S. B., Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy* 2008; 33: 2134-2144.
- Wang J, Dai Y, Sun Z. A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *Int J Ref* 2009;32:1186–94.
- Wang H, Cai W, Wang Y, Yan J, Wang L. Experimental study of the behavior of a hybrid ejector-based air-
- Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G, Frangoudakis A. Fluid selection for a low temperature solar organic Rankine cycle. *Appl Therm Eng* 2009;29:1983–90.
- Wang X. D., Zhao L., Wang J. L., Zhang W. Z., Zhao X. Z., Wu W., Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. *Solar Energy*, pp. 353-364, (2010).
- Wang J. L., Zhao L., Wang X. D., A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low temperature solar Rankine cycle, *Appl. Energy* 87 (2010) 3366-73.
- Wang M., Wang J., Zhao Y., Zhao P., Dai Y., Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors, *Appl. Thermal Engineering*, vol 50, pp. 816-825, (2013).
- Widmann, J.F., Davis, E.J., 1997. Analysis of mass transfer between a sequence of drops and surrounding gas. *J. Aerosol Sci.* 28, 1233–1249. Yao, S.C., 1974. Investigation on falling drop heat-mass transfer and drift elimination in wet cooling systems. Ph.D. Dissertation, University of California, Berkeley.
- Voicu Ionut, Michaël Marion, Anne-Lise Tiffonnet « Etude théorique et expérimentale d'un panneau solaire thermique » 10ème Colloque Inter universitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 2011, Saguenay.
- Voicu Ionut, Michaël Marion « Impact du vent sur la performance d'un cycle ORC solaire », EENVIRO 2013, pp. 9-14, Bucharest.
- Won D, Nong G, Shaw CY. Quantification of the effects of air velocity on VOC emissions from building materials. CIB2004 World Building Congress, Toronto, May 2004.
- Wu F., Chen L., Wu C., Sun F., Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energy Convers. Mgmt.* 1998; 39: 7727-732.
- Xu Y, Zhang Y. An improved mass transfer based model for analysing VOC emissions from building materials. *Atmospheric Environment* 2003 ; 37 : 2497-2505.
- Yan J, Cai W, Lin C, Li C, Li Y. Experimental study on performance of a hybrid ejector-vapor compression cycle. *Energy Convers Manage* 2017;113:36–43.
- Zeghari K., Hasna Louahlia, Malo Leguern, Mohamed Boutouil, Hamid Gualous, Michael Marion, Pierre Schaezel, Steeve Goodhew and François Streif, « Comparison of the thermal performance between conventional and cob building » E3S Web of Conferences 111, CLIMA 2019.