



HAL
open science

Récupération et valorisation d'énergie thermique sur gaz chauds- Approche expérimentale et numérique

Thanh Tung Hoang

► To cite this version:

Thanh Tung Hoang. Récupération et valorisation d'énergie thermique sur gaz chauds- Approche expérimentale et numérique. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2018. Français. NNT : 2018ESMA0016 . tel-02025105

HAL Id: tel-02025105

<https://theses.hal.science/tel-02025105>

Submitted on 19 Feb 2019

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

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

THÈSE

Pour l'obtention du Grade de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE
DE MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE

(Diplôme National – Arrêté du 25 mai 2016)

École Doctorale :

Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et Aéronautique

Secteur de Recherche : ÉNERGÉTIQUE - THERMIQUE

Présentée par :

Thanh Tung HOANG

Contribution à la récupération d'énergie thermique sur gaz chauds par échangeur à caloduc : approche expérimentale et modélisation

Directeur de thèse : **Yves BERTIN**

Co-Encadrant: **Dominique COUTON**

Soutenue le vendredi 30 Novembre 2018

devant la Commission d'Examen

- JURY -

Rapporteurs

Mme Hasna **LOUALIA**, Professeur, *Université de Caen, LUSAC EA-1453*

Mme Valérie **SARTRE**, Maître de Conférences-HDR, *INSA de Lyon, Cethyl UMR-5008*

Membres du jury

M. Daniel **BOUGEARD**, Professeur aux Mines de Douai, *IMT Lille-Douai*

Mme. Françoise **BATAILLE**, Professeur de l'Université de Perpignan, *PROMES UPR-8521*

M. Frédéric **PLOURDE**, Directeur de Recherches CNRS, *Institut P' UPR-3346*

M. Fabrice **VIDAL**, Ingénieur de Recherches, *PSA Peugeot Citroën, DRD/DRIA/DSTF/SEPC*

M. Yves **BERTIN**, Professeur à l'ISAE-ENSMA, *Institut P' UPR-3346*

M. Dominique **COUTON**, Maître de Conférences à l'ENSI-Poitiers, *Université de Poitiers, Institut P' UPR-3346*

Remerciements

Avant de présenter mon travail, je tiens tout d'abord à remercier tous les membres du jury d'avoir accepté de juger et d'évaluer ce travail de thèse.

Je tiens à remercier tout particulièrement les rapporteur(e)s, Mesdames **Hasna Loualia** et **Valérie Sartre** d'avoir analysé minutieusement mon travail.

Je tiens aussi à remercier les autres membres du jury pour leur contribution, Madame **Françoise Daumas-Bataille**, MM. **Daniel Bougeard** et **Frédéric Plourde**.

J'adresse également mes remerciements à mes tuteurs du groupe PSA, MM. **Fabrice Vidal** et **Wissam Bou Nader**, pour leur soutien technique et conseils divers.

Je tiens à remercier tout particulièrement mes directeurs de thèse, MM. **Yves Bertin** et **Dominique Couton**, pour leur patience, leurs précieux conseils et leur soutien tout au long de mes travaux.

Un grand merci va à **Cyril Romestant** pour sa disponibilité et ses conseils toujours très précieux.

Je tiens à remercier **Vincent Ayel** pour sa disponibilité et sa contribution à l'élaboration d'un modèle permettant l'analyse du comportement du caloduc thermosiphon.

Je tiens d'ailleurs à remercier très sincèrement Mme **Mantelli** d'avoir mis à notre disposition la base de données thermophysiques du naphthalène qu'elle a élaboré au sein de son laboratoire.

Cette thèse n'aurait pas pu être achevée sans l'apport, l'aide et les compétences indispensables du service technique du laboratoire. On peut évoquer tout d'abord **Christophe Quintard**, du service informatique qui m'a concrètement permis de travailler, puis l'équipe à qui je dois la réalisation et l'assemblage des bancs expérimentaux, c'est-à-dire **Hervé Arlaud**, **André Piteau**, **Yann Thomas**, **Jean-Christophe Fraudeau**, **Catherine Fuentes**, et en particulier **Bastien Giachetti**.

Je tiens aussi à remercier en particulier **Catherine Lavallade** pour réussir à supporter ce que j'ai en horreur, à savoir tout ce qui concerne, de près ou de loin, aux démarches et tâches administratives ainsi que tous les autres membres du laboratoire qui contribuent, chacun à leur manière, à rendre unique l'ambiance du laboratoire.

Je n'oublie pas également les stagiaires (**Jean-Baptiste**, **Marie**, **François**, **Benjamin**, **Mathieu** et **Arthur**) qui ont participé à mes travaux de recherche lors de ces trois années. Mes remerciements vont également à la communauté des thésards, ma source de soutien et d'encouragement tout le long de ce travail. Merci donc à vous : **Manh**, **Phu**, **Florent**, **Fouad**, **Phuc**, **Serge**, **Flavio**, **Filippo**, **Amal**, **Kods**, **Bach**, **Nicolas**, **Julien**, **Barbara**, **Paul**, **Elisa**, **Kien**, **Minh**, **Hoan**, **Nam** ...

Enfin, merci à ma famille pour son soutien inconditionnel tout au long de ces trois années.

Table des matières

Table des matières	i
Table des figures	v
Liste des tableaux	xi
Nomenclature	xiii
Introduction générale	1
Chap. 1 Positionnement du problème industriel et scientifique	5
1.1 Problématique industrielle.....	6
1.2 Énergie disponible dans les gaz d'échappement	8
1.3 Enjeux scientifiques – Récupération et valorisation d'énergie thermique	12
1.4 État de l'art des technologies et systèmes de conversion existants pour véhicules automobiles.....	14
1.4.1 Identification des systèmes de convertisseurs appliqués à l'automobile	14
1.4.2 Analyse de l'intégration de la thermoélectricité sur véhicule automobile.	17
1.4.3 Analyse de l'intégration du cycle de Rankine sur véhicule automobile.	23
1.4.4 Analyse de l'intégration de la thermoacoustique sur véhicule automobile.	26
1.5 Bilan des systèmes de conversion et choix de la technologie retenue	34
1.5.1 Synthèse de la revue bibliographique sur les convertisseurs d'énergie appliqués au domaine du véhicule automobile.....	34
1.5.2 Identification des besoins thermiques sur un moteur thermoacoustique	35
1.6 Système à étudier et objectifs de thèse.....	39
1.6.1 Ligne gaz chauds.....	40
1.6.2 Echangeur-récupérateur	42
1.6.3 Stratégie de la thèse.....	43
Chap. 2 Description et qualification du dispositif expérimental 'Ligne gaz chauds'	45
2.1 Objectif et principe de la « ligne gaz chauds »	46
2.2 Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de génération de l'écoulement.....	50
2.2.1 Source d'air comprimé : compresseur à vis	50
2.2.2 Contrôle des conditions de pression : filtre et détendeurs.....	51
2.2.3 Mesure du débit massique d'air : débitmètre massique à effet Coriolis	52
2.2.4 Contrôle du débit massique d'air : positionneur GEMÜ-1436 et vanne commandée GEMÜ-55054	52
2.2.5 Contrôle de la température – Réchauffeur d'air	56
2.3 Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de récupération de chaleur.....	58
2.3.1 Connexion zone de génération de l'écoulement/zone de récupération de chaleur – Diffuseur et Raccords 3P et conduit D40	59
2.3.2 Ligne d'essais provisoire – Echangeur « Récupérateur »	59

2.3.3	Ligne d'essais provisoire – Echangeur « Refroidisseur » de l'air dans la salle	60
2.3.4	Bilan de la ligne d'essais provisoire	62
2.4	Métrologie – Techniques de mesure	63
2.4.1	Thermométrie par thermocouple	64
2.4.2	Capteurs de pression.....	66
2.4.3	Acquisition (Hp-Agilent) et programmation LabVIEW®	67
2.4.4	Système de sécurité automatique associé au banc « gaz chauds »	71
2.4.5	Estimation des pertes thermiques et isolation de la ligne « gaz chauds ».....	73
2.5	Architecture globale du banc « gaz chauds ».....	75
2.5.1	Principe du banc final.....	75
2.5.2	Banc « gaz chauds » sans échangeur – récupérateur.....	76
2.6	Validation du banc d'essais « gaz chauds ».....	77
2.6.1	Protocole expérimental du banc « gaz chauds ».....	78
2.6.2	Validation du fonctionnement du banc en régime stationnaire	79
2.6.3	Validation du fonctionnement du banc en régime TRANSITOIRE	83
2.6.4	Potentiel de récupération d'énergie sur les gaz chauds	85
2.7	Conclusion partielle.....	87
Chap. 3 Modélisation du comportement d'un caloduc thermosiphon au naphthalène.....		89
3.1	Présentation générale des caloducs	90
3.1.1	Définition.....	90
3.1.2	Historique des caloducs	90
3.1.3	Principe de fonctionnement.....	91
3.1.4	Identification des technologies de caloducs	92
3.1.5	Applications de caloducs	94
3.2	Phénomènes physiques au sein d'un thermosiphon	95
3.2.1	Aspect thermodynamique.....	96
3.2.2	Aspect mécanique des fluides.....	97
3.2.3	Aspect thermique au niveau des zones « évaporateur » et « condenseur ».....	99
3.3	Limites de fonctionnement d'un caloduc thermosiphon	113
3.3.1	Etat de saturation et plage de température	113
3.3.2	Courbe limite de fonctionnement d'un caloduc	114
3.3.3	Limites opératoires d'un thermosiphon.....	115
3.4	Choix du fluide de travail du thermosiphon : le naphthalène.....	119
3.4.1	Fluides caloporteurs potentiels.....	119
3.4.2	Problématique – Choix du fluide.....	120
3.4.3	Fluide de travail retenu : le naphthalène	124
3.4.4	Paramètres thermophysiques du naphthalène.....	125
3.4.5	Choix de la nature du caloduc : compatibilité fluide/enveloppe	128
3.5	Développement d'un outil numérique – Détermination du fonctionnement du thermosiphon au naphthalène	129
3.6	Validation du modèle et conclusion partielle	132
Chap. 4 Banc expérimental de caloduc thermosiphon au naphthalène		133
4.1	Objectif et principe du banc « caloduc - thermosiphon ».....	134
4.1.1	Motivation.....	134
4.1.2	Éléments de conception.....	134
4.2	Présentation détaillée du banc caloduc thermosiphon	136
4.2.1	Cahier des charges de la géométrie du thermosiphon au naphthalène	136
4.2.2	Conception et réalisation de la zone évaporateur (source chaude)	137
4.2.3	Conception et réalisation de la zone condenseur (source froide)	140

4.2.4	Méetrologie du tube thermosiphon	143
4.2.5	Contrôle du banc caloduc thermosiphon	145
4.2.6	Système spécifique de remplissage du thermosiphon au naphthalène.....	146
4.2.7	Structure mécanique support du thermosiphon et assemblage	150
4.2.8	Isolation du thermosiphon	154
4.3	Protocole de mesures du banc thermosiphon	156
4.4	Validation du fonctionnement – Sans isolation	157
4.4.1	Conditions opératoires d'un point de fonctionnement	157
4.4.2	Analyse du fonctionnement	158
4.5	Synthèse	163
Chap. 5	Caractérisation du comportement et analyse des performances du caloduc thermosiphon au naphthalène	165
5.1	Identification du fonctionnement du thermosiphon au naphthalène pour un point de référence ($Q = 300W$, $T_v = 244^\circ C$).....	166
5.1.1	Définition de la configuration de référence	166
5.1.2	Description et analyse de la réponse temporelle du thermosiphon.....	167
5.1.3	Analyse des performances du thermosiphon en régime stationnaire	175
5.1.4	Analyse d'erreur et d'incertitude des mesures et des performances	179
5.2	Confrontation des prédictions du modèle aux résultats expérimentaux - cas de référence.....	181
5.3	Comportement du caloduc thermosiphon au naphthalène en régime de démarrage.....	188
5.3.1	Approche théorique du « démarrage ».....	188
5.3.2	Analyse des temps de démarrage en fonction de la puissance à l'évaporateur.....	189
5.4	Comportement du caloduc thermosiphon au naphthalène en régime stationnaire - Influence de la puissance et de la température de vapeur	192
5.4.1	Conditions opératoires retenues	192
5.4.2	Analyse à $T_v = 244^\circ C$ fixée et puissance variable à l'évaporateur.....	193
5.4.3	Analyse à T_v fixée et puissance variable à l'évaporateur	195
5.4.4	Analyse des performances selon les valeurs du couple (T_v , Q_e).....	197
5.4.5	Comparaison expérience / modèle pour tous les points de fonctionnement	198
5.5	Influence de l'inclinaison du thermosiphon	203
5.5.1	Conditions opératoires retenues	203
5.5.2	Analyse de l'inclinaison à faible puissance.....	204
5.5.3	Analyse de l'inclinaison à forte puissance.....	205
5.5.4	Analyse des performances selon l'inclinaison du caloduc	207
5.6	Limite de fonctionnement – orientation en position verticale	209
5.7	Synthèse du chapitre.....	210
Conclusion & Perspectives		211
Conclusions.....		211
Perspectives.....		212
Bibliographie.....		- 1 -
Annexes		- 9 -
Annexe A : La thermoélectricité		- 10 -
Annexe B : Le cycle de Rankine.....		- 11 -

Annexe C : La thermoacoustique.....	- 12 -
Annexe D : Les échangeurs « chauds » d'un système thermoacoustique.....	- 13 -
Annexe E : Caractéristiques du débitmètre à effet Coriolis CFMS40M	- 15 -
Annexe F : Fabrication du prototype 1 – Récupérateur « gaz/eau » compact	- 15 -
Annexe G : Isolant thermique IIsulfrax LT Blanket haute température	- 18 -
Annexe H : Fluide de travail Naphtalène	- 21 -
Annexe I : Calcul la pression maximale du tube	- 23 -
Annexe J : Cryostat HUBER Uni390W	- 24 -
Annexe K : Calculs les incertitudes	- 25 -

Table des figures

Chapitre - 1

Figure 1-1 : Carte mondiale des normes d'émission de rejets automobiles polluants [5].	6
Figure 1-2 : Comparaison des valeurs limites d'émission des voitures dans l'Union Européenne, au Japon et aux États-Unis [7].	7
Figure 1-3 : Exemple de bilan énergétique d'un moteur à combustion interne [8].	8
Figure 1-4 : Cycle d'homologation WLTC – Définition des 4 phases de roulage [9].	9
Figure 1-5 : Cycle d'homologation WLTC de PSA pour un carburant type E10 [9].	10
Figure 1-6 : Analyse des valeurs maximum et moyenne par phase du cycle d'homologation WLTC [9].	11
Figure 1-7 : Schématisation des méthodes de récupération et de valorisation de l'énergie thermique disponible dans les gaz d'échappement automobile.	12
Figure 1-8 : Systèmes de conversion existants dans le domaine automobile [10].	14
Figure 1-9 : Indicateur de performance de chaque technologie de conversion d'énergie pour l'application automobile [11].	16
Figure 1-10 : Schéma de principe de la thermoélectricité.	17
Figure 1-11 : Coefficient de mérite ZT en fonction de la température pour différents matériaux [20].	17
Figure 1-12 : Générateur thermoélectrique de General Motors (2012) [20].	19
Figure 1-13 : Générateur thermoélectrique de GMZ Energy – Caylor et al. [28].	19
Figure 1-14 : Vue éclaté des composants d'un TEG intégré sur un BFV – Cleary et al. [29].	20
Figure 1-15 : Comparaison entre la configuration traditionnelle de matériaux et celle développée par Gentherm – Crane et al. [33].	21
Figure 1-16 : Générateur thermoélectrique de Gentherm – Crane et al. [33].	21
Figure 1-17 : Courbe de performance du générateur thermoélectrique de Gentherm intégré sur une BMW-X6 à 105 km/h.	22
Figure 1-18 : Schéma de principe d'un système de Rankine (a) et cycle de Rankine dans un diagramme entropique (T-S) (b).	23
Figure 1-19 : Efficacités des cycles pour différents fluides de travail en fonction de la température en entrée de la turbine [54].	24
Figure 1-20 : Intégration d'un prototype de Rankine sur un moteur – Leduc et al. [56].	25
Figure 1-21 : Vue d'ensemble (a), disposition du système de Rankine (b), schémas de l'évaporateur associé au catalyseur (c et d) - Endo et al. [57].	26
Figure 1-22 : Schéma de principe d'un moteur thermoacoustique [57].	27
Figure 1-23 : Cycle moteur suivi par une particule de fluide sous l'effet d'une onde acoustique stationnaire au voisinage d'une paroi soumise à un gradient de température [76].	27

Figure 1-24 : (a) Évolutions temporelles sinusoïdale (trait plein) et « articulé » (trait en tiret) des variables de pression, température et déplacement acoustiques p , τ , ξ pour une onde acoustique stationnaire [77].	28
Figure 1-25 : (a) Vue l'ensemble du moteur complet de Backhaus et al. [79] - (b) Schéma du résonateur annulaire – (c) Efficacité acoustique de la machine en fonction de la température de l'hélium.	30
Figure 1-26 : Schéma de principe du double système – Gardner et al. [81].	30
Figure 1-27 : Schéma du système thermoacoustique de Tijani et al. [82].	31
Figure 1-28 : Schéma du dispositif de Backhaus-Keolian et de l'échangeur chaud [83].	32
Figure 1-29 : Schémas des dispositifs intégrés sur véhicule – Backhaus et al. [84].	33
Figure 1-30 : Bilan du degré de développement et de maturité des trois systèmes de conversion énergétique (TE, Rankine et TA).	34
Figure 1-31 : Schéma de principe d'un moteur thermoacoustique.	35
Figure 1-32 : Prototypes thermoacoustiques et systèmes de chauffage associés.	38
Figure 1-33 : Schéma de principe du système de récupération énergétique.	39
Figure 1-34 : Caractéristiques d'un cycle routier d'un moteur essence EP6 – Température et débit de gaz d'échappement.	40
Figure 1-35 : Histogramme de la répartition temporelle en sortie de catalyseur des températures d'échappement.	41
Figure 1-36 : Principe d'un échangeur caloduc.	43
Figure 1-37 : Synoptique de la stratégie du projet.	44

Chapitre - 2

Figure 2-1: Description du principe de la ligne « gaz chauds » simulant une ligne d'échappement.	46
Figure 2-2: Mise en évidence de la variabilité des paramètres (température des gaz et débit massique).	47
Figure 2-3: Différents régimes de fonctionnement à reproduire.	48
Figure 2-4 : Schéma de principe des composants pour générer et contrôler un écoulement d'air.	48
Figure 2-5 : Schéma de principe des composants pour analyser la récupération de chaleur – « ligne de récupération de la chaleur ».	49
Figure 2-6 : Dispositif de génération de l'air comprimé à 8 bars.	51
Figure 2-7 : Filtre et détendeurs sur le circuit d'air comprimé.	51
Figure 2-8 : Montage du débitmètre à effet Coriolis sur la ligne « gaz chauds ».	52
Figure 2-9 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre massique à effet Coriolis.	53
Figure 2-10 : Circuit de transmission de la mesure de débit massique.	53
Figure 2-11 : Positionneur et vanne commandée.	54
Figure 2-12 : Schéma final de la procédure de contrôle du débit massique.	55
Figure 2-13 : Evolution du débit d'air en fonction du pourcentage d'ouverture de la vanne commandée.	56
Figure 2-14 : Réchauffeur utilisé pour le banc « gaz chauds » et principe de fonctionnement.	56
Figure 2-15 : Schéma de la commande du réchauffeur.	58
Figure 2-16 : Ligne provisoire d'essais – diffuseur, raccord 3P et conduite D40.	59
Figure 2-17 : Position « provisoire » de l'échangeur récupérateur.	59
Figure 2-18 – Principe de conception et de dimensionnement de l'échangeur prototype « Refroidisseur » air/eau.	61

Figure 2-19 : Visualisation des tubes et ailettes spiralées serties et les tubes d'entrées/sorties d'eau.	61
Figure 2-20 : Image de l'échangeur « Refroidisseur » sur la ligne « gaz chauds ».	62
Figure 2-21 : Schéma de principe de la ligne d'essais en « gaz chauds ».	63
Figure 2-22 : Schéma de principe des mesures sur la ligne « Récupération de chaleur ».	64
Figure 2-23 : Schéma de fonctionnement des thermocouples.	64
Figure 2-24 : Mise en place les thermocouples de type N au moyen de raccords rapides.	65
Figure 2-25 : Mise en place des thermocouples de type K sur le réseau d'eau.	66
Figure 2-26 : Mesures de pression et capteur UNIK5000 associés.	67
Figure 2-27 – Centrale d'acquisition HP-Agilent (a) ; Carte d'acquisition (b).....	67
Figure 2-28 : Schéma de principe du programme LabVIEW développé pour le banc « gaz chauds ».	68
Figure 2-29: Interface HM du programme LabVIEW développé pour le banc « gaz chauds ».	70
Figure 2-30: Interface HM du programme LabVIEW développé pour le réchauffeur du banc « gaz chauds ».....	71
Figure 2-31 : Schéma de principe de la programmation conditionnelle dans le programme Vi de LabVIEW.	72
Figure 2-32 : Schéma de surveillance et de sécurité des éléments chauffants - Boîtier de sécurité « Thermo-surveillance »	73
Figure 2-33 : Modélisation des pertes thermiques autour de la ligne « gaz chauds ».	74
Figure 2-34 : Température de paroi externe de la tôle en fonction de l'épaisseur d'isolant thermique.....	75
Figure 2-35: Schéma général du principe de fonctionnement de l'ensemble du système expérimental.....	76
Figure 2-36 : Schéma de la ligne « gaz chauds » en utilisant le refroidisseur comme le 1 ^{er} prototype récupérateur.	76
Figure 2-37: Vue d'ensemble du banc « gaz chauds » sans échangeur récupérateur.	77
Figure 2-38 : Evolution temporelle du débit et de la température d'air en entrée et sortie du réchauffeur – Cas de référence.....	79
Figure 2-39 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 7g/s et une puissance variable de 2 kW à 3,6 kW.....	81
Figure 2-40 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 13g/s et une puissance variable de 3,7 kW à 5,8 kW.....	82
Figure 2-41 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 20 g/s et une puissance variable de 5,8 kW à 7,8 kW.....	83
Figure 2-42 : Réponse temporelle de la température d'air en fonction d'une consigne de débit de type échelon.	84
Figure 2-44: Rendement de récupération du prototype air/eau.....	86
Figure 2-45: Gamme de fonctionnement du banc gaz chauds.	87

Chapitre - 3

Figure 3-1 : Schéma d'un caloduc montrant les composants et le principe de fonctionnement. (a) caloduc capillaire, (b) caloduc thermosiphon.	92
Figure 3-2 : Échangeur de chaleur gaz/gaz à caloducs [93].	95
Figure 3-3 : Diagramme entropique d'un thermosiphon.....	96
Figure 3-4 : Allure des composantes de la pression de vapeur.....	98
Figure 3-5: Pression dans un thermosiphon.	99
Figure 3-6 : Élément de volume de condensat sur une plaque verticale - Modèle de Nusselt.....	101

Figure 3-7 : Régimes d'ébullition « pool » et courbe d'ébullition de l'eau à température de paroi imposée [110].	105
Figure 3-8 : Illustration des trois régimes d'ébullition du méthanol sur un tube horizontal de cuivre chauffé de diamètre 1 cm chauffé : (a) ébullition nucléée, (b) ébullition de transition, (c) ébullition en film [110].	105
Figure 3-9 : Régimes de transfert convectif en « vase » dans la zone de ruissellement.	106
Figure 3-10 : Régimes de transfert convectif en « vase » dans la zone noyée.	107
Figure 3-11 : Identification des températures et des résistances thermiques dans un caloduc thermosiphon.	110
Figure 3-12 : Plage de température de fonctionnement du fluide caloporteur.	114
Figure 3-13 : Limites de fonctionnement d'un caloduc.	114
Figure 3-15 : Variation du paramètre f_3 avec l'angle d'inclinaison du thermosiphon et du nombre de Bond.	117
Figure 3-16 : Domaine de température et d'utilisation des fluides les plus courants [125].	120
Figure 3-17 : Pression de vapeur (Pa) et nombre de mérite (W/m^2) en fonction de la température vapeur du naphthalène et de l'eau.	121
Figure 3-18 : Représentations de la molécule de naphthalène (a) et naphthalène SLR pur (b).	124
Figure 3-19 : Comparaison des paramètres thermo physiques du naphthalène selon la base de données utilisée.	127
Figure 3-20 : Algorithme de résolution du modèle de fonctionnement d'un caloduc thermosiphon au naphthalène.	131
Figure 3-21: Interface de visualisation des résultats du modèle numérique.	132

Chapitre - 4

Figure 4-1: Schéma de principe du montage expérimental à concevoir.	134
Figure 4-2: Schéma descriptif du banc « Thermosiphon au naphthalène ».	135
Figure 4-3 : Dimensions géométriques du tube thermosiphon au naphthalène.	137
Figure 4-4 : Schéma de principe du système de chauffage à l'évaporateur.	138
Figure 4-5: Conception de l'évaporateur : (a) Composants ; (b) Dimensions du bloc de cuivre ; (c) Vue 3D d'un bloc semi-cylindrique.	138
Figure 4-6 : Zone évaporateur – Détails de la mise en place des cartouches chauffantes dans les blocs de cuivre.	139
Figure 4-7 : Schéma de principe du contrôle de la température adiabatique du caloduc.	140
Figure 4-8: Sonde PT100 utilisée pour le contrôle de la température adiabatique.	140
Figure 4-9 : Modèle 3D des blocs-condenseur.	141
Figure 4-10 : Dimensions détaillées du bloc condenseur.	142
Figure 4-11: Blocs échangeur-condenseur opérationnels.	142
Figure 4-12 : Détail de placement des thermocouples et de leur brasage sur la surface externe du tube.	144
Figure 4-13 : Système d'acquisition et d'analyse des données issues des 22 thermocouples.	144
Figure 4-14 : Diagramme interactif entre le programme LabVIEW et le banc thermosiphon.	145
Figure 4-15: Interface H-M du banc thermosiphon.	146
Figure 4-16 : Système de pompe à vide et liaison avec le thermosiphon.	147
Figure 4-17: Schéma de principe et dispositif de remplissage.	148
Figure 4-18 : Visualisation 3D du caloduc thermosiphon au naphthalène réalisé.	150

Figure 4-19: Système de support du thermosiphon et dimensions du montage réalisé.	151
Figure 4-20 : Système de fixation du thermosiphon à l'évaporateur et au condenseur.	151
Figure 4-21: Schémas du principe fixation du thermosiphon en position verticale et en position inclinée.	152
Figure 4-22: Exemple d'inclinaison du banc caloduc thermosiphon au naphthalène.	153
Figure 4-23: Vue de face du banc expérimental thermosiphon au naphthalène.	153
Figure 4-24: Vue du thermosiphon au naphthalène en position inclinée après isolation.	154
Figure 4-25: Isolation du tube thermosiphon à réaliser – Conditions aux limites thermiques.	154
Figure 4-26 : Mise en place des couches isolant autour de la partie évaporateur	155
Figure 4-27: Vue d'ensemble du montage expérimental caloduc thermosiphon au naphthalène opérationnel.	155
Figure 4-28: Dispositif de validation du fonctionnement du thermosiphon à l'aide d'une caméra IR.	158
Figure 4-29: Thermogrammes du thermosiphon en régime transitoire et sans isolation thermique.	159
Figure 4-30 : Profil de température instantanée du thermosiphon en régime transitoire et sans isolation thermique (t = 6 min 40).	162

Chapitre - 5

Figure 5-1 : Evolution des températures du thermosiphon en fonction du temps.	167
Figure 5-2 : Analyse du comportement du thermosiphon pendant le régime transitoire.	169
Figure 5-3 : Etat du thermosiphon durant phase 1.	170
Figure 5-4 : Etat du thermosiphon durant phase 2.	170
Figure 5-5 : Etat du thermosiphon durant phase 3.	171
Figure 5-6 : Etat du thermosiphon durant phase 4.	172
Figure 5-7 : Evolution spatiale des températures du thermosiphon pour différents instants des étapes I à V.	173
Figure 5-8 : Temps d'établissement thermique.	174
Figure 5-9 : Profil de température du thermosiphon à l'équilibre $Q_e = 300 \text{ W}$ et $T_v = 244^\circ\text{C}$	176
Figure 5-10 : Schéma du circuit thermique simplifié pour le modèle - Température et résistances à l'évaporateur et du condenseur	177
Figure 5-11 : Evolution axiale des caractéristiques du film liquide.	184
Figure 5-12 : Mode stationnaire du thermosiphon au Naphtalène	186
Figure 5-13 : Comparaison des profils de température expérimental et par modélisation selon le modèle de Nusselt – cas de référence.	187
Figure 5-14 : Cinétique de démarrage d'un caloduc à flux imposé – Evolution temporelle des profils de température axiale de vapeur.	189
Figure 5-15 : Caractérisation du démarrage du thermosiphon – Cas de référence.	190
Figure 5-16 : Evolution des profils de température en régime de démarrage pour différentes puissance thermique.	191
Figure 5-17 : Evolution du « temps de démarrage » du thermosiphon au naphthalène en fonction de la puissance à l'évaporateur.	192
Figure 5-18 : Profil de température le long du thermosiphon à $T_v = 244^\circ\text{C}$ - la puissance injectée à l'évaporateur varie entre 300 W et 1000 W.	193
Figure 5-19 : Evolution de la conductance thermique en fonction de la puissance à l'évaporateur – $T_v = 244^\circ\text{C}$	194
Figure 5-20 : Evolution de la conductance thermique globale du thermosiphon en fonction de la puissance à l'évaporateur – $T_v = 244^\circ\text{C}$	195

Figure 5-21 : Profil de température le long du thermosiphon pour quatre T_v différentes (225°C, 260°C, 280°C et 300°C).	196
Figure 5-22 : Profils de conductance à l'évaporateur.	197
Figure 5-23 : Profils de conductance au condenseur.	197
Figure 5-24 : Profils de conductance globale du thermosiphon.	198
Figure 5-25 : Profil de conductance au condenseur – Comparaison des modèles avec l'expérience.	199
Figure 5-26 : Profil de conductance à l'évaporateur – Comparaison des modèles avec l'expérience.	200
Figure 5-27 : Comparaison des modèles avec l'expérience – Coefficients d'échange au condenseur.	201
Figure 5-28 : Comparaison des modèles avec l'expérience – Coefficients d'échange à l'évaporateur.	202
Figure 5-29: Exemple d'inclinaison du banc caloduc thermosiphon au naphthalène.	203
Figure 5-30 : Evolution temporelle des températures du thermosiphon de l'angle d'inclinaison - Puissance imposée à l'évaporateur 300W.	204
Figure 5-31 : Evolution spatiale des profils de températures du thermosiphon en fonction de l'angle d'inclinaison - Puissance imposée à l'évaporateur 300W.	205
Figure 5-32 : Evolution temporelle des températures du thermosiphon de l'angle d'inclinaison - Puissance imposée à l'évaporateur 1000W.	206
Figure 5-33 : Evolution spatiale des profils de températures du thermosiphon en fonction de l'angle d'inclinaison - Puissance imposée à l'évaporateur 1000W.	207
Figure 5-34 : Changement de la température de vapeur (saturation) en fonction l'angle inclinaison pour les deux puissances $Q_e = 300W$ et $1000W$.	207
Figure 5-35 : Profils de conductance au condenseur et à l'évaporateur selon l'inclinaison du caloduc.	208
Figure 5-36 : Profils de résistance thermique totale selon l'inclinaison du caloduc.	208

Liste des tableaux

Chapitre - 1

Tableau 1-1 : Comparaison de deux normes Euro (4 et 6) pour les véhicules Diesel.	7
Tableau 1-2 : Evaluation moyenne des paramètres sur un cycle WLTC.	11
Tableau 1-3 : Systèmes de chauffage par effet Joule au sein de l'échangeur chaud du moteur thermoacoustique.	36
Tableau 1-4 : Systèmes de chauffage par échangeur à tubes et ailettes au sein de l'échangeur chaud du moteur thermoacoustique.	37
Tableau 1-5 : Niveaux de différentiels de température sur machine acoustique.	39
Tableau 1-6 : Données du cahier des charges PSA.	41

Chapitre - 2

Tableau 2-1 : Cahier des charges pour l'écoulement d'air chaud.	47
Tableau 2-2 : Spécifications de chaque composant de la ligne « gaz chauds ».	50
Tableau 2-3 : Spécifications techniques du réchauffeur utilisé.	57
Tableau 2-4 : Puissances nécessaires pour répondre aux besoins énergétiques du banc « gaz chauds ».	58
Tableau 2-5 : Spécification du prototype échangeur air/eau (Refroidisseur)	62
Tableau 2-6 : Spécification technique des capteurs pression utilisés	67
Tableau 2-7 : Valeurs limites des paramètres de contrôle du banc « gaz chauds »	71
Tableau 2-8 : Procédure de fonctionnement du banc « gaz chauds »	78
Tableau 2-9 : Evolution des températures mesurées à débit de 7g/s et puissance de chauffe variable.	81

Chapitre - 3

Tableau 3-1 : Différentes technologies de caloducs [101].	94
Tableau 3-2 : Corrélations pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur de condensation.	104
Tableau 3-3 : Tableau récapitulatif de l'expression du nombre de Nusselt pour un film en ébullition.	107
Tableau 3-4 : Tableau récapitulatif de l'expression du nombre de Nusselt pour un pool-boiling.	108
Tableau 3-5 : Corrélations pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition en pool-boiling.	109
Tableau 3-6 : Définitions et formulations des résistances thermiques [102].	112

Tableau 3-7 : Limites de fonctionnement du caloduc.....	115
Tableau 3-8 : Synthèse des principales corrélations utilisées pour prédire la limite de fonctionnement d'un thermosiphon.....	118
Tableau 3-9 : Synthèse des études analysées concernant le caloduc thermosiphon au naphthalène.	123
Tableau 3-10 : Propriétés physiques de naphthalène.....	124
Tableau 3-11 : Propriétés physiques du naphthalène selon les sources retenues.	125
Tableau 3-12 : Coefficients polynomiaux permettant de décrire l'évolution des paramètres physiques du naphthalène. 128	
Tableau 3-13 : Compatibilité des fluides utilisés avec l'enveloppe des caloducs	129

Chapitre - 4

Tableau 4-1: Paramètres caractéristiques du tube thermosiphon au naphthalène.	137
Tableau 4-2 : Spécifications techniques de la cartouche chauffante utilisée.	139
Tableau 4-3 : Sonde PT100.....	141
Tableau 4-4 : Spécifications techniques du cryostat Huber Uni390W.	143
Tableau 4-5 : Condition du cas test de validation du fonctionnement du thermosiphon.	157
Tableau 4-6 : Identification des paramètres variables sur le thermosiphon.	163

Chapitre - 5

Tableau 5-1 : Configuration de référence.	166
Tableau 5-2 : Temps caractéristiques des 3 zones du thermosiphon.	174
Tableau 5-3 : Bilan des performances expérimentales pour le cas de référence $Q_e = 300 \text{ W}$ et $T_v = 245^\circ\text{C}$	178
Tableau 5-4 : Comparaison de performances d'échangeurs.	179
Tableau 5-5 : Méthode d'évaluation des erreurs.....	180
Tableau 5-6 : Incertitudes des caractéristiques du cas de référence.....	180
Tableau 5-7 : Données d'entrée du calcul du thermosiphon au naphthalène.....	181
Tableau 5-8 : Résultats du modèle théorique selon l'origine des données thermophysiques – Comparaisons avec les résultats expérimentaux dans le cas de référence.....	182
Tableau 5-9 : Résultats de modélisation du film liquide – cas de référence.....	184
Tableau 5-10 : Comparaison des principales températures moyennes au condenseur et à l'évaporateur issues du modèle avec les résultats expérimentaux.	188
Tableau 5-11 : Conditions opératoires – Températures de vapeur, température de fluide froid et puissance à l'évaporateur.....	193

Nomenclature

Notations latines

A	Surface d'échange	m^2
c_p	Capacité calorifique massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
c_v	Capacité calorifique massique à volume constant	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D_i	Diamètre intérieur du caloduc	m
f_p	Facteur de pression	-
G	Conductance thermique	$W.K^{-1}$
G_{evz}	Conductance thermique globale à l'évaporateur entre la phase vapeur et la paroi	$W.K^{-1}$
G_{cond}	Conductance thermique globale au condenseur entre la phase vapeur et la paroi	$W.K^{-1}$
g	Gravitation terrestre : $g = 9,81$	$m.s^{-2}$
h	Coefficient d'échange convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_{lv}	Chaleur latente de changement de phase liquide/vapeur	$J.kg^{-1}$
K_{film}	Paramètre de film (définit les zones de transition du type d'écoulement diphasique)	-
K_{zn}	Paramètre de zone noyée (définit les zones de transition du type d'écoulement diphasique)	-
K_p	Paramètre de pression : $K_p = P_{sat} \cdot l_b \cdot \sigma^{-1}$	-
k_B	Constante de Boltzmann : $k_B = 1,381 \cdot 10^{-23}$	$J.K^{-1}$
L_e	Longueur de la zone d'évaporation	m
L_a	Longueur de la zone adiabatique	m
L_c	Longueur de la zone de condensation	m
L_{ft}	Longueur de film théorique	m
L_{eff}	Longueur effective	m
L_f	Longueur de film	m
l_b	Longueur de bulle	m
M	Masse molaire d'un gaz	$kg.mol^{-1}$
m	Masse	kg
m_f	Masse de fluide	kg
\dot{m}	Débit massique de fluide	$kg.s^{-1}$
n	Nombre de molécules	-
P	Pression	Pa
\dot{Q}	Puissance transférée	W

\dot{Q}_m	Puissance transférable par le caloduc en fonction des conditions en $z = 1$ (pression et température) pour une température adiabatique donnée	W
\dot{Q}_{vis}	Puissance maximale transférable en limite visqueuse	W
\dot{Q}_{son}	Puissance maximale transférable en limite sonique	W
\dot{Q}_{ent}	Puissance maximale transférable en limite d'entraînement	W
\dot{Q}_{ebu}	Puissance maximale transférable en limite d'ébullition	W
\dot{q}	Densité de flux	W.m ⁻²
\dot{q}_e	Densité de flux d'évaporation	W.m ⁻²
R	Constante des gaz parfaits : $R=8,3143$	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹
R_i	Résistance thermique	K.W ⁻¹
T	Température	K (ou °C)
$\bar{T}_{p,e}$	Température moyenne de paroi à l'évaporateur	K (ou °C)
$\bar{T}_{v,e}$	Température moyenne de la phase vapeur à l'évaporateur	K (ou °C)
$\bar{T}_{p,c}$	Température moyenne de paroi au condenseur	K (ou °C)
$\bar{T}_{v,c}$	Température moyenne de la phase vapeur au condenseur	K (ou °C)
T_{amb}	Température ambiante	K (ou °C)
\bar{T}_e	Température moyenne à l'évaporateur	K (ou °C)
\bar{T}_c	Température moyenne au condenseur	K (ou °C)
\bar{T}_a	Température moyenne dans la zone adiabatique	K (ou °C)
U	Vitesse	m.s ⁻¹
U_r	Vitesse de condensation ou d'évaporation	m.s ⁻¹
V	Volume	m ³
V	Volume massique	m ³ .kg ⁻¹
V_i	Volume total interne	m ³
W	Débit de masse linéique	kg.s ⁻¹ .m ⁻¹
x	Direction orthogonale à l'axe du caloduc en position verticale	-
z	Direction axiale du caloduc en position verticale	-

Nombres adimensionnels

Kn	Nombre de Knudsen définissant le rapport du libre parcours moyen à la dimension minimale d'un canal vapeur	-
Nu_f	Nombre de Nusselt du film à l'évaporateur	-
$Nu_{f,x}$	Nombre de Nusselt local en film pour un écoulement laminaire	-
$Nu_{f,cn}$	Nombre de Nusselt moyen en film pour un écoulement laminaire	-
$Nu_{f,eb}$	Nombre de Nusselt en film pour un écoulement avec ébullition	-
$Nu_{f,tr}$	Nombre de Nusselt en film pour un écoulement de transition	-
Nu_{Ku}	Nombre de Nusselt calculé à partir de la corrélation de Kutateladze	-
$Nu_{p,cn}$	Nombre de Nusselt de la zone noyée en régime de convection naturelle	-
$Nu_{p,tr}$	Nombre de Nusselt de la zone noyée en régime de transition	-

$Nu_{p,eb}$	Nombre de Nusselt de la zone noyée en régime d'ébullition nucléée	-
Nu_x	Nombre de Nusselt local pour un film de condensation laminaire	-
\overline{Nu}_{Lf}	Nombre de Nusselt moyen pour un film de condensation laminaire sur une longueur de film	-
Nu_c	Nombre de Nusselt en condensation	-
Nu_{tur}	Nombre de Nusselt moyen pour un film de condensation turbulent	-
Pr	Nombre de Prandtl définissant le rapport de la viscosité cinématique sur la diffusivité thermique	-
Ra	Nombre de Rayleigh : $Ra = Gr Pr$	-
Re	Nombre de Reynolds définissant le rapport des forces inertielles sur les forces visqueuses	-
Re_c	Nombre de Reynolds de condensation en film	-
$Re_{c,\varphi}$	Nombre de Reynolds de condensation en film modifié	-
Re_g	Nombre de Reynolds du gaz (phase vapeur) au sein de la phase liquide	-
Re_x	Nombre de Reynolds local pour un écoulement en film laminaire	-
Re_r	Nombre de Reynolds radial dans la phase vapeur	-
$Re_{r,e}$	Nombre de Reynolds radial dans la phase vapeur à l'évaporateur	-

Notations grecques

θ	Angle	rad
α	Diffusivité thermique $\alpha = \lambda \cdot \rho^{-1} \cdot c_p^{-1}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
β	Coefficient de dilatation thermique volumique	K^{-1}
Γ	Accélération	$m \cdot s^{-2}$
Γ_x	Flux de masse par unité de largeur dans le film liquide	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
$\Gamma(x)$	Accélération radiale (orthogonale à l'axe du caloduc)	$m \cdot s^{-2}$
Γ_r	Accélération tangentielle (projection de l'accélération radiale sur la paroi interne du caloduc)	$m \cdot s^{-2}$
γ	Coefficient isentropique	-
Δ	Variation non infinitésimale d'une grandeur	-
$\Delta P_{c,max}$	Pression motrice capillaire maximale	Pa
ΔT	Ecart de température	K (ou °C)
δ	Epaisseur de film liquide	m
ε	Fraction volumique liquide dans une structure poreuse	-
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
σ	Tension de surface liquide/vapeur	$N \cdot m^{-1}$
φ	Angle d'inclinaison par rapport à la verticale	rad

ω Vitesse de rotation rad. s⁻¹

Indices

a Conditions en milieu de zone adiabatique
atm Atmosphérique
b/bulle Bulle vapeur
c/cond Condenseur
cap Capillaire
e Evaporateur
eb Ebullition
eff Effective
ent Entraînement
exp Expérimental
ext Extérieur
f/film Film liquide
fvol Lié à des forces de volume
GNC Gaz non condensable
i Interface liquide/vapeur
iner Lié à des forces inertielles
int Intérieur
l Phase liquide
m/moy Moyen
max Maximal
p Paroi
PT Lié à des forces de dissipation visqueuses
r Radial
ref Référence
sat Condition de saturation
son Sonique
tot Total
tr Transition
v Phase vapeur
vis Visqueuse
0 Condition génératrice de l'écoulement vapeur en $z = 0$
1 Condition en $z = 1$

Introduction générale

Contexte de l'étude

Les travaux présentés dans ce mémoire s'inscrivent dans le cadre d'une collaboration entre la société PSA Peugeot Citroën et le laboratoire P' (UPR 3346, CNRS – ENSMA – Université de Poitiers) à travers un programme de recherche mis en place depuis plusieurs années sur le site de Poitiers et intitulé « Openlab Fluidics ». Ce programme comporte différents travaux relatifs aux véhicules automobiles portant plus spécifiquement sur des aspects liés à l'aérodynamique, à l'aéroacoustique ou encore à la thermique.

Le transport routier représente aujourd'hui 18 % des émissions de CO₂ et 10 % des émissions de gaz à effet de serre (CO₂, CH₄, N₂O, NO_x ...). Conscient des enjeux du développement durable depuis de nombreuses années, PSA Peugeot Citroën a mis en place une stratégie de véhicules décarbonés pour renforcer son positionnement dans ce domaine. Cependant le travail d'amélioration continue sur le rendement du moteur thermique ne semble pas suffisant, seul, pour atteindre les engagements CAFE 2020 [1]. En effet, même si le rendement du moteur thermique est un axe de travail majeur, une part importante de l'énergie contenue dans le carburant se retrouve sous forme de rejets thermiques dans les gaz d'échappement. Pour ces véhicules, un des enjeux futurs de réduction des émissions de CO₂ passe par une minimisation de la part de l'énergie perdue dans les gaz d'échappement sous forme de chaleur.

Il existe à ce jour de multiples technologies qui permettent de transformer la chaleur perdue (dite aussi « chaleur fatale ») en énergie valorisée. Pour faire court, le plus connu, le système de Rankine, est mis en place sur de nombreux sites industriels notamment pour la récupération et la valorisation de la chaleur issue de process générant des fumées (industries manufacturières, industries de l'énergie, sidérurgie, cogénération...). Dans le contexte automobile, la grande plage de température rencontrée dans les lignes d'échappement (300°C - 900°C) associée aux fortes puissances (environ celles sur l'arbre moteur, soit plusieurs dizaines de kW) conduisent à des situations où le fluide de travail est surchauffé. Si le cycle de Rankine utilise cette propriété à son avantage, la majorité des autres convertisseurs énergétiques (moteur Stirling, thermoélectricité, thermo acoustique, HeatToPower ...) sont dépendants de l'efficacité du transport thermique. Si certains de ces convertisseurs sont bien connus dans le monde de l'automobile, leur utilisation dans un environnement automobile constitue un défi important pour tous les constructeurs : il convient donc de choisir la technique la plus adaptée, prenant en compte les contraintes parfois antinomiques (volume, masse, énergie récupérée, efficacité ...). De ce fait, une attention particulière doit être apportée au fonctionnement des systèmes de transport de la chaleur (échangeurs, caloducs, boucles diphasiques...) à hautes températures.

Enfin, si le fonctionnement de nombreux types d'échangeurs de chaleur (et de convertisseurs énergétiques) est en général bien connu en conditions stationnaires, celui en régime transitoire l'est nettement moins. En effet, le moteur thermique à l'usage ne fonctionnant pas en régime stationnaire mais en phases transitoires rend le travail de transport de la chaleur d'autant plus délicat. Ce manque de

connaissance du fonctionnement instationnaire du système de transport thermique se traduit également par un manque de modèle numérique, réduisant de ce fait la capacité à dimensionner de tels systèmes.

Approche scientifique – Organisation du manuscrit

Dans le cadre de la présente thèse, les travaux de recherche se sont orientés principalement sur l'étude de la **récupération de chaleur à haute température comprise entre 250°C et 450°C**.

Pour cela, il a été nécessaire de réaliser au préalable une revue bibliographique importante concernant les systèmes de convertisseurs énergétiques utilisés ou étudiés pour une application automobile, afin d'identifier leurs capacités de travailler en stationnaire, comme en transitoire et leur champ de fonctionnement. De la même façon, il a été nécessaire de réaliser une revue bibliographique importante sur les échangeurs thermiques et plus particulièrement sur les systèmes diphasiques présentant l'avantage de mettre en jeu l'énergie de changement d'état, afin d'identifier leurs efficacités et capacités de travailler en stationnaire, comme en transitoire et leur champ de fonctionnement.

A partir de là, un choix s'est opéré et a orienté nos travaux vers un système à caloduc, pouvant répondre à la problématique. Là encore, une revue bibliographique a été nécessaire pour identifier un fluide de travail le plus adapté à notre problème et à la gamme de température d'étude. Cette étape sera cruciale pour notre étude.

Finalement, avec l'ensemble de ces informations et de ces connaissances, nos travaux se sont portés précisément sur le développement d'un **système récupérateur de chaleur à caloduc de type thermosiphon**. Pour cela, un montage fondamental de recherche a été conçu et réalisé au sein du laboratoire afin de comprendre, d'analyser et de caractériser le comportement du thermosiphon par voie expérimentale en phase stationnaire comme en régime transitoire avec le fluide de travail utilisé. Les travaux menés doivent permettre, d'une part, de confirmer ou non la faisabilité d'un tel système, et d'autre part, de caractériser le potentiel de récupération de la chaleur donc ces performances en condition de fonctionnement.

En parallèle de ces travaux expérimentaux, le caloduc de type thermosiphon a fait l'objet d'une **modélisation** basée sur les lois de comportement issues de la littérature. Les résultats du modèle seront confrontés aux résultats expérimentaux afin de procéder à l'évaluation du degré de validation du modèle, et contribuer ainsi à proposer un modèle permettant de prédire le fonctionnement du caloduc dans des conditions non testées ou encore à contribuer au dimensionnement d'un tel système.

Enfin, une veine d'essais spécifique a été conçue et développée en parallèle du montage caloduc, dite « **Ligne Gaz Chauds** », qui représente une ligne d'échappement automobile simplifiée. Cette veine d'essais a donc été développée aussi au sein du laboratoire dans le cadre de ces travaux de recherche, et a dû être validée. Le travail de validation permettra de montrer la gamme de fonctionnement en termes de vitesse, de température et de pression, dans des conditions stationnaire et/ou transitoire. Cette étape des travaux permet de disposer d'un outil pour tester le système récupérateur de chaleur.

Finalement, disposant de deux bancs expérimentaux (ligne gaz chauds d'une part, et banc thermosiphon au naphthalène d'autre part), **le challenge auquel nous avons été confrontés est de coupler le caloduc thermosiphon sur la ligne gaz chauds**, puis d'évaluer les performances du caloduc

en termes de récupération de chaleur, démontrant ainsi la faisabilité d'un tel système, ses performances et ses capacités à être efficace sur un grand nombre de situations d'utilisation courante d'un véhicule.

Le présent document s'organise en plusieurs chapitres présentés dans la suite :

Le premier chapitre reviendra sur le positionnement du problème industriel et des enjeux associés. Un état de l'art des systèmes de convertisseurs énergétiques sera réalisé afin de mettre en évidence le degré d'avancement et de maturité des différents systèmes identifiés, notamment dans le contexte du secteur automobile. Finalement un système de convertisseur sera mis en avant et servira de base de réflexion pour la stratégie de l'étude.

Le second chapitre décrira dans une première partie le dispositif conçu et réalisé dits « Ligne Gaz Chauds » représentative d'une ligne d'échappement automobile. Nous présenterons en détails la veine d'essais ainsi que sa validation. La seconde partie sera consacrée à l'identification des systèmes de récupération de chaleur : trois systèmes ont été dimensionnés, dont le caloduc thermosiphon et un échangeur air/liquide. Ce dernier est présenté, puis mis en place sur la « Ligne gaz chauds ». L'analyse de son comportement permettra de quantifier le potentiel de récupération sur l'air chaud, paramètre utile pour la suite de l'étude.

L'analyse des modèles physiques des caloducs, et plus précisément de type thermosiphon, sera décrite dans le chapitre 3. Cette analyse fine permettra de proposer un modèle physique analytique basé sur des corrélations issues de la littérature pour les différentes zones du caloduc thermosiphon (évaporateur, condenseur) et la nature du fluide (liquide, vapeur). Le modèle retenu est synthétisé en fin de chapitre.

Les deux chapitres suivants seront consacrés respectivement à la description du banc expérimental du caloduc de type thermosiphon (conception, réalisation, métrologie, validation de fonctionnement... : chapitre 4) et aux résultats obtenus sur le plan expérimental, ainsi qu'à leur confrontation avec le modèle analytique (chapitre 5). L'influence des paramètres principaux fera l'objet de discussions et d'analyses.

Pour terminer, ce mémoire s'achèvera par une conclusion des travaux menés, une synthèse des principaux résultats obtenus, et fera aussi l'objet d'une proposition de perspectives concernant les recherches à mener pour poursuivre ces travaux de thèse.

Ce travail a été réalisé dans l'équipe COST (convection, optimisation, systèmes thermiques) du département FTC –fluides, thermique, combustion) de l'Institut P', dans les locaux de l'ENSMA (Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique), au Futuroscope, en collaboration avec PSA Peugeot Citroën.

Chap. 1 Positionnement du problème industriel et scientifique

Sommaire

1.1	Problématique industrielle.....	6
1.2	Énergie disponible dans les gaz d'échappement	8
1.3	Enjeux scientifiques – Récupération et valorisation d'énergie thermique	12
1.4	État de l'art des technologies et systèmes de conversion existants pour véhicules automobiles.....	14
1.5	Bilan des systèmes de conversion et Choix de la technologie retenue	34
1.6	Système à étudier et objectifs de thèse.....	39

Ce premier chapitre présente tout d'abord la problématique industrielle de récupération de chaleur sur une ligne d'échappement de véhicule automobile. Une analyse des systèmes de convertisseurs a été menée au moyen d'une bibliographie consistante [1-3] permettant d'une part d'identifier les convertisseurs existants et leur niveau de maturité : sur véhicule, en développement ou encore à échelle de prototype. L'issue de ce travail a permis à la société partenaire d'orienter l'étude vers l'un des convertisseurs analysés.

A partir de là, une étape d'identification des systèmes de transfert de chaleur entre les deux zones thermiques (source chaude - ligne d'échappement ; source froide - convertisseur) a été nécessaire. Cette étape s'est concrétisée par une bibliographie ciblée dont l'analyse a permis de comprendre les besoins du système de convertisseur et d'identifier la technologie de transfert la plus adaptée.

En définitive, une stratégie de récupération et de valorisation a été proposée à mettre en œuvre au cours de ce travail de recherche.

1.1 Problématique industrielle

Le transport routier représente aujourd'hui 18% des émissions de CO₂ et 10% des émissions de gaz à effet de serre, le méthane (CH₄), le protoxyde d'azote (N₂O) et autres GES... Les normes d'émission sont des normes qui fixent les limites maximales de rejets polluants pour les véhicules roulants. Elles ont été créées dans le but de réduire les émissions de gaz à effet de serre produites par le transport routier. Il existe historiquement dans le monde 3 normes dominantes qui permettent plus exactement de comparer les consommations des véhicules sur la base de critères objectifs : la norme EPA en Amérique du nord, la norme JC08 au Japon, et la norme EURO en Europe basée sur le cycle de conduite automobile NEDC (*New European Driving Cycle*) mis en place en 1973 [4]. Nous noterons que d'autres normes peuvent être appliquées sur les autres continents : Proconve P7 en Amérique du Sud, Eco Class3 en Russie, ou encore China II, China IV en Chine et Bhara II en Inde. La Figure 1-1 présente les normes appliquées sur les divers continents de la planète.

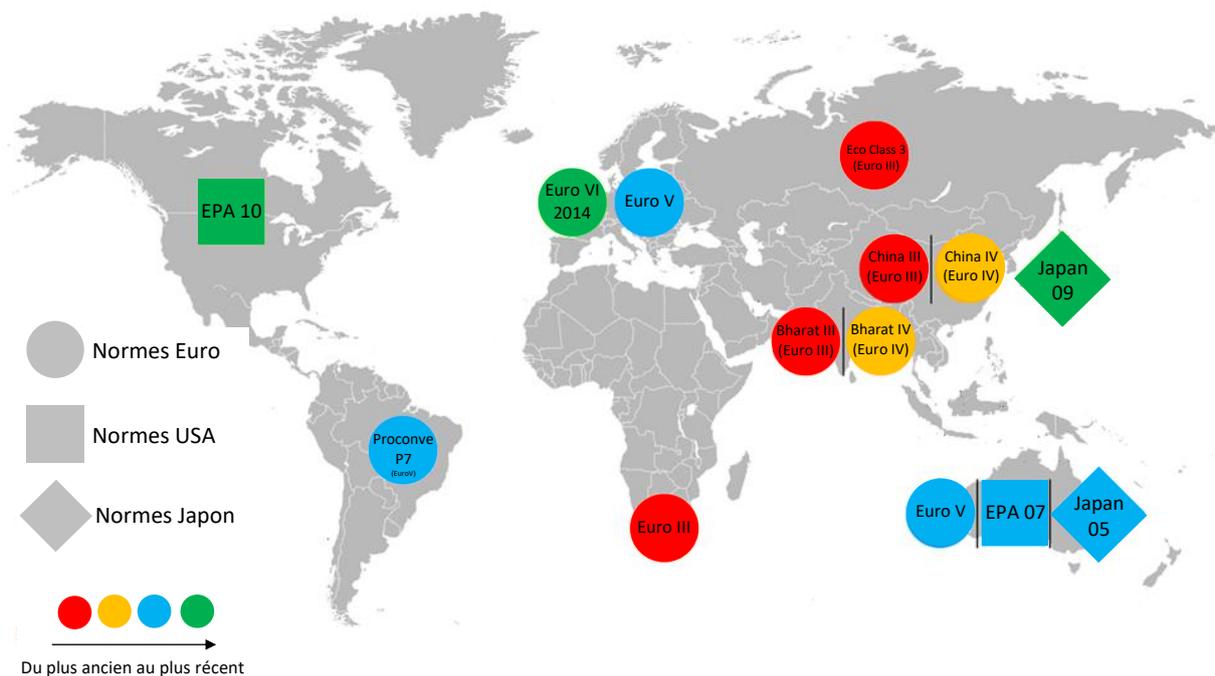


Figure 1-1 : Carte mondiale des normes d'émission de rejets automobiles polluants [5].

Beaucoup pourrait penser que les limites de rejets polluants s'appliquent en grande partie au dioxyde de carbone (CO₂), mais ce n'est pas le cas. En effet, la législation automobile européenne ne considère pas ce gaz comme un polluant direct car il n'est pas toxique pour l'homme. Ces normes concernent donc d'autres gaz nocifs pour les hommes et les animaux, présents dans les fumées de combustion : les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) et les particules (PM).

Depuis l'introduction de la première norme européenne au 1^{er} juillet 1992 (Euro 1) portant sur les émissions des véhicules à moteurs à combustion interne, la législation européenne est modifiée régulièrement afin de renforcer la sévérité vis-à-vis des niveaux d'émission en vigueur, à raison d'une nouvelle norme environ tous les 5 ans : Euro 2 (janvier 1996), Euro 3 (janvier 2000), Euro 4 (janvier 2005), Euro 5 (Septembre 2009), Euro 6b (Septembre 2014). En effet, depuis le 1^{er} Janvier 1993, 6 normes « Euro » ont été successivement mises en application. La plus récente date du 1^{er} Septembre 2017 et s'applique à tous les véhicules mis en service à partir du 1^{er} Septembre 2018. Les émissions de

polluants sont mesurées durant un cycle de conduite normalisé appelé « nouveau cycle européen de conduite ». Il comprend une première phase de conduite typée « ville » suivie d'une phase de conduite plus rapide typée « route ». Chaque norme délimite alors une quantité à ne pas dépasser et cette limite se compte en milligramme de gaz produit par kilomètre [6].

La Commission Européenne a présenté à l'Assemblée Nationale un schéma montrant l'évolution récente des normes européennes, japonaises et américaines (Figure 1-2) indiquant justement cette répartition en fonction des quatre espèces les plus nocives : PM (particules), NO (oxydes d'azote), HC (hydrocarbures) et CO (monoxyde de carbone).

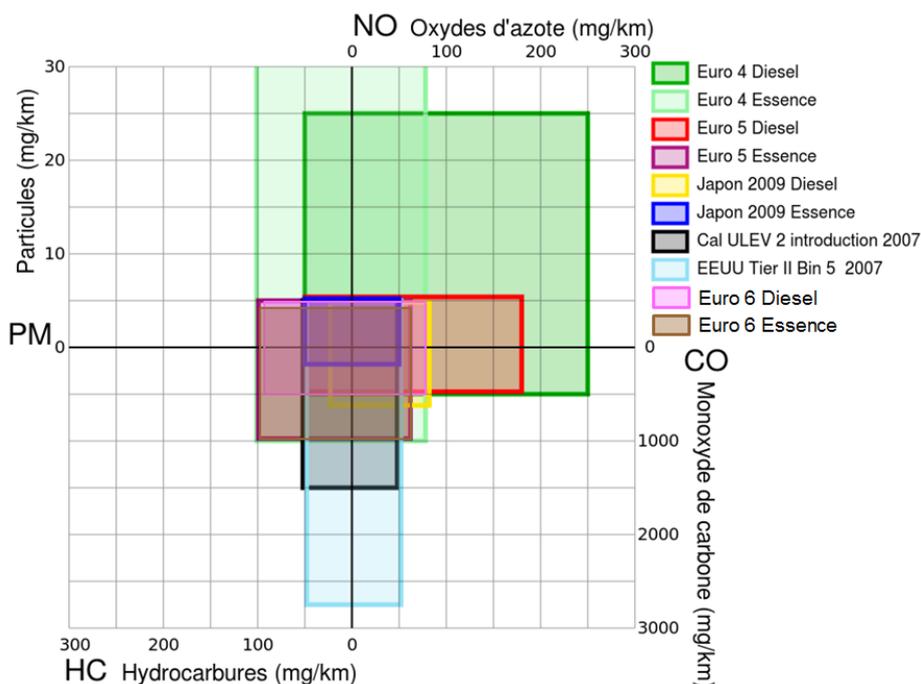


Figure 1-2 : Comparaison des valeurs limites d'émission des voitures dans l'Union Européenne, au Japon et aux États-Unis [7].

On remarque clairement que l'évolution des différentes normes s'accompagne d'une restriction progressive des émissions de production de gaz et rejets de particules polluants au fil des années : par exemple en Europe, les normes Euros 4 autorisaient jusqu'à 250 mg/km de NO tandis que les normes Euros 6 les limitent en dessous de 75 mg/km... Pour mieux quantifier cette évolution, le Tableau 1-1 montre une comparaison des limites de rejets de l'Euro 4 Diesel avec celles de l'Euro 6 Diesel pour tous les gaz concernés.

Normes	NO (mg/km)	CO (mg/km)	HC (mg/km)	PM (mg/km)
Euro 4	250	500	50	25
Euro 6	75	500	100	5

Tableau 1-1 : Comparaison de deux normes Euro (4 et 6) pour les véhicules Diesel.

En conclusion, les nouvelles normes restreignent de plus en plus les limites de rejets de polluants. Les futurs véhicules seront donc contraints de diminuer encore les émissions de gaz à effet de serre. Cette diminution peut par exemple passer par la diminution de la consommation de carburant des véhicules. Pour ce faire, une solution possible serait alors la récupération de l'énergie thermique "gratuite" des gaz d'échappement.

Conscient des enjeux du développement durable depuis de nombreuses années, PSA Peugeot Citroën a construit une stratégie forte de véhicules décarbonés pour renforcer son positionnement dans ce domaine. Cependant le travail d'amélioration continue du rendement du moteur thermique ne sera pas suffisant, seul, pour atteindre les engagements de 2020.

En effet, même si le rendement du moteur thermique est un axe de travail majeur, une part importante de l'énergie contenue dans le carburant se retrouve sous forme de rejets thermiques dans les gaz d'échappement. Un des enjeux futurs de réduction de polluants passe par une minimisation de la part de l'énergie perdue dans les gaz d'échappement sous forme de chaleur. C'est pourquoi dans le cadre de l'OpenLab Fluidics, partenariat entre le pôle Recherche et Développement de PSA Peugeot Citroën et l'Institut P', un projet de solutions innovantes de récupération d'énergie à l'échappement a été proposé à l'axe COST (Convection, Optimisation et Systèmes Thermique) de l'Institut P'.

Avant de se lancer corps et âme dans le vif du sujet, il est capital pour un projet de recherche de connaître et comprendre parfaitement l'environnement et le contexte de l'étude. Le domaine de l'automobile n'est pas un domaine commun. Des normes strictes et un cahier des charges contraignant sont à prendre en compte. Tout ceci implique des verrous technologiques qui nous aiguilleront tout au long de ce projet.

1.2 Énergie disponible dans les gaz d'échappement

Dans un moteur à combustion interne, il est d'usage de considérer que seuls 30% de l'énergie contenue dans le carburant sont convertis en énergie mécanique, fonction première du moteur. Les 70% restants sont répartis entre le circuit de refroidissement et la ligne d'échappement. La répartition est à peu près égale car environ 30% de l'énergie perdue sert au refroidissement du moteur, tandis que 40% sont rejetés dans l'atmosphère via les gaz d'échappement. La Figure 1-3 illustre cette répartition pour un moteur thermique « standard ».

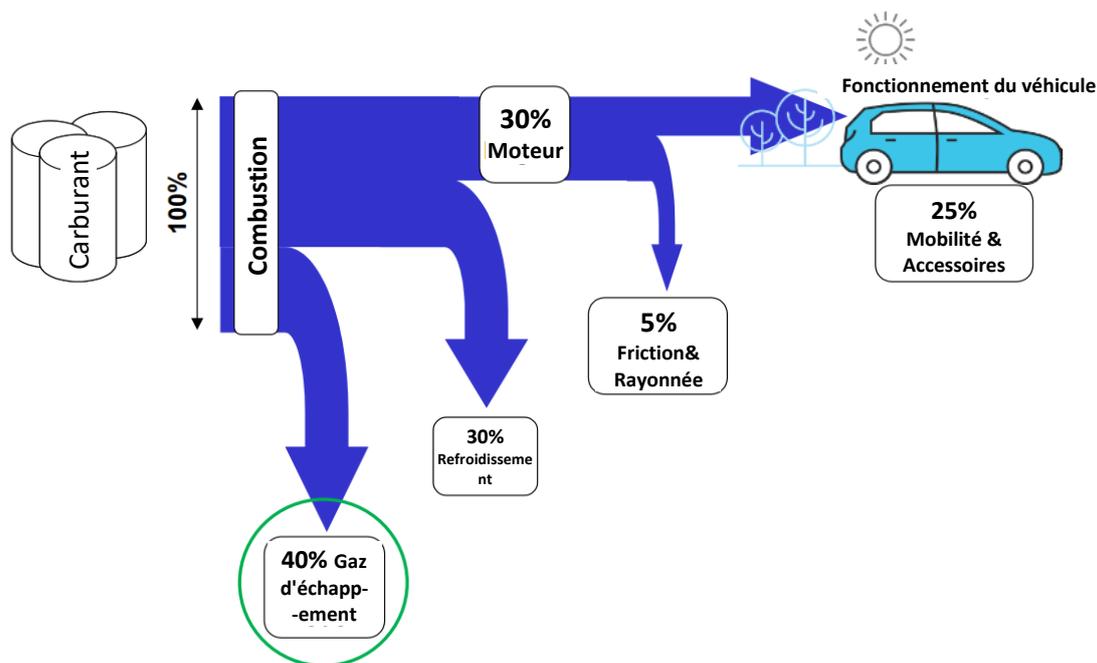


Figure 1-3 : Exemple de bilan énergétique d'un moteur à combustion interne [8].

Selon la théorie, les gaz d'échappement contiennent donc une grande quantité d'énergie thermique non valorisée. Tout comme la production de rejets polluants et la consommation de carburant, l'énergie disponible dans les gaz d'échappement se calcule pendant un cycle d'homologation NEDC, référence des concepteurs automobiles en Europe jusqu'en septembre 2017. Ce cycle est composé de trois parties pour représenter la conduite moyenne d'un conducteur : la première partie est effectuée en agglomération, la seconde hors agglomération et la troisième sur autoroute. Pour une durée totale de 30 minutes, le test couvre une distance de 11 km à la vitesse moyenne de 33,6 km/h.

Le cycle de conduite automobile NEDC, mis en place en 1973, a été remplacé en septembre 2017 dans le cadre de la norme Euro 6c, par le cycle WLTP (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*) conçu pour être plus proche des conditions d'utilisation réelles. Ce cycle augmente la vitesse moyenne du cycle d'homologation et diminue les phases d'arrêt destinées à modéliser les parcours urbains. Le Conseil Européen a par ailleurs entériné le 10 novembre 2015 une proposition de la Commission Européenne en date du 28 octobre 2015 et donc décidé d'étendre le cycle WLTP par une mesure de la pollution et de la consommation en condition de conduite réelle (ECR alias RDE, *Real Driving Environment*). Le cycle WLTC-RDE, en étude depuis 2011, s'applique donc depuis septembre 2017 pour les véhicules nouveaux à homologuer et à compter de septembre 2019 pour tous les véhicules neufs.

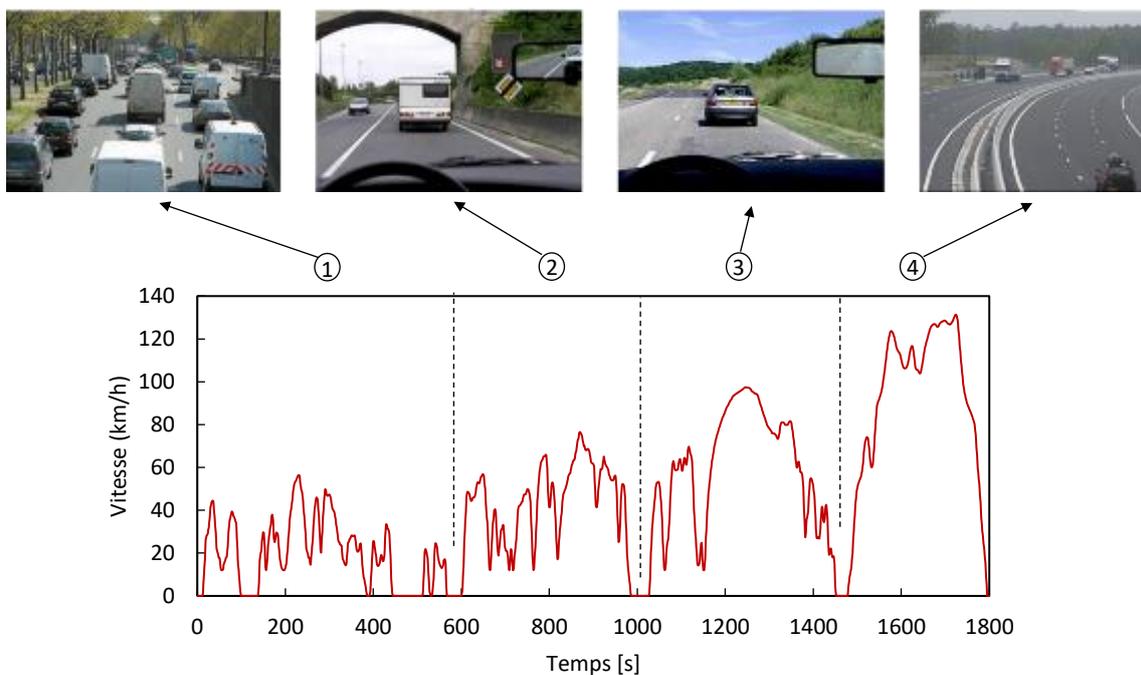


Figure 1-4 : Cycle d'homologation WLTC – Définition des 4 phases de roulage [9].

Un exemple de cycle est présenté sur la Figure 1-4, sur laquelle est indiquée la vitesse du véhicule. La durée du cycle WLTC-classe3, présenté ici, est ainsi divisée en 4 étapes distinctes [9] :

- 1 : Cycle **lent**, de type urbain, d'une durée de 589s, dont 156s d'arrêts, de distance 3095 m et de vitesse maximale 56,5 km/h.
- 2 : Cycle **moyen**, de type périurbain, d'une durée de 433s, dont 48s d'arrêts, de distance 4756 m et de vitesse maximale 76,6 km/h.

- 3 : Cycle **rapide**, de type route nationale, d'une durée de 455s, dont 31s d'arrêt, de distance 7158 m et de vitesse maximale 97,4 km/h.
- 4 : Cycle « **très** » **rapide**, de type autoroute, d'une durée de 323s, dont 7s d'arrêt, de distance 8254 m et de vitesse maximale 131,3 km/h.

De nombreuses mesures sont effectuées durant ce cycle : température, pression, vitesse, accélération, etc... La Figure 1-5 représente l'évolution de certains paramètres parmi tous ceux qui sont accessibles durant un cycle. Ici, on se limite à suivre l'évolution de la température en sortie du pot catalytique (T_{ech} : Figure 1-5a), le débit des gaz chauds ($Débit_{ech}$: Figure 1.5b), la puissance thermique (P_{ech} : Figure 1-5c) et la vitesse du véhicule (Figure 1-5d) mesurés par les ingénieurs de PSA Peugeot Citroën lors d'un nouveau cycle d'homologation WLTC.

La courbe de la Figure 1.5d indique la vitesse moyenne du véhicule lors du cycle. Cette courbe permet de délimiter les différentes étapes du cycle d'homologation. De 0 à 589 secondes, la vitesse ne dépasse pas 50 km/h, ce qui correspond à la première étape du cycle : la conduite urbaine. La deuxième étape est probablement équivalente à une conduite périurbaine car la vitesse oscille entre 50 et 80 km/h. Elle se situe entre 589s et 1022s. Les deux dernières étapes sont clairement distinctes : elles correspondent à une conduite sur route nationale (1022s à 1477s) puis sur autoroute (1477s à 1800s).

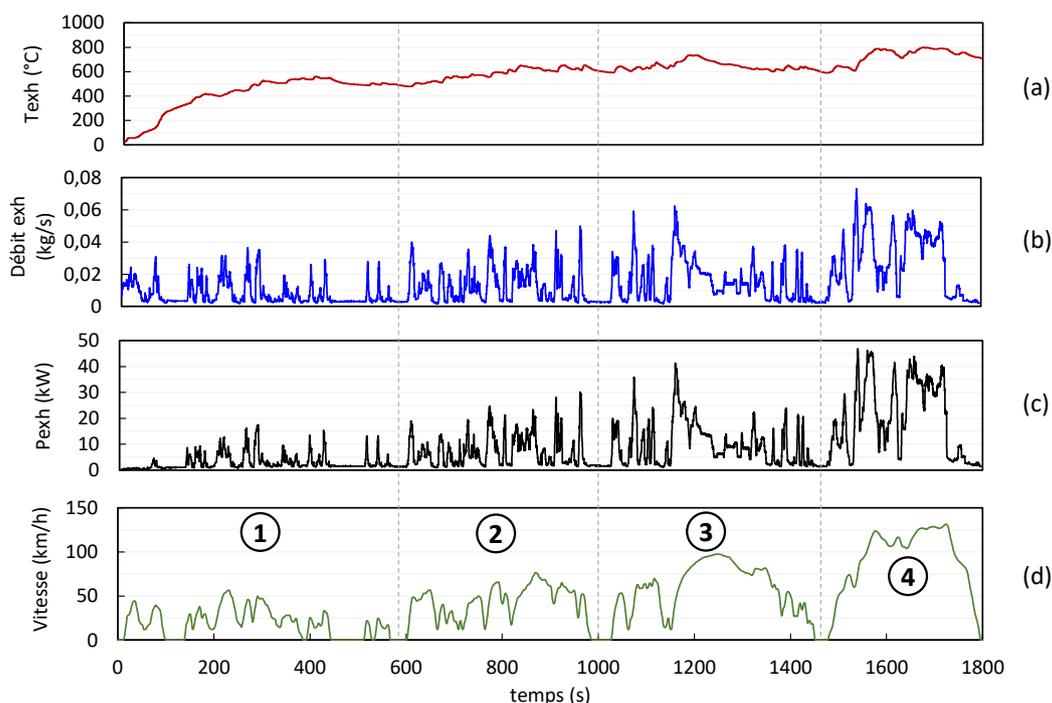


Figure 1-5 : Cycle d'homologation WLTC de PSA pour un carburant type E10 [9].

La première courbe (cf. Figure 1.5a) montre la température des gaz d'échappement en aval du pot catalytique. Contrairement à ce qu'on aurait pu attendre, la température des gaz de combustion n'est pas directement corrélée à la vitesse du véhicule. En effet, on remarque qu'à partir de 589s, la température oscille lentement entre 500°C et 800°C alors que la vitesse fluctue grandement. La variation de température pendant les 589 premières secondes correspond à la montée en température du moteur durant le cycle urbain.

La seconde courbe (cf. Figure 1.5b) représente le débit massique des gaz de combustion dans la ligne d'échappement. A l'opposé de la température, le débit massique est directement lié aux variations de vitesse du véhicule. En effet, on observe bien un pic chaque fois que la vitesse augmente. Il peut passer de sa valeur minimale à sa valeur maximale en moins de 10 secondes. Nous verrons plus tard les conséquences d'une telle variation.

Enfin, la troisième courbe (cf. Figure 1.5c) représente la puissance thermique disponible à l'échappement, c'est-à-dire la puissance thermique potentiellement récupérable sur les gaz d'échappement. Elle s'exprime simplement par :

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_{ech} \cdot C_{p_{ech}} \cdot (T_{ech} - T_0) \quad (Eq. 1-1)$$

où \dot{m}_{ech} est le débit massique des gaz d'échappement (kg/s), $C_{p_{ech}}$ est la chaleur spécifique des gaz à pression constante ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), T_{ech} est la température des gaz ($^{\circ}C$) et T_0 est la température externe prise comme température de référence ($T_0 = 25^{\circ}C$).

Analytiquement la puissance thermique est proportionnelle au débit massique des gaz chauds : ceci explique que ce profil (Figure 1.5c) varie de manière quasi similaire à celui du débit (Figure 1.4b). L'analyse de ces courbes révèle qu'une puissance thermique faible est rejetée pendant l'étape urbaine (cycle lent) avec un pic maximum de 16 kW ($t = 300s$). En revanche, à vitesse élevée (cycle très rapide), la puissance thermique instantanée (sur une courte durée) des gaz chauds peut atteindre des valeurs importantes de l'ordre de 46 kW ($t = 1550s$).

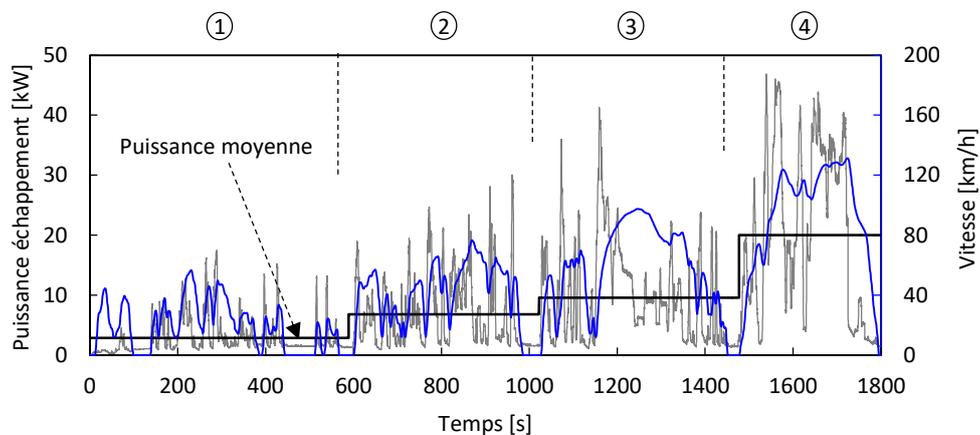


Figure 1-6 : Analyse des valeurs maximum et moyenne par phase du cycle d'homologation WLTC [9].

Une analyse moyenne de ces paramètres a été effectuée sur chaque phase de roulage. Elle permet d'appréhender alors leur niveau moyen durant chacune des étapes du roulage, plus représentative comme l'indique le Tableau 1-2 et la Figure 1-6.

Phase de roulage	Cycle lent	Cycle moyen	Cycle rapide	Cycle « très rapide »
V maximum (km/h)	56,5	76,6	97,4	131,3
T_{ech} maximum ($^{\circ}C$)	561	653	736	799
P_{ech} moyenne (kW)	2,87	6,82	9,59	19,98
\dot{m}_{ech} moyen (g/s)	7,80	12,04	15,05	27,61

Tableau 1-2 : Evaluation moyenne des paramètres sur un cycle WLTC.

Ces données confirment le niveau progressif de la puissance potentielle récupérable sur les gaz d'échappement en fonction de la vitesse de roulage. La gamme de puissance varie de 2,87 kW (cycle lent) à 20 kW (cycle très rapide), ce qui témoigne d'un niveau potentiel de récupération non négligeable et pose bien le problème de la récupération de la chaleur dissipée dans ces gaz d'une part, et de sa valorisation d'autre part.

On se propose, dans la suite de ce chapitre, de faire un point sur l'identification des systèmes de conversion actuellement utilisés ou en voie de développement pour l'industrie automobile, systèmes qui pourraient permettre de valoriser cette énergie thermique « fatale ». Examinons les systèmes existants et leur degré de maturité et d'avancée technologique.

1.3 Enjeux scientifiques – Récupération et valorisation d'énergie thermique

Comme indiqué dans les paragraphes précédents, une grande quantité d'énergie thermique est disponible dans les gaz d'échappement automobile pour des gammes de puissance et de température assez élevées. L'analyse des méthodes de récupération de cette énergie thermique dans la littérature scientifique [1-3] indique qu'il existe deux principes : soit la chaleur peut être récupérée de manière directe sur la ligne d'échappement elle-même, soit la chaleur peut être récupérée de manière indirecte au moyen d'un système intermédiaire. La Figure 1-7 illustre ces deux principes.

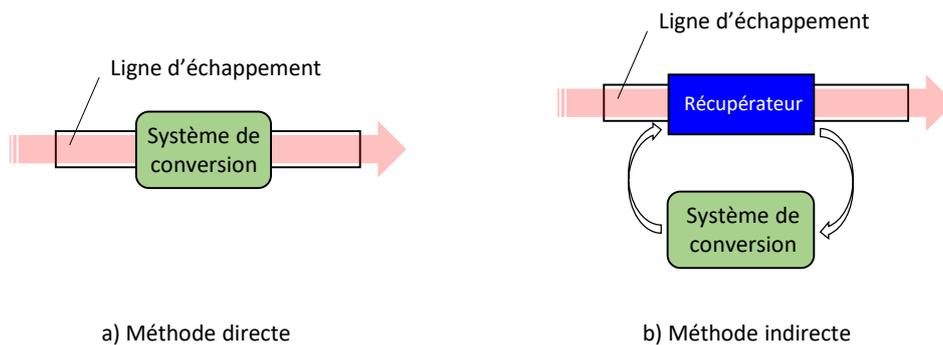


Figure 1-7 : Schématisation des méthodes de récupération et de valorisation de l'énergie thermique disponible dans les gaz d'échappement automobile.

La méthode directe, comme son nom l'indique, consiste à intégrer un système de conversion énergétique directement dans la ligne d'échappement comme le présente la Figure 1-7a. La seconde méthode présentée sur la Figure 1-7b est la méthode indirecte : un système intermédiaire, un échangeur thermique, doit être inséré dans la ligne d'échappement pour récupérer l'énergie "gratuite" que les gaz chauds rejettent dans l'atmosphère. Dans un second temps, cette énergie est alors transmise au système de conversion énergétique. Ce système plus complexe du fait de la présence d'un organe supplémentaire dans l'échangeur thermique peut présenter cependant l'avantage de « déporter » la chaleur récupérée dans une zone plus éloignée de la ligne d'échappement.

Dans les deux cas ci-dessus, les systèmes de conversion doivent récupérer l'énergie thermique des gaz d'échappement pour la convertir en énergie utile. Il existe, à notre connaissance, trois types d'énergie utile pour un véhicule automobile :

- **Énergie thermique** : elle pourrait être valorisée pour la climatisation ou le chauffage de l'habitacle. Le convertisseur joue alors le rôle de transmetteur de chaleur depuis la ligne d'échappement jusqu'à la zone de l'habitacle.
- **Énergie mécanique** : une part de cette énergie est déjà utilisée sur l'arbre moteur, principe de base d'un moteur à combustion interne. L'énergie thermique récupérée pourrait être convertie en énergie mécanique et compléter alors l'énergie déjà produite sur l'arbre moteur.
- **Énergie électrique** : elle pourrait être utilisée pour charger la batterie, faire fonctionner les dispositifs électroniques embarqués, ou tout autre besoin électrique sur le véhicule.

Enfin, cette énergie thermique récupérée puis convertie en énergie utile, doit contribuer à améliorer les performances du véhicule. Plusieurs effets bénéfiques sont possibles :

- Le premier d'entre eux est direct, et concerne la diminution de l'impact thermique des gaz d'échappement sur l'environnement : les rejets se feraient à température plus basse que dans les conditions actuelles.
- L'augmentation globale de la performance du moteur est envisageable du fait de la valorisation d'une partie de la chaleur récupérée sur les gaz, qui s'ajoute alors à l'énergie mécanique de base : ceci contribue à l'augmentation du rendement global du moteur.
- Certains auteurs [8-10] s'accordent sur le fait que le recours à un système de récupération de la chaleur des gaz peut aider à la réduction des émissions de CO₂. D'après Bétrancourt [8], plusieurs technologies de récupération peuvent être mises en avant : il s'agit des cycles de Rankine, des turbocompounds et des générateurs thermoélectriques. Nous reviendrons sur ces systèmes ultérieurement.
- Attention cependant à la surconsommation due à l'augmentation de la masse totale du véhicule en raison de la présence du (des) système(s) de récupération/conversion. Il est donc utile de réfléchir aussi à cet aspect du problème.

Quoiqu'il en soit, la récupération de chaleur sur gaz d'échappement doit contribuer à améliorer les performances globales des moteurs. Cependant, les variations de puissance thermique instantanée sur les gaz d'échappement mises à jour précédemment (cf. §1.2) laissent à penser que les systèmes de conversion doivent être adaptés à ces fortes intermittences, ou tout au moins y être sensibles... De la même façon, les niveaux de température des gaz varient notablement avec le régime moteur, ce qui doit se traduire par une adaptation des systèmes (matériaux, fluides ...) pour valoriser la récupération.

Ces points entraînent quelques verrous technologiques évidents :

- **Le choix des matériaux** : du fait d'une température élevée des gaz, certains matériaux ne peuvent être utilisés. Par exemple, la température de fusion de l'aluminium (660,3°C) est inférieure à la température maximale des gaz chauds au point de fonctionnement à 120 km/h.
- **La masse et le volume, donc la compacité** : s'il existe des systèmes de convertisseurs opérationnels sur gros véhicules de type poids-lourds comme nous le montrerons dans le paragraphe suivant, il n'en est pas forcément de même sur les véhicules dits « *domestiques* »

que ce soit les « *citadines* », les « *berlines* » ou encore les « *SUV* », pour des questions de poids, de disponibilité ou d'encombrement dans les systèmes embarqués.

- **Les paramètres techniques** : adaptation à la ligne d'échappement, positionnement sur la ligne d'échappement, pertes de charge en ligne, niveau de température... sont autant de paramètres limitants pour le système embarqué à adapter.

Finalement, **la problématique principale est de répondre à la question de concevoir un système embarqué permettant de récupérer tout ou partie de la chaleur présente au sein des gaz d'échappement et de la convertir en énergie utile pour des véhicules dits « *véhicules domestiques* ».**

Afin de répondre au mieux à cette problématique industrielle, nous nous sommes intéressés au préalable au problème de conversion énergétique en effectuant un état de l'art des technologies et systèmes de conversion existants actuellement au sein des véhicules automobiles. Le paragraphe suivant présente une synthèse des informations recueillies et doit permettre de nourrir notre réflexion pour la suite de l'étude.

1.4 État de l'art des technologies et systèmes de conversion existants pour véhicules automobiles

Une étude approfondie de la littérature dont une partie seulement sera présentée ici a permis d'identifier les principales technologies de convertisseurs appliquées à ce jour au domaine automobile. Nous nous sommes concentrés sur les articles scientifiques les plus récents, avec un œil attentif couvrant en particulier la plage 2000-2018. Pour chacune des technologies rencontrées, nous précisons le niveau de développement et de maturité, ainsi que l'opérabilité sur véhicule réel.

1.4.1 Identification des systèmes de convertisseurs appliqués à l'automobile

Notre analyse s'est basée tout d'abord sur les travaux d'Obiego *et al.* [10] en 2009. L'auteur présente différents systèmes en fonction de leur complexité et de leur utilisation de la chaleur (Figure 1-8).

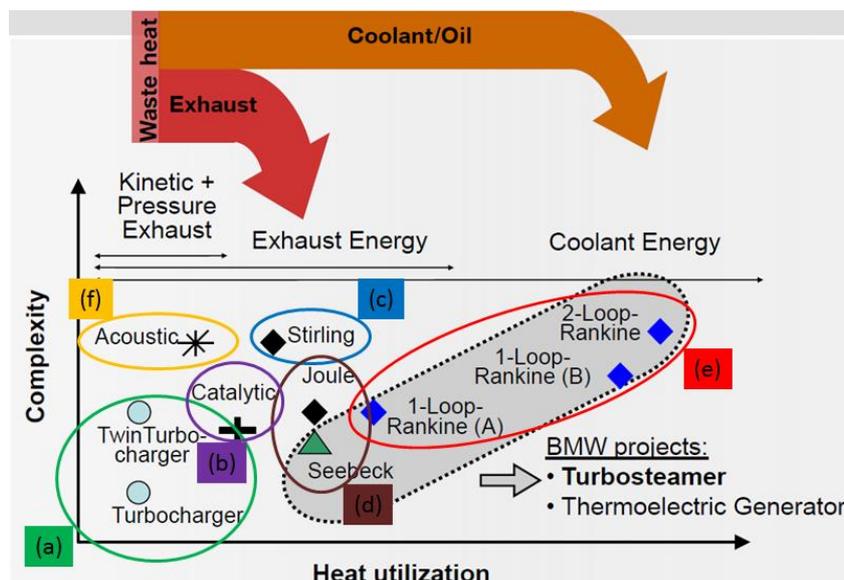


Figure 1-8 : Systèmes de conversion existants dans le domaine automobile [10].

Sur ce schéma est présenté le couple « utilisation de la chaleur »/« complexité » pour les différents convertisseurs identifiés par Obiego *et al.*. L'auteur propose ici sept systèmes différents de valorisation énergétique et distingue trois origines d'énergie valorisable.

Dans le premier cas, il s'agit de valoriser les pertes cinétiques et de pression des gaz (*kinetic and pressure exhaust*). Pour cela, les systèmes préconisés sont plutôt des « turbocompounds » (Figure 1-8a) dont le principe consiste en l'insertion d'une turbine directement sur la ligne d'échappement. Les gaz chauds passent par cette turbine et créent une énergie mécanique (ou électrique grâce à un alternateur). Ces systèmes, utilisés dans les voitures de Formule 1, sont très performants mais ils génèrent de grandes pertes de charges dans la ligne d'échappement. Ces pertes de charges sont trop importantes pour être compatibles avec un véhicule « domestique ». C'est pourquoi, ces systèmes « turbocompounds » ne figureront pas dans la suite de l'étude. Les systèmes « acoustiques » (Figure 1-8f) sont aussi mentionnés ici mais sans donner plus de précision sur la nature de la technologie utilisée.

Dans un second temps, il s'agit des systèmes permettant de récupérer la chaleur des gaz d'échappement (*exhaust energy from waste heat exhaust*) : ce sont le principe de catalyse, le moteur Stirling, l'effet Joule, l'effet Seebeck ou encore les boucles de type Rankine.

- Dans le pot catalytique (Figure 1-8b) se produit une réaction chimique appelée la catalyse. Cette réaction est exothermique, ce qui signifie qu'elle produit de la chaleur. Cette chaleur pourrait être récupérée et utilisée mais la littérature ne mentionne pas de convertisseur énergétique utilisant la catalyse. En revanche, celui-ci peut servir dans la récupération d'énergie comme nous le verrons ultérieurement.
- La littérature ne mentionne pas l'utilisation des systèmes Stirling (Figure 1-8c) dans la conversion d'énergie des gaz d'échappement sur véhicule automobile. En effet, malgré un rendement important (> 30%), ces systèmes « ouverts » ne sont pas fiables car ils sont susceptibles d'avoir des fuites qui ne sont pas acceptables dans une voiture.
- La thermoélectricité (Figure 1-8c) et le cycle de Rankine (Figure 1-8e) font l'objet d'un très grand nombre d'études dans la littérature scientifique. A ce jour, des prototypes ont été conçus et même intégrés sur véhicules comme nous le montrerons ultérieurement.
- La thermoacoustique (Figure 1-8f) semble, selon Obiego *et al.* [10], être le principe le plus complexe et le moins efficace, mais on s'interrogera aussi sur cette technologie. En effet, des études récentes abordent l'intérêt d'appliquer la thermoacoustique au domaine automobile pour convertir l'énergie des gaz d'échappement.

Dans le dernier cas, il s'agit de l'énergie valorisable sur la ligne de refroidissement moteur (*coolant/oil – coolant energy*). Celle-ci ne fait pas l'objet de notre étude, et ne prêterait pas à analyse. Notons enfin, qu'à la date de cette présentation en 2009, la société BMW développait plutôt le système « turbosteamer » (machine thermodynamique utilisant le cycle de Rankine) et les générateurs thermoélectriques notés (TEG) sur lequel nous allons revenir.

Des travaux plus récents d'Arnaud *et al.* [11] (2014) présentent une comparaison entre 8 technologies différentes de valorisation de l'énergie thermique sur véhicule automobile. Ils concernent :

- Les « turbocompounds » (2) qui convertissent l'énergie calorifique soit en énergie mécanique, soit en énergie électrique.

- Le cycle de Joule qui assure la production d'énergie mécanique (turbocompresseur).
- Cinq autres convertisseurs sont mentionnés : ce sont le cycle de Rankine, la thermoélectricité, la thermoacoustique, le moteur Stirling et le système thermophotovoltaïque. Ces technologies produisent toutes de l'électricité.

Toutes ces technologies sont analysées ici selon 4 critères clés que sont leur efficacité, leur coût, leur degré de maturité et leur compacité pour l'intégration automobile. Une note de 1 à 5 est attribuée selon la qualité de la technologie : 1 (faible) ; 5 (excellent) comme le montre la Figure 1-9.

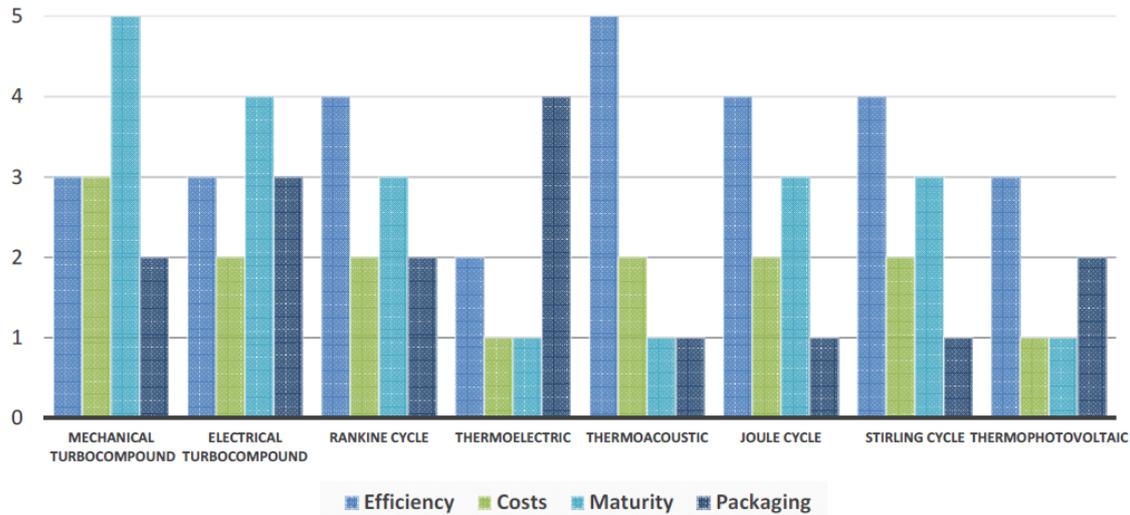


Figure 1-9 : Indicateur de performance de chaque technologie de conversion d'énergie pour l'application automobile [11].

Nous ne nous intéressons ici qu'à la conversion en énergie électrique ou en termes de transfert calorifique. De ce fait nous ignorerons les technologies de type « mechanical turbocompound » et « cycle de Joule ». Ces travaux de synthèse indiquent que parmi les systèmes restant, le dispositif « electrical turbocompound », le « cycle de Rankine » ou le « cycle de Stirling » sont les technologies les plus matures, donc à priori les plus probables quant à l'intégration sur véhicules automobiles. Cependant au regard de leur compacité et encombrement, la thermoélectricité est le meilleur candidat, tandis que cycle Stirling, thermo-acoustique sont des systèmes probablement trop « encombrants ». Enfin, l'analyse du niveau d'efficacité semble favoriser grandement la thermoacoustique, à moindre niveau les cycles Rankine et Stirling bien connus, mais défavorise la thermoélectricité.

En définitive, les travaux analysés précédemment indiquent donc 8 technologies majeures, mais leur degré d'avancement est probablement assez différent. Il est fort difficile de savoir quels sont les systèmes de conversion les plus pertinents et les plus efficaces pour les véhicules automobiles « domestiques » et jusqu'à quel niveau, ils ont été développés puis intégrés sur véhicule. Au regard des éléments recueillis, nous avons décidé d'effectuer une bibliographie sur ces technologies. Grâce à ces travaux [10]–[19], très vite, notre champ d'investigation s'est limité à trois technologies les plus probables car il semble que pour répondre à la problématique de récupération de chaleur pour les véhicules « domestiques », les systèmes retenus sont : le cycle de Rankine, la thermoélectricité, et potentiellement la thermoacoustique dont le niveau de développement semble faible. Voyons réellement ce qu'il en est pour chacun de ces systèmes en proposant un état de l'art des avancées en termes de recherche, de développement et de mise en place sur véhicule.

1.4.2 Analyse de l'intégration de la thermoélectricité sur véhicule automobile.

Principe de la thermoélectricité

L'effet thermoélectrique est un phénomène physique présent dans certains matériaux qui relie le flux de chaleur qui traverse ces matériaux au courant électrique qui les parcourt. Cet effet est à la base d'applications, dont très majoritairement la thermométrie, puis la réfrigération (exemple des modules Peltier). Il est basé sur le principe de l'effet Seebeck : quand deux matériaux semi-conducteurs dopés «p» et «n» sont liés entre eux par deux jonctions et que celles-ci sont soumises à deux températures différentes, il se crée alors une différence de potentiel qui permet à un courant électrique de passer par la résistance R_C comme l'indique la Figure 1-10.

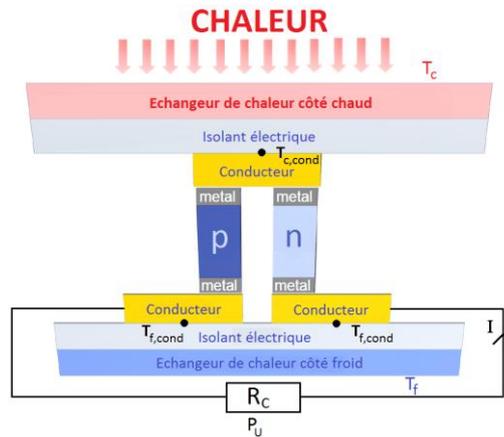


Figure 1-10 : Schéma de principe de la thermoélectricité.

La Figure 1-10 représente seulement un couple p/n. Dans le cas appliqué, tous les couples sont en série électriquement et en parallèle thermiquement. Un matériau semi-conducteur est caractérisé par son « coefficient de Seebeck », c'est-à-dire le rapport entre le potentiel électrique et le potentiel thermique du matériau. De plus, pour chaque matériau conducteur est défini un paramètre appelé facteur de mérite noté Z exprimée en K^{-1} . Celui-ci dépend à la fois de la conductivité électrique du matériau σ (ou de la résistivité électrique ρ), de la conductivité thermique λ et du coefficient de Seebeck α . Enfin, le facteur de mérite étant exprimée en K^{-1} , la multiplication de Z avec T donne un coefficient sans dimension appelé coefficient de mérite, noté ZT , qui varie en fonction des températures auxquelles sont soumis les éléments thermoélectriques du système. Ce coefficient de mérite indique le niveau de performance du système thermoélectrique.

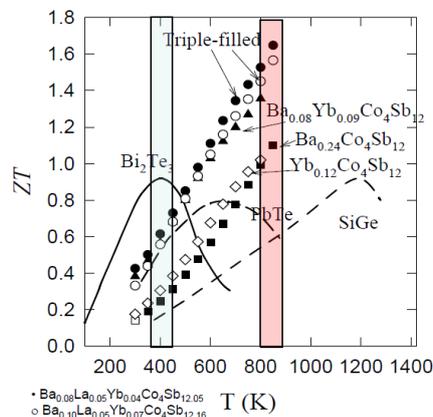


Figure 1-11 : Coefficient de mérite ZT en fonction de la température pour différents matériaux [20].

Les éléments d'un système thermoélectrique sont des semi-conducteurs. Les plus importants sont principalement : les skutterudites, le Tellure de Bismuth (Bi_2Te_3), le Tellure de Plomb (PbTe), les alliages silicium-germanium (SiGe) ou encore les alliages de Heusler. Meisner *et al.* [20] présente le facteur de mérite ZT de ces différents matériaux en fonction de la température de la source chaude (Figure 1-11).

Au premier abord, il semble que l'évolution du facteur de mérite ZT selon la température de la source chaude ne présente pas la même forme pour tous les matériaux semi-conducteurs. En effet, le Bi_2Te_3 , le PbTe et le SiGe admettent une valeur maximale de ZT pour des valeurs respectivement de l'ordre de 400 K, 650 K et 1200 K. Au contraire les différentes skutterudites ($\text{Ba}_{0.08}\text{Yb}_{0.09}\text{Co}_4\text{Sb}_{12}$ ou $\text{Ba}_{0.24}\text{Co}_4\text{Sb}_{12}$ ou encore $\text{Yb}_{0.12}\text{Co}_4\text{Sb}_{12}$...) présentent une évolution quasi linéaire de ZT avec T et un maximum de performance pour T autour de 800 K. Quoiqu'il en soit, quel que soit le type de matériaux analysés, il existe donc une température de source chaude optimale pour chacun des matériaux semi-conducteurs présentés. Or, un module thermoélectrique est composé d'une paire de matériaux semi-conducteur (un dopé négatif et un dopé positif). Ainsi, pour que les performances du module soient optimales, il faut donc identifier deux matériaux différents dont le facteur de mérite ZT est maximal pour la même température. On remarque sur la Figure 1-11 que ce n'est pas toujours le cas : par exemple l'association du Bi_2Te_3 et du SiGe n'est pas possible compte tenu de la différence importante de température correspondant au maximum du facteur de mérite.

A l'heure actuelle, de nombreuses études sont réalisées sur les matériaux semi-conducteurs, et la modification de certains métaux (alliage de Heusler) ou la découverte de nouveaux matériaux (skutterudites) contribuent à l'accroissement des performances des modules thermoélectriques et vise à leur optimisation [21]-[32].

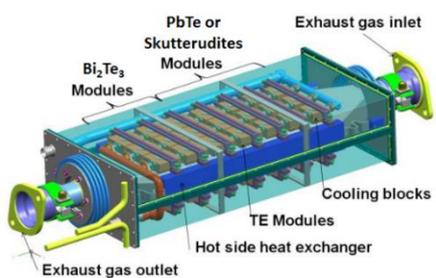
Systemes intégrés sur véhicule

On distingue, dans la littérature, trois sociétés leaders de l'utilisation d'un générateur thermoélectrique pour la récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'un véhicule. En effet, ce sont les seules sociétés, à l'heure actuelle, ayant réalisées des études complètes : c'est-à-dire la conception d'un prototype testé et intégré dans la ligne d'échappement d'un véhicule en fonctionnement. Ces sociétés sont :

- General Motors,
- GMZ Energy,
- Gentherm.

Le générateur de General Motors intégré en 2012 [20] est de géométrie rectangulaire. Les modules thermoélectriques sont insérés sur les faces supérieures et inférieures du dispositif. La Figure 1-12 montre que 42 modules thermoélectriques ont été intégrés au dispositif avec des caractéristiques de matériaux différents : certains modules sont des Bi_2Te_3 , d'autres sont en PbTe ou des skutterudites.

Une étude plus approfondie d'optimisation des valeurs de ZT pour le même nombre de modules thermoélectriques que précédemment [23] pourrait mener à une puissance électrique de 425 W. Les valeurs de puissance du TEG comportant 42 modules n'ont pas été fournies.



(a) Dessin du dispositif



(b) Photo du dispositif



Vanne bypass

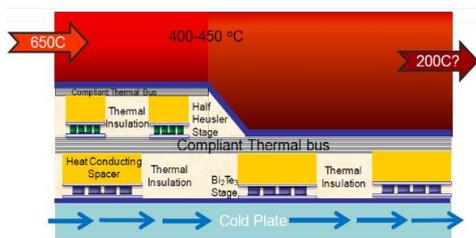
(c) Localisation du TEG dans la voiture



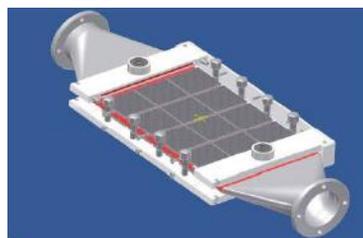
(d) Intégration sur le véhicule

Figure 1-12 : Générateur thermoélectrique de General Motors (2012) [20].

GMZ Energy [28] a développé en 2012 un générateur thermoélectrique rectangulaire en "cascade", c'est-à-dire un système basé sur le changement de matériau thermoélectrique avec la diminution progressive de la température des gaz. Il s'agit d'identifier le matériau le plus adapté à la température des gaz, en divisant le système en plusieurs zones (cf. Figure 1-13a).



(a) Schéma de principe des matériaux thermoélectrique en cascade



(b) Conception 3D du dispositif



(c) Intégration sur le véhicule

Figure 1-13 : Générateur thermoélectrique de GMZ Energy – Caylor et al. [28]

Ici, deux types de matériaux sont utilisés : le Bi_2Te_3 , du côté de la sortie des gaz chauds, et un alliage Heusler modifié (Half Heusler) développé par les chercheurs du *Boston College*. Ce dispositif comporte moins de modules thermoélectriques que celui de GM car il n'en possède que 24 comme on peut le voir sur la Figure 1-13b. La source froide n'est pas précisée mais on peut supposer que c'est le circuit de refroidissement du moteur car le système est intégré sur véhicule. C'est donc la seule source froide si on ne compte pas l'air ambiant. Malheureusement, le manque d'informations concernant les puissances électriques fournies par le système empêche la comparaison avec d'autres générateurs thermoélectriques.

Le même concepteur automobile a développé un générateur thermoélectrique pour un tout autre type de véhicule : le Bradley Fighting Vehicle (BFV) (véhicule de combat d'infanterie). Les contraintes imposées par le cahier des charges de ce type de véhicule sont moins strictes que celui d'une voiture citadine. L'équipe de recherche et développement de GMZ Energy a donc conçu un système un peu plus volumineux composé de plusieurs étages de modules thermoélectriques. La Figure 1-14 donne la vue éclatée du système intégré sur le BFV.

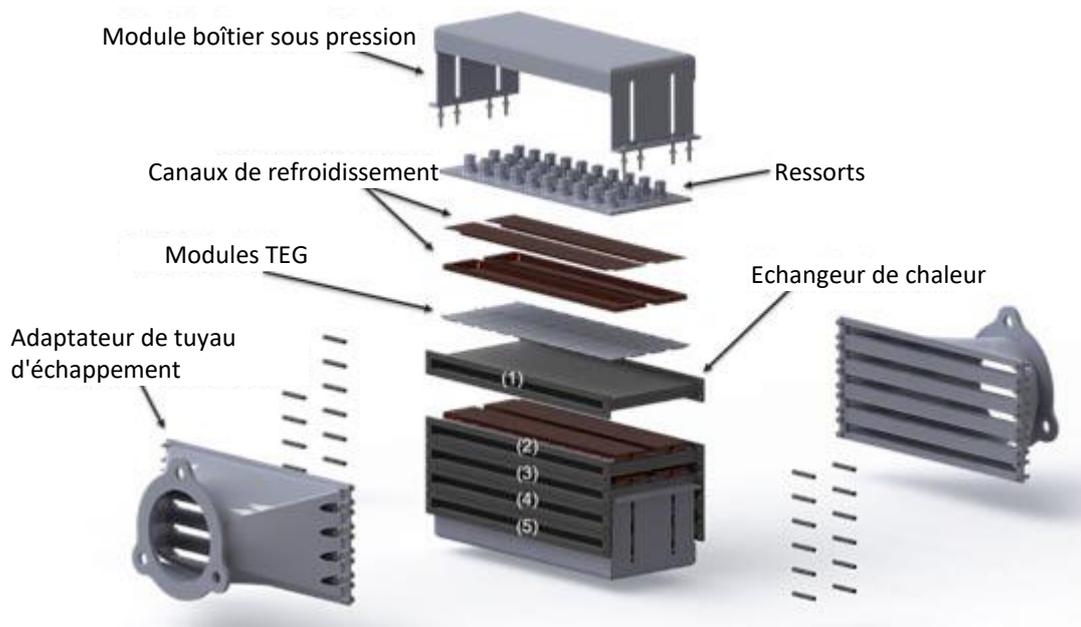


Figure 1-14 : Vue éclatée des composants d'un TEG intégré sur un BFV – Cleary et al. [29].

Les performances affichées pour ce dispositif sont telles que la puissance électrique fournie est évaluée à 1,13 kW pour des pertes de charge de 2900 Pa. Il pourrait être alors intéressant d'intégrer ce générateur thermoélectrique sur une voiture citadine du fait des faibles pertes de charges (nous les comparerons avec celles du cahier des charges de PSA ultérieurement). Il faudrait cependant prendre garde à la masse du système qui n'est pas précisée dans les études mentionnées.

La dernière société ayant réalisé un développement de système thermoélectrique complet est le consortium Gentherm. Le générateur thermoélectrique conçu en 2012 diffère en tous points des systèmes décrits précédemment. Premièrement, les ingénieurs et chercheurs de Gentherm ont développé une nouvelle configuration de matériaux thermoélectriques [33]. Cette configuration est représentée sur la Figure 1-15.

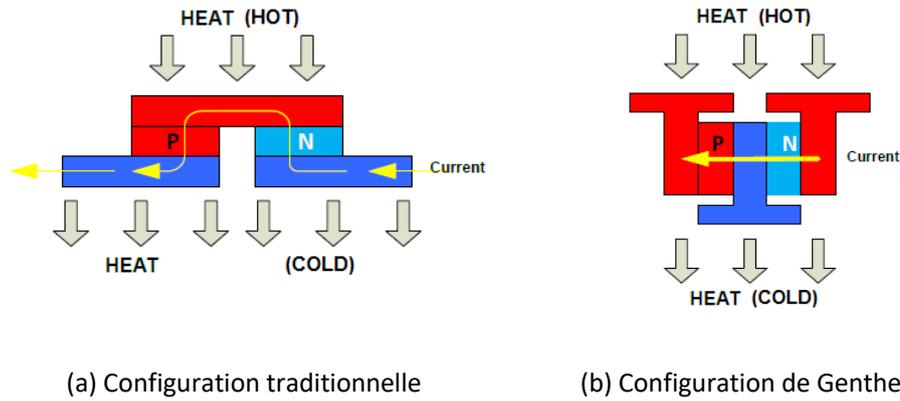


Figure 1-15 : Comparaison entre la configuration traditionnelle de matériaux et celle développée par Gentherm – Crane et al. [33].

La nouvelle configuration est plus compacte et la jonction entre les matériaux est plus importante. Ainsi la configuration proposée par Gentherm permet de diminuer la longueur des matériaux et, par conséquent, de réduire le coût du dispositif. De plus, elle améliore la souplesse en matière de conception et permet alors de réaliser des géométries plus avant-gardistes. Deuxièmement, la géométrie n'est pas la même et revient à un système axisymétrique, comme on peut le voir sur la Figure 1-16.

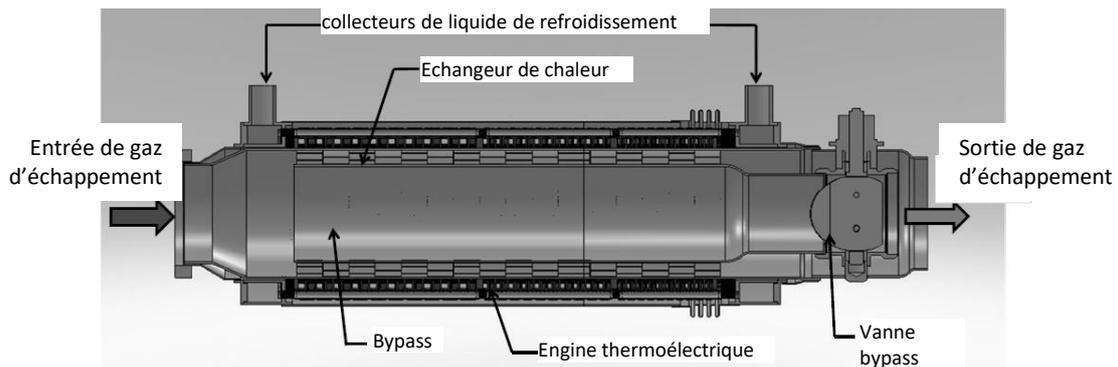


Figure 1-16 : Générateur thermoélectrique de Gentherm – Crane et al. [33].

Contrairement à la configuration rectangulaire, la configuration "circulaire" permet d'intégrer le bypass directement dans le dispositif. L'intégration sur le véhicule se fait alors plus facilement. De plus, un grand nombre de modules thermoélectriques peut être intégré dans le système car ils sont placés en périphérie. Enfin, la dernière différence se situe au niveau du choix des matériaux. En effet, le système proposé par les ingénieurs de Gentherm ne prend pas en compte l'utilisation de plusieurs matériaux selon la température. Même si le choix du type de semi-conducteurs n'est pas mentionné dans la littérature, il semble qu'un seul matériau soit employé dans ce système.

Plusieurs études de simulations et d'expérimentations ont été réalisées à partir de ce prototype. Globalement les puissances maximums électriques fournies par le système sont de l'ordre de 600 W pour des pertes de charge de 4000 Pa et une température de source froide de 20 °C. Mais une fois intégré sur véhicule, les performances changent. La Figure 1-17 présente les performances du TEG intégré sur une BMW X6 pour une vitesse de 105 km/h. Comme pour les études précédentes, la température d'entrée des gaz d'échappement dans le TEG (Exh. TTemp. into TEG) est quasiment constante pendant toute la durée du cycle (courbe verte) et se situe autour de 450 °C. La puissance électrique (TEG power) et la température de sortie (Exh. temp. out of TEG) sont intimement liées à la température d'entrée des

gaz : elles sont directement impactées par les variations de la température de sortie. Globalement, la puissance électrique fournie pour le TEG est de 250 W et la température de sortie est d'environ 250 °C. On remarque qu'aussitôt l'ouverture du bypass, la puissance électrique du TEG (courbe rouge) chute considérablement et elle revient à sa valeur moyenne (250 W) quand le bypass est fermé. Le délai entre la réponse du générateur thermoélectrique et l'ouverture/fermeture de la vanne est très court (quelques secondes).

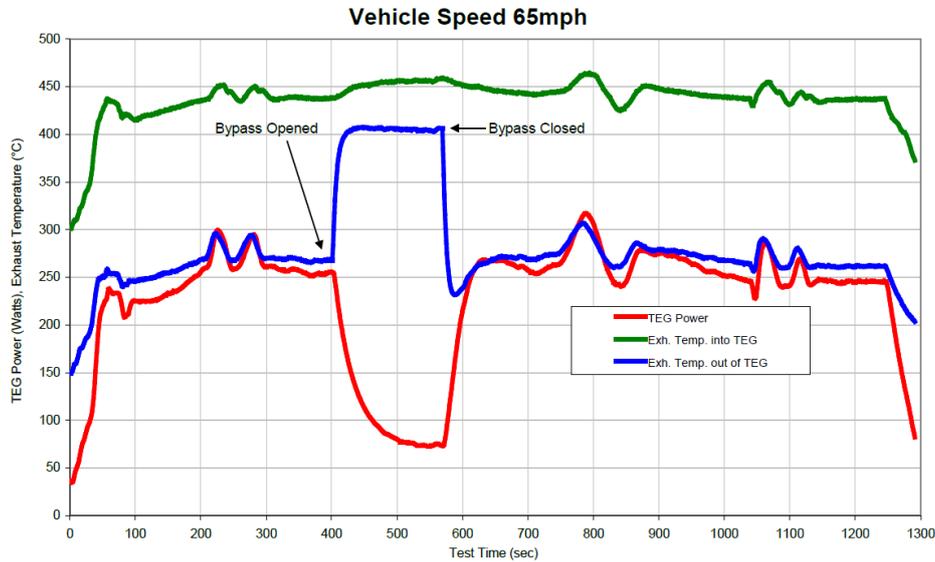


Figure 1-17 : Courbe de performance du générateur thermoélectrique de Gentherm intégré sur une BMW-X6 à 105 km/h.

Les ingénieurs de Gentherm ont donc optimisé le dispositif pour une réponse transitoire. Ainsi, entre les trois sociétés Gentherm, General Motors et GMZ Energy, il existe une grande concurrence pour gagner "la course de la commercialisation" de leur générateur thermoélectrique. En effet, en 2012, chacune prévoyait une étude sur 4 ans pour aboutir à la commercialisation du produit et une réduction de la consommation de carburant de 5% d'ici 2015.

Bilan et limites de cette technologie de convertisseurs

Un nombre important de publications traite de l'utilisation de systèmes thermoélectriques pour récupérer l'énergie disponible dans les gaz d'échappement automobile [25], [33]-[53]. En effet, la miniaturisation des matériaux semi-conducteurs fait des systèmes thermoélectriques les grands favoris pour le domaine automobile.

Les points forts de ces systèmes sont la simplicité du principe et de l'intégration, la faible masse et un volume très compact. En revanche, ces points impliquent des performances réduites : puissance électrique entre 250 et 500 W et rendement inférieur à 10%.

Malgré les points négatifs, trois générateurs vont sûrement être commercialisés dans un futur proche. Il n'est donc pas négligeable pour les constructeurs automobiles de considérer cette technologie car les systèmes thermoélectriques sont tout à fait aptes à répondre à la problématique de récupération et de conversion de l'énergie dans les gaz d'échappement. Pour faire évoluer cette technologie, il ne faut pas arrêter les recherches sur les matériaux semi-conducteurs, car c'est le seul véritable verrou technologique actuel qui empêche de récupérer des puissances de l'ordre du kW. La synthèse de toutes les publications de thermoélectricité étudiées est présentée dans l'Annexe-A.

1.4.3 Analyse de l'intégration du cycle de Rankine sur véhicule automobile.

Les systèmes à cycle de Rankine sont largement employés dans le secteur industriel. Aussi bien présents dans les centrales hydrauliques que les centrales nucléaires, ils sont à l'origine d'une grande production d'électricité. Ils sont utilisés aussi pour la valorisation d'énergie thermique perdue (chaleur fatale) en milieu industriel notamment pour la récupération de chaleur sur fumées de combustion.

Principe du cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique qui fonctionne sous deux niveaux de pression notées respectivement BP (basse pression) et HP (haute pression). C'est le cycle qui se rapproche le plus d'un cycle de Carnot (cycle thermodynamique idéal). Le schéma de principe d'un cycle de Rankine et sa représentation dans un diagramme entropique sont présentés respectivement sur la Figure 1-18.

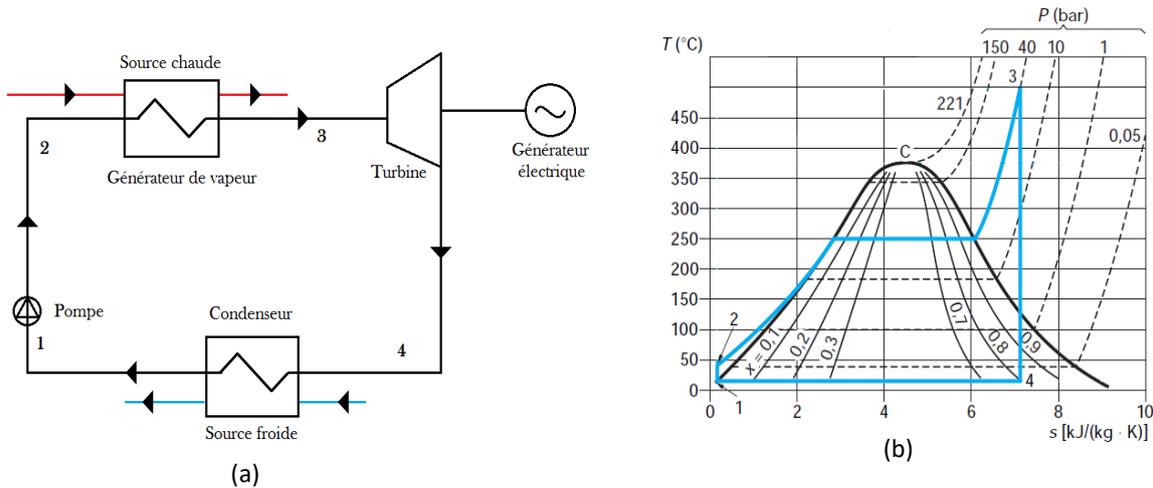


Figure 1-18: Schéma de principe d'un système de Rankine (a) et cycle de Rankine dans un diagramme entropique (T-S) (b).

Le principe d'un tel système thermodynamique repose sur la circulation d'un fluide à travers quatre composants (cf. Figure 1-18a) :

- une pompe (1-2),
- un générateur de vapeur (2-3) qui n'est autre en général qu'un échangeur de chaleur au niveau de la source chaude, dénommé parfois « bouilleur »,
- un système de détente (3-4) qui peut être selon les cas une turbine ou bien encore un piston,
- un condenseur (4-1) qui est en fait un échangeur de chaleur en contact avec la source froide.

Le générateur électrique n'est pas un composant du cycle de Rankine mais il est indispensable si on veut produire de l'électricité. Il est associé à l'organe de détente (ici la turbine). Les composants du cycle sont associés à quatre transformations renseignées par des numéros (de 1 à 4) dans le diagramme théorique ci-dessus (cf. Figure 1-18b) :

- **Transformation 1 → 2** : Compression adiabatique réversible (isentropique). Le fluide de travail est pompé à une pression BP et refoulé à la pression HP. Le fluide étant liquide, la pompe n'est pas endommagée et ne consomme pas beaucoup d'énergie.

- **Transformation 2 → 3** : Évaporation isobare. Le fluide sous haute pression entre dans un générateur de vapeur, dans lequel il est chauffé à pression constante par une source chaude externe, pour sortir en vapeur sèche saturée ou surchauffée.
- **Transformation 3 → 4** : Détente adiabatique réversible (isentropique). La vapeur sèche se détend dans une turbine en générant de l'énergie mécanique. Ce processus diminue la température et la pression de la vapeur ce qui peut provoquer un début de condensation non souhaité.
- **Transformation 4 → 1** : Condensation isobare. La vapeur "mouillée" entre dans un condenseur, dans lequel elle est condensée à pression et température constantes, pour sortir en liquide saturé.

Il existe deux types de fluide de travail possibles : l'eau et les fluides organiques. L'eau est présente dans la majorité des systèmes depuis que le cycle de Rankine existe. Les fluides organiques sont présents dans les applications à hautes températures de source chaude : la géothermie, la production d'électricité à partir de biomasse et la récupération de chaleur industrielle. Les fluides organiques comprennent les alcanes, les alcanes fluorés, les éthers et les éthers fluorés. On distingue un très grand nombre d'études sur le choix du fluide de travail d'un cycle de Rankine dans la littérature scientifique. Pendant la phase de détente, un début de condensation peut endommager le système de détente à cause d'un phénomène d'érosion. Afin d'éviter ce problème, une phase de surchauffe est ajoutée à l'évaporateur si celle-ci n'est pas naturelle, mais ce n'est pas toujours possible. Dans ce cas, un fluide organique est plus adapté que l'eau.

Les principaux avantages des fluides organiques sont : la possibilité d'utiliser une source chaude de température faible grâce à une température d'ébullition faible ; la diminution de la vitesse de rotation du turbogénérateur, de la pression et de l'usure grâce à une masse molaire plus élevée. Mais, si la température d'ébullition est basse ($< 100^{\circ}\text{C}$), alors la température de condensation est basse aussi. Donc l'utilisation du circuit de refroidissement comme source froide pour le condenseur n'est pas envisageable.

Sprouse *et al.* [54] présentent différentes études de comparaison des fluides de travail dans un cycle de Rankine. Les résultats sont donnés sur la Figure 1-19.

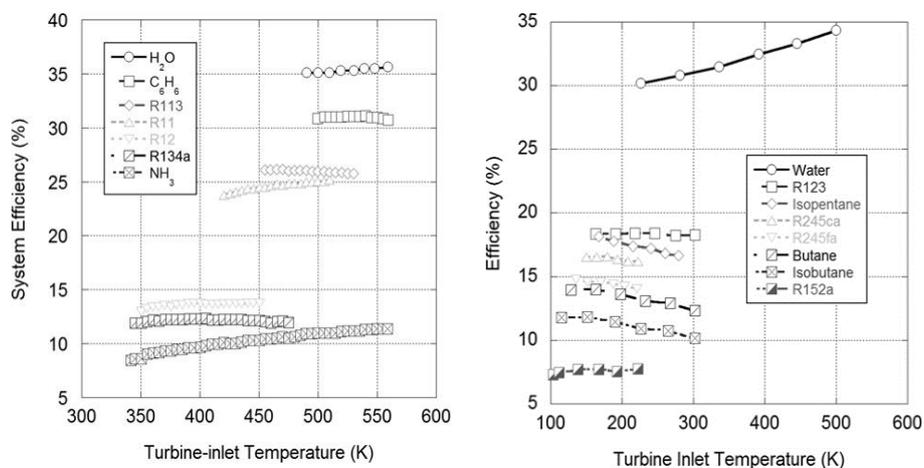


Figure 1-19 : Efficacités des cycles pour différents fluides de travail en fonction de la température en entrée de la turbine [54].

On observe dans les deux études que l'eau est bien plus efficace que les fluides organiques. Selon [54], l'eau est le fluide optimal pour la récupération de chaleur sur un véhicule automobile à condition d'avoir une température des gaz d'échappement supérieure à 370 °C d'après l'étude de Hung *et al.* [55].

Systemes intégrés sur véhicules

Afin d'aller plus en profondeur sur l'étude des cycles de Rankine comme principe de conversion d'énergie, des expériences sur banc d'essais ont été réalisées. P. Leduc et P. Smague de l'IFP Énergies Nouvelles (IFP EN), en 2013, ont conçu un prototype de Rankine qu'ils ont intégré sur un banc d'essai de moteur de Renault Kangoo [56]. La Figure 1-20 montre la photo du prototype pendant l'expérience et le schéma de son éventuelle intégration dans la voiture.

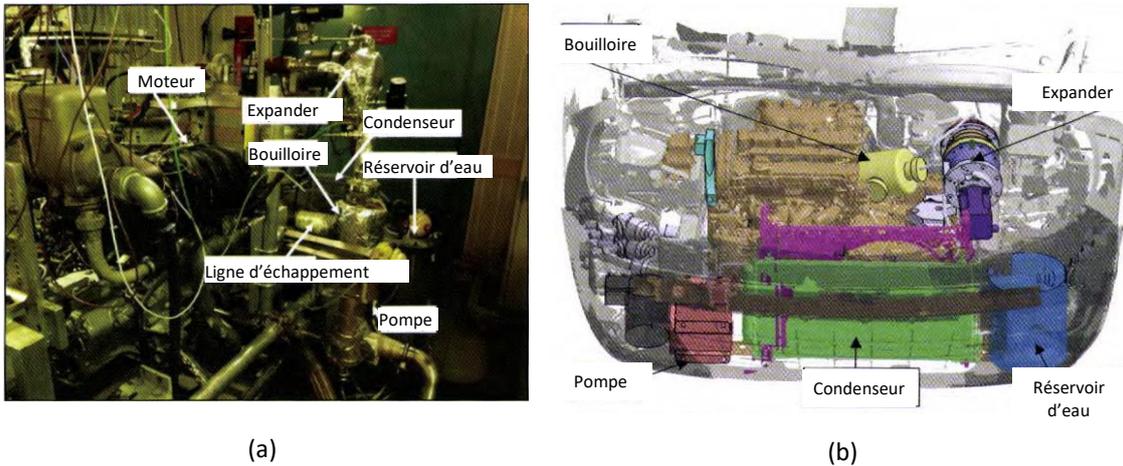


Figure 1-20 : Intégration d'un prototype de Rankine sur un moteur – Leduc *et al.* [56].

Endo *et al.* [57] ont conçu un dispositif de Rankine en 2007 qu'ils ont installé sur une Honda Stream. Comme le montre la Figure 1-21a, le système est un cycle de Rankine à une boucle utilisant de l'eau à 80 bars en haute pression comme fluide de travail. La Figure 1-21b montre la photo du cycle intégré sur le véhicule.

L'évaporateur est un échangeur de chaleur à tubes et ailettes (Figure 1-21c, d). L'eau circule dans des tubes incorporés entre les ailettes du pot catalytique où passent les gaz d'échappement. La fonction du catalyseur qui est de transformer les gaz nocifs contenus dans les gaz d'échappement en CO₂ et vapeur d'eau est alors inchangée. Les résultats sont plus que positifs car l'objectif visé était d'avoir une efficacité d'échangeur de 90% et l'efficacité obtenue est comprise entre 93% et 95%. La réaction de catalyse étant une réaction exothermique, le fait de combiner l'évaporateur et le catalyseur permet de fournir l'énergie dégagée lors de la catalyse en plus de l'énergie des gaz d'échappement. Aucun résultat pour un cycle d'homologation pour cette étude n'a été publié à notre connaissance. Mais les auteurs annoncent que sur banc, pour une vitesse de véhicule de 100 km/h, le système permet de récupérer 2,5 kW de puissance mécanique en sortie du système de détente. Pour une puissance au niveau des gaz d'échappement de 19,2 kW, le rendement du système est alors de 13%.

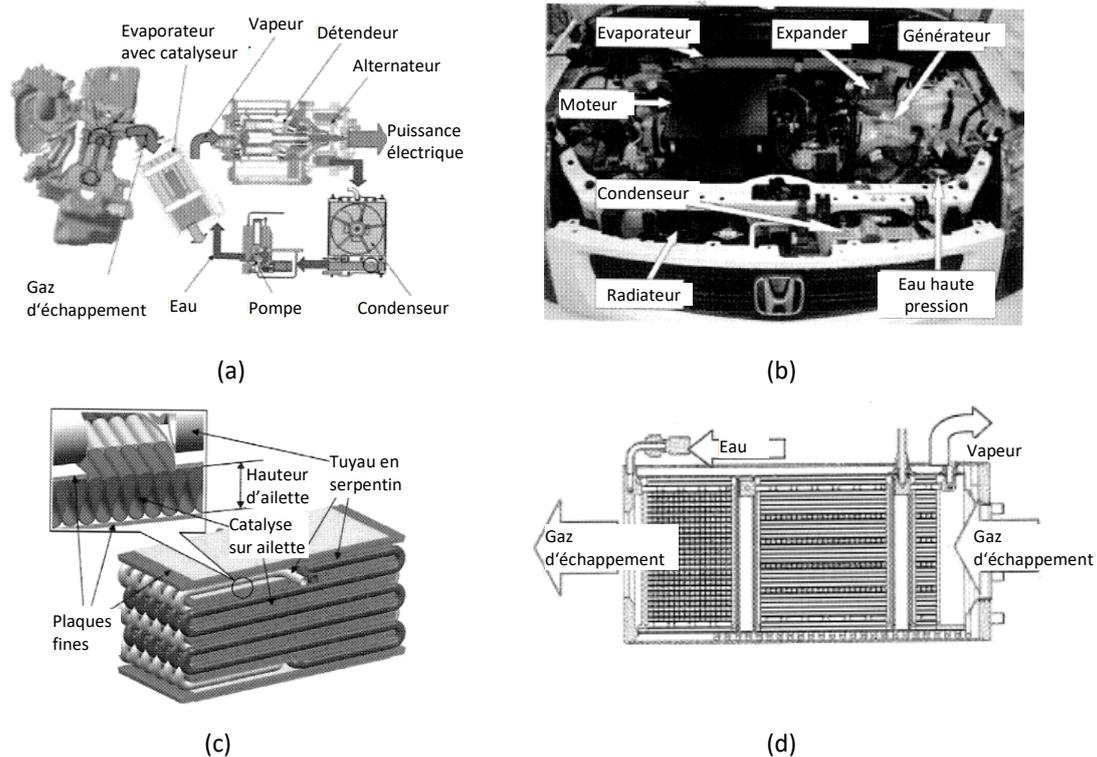


Figure 1-21 : Vue d'ensemble (a), disposition du système de Rankine (b), schémas de l'évaporateur associé au catalyseur (c et d) - Endo et al. [57].

Bilan et limites de cette technologie de convertisseurs

Malgré un système bien connu et utilisé dans le domaine industriel, le cycle de Rankine n'est pas encore bien développé sur les voitures citadines. Pourtant les rendements et puissances récupérées sont plus importants que ceux des systèmes thermoélectriques [11], [13], [19]. Cela est probablement dû au fait qu'à l'opposé de la thermoélectricité, un système de Rankine est trop volumineux. En effet, le volume et la masse d'un dispositif de Rankine sont trop importants pour que le système soit efficace sur une petite voiture. C'est pourquoi les cycles de Rankine ont été plutôt développés sur des véhicules plus lourd et plus volumineux notamment les trains et les camions [58]–[61].

Pour qu'un développement en masse des systèmes de Rankine soit envisageable, il faudrait améliorer le rendement lors de la détente. En effet, pour compenser le rajout de poids sur le véhicule, il est nécessaire de produire une puissance (électrique ou mécanique) plus importante. Compte tenu des niveaux de pression, le choix d'un fluide de travail organique à la place de l'eau pourrait être une solution malgré diminution d'efficacité (cf. Fig. 1.19). Cependant, il reste à trouver des fluides utilisables sans danger pour l'application automobile. La synthèse de toutes les publications [55]–[75] de cycle de Rankine étudiées est présentée dans l'Annexe-B.

1.4.4 Analyse de l'intégration de la thermoacoustique sur véhicule automobile.

Les machines thermo-acoustiques sont des machines thermiques cycliques qui échangent de l'énergie sous forme de chaleur ou de travail, avec des sources extérieures. Comme la plupart des machines thermiques, elles peuvent donc fonctionner selon deux modes : le mode "frigorifique" ou plus exactement le mode "pompe à chaleur" et le "mode moteur". La source d'énergie de l'étude étant sous forme thermique, nous ne nous intéresserons qu'aux moteurs thermo-acoustiques.

Principe général

Le principe général des moteurs thermo-acoustiques est un échange d'énergie entre deux sources externes (une source chaude et une source froide) et une paroi particulière. Le schéma de la Figure 1-22 illustre ce principe.

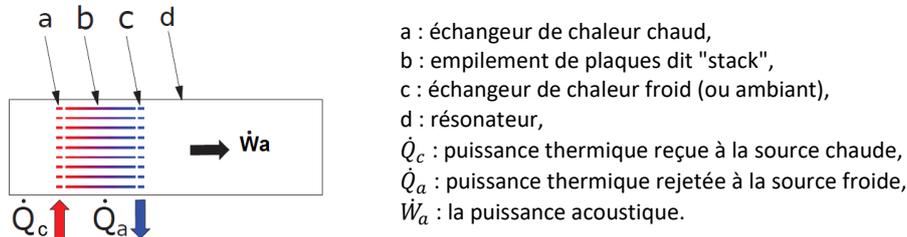


Figure 1-22 : Schéma de principe d'un moteur thermoacoustique [57].

Une source chaude transmet de la chaleur \dot{Q}_c au système par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur chaud (a). Cette chaleur chauffe alors une partie du système dit "stack" (b) composé d'un empilement de plaques métalliques. Un échangeur de chaleur ambiant est situé de l'autre côté du stack (c) : il permet à la chaleur de se propager le long du stack créant ainsi un gradient de température entre les deux extrémités (connecteur avec l'échangeur chaud : a/b et connecteur avec l'échangeur froid : b/c) du stack. La température du stack augmente jusqu'à ce qu'une différence de température critique notée $\Delta T_{critique}$ s'opère entre les deux extrémités du stack. Dès lors que ce gradient critique est atteint, une puissance acoustique se développe dans le résonateur. Cette puissance est générée par le mouvement oscillatoire du fluide contenu dans le système. Il reste alors à comprendre les phénomènes qui se produisent entre le fluide et le stack pour créer de l'énergie acoustique.

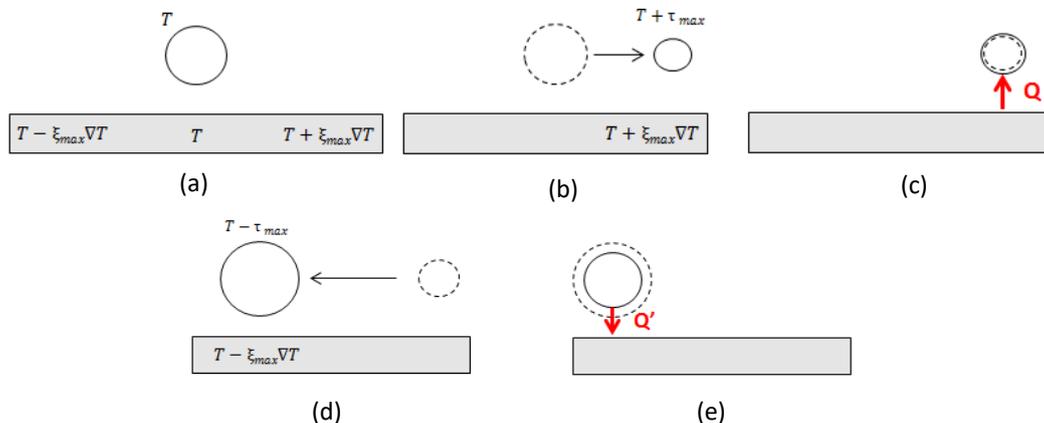


Figure 1-23 : Cycle moteur suivi par une particule de fluide sous l'effet d'une onde acoustique stationnaire au voisinage d'une paroi soumise à un gradient de température [76].

Pour cela, considérons une particule de fluide initialement au repos située au voisinage de la paroi solide du stack, le long duquel est imposé un fort gradient de température ∇T (cf. Figure 1-23a). La température de cette particule, au repos sous une pression statique P_0 , est imposée par la présence de la paroi dont l'inertie thermique est supposée très grande devant celle du fluide du fait d'une capacité calorifique volumique et d'une conduction thermique bien supérieure. Supposons maintenant que la particule est soumise à un champ acoustique stationnaire sinusoïdal auquel sont associées des

oscillations infinitésimales de pression acoustique $p(t)$ ($p \ll p_0$) et de température τ , en phase avec le déplacement particulaire $\xi(t)$. Pour simplifier l'interprétation, le mouvement de la particule est considéré à profil « articulé » (cf. Figure 1-23a).

Le cycle suivi par la particule se déroule suivant quatre phases thermodynamiques identifiées sur la Figure 1-24b.

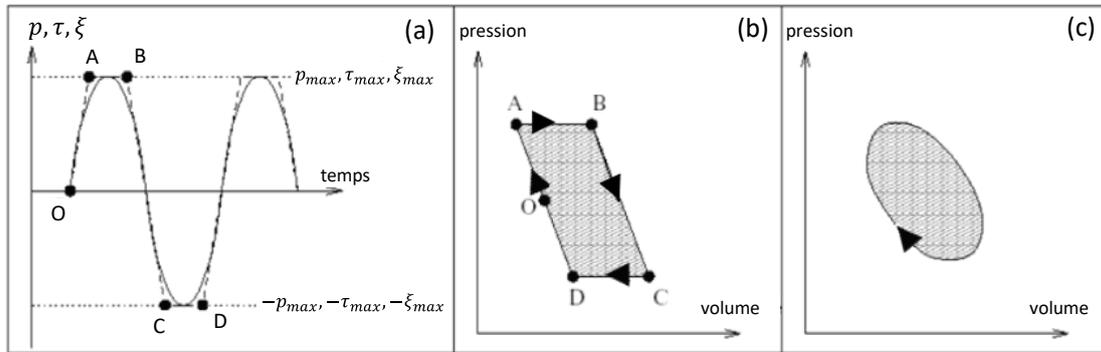


Figure 1-24 : (a) Évolutions temporelles sinusoïdale (trait plein) et « articulé » (trait en tiret) des variables de pression, température et déplacement acoustiques p, τ, ξ pour une onde acoustique stationnaire [77].

Ce cycle débute par un état au repos (a), puis est suivi par une compression adiabatique (b), une expansion isobare (c), une détente adiabatique (d) et enfin une contraction isobare (e). Les points O, A, B, C, D correspondent respectivement aux états (a), (b), (c), (d) et (e) de la Figure 1-23. Les phases de compression/détente sont supposées adiabatiques, tandis que les phases d'expansion et de contraction sont associées aux transferts de chaleur entre fluide et paroi. Le cycle suivi par la particule présente alors l'allure indiquée sur la Figure 1-24b, lorsque le gradient de température à la paroi ∇T est tel que $\xi_{max} \cdot \nabla T > \tau_{max}$. Ainsi, la particule reçoit une quantité de chaleur Q lors de sa phase de compression et restitue une quantité Q' lors de sa phase de détente.

Ce même cycle peut être représenté de façon schématique sur un diagramme de Clapeyron (Figure 1-24b). Il apparaît clairement qu'au cours du mouvement de la particule, une quantité de chaleur $Q - Q'$ a été convertie en énergie acoustique représentée ici par la zone hachurée.

Evidemment, le mécanisme d'échange de chaleur entre fluide et paroi est plus complexe que ne le laissent supposer les propos précédents. En réalité, pour comprendre en profondeur le processus réel d'amplification thermoacoustique, une attention particulière doit être portée sur les relations de phase entre oscillations de pression, de déplacement particulaire et de température acoustique. Comme indiqué précédemment, les variations de température d'une particule de fluide sont liées aux phénomènes de compression-détente et aux échanges de chaleur avec la paroi qui dépendent de sa température locale. La distance entre particule fluide et paroi est dès lors un paramètre important concernant la nature du processus d'échange de chaleur : « loin » de la paroi, le processus est adiabatique et la température acoustique oscille dans le temps en phase avec la pression acoustique ; « à proximité » immédiate de la paroi, le processus est isotherme et la température acoustique est imposée à chaque instant par la température locale de la paroi ; mais pour une particule de fluide située à une distance de l'ordre d'une épaisseur de couche limite thermique $\delta \kappa^2$ de la paroi, le contact thermique entre particule et paroi est « suffisamment bon » pour qu'un échange de chaleur ait lieu, mais « suffisamment mauvais » pour que cet échange de chaleur se traduise par un changement consécutif de la température du fluide, non pas instantanément mais avec un retard, en raison du déphasage entre le mouvement acoustique et le transfert

de chaleur qui n'obéissent pas aux mêmes constantes de temps. C'est bel et bien ce déphasage qui est responsable de la conversion d'énergie, et le cycle suivi par la particule est alors analogue au schéma de la Figure 1-24c. En résumé, seules les particules de fluide situées à une distance de l'ordre d'une épaisseur de couche limite thermique contribuent à la conversion d'énergie thermoacoustique. On comprend dès lors aisément pourquoi l'emploi d'un stack dont les pores (i.e. la distance inter-parois) sont correctement dimensionnés relativement à la distance $\delta\kappa$ permet d'optimiser le processus de conversion thermoacoustique en maximisant la proportion de fluide « efficace ».

Le cycle décrit précédemment correspond à celui d'un moteur acoustique à onde stationnaire. Il existe aussi des moteurs à ondes progressives. Le principe est globalement le même, sauf que les particules ne sont pas loin de la paroi. Le stack est alors une sorte "d'éponge" métallique qu'on appelle "régénérateur" et les transformations adiabatiques sont devenues des transformations isothermes. Le nouveau cycle moteur obtenu est un cycle de Stirling. Le moteur est alors appelé "moteur thermoacoustique de Stirling".

Evolution et applications au secteur automobile

La thermoacoustique est principalement utilisée dans le domaine industriel pour faire de la réfrigération. De récentes études portent notamment sur la climatisation dans les automobiles [78]. Mais la thermoacoustique est aussi une source d'énergie électrique. Très peu utilisés pour le moment, les moteurs thermoacoustiques sont néanmoins prometteurs comme nous le verrons ultérieurement. L'utilisation de la thermoacoustique comme source d'énergie électrique est trop récente pour avoir des applications sur véhicule.

Cependant, des études ont été menées sur les moteurs thermoacoustiques pour la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement de systèmes industriels. Le premier moteur thermoacoustique pertinent a été conçu par Backhaus *et al.* en 2000 [79]. Ce travail est resté pendant de nombreuses années une référence dans le domaine. Comme on peut le voir sur la Figure 1-25, le système est composé d'un résonateur quart d'onde (de longueur 4 m) et d'un résonateur annulaire (de longueur 1 m).

Les composants principaux du résonateur annulaire sont les composants basiques d'un moteur thermoacoustique, c'est-à-dire un régénérateur entre deux échangeurs de chaleur (un chaud et un froid) et un deuxième échangeur froid (ou ambiant) après le TBT (*Thermal Buffer Tube*). Le fluide de travail dans le système est de l'hélium sous une pression statique de 30 bars et la source froide est de l'eau à température ambiante (20°C). Pour des raisons de simplicité, la source chaude du système est une résistance chauffante et l'énergie récupérée est sous forme acoustique. Les échangeurs de chaleur ambiants sont des échangeurs à tubes et calandres où l'eau passe dans les calandres tandis que l'hélium circule dans les tubes.

Dans ces travaux, le ratio de pression évolue entre 5% et 10%. La courbe de rendement acoustique le plus élevé (rond plein Figure 1-25c) correspond au ratio de pression de 10%. On observe que le rendement acoustique augmente quand la température du gaz du côté chaud du régénérateur augmente. Ce phénomène corrobore la théorie expliquée précédemment. Pour une différence de température de l'hélium de 725°C entre les deux côtés du régénérateur, l'efficacité acoustique maximale du système mesuré vaut 30% (soit 41% du rendement de Carnot). Cette efficacité est atteinte pour une puissance thermique de 2366 W et donc une puissance acoustique de 710 W.

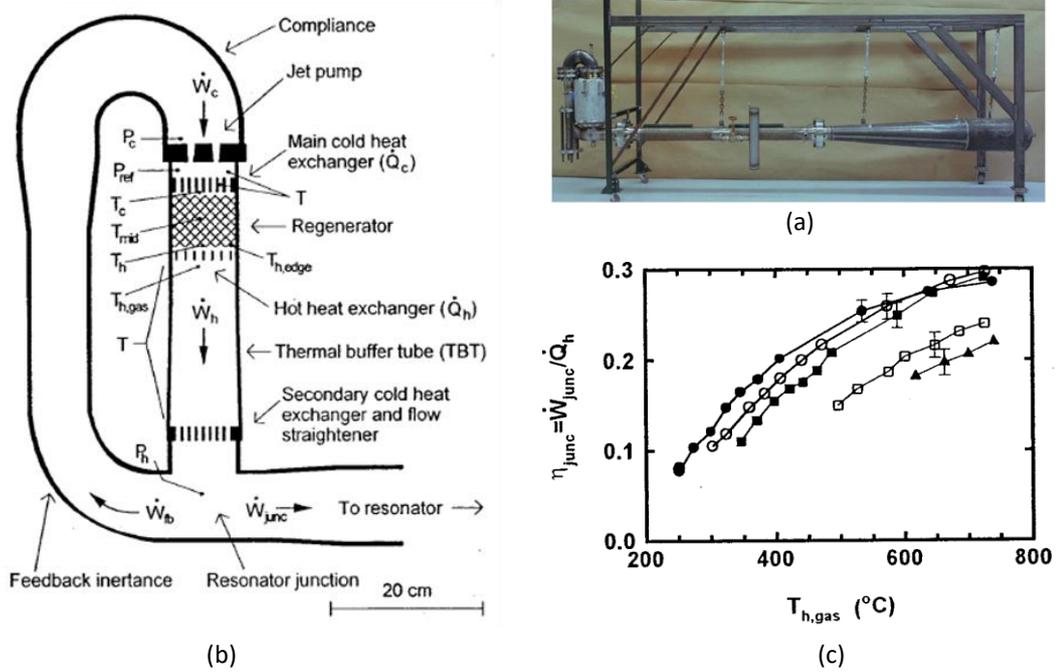


Figure 1-25 : (a) Vue l'ensemble du moteur complet de Backhaus et al. [79] - (b) Schéma du résonateur annulaire - (c) Efficacité acoustique de la machine en fonction de la température de l'hélium.

Basé sur le modèle de Backhaus, Mumith *et al.* [80] ont publié une étude en 2014 sur la simulation d'un dispositif thermoacoustique pour la récupération de chaleur sur des basses températures. La simulation a été calculée via le logiciel thermoacoustique DeltaEC (Design Environment for Low Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion). Le logiciel modélise un moteur thermoacoustique utilisant de l'hélium sous 30 bars comme fluide de travail et des gaz chauds à 150°C comme source chaude. Le type de fluide utilisé pour la source froide n'est pas mentionné mais la température est de 6°C. Pour un ratio de pression de 6%, une différence de température entre les deux sources de 144°C et une puissance thermique en entrée du système de 19 kW, le logiciel calcule une puissance acoustique de 1029 W en sortie du système. Cela correspond donc à une efficacité acoustique de 5,42%.

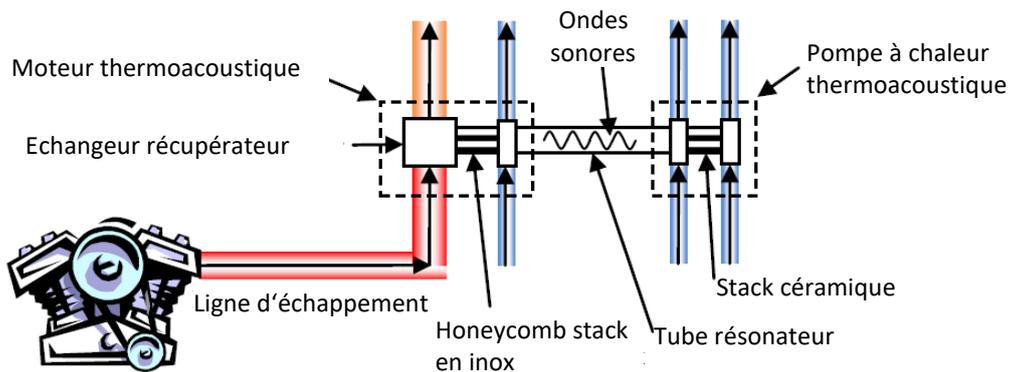


Figure 1-26 : Schéma de principe du double système – Gardner et al. [81].

Une fois encore, ces résultats montrent que si la différence de température entre les sources est faible, alors le rendement acoustique du système est faible. Bien que l'application soit récente, quelques études utilisant le principe de la thermoacoustique pour la récupération d'énergie sur les gaz d'échappement automobile ont été réalisées. Au lieu de consommer de l'énergie électrique pour produire

une énergie acoustique, Gardner *et al.* [81] ont modélisé en 2009 à l'aide de DeltaEC un double système qui récupère la chaleur des gaz d'échappement du moteur automobile pour la transformer dans un premier temps en énergie acoustique puis dans un second temps en énergie thermique. Le fluide de travail est de l'hélium sous une pression statique de 16 bars tandis que la source froide et de l'eau circulant dans la pompe à chaleur thermoacoustique à température ambiante. Le schéma du système est représenté sur la Figure 1-26.

Pour les données d'entrée au niveau de la ligne d'échappement, Gardner *et al.* emploient les données mesurées sur banc d'essai d'un moteur de Mitsubishi Magna V6. La température des gaz est de 700°C et la puissance contenue dans les gaz est de 145 kW. Les auteurs considèrent qu'environ 6 kW de cette puissance est récupérée par l'échangeur chaud du système thermoacoustique. Pour une différence de température au niveau du régénérateur de 549°C et un ratio de pression de 5%, le logiciel présente une puissance acoustique en sortie du résonateur de 500 W.

Tijani *et al.* [82] ont testé expérimentalement en 2013 un moteur thermoacoustique assez similaire au niveau des paramètres mais dont la source chaude diffère. En effet, ils utilisent de l'hélium sous haute pression statique (40 bars) comme fluide de travail et de l'eau à température ambiante comme source froide. Au contraire de la machine de Backhaus *et al.*, celle-ci utilise des gaz d'échappement chauds comme source de chaleur. Le schéma de la machine est montré ci-dessous (Figure 1-27).

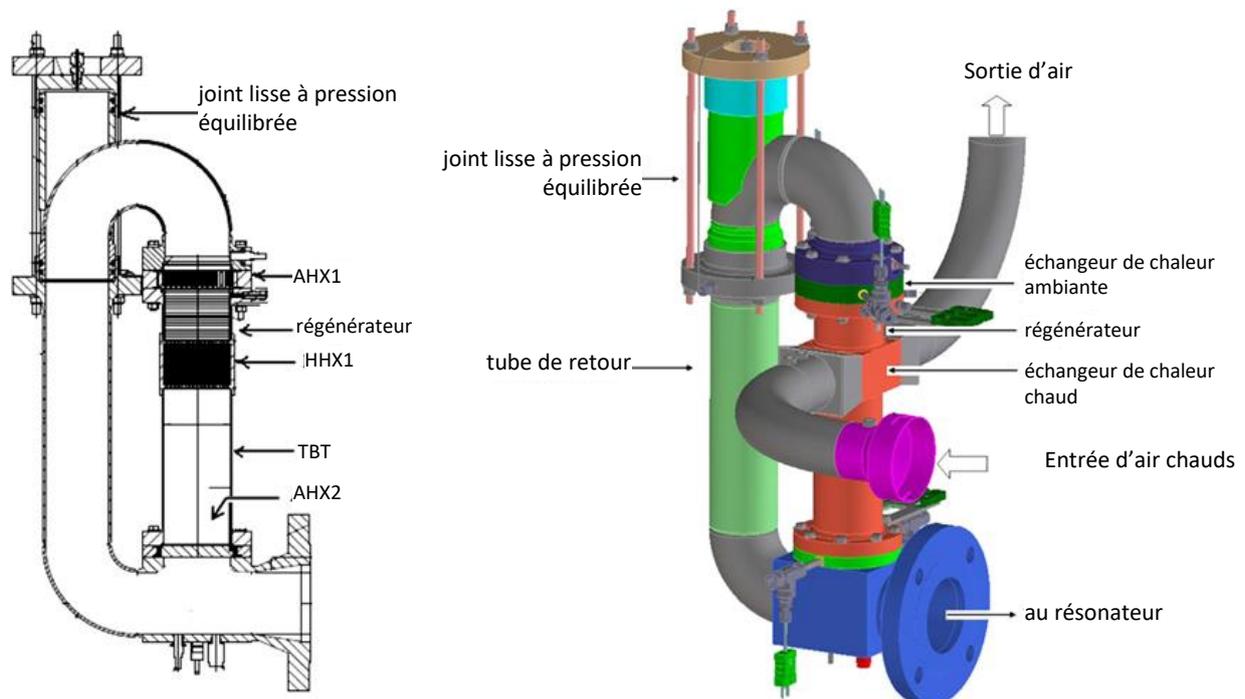


Figure 1-27 : Schéma du système thermoacoustique de Tijani *et al.* [82].

Ce système est lui aussi composé d'un régénérateur, d'un TBT et de trois échangeurs creux en leur centre pour faire passer l'hélium ; le troisième est un échangeur à plaques et ailettes brasées pour récupérer l'énergie des gaz chauds. Pour un ratio de pression de 6%, une différence de température entre les sources chaude et froide de 600 °C et une puissance thermique des gaz chaud de 1100 W, Tijani *et al.* ont mesuré une puissance acoustique de 300 W, ce qui correspond à un rendement acoustique de 27%.

L'utilisation de gaz chauds comme source chaude est donc moins efficace que le recours à des résistances chauffantes. L'analyse montre que soit les systèmes possèdent un très bon rendement mais la puissance thermique apportée est trop faible ([79], [82]), soit les puissances apportées sont importantes mais le rendement est trop faible ([80], [81]). Voyons si une application existe qui peut concilier les deux.

Il existe à notre connaissance un seul moteur thermoacoustique créé pour la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement d'un moteur automobile et testé sur véhicule. Il a été développé par Backhaus et Keolian en 2011 et un brevet a été déposé [83]. Le fluide de travail employé dans ce système est de l'hélium sous haute pression (80 bars de préférence) et la source de refroidissement est de l'eau dont la température n'est pas mentionnée. Un schéma du dispositif est représenté sur la Figure 1-28.

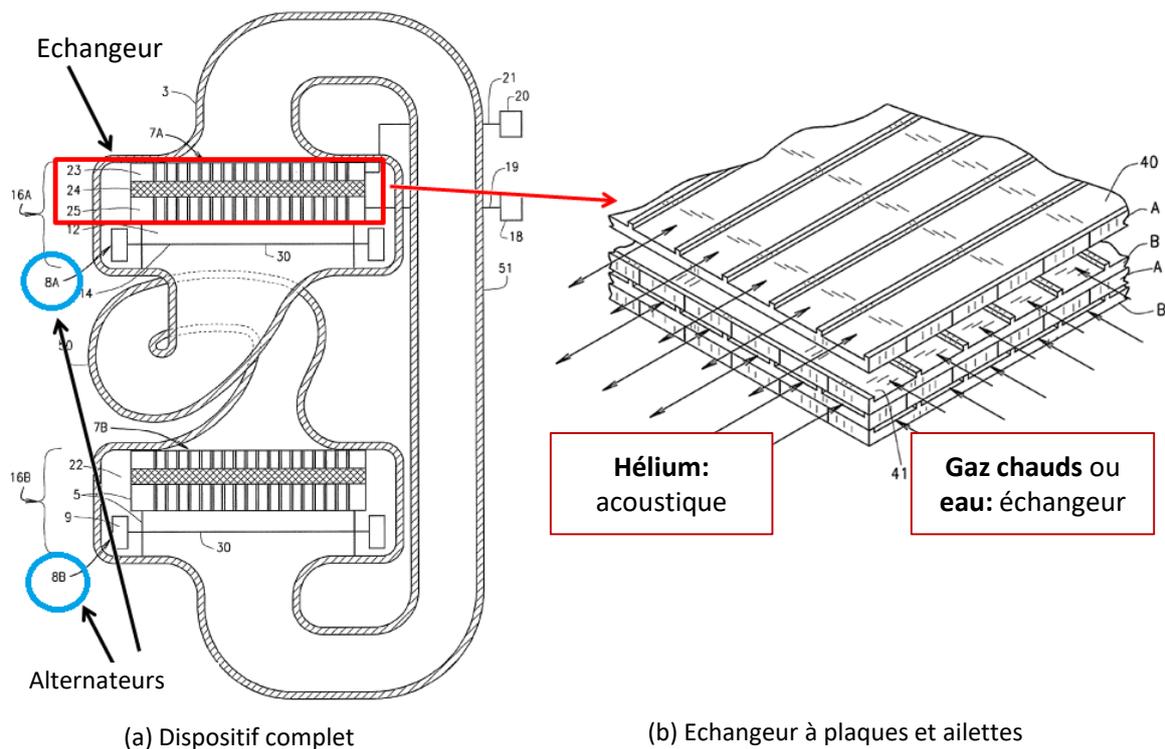


Figure 1-28 : Schéma du dispositif de Backhaus-Keolian et de l'échangeur chaud [83].

On remarque que le dispositif n'a pas besoin d'un long résonateur quart d'onde comme sur les études précédentes. De plus, deux étages identiques sont présents (cf. Figure 1-28a), ce qui signifie deux fois plus de puissance récupérée mais aussi deux fois plus de pertes de charge dans la ligne d'échappement. Enfin, les échangeurs de chaleur en contact avec les gaz d'échappement (référence n°23 et n°25 - Figure 1-28a) sont des échangeurs à plaques et ailettes à courants croisés (cf. Figure 1-28b). Les auteurs des études précédentes ne mentionnent pas d'alternateur pour convertir l'énergie acoustique en énergie électrique, mais il est évident que leur place se situe au bout du long résonateur quart d'onde. Dans ce dispositif, les alternateurs (référence 8A et 8B en bleu - Figure 1-28a) se situent juste après les blocs échangeur chaud/régénérateur/échangeur froid. Ceci réduit le volume de la machine mais aussi les pertes de puissance.

L'obtention d'informations présentées lors d'un congrès [84] permet de donner plus d'informations concernant le brevet déposé relatif au moteur thermoacoustique [83]. On s'aperçoit que la machine décrite précédemment est montée sur des camions et peut fournir jusqu'à 8 kW électrique maximum. En revanche un autre dispositif a été conçu pour les véhicules plus légers. Les images des deux dispositifs sont données par la Figure 1-29.

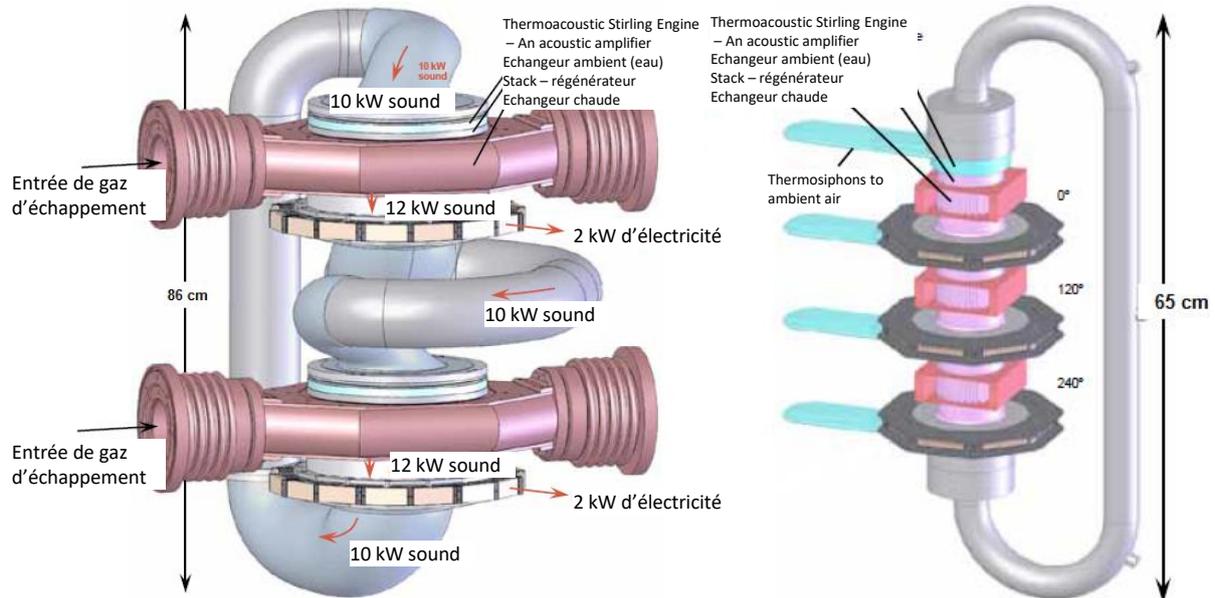


Figure 1-29 : Schémas des dispositifs intégrés sur véhicule – Backhaus et al. [84].

Pour le procédé sur véhicules légers (Figure 1-29b), on remarque que trois étages sont incorporés au système et que l'air sert de source froide plutôt que l'eau. L'air, étant un gaz, possède un coefficient d'échange thermique beaucoup plus faible que celui de l'eau, il est donc probablement nécessaire d'avoir trois niveaux pour produire une énergie suffisamment importante. A première vue, il semble que le moteur thermoacoustique pour les camions soit plus performant que celui pour les voitures. Or, en comparant les rapports puissance/volume et puissance/masse entre les deux systèmes, on constate que ces rapports sont plus importants pour le système intégré sur voiture.

Bilan et limites de cette technologie de convertisseurs

Le principe de la thermoacoustique comme moyen de conversion énergétique pour récupérer l'énergie contenue dans les gaz d'échappement est en plein essor. Bien que peu d'études ont été menées sur le sujet, les progrès accomplis depuis les années 2000 dans le domaine de la thermoacoustique sont impressionnants. En continuant sur cette voie, les moteurs thermoacoustiques pourraient bien être les technologies de récupération de chaleur de demain. Des études ont prouvé qu'obtenir un rendement de 30% est possible, mais la puissance thermique fournie au système est trop faible. C'est pourquoi, pour l'instant, les moteurs thermoacoustiques ne sont pas exploités. En perspective d'avenir, des développements sur les échangeurs et sur le volume de tels systèmes devraient être réalisés car ce sont les verrous qui freinent cette technologie pour être exploitée à son maximum. La synthèse de toutes les publications relatives à la thermoacoustique étudiées [78]-[89] est présentée en Annexe-C.

- **La thermoacoustique** est un système qui peut être soit en prise directe, soit en prise indirecte avec les gaz chauds. Comme indiqué précédemment, les rendements peuvent sembler atteindre 30%, mais la technologie ne semble pas encore totalement mature. Des développements sur les échangeurs du moteur thermoacoustique et sur le volume sont nécessaires.

En définitive, après analyse de la revue scientifique réalisée, nos partenaires du groupe PSA nous ont proposé d'orienter nos recherches d'échangeur récupérateur pour une application potentielle à un convertisseur de type « moteur thermoacoustique » en vue de la production d'électricité au sein du véhicule, notamment par ses aspects novateurs et de recherche.

1.5.2 Identification des besoins thermiques sur un moteur thermoacoustique

A partir de ce choix technologique privilégié, il nous a semblé nécessaire de procéder à une analyse des besoins en termes d'apports de chaleur au système thermoacoustique, c'est-à-dire analyser dans la littérature comment fonctionnent à ce jour les dispositifs expérimentaux de moteurs thermoacoustiques et quels sont alors les types de dispositifs thermiques mis en place pour apporter la chaleur à ces systèmes de conversion.

Pour cela, une revue bibliographique importante sur ce sujet précis a été opérée, dont la synthèse des résultats est présentée à travers les figures suivantes. Pour rappel (cf. § 1.4.4), le moteur thermoacoustique est composé le plus souvent de deux échangeurs : le premier, l'échangeur froid, est relié à une source froide (par exemple dans un véhicule cela pourrait être l'eau du système de refroidissement moteur) ; le second est l'échangeur chaud qui nous préoccupe ici (Figure 1-31), noté Hx-h.

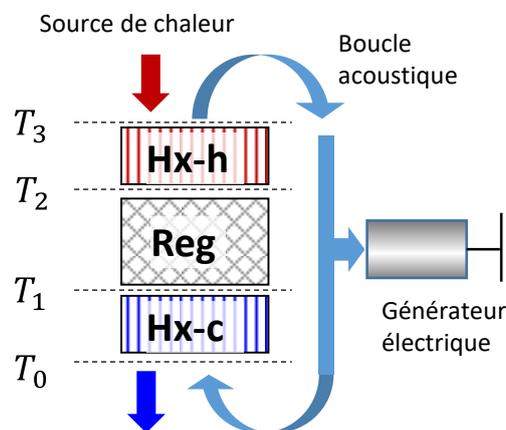


Figure 1-31 : Schéma de principe d'un moteur thermoacoustique.

L'analyse d'articles met en avant principalement deux systèmes pour « apporter » la chaleur au niveau de l'échangeur chaud.

Pour une grande part [90]- [95], la chaleur est dissipée par effet Joule par un système électrique de type résistances chauffantes noyées soit dans une plaque placée au niveau de l'échangeur chaud, ou bien alors en contact direct avec le fluide de travail du moteur thermoacoustique, comme le montre différents dispositifs analysés (Tableau 1-3).

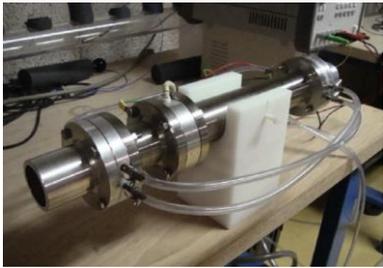
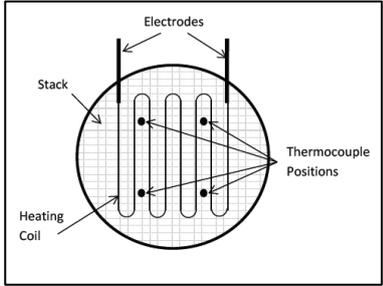
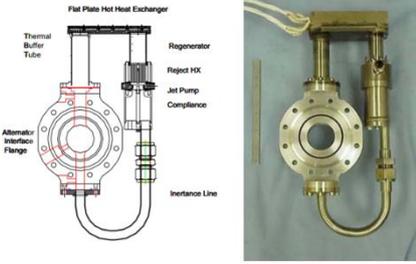
Sources	Spécifications	Prototype
Mathieu Guedra et al. Université du Maine (2015)	L'échangeur chaud est constitué d'un échantillon de céramique aux pores carrés de densité 600 CPSI (Cells Per Square Inch). La puissance thermique est fournie au système par un fil résistant au nickel-chrome qui est régulièrement enroulé sur toute la section de l'échangeur.	
Konstantin N. Tourkov et al. Université du Pittsburgh (2013)	Le « stack » est chauffé avec un fil de nickel-chrome 22 GT et une source d'alimentation DC.	
Zhibin Ya, Artur J. Jaworski et al. Los Alamos National Laboratory (2012)	L'échangeur de chaleur chaud est fabriqué à l'aide d'un câble chauffant standard fabriqué par WATLOW. Il a un diamètre de 3,17 mm et une longueur de 2,4 m. Sa puissance nominale est de 1 kW et sa tension nominale est de 240 V.	
Timothy S. Ryan, Université du Pittsburgh (2009) [93]	Un échangeur de chaleur placé à l'extrémité chaude du "stack" a été créé à partir de treillis et de tubes en cuivre.	
Philippe Debesse, Université Pierre et Marie Curie (2008)	L'échangeur chaud est constitué d'un milieu poreux homogène cylindrique en cuivre (porosité homogène de 30%). La longueur de cet échangeur est de 82 mm, les canaux le constituant ont un diamètre de 2 mm. Il est enroulé d'une résistance chauffante Thermocoax, connectée à une alimentation non stabilisée fournissant du courant alternatif, qui délivre une puissance maximale de 6 kW.	
Michael Petach, Emanuel Tward, Scott Backaus (2004)	Le haut de la boucle est un espace de 2 mm entre deux plaques parallèles formant l'échangeur de chaleur. Les plaques sont en Inconel 625 et mesurent 10,5 cm de long et 5,2 cm de large. La chaleur à haute température pénètre dans le système par conduction solide à travers la plaque supérieure. De nombreuses broches de 3,5 mm de diamètre sont usinées dans la plaque inférieure et soudées dans des trous à travers la plaque supérieure.	

Tableau 1-3 : Systèmes de chauffage par effet Joule au sein de l'échangeur chaud du moteur thermoacoustique.

La seconde procédure utilisée repose sur des échangeurs « classiques » plus ou moins sophistiqués : soit à tubes et ailettes pour Aster et De Blok [100] pour lesquels le fluide primaire (celui qui apporte l'énergie thermique) est de l'eau à 160°C maximum sous 10 bars, ou aussi pour le projet Thatea [98-99] en 2012. Pour Collard [97] le fluide caloporteur est aussi de l'eau qui circule dans des échangeurs en aluminium à ailettes de petite taille. Au contraire, Tijani et Spoelstre [96] utilisent de l'air comme fluide caloporteur circulant au sein de canaux de 2 mm de hauteur, permettant de monter jusqu'à 2 kW d'échange entre l'air et l'hélium. Le Tableau 1-4 présente les systèmes indiqués ci-dessus.

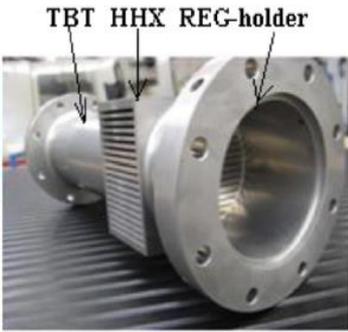
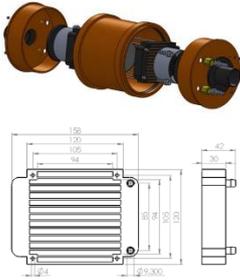
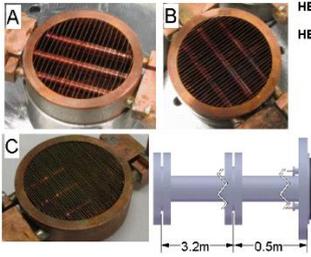
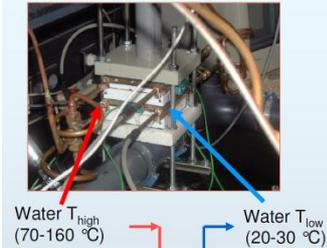
Sources	Spécifications	Prototype
M. E. H Tijani, S. Spoelstra, Energy ECN - Research Centre of the Netherlands (2015)	Type : échangeur de chaleur à flux croisés. Chute de pression minimale. Les ailettes en acier inoxydable sont brasées dans les fentes. Pour l'hélium : 50 ailettes/pouce sont utilisées avec une longueur dans le sens acoustique de 5 cm et une hauteur de 1 mm. Pour l'air : 20 ailettes/pouce sont utilisées avec une longueur de pas transversal de 7,5 cm, une largeur dans le sens acoustique de 4,5 cm et une hauteur de 2 mm. Échangeur : 2 kW transféré entre l'air chaud et l'hélium.	
Sophie Collard, Helsinki Metropolia University of Applied Sciences (2012)	Type : échangeur de chaleur à flux croisés en aluminium (similaires aux radiateurs de voiture). Fluide de travail : eau chaude. Dimensions : 158 x 120 x 30 mm (sans les raccords de tuyau de 12 mm de long et d'un diamètre de 9,3 mm). Poids: environ 212 grammes.	
Project acronym THATEA (2012) [98]	Type : échangeur de chaleur à ailettes et persiennes en aluminium bon marché. Fluides : argon (29 Hz) et hélium (90 Hz).	
Project acronym THATEA (2012)	Etude d'échangeurs de chaleur à l'échelle macro : trois échangeurs de chaleur à ailettes et à tubes ont été conçus et construits avec trois espacements d'ailettes différents (0,7, 1,4 et 2,1 mm). Chauffé par le flux d'eau chaude.	
Kees de Blok, Aster	Circuits d'eau à haute température, par échangeur gaz : température maximum de 160 °C (10 bars).	

Tableau 1-4 : Systèmes de chauffage par échangeur à tubes et ailettes au sein de l'échangeur chaud du moteur thermoacoustique.

Les différents travaux présentés ici abordent plutôt la problématique de la génération d'onde acoustique au sein du moteur thermoacoustique et il est dommage de constater que presque aucune information n'est fournie concernant la quantification des apports calorifiques au niveau de l'échangeur chaud : de fait, on ne connaît pas le niveau de température, la puissance thermique transmise au niveau de cet échangeur. Malgré cela, des démonstrateurs ont pu être développés, et la Figure 1-32 indique ainsi les dates de ces prototypes et les unités ou sociétés dans lesquels ils ont été développés. Le détail de ces données est répertorié en Annexe-D.

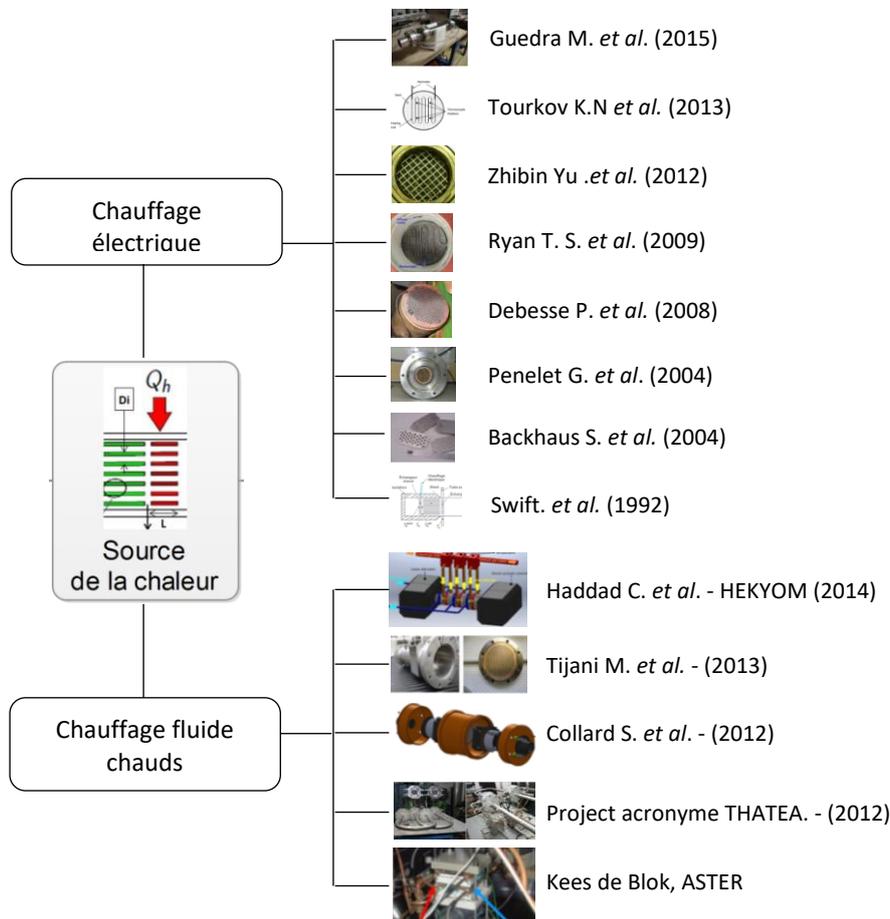


Figure 1-32 : Prototypes thermoacoustiques et systèmes de chauffage associés.

En définitive, il s'avère que les fluides de travail dans le moteur thermoacoustique sont l'air, l'argon ou l'hélium, placés dans des conditions de pression très élevées, de 6 à 80 bars selon les études. Si la puissance apportée à l'échangeur chaud est quasi toujours inconnue, les températures sont parfois mentionnées. Nous avons pu recueillir quelques informations indiquant que le fonctionnement de la machine nécessite cependant un écart de température « suffisant » entre les deux échangeurs chaud et froid, comme le montre le Tableau 1-5.

Température de source chaude, froide et écart de température dans la machine thermoacoustique			
Etudes	T chaud (°C)	T froid (°C)	ΔT (°C)
Backhaus et Swift, 2000	725	15	710
Petach et Tward, 2004	148	28	120
Gardner et al., 2009	587	38	549
Tijani et Spoelstra, 2011	580	20	560
De Block, 2011	180	20	160
Wu, Man et Luo, 2011	650	25	625
Tijani et Spoelstra, 2011	620	20	600
Mumith, 2014	150	26	124
Zhanghua et al., 2014	169	25	141

Tableau 1-5 : Niveaux de différentiels de température sur machine acoustique.

Le peu d'informations recueillies montre que ces systèmes sont encore en phase de recherche, pour les plus avancés en phase de développement, mais qu'il est impossible de se baser sur ces données pour concevoir notre système récupérateur. Cependant, il est important de souligner que malgré le peu d'informations, l'analyse montre qu'une différence de température aux échangeurs du système thermoacoustique est nécessaire pour la génération des ondes (au niveau du fluide interne de la machine : hélium par exemple), qu'une faible puissance thermique ne permettra pas de mettre en fonctionnement la machine.

Dès lors, il reste à finaliser notre projet de système permettant de procéder à la récupération de chaleur en vue d'une application « thermoacoustique » potentielle.

1.6 Système à étudier et objectifs de thèse

Compte tenu des informations recueillies et du manque de maturité du moteur thermoacoustique à ce jour, **il a été décidé de limiter notre champ d'étude à la seule récupération de la chaleur** sur ligne d'échappement. Nous avons donc conçu une stratégie scientifique afin d'essayer de répondre au mieux à cet objectif. La Figure 1-33 présente le schéma de principe du système d'étude.

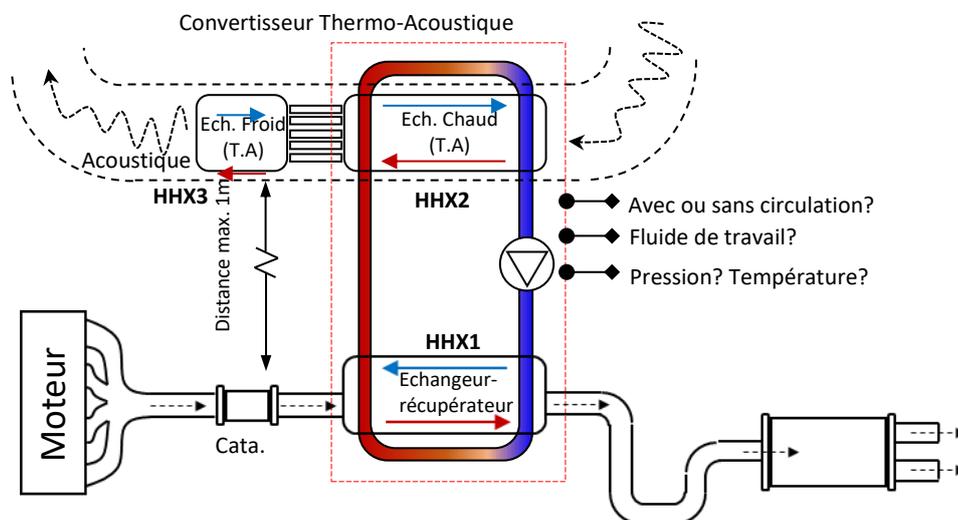


Figure 1-33 : Schéma de principe du système de récupération énergétique.

Il s'agit bien de concevoir et d'étudier le procédé de récupération de chaleur issue des gaz de combustion moteur de véhicule le plus efficace et opérationnel possible, en vue ultérieurement de le valoriser en transférant tout ou partie de cette chaleur recueillie à l'échangeur chaud du moteur thermoacoustique.

Pour arriver à cette fin, nous avons deux démarches complémentaires à développer :

- Concevoir et développer un banc d'essais susceptible de reproduire la génération de gaz d'échappement de véhicule automobile ;
- Concevoir et développer un échangeur récupérateur et évaluer ses performances en termes de récupération de chaleur.

1.6.1 Ligne gaz chauds

Il nous faut donc concevoir et développer un banc d'essais susceptible de reproduire la génération de gaz d'échappement de véhicule automobile. Pour cela, nos partenaires du groupe PSA ont analysé les cycles routiers et les données de mesures et de réglementation. La Figure 1-34 présente l'évolution des paramètres principaux d'un cycle routier de véhicule Essence EP6.

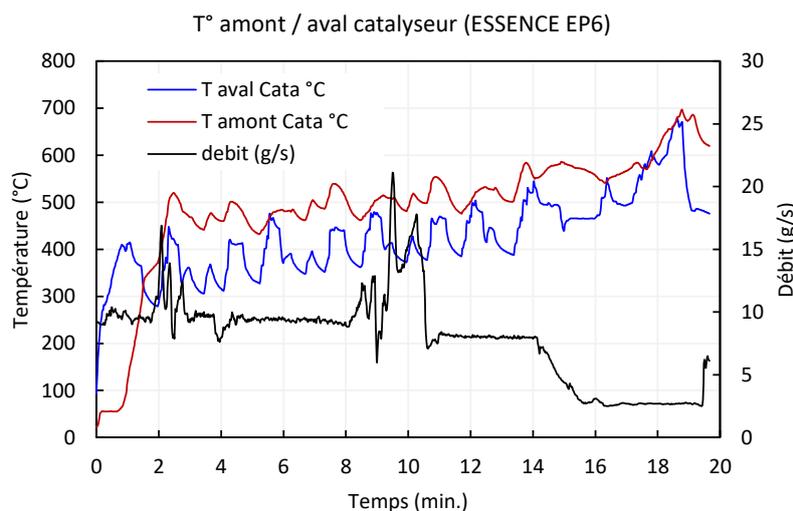


Figure 1-34 : Caractéristiques d'un cycle routier d'un moteur essence EP6 – Température et débit de gaz d'échappement.

La lecture de cet exemple indique que le débit massique des gaz d'échappement (courbe noire) varie sur une plage comprise de 2 g/s (stationnement ou cycle urbain), puis majoritairement autour de 10 g/s, et jusqu'à des pics de 17 ou 18 g/s, voire presque 22 g/s. Concernant les températures en amont du catalyseur (courbe rouge), elles atteignent très rapidement 410/420°C, et présentent des variations continues pouvant atteindre un maximum de 680°C. Globalement les températures en aval du catalyseur (courbe bleu) sont plus faibles dans les premiers instants (phase transitoire du catalyseur), puis plus importantes une fois le cycle amorcé ($t > 2$ min) avec des écarts de quelques degrés jusqu'à plus de 180°C ($t = 4$ min). Pour des raisons de stabilité et de disponibilité sur une ligne d'échappement, **notre étude portera sur la récupération de chaleur en aval du catalyseur.**

Enfin, après analyse de ces données, PSA propose de relier le niveau de température ainsi mesurée

en aval du catalyseur (par plage de 50°C) en fonction de la durée pendant laquelle ce niveau est atteint. Le résultat de cette analyse est illustré sur la Figure 1-35.

Force est de constater que la plage 300/350°C est la plus souvent atteinte, et correspond à 48% du temps de roulage. La plage 350/400°C est moins significative mais correspond à 25% du temps. Donc, pendant environ 75% du temps de roulage, les gaz d'échappement ont une température comprise entre 300 et 400°C.

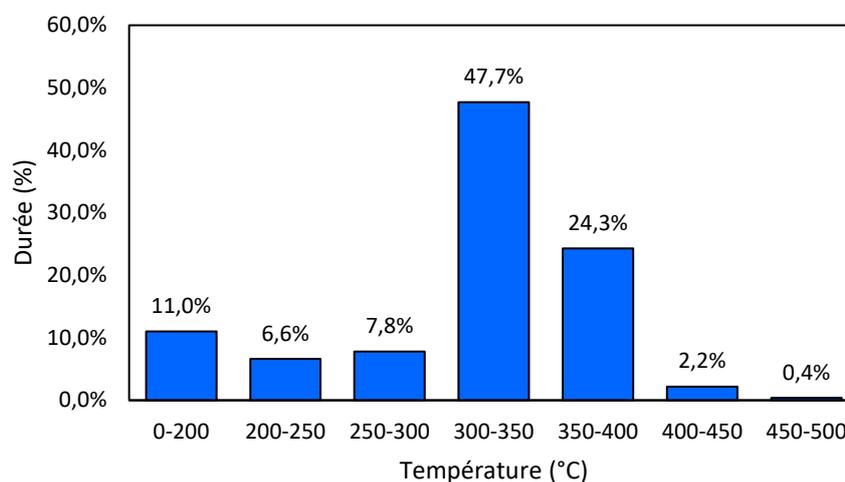


Figure 1-35 : Histogramme de la répartition temporelle en sortie de catalyseur des températures d'échappement.

A partir de là, nos partenaires de PSA nous ont proposé un cahier des charges [WISSAM, 2015] pour concevoir notre banc d'essais en air chaud (Tableau 1-6). Les contraintes de dimensionnement sont présentées dans le Tableau 1-6 et mentionnent d'ores et déjà le fait que le système de récupération doit permettre de transférer la chaleur récupérée de sa zone de récupération vers une zone où se situe le convertisseur énergétique avec une distance de 1 m. Ceci impose donc des systèmes de récupération indirecte de la chaleur.

<i>Données de l'écoulement chaud</i>		
Gamme de température étudiée	°C	300 - 450
Débit d'air	g/s	7 - 22
Pression	bars	1,4
<i>Contraintes</i>		
Position du récupérateur		après Catalyseur
Diamètre du conduit d'échappement	mm	35 - 40
Masse de l'échangeur-récupérateur	kg	à définir
Volume maximal de l'échangeur-récupérateur	m ³	à définir
Distance entre l'échangeur-récupérateur et le convertisseur (échangeur chaud du moteur thermoacoustique)	m	≤ 1
Pertes de charge maximales dues à l'échangeur-récupérateur sur la ligne d'échappement	mbar	70

Tableau 1-6 : Données du cahier des charges PSA.

1.6.2 *Echangeur-récupérateur*

Il nous faut donc concevoir et développer un échangeur - récupérateur et évaluer ses performances en termes de récupération de chaleur.

Dans le cadre de ce travail de recherche, plusieurs types d'échangeurs pouvaient faire l'objet de l'étude. En effet, une analyse rapide des types d'échangeurs récupérateurs de chaleur fait apparaître un nombre important de possibilités :

- **Echangeurs gaz /gaz à flux croisés**, utilisés souvent pour de la récupération de chaleur sur l'air (VMC double flux, échangeurs de chaleur compacts aéronautiques ...). Ce type d'échangeurs souvent basés sur la technologie à plaques et ailettes brasées est bien maîtrisé mais impose le recours à un gaz comme fluide caloporteur de récupération, et donc à un ventilateur de circulation pour transférer l'énergie thermique.
- **Echangeurs gaz/liquide à tubes et ailettes brasées ou serties**, souvent utilisés pour la récupération de chaleur sur des gaz de combustion (chaudière domestique à condensation, chaudière industrielle, système de cogénération...). Là encore, si les niveaux de températures peuvent être dans la gamme à étudier, ces systèmes utilisent un liquide, la plupart du temps de l'eau, et nécessitent le recours à une pompe de circulation indispensable pour transporter la chaleur depuis le récupérateur vers le convertisseur.
- **Echangeurs gaz/liquide type évaporateurs** qui présentent un changement d'état liquide/vapeur du fluide dans la boucle de récupération, et utilisés sur les systèmes de type cycle Rankine (eau, fluides organiques...) ou cycle frigorifique (fréons de pompe à chaleur...). Nous avons indiqué dans le paragraphe sur le cycle de Rankine (cf. 1.4.3) que ce type d'échangeurs pouvait être volumineux malgré sa bonne efficacité, et ne sera pas retenu ici pour être en adéquation avec le convertisseur choisi (moteur thermoacoustique).
- **Echangeurs de chaleur à fluide intermédiaire sans changement de phase**. Ceux-ci peuvent être pertinents mais pour l'application automobile, ils impliqueraient une complexité supplémentaire de devoir recourir à une circulation de fluide liquide et donc une pompe pour la circulation du fluide intermédiaire.
- **Caloduc**. C'est un système thermique qui peut transporter une quantité de chaleur égale à plusieurs centaines ou milliers de fois celle transportée par un conducteur métallique solide et homogène de même volume sous un même écart de température. Il transfère de la chaleur entre une source froide et une source chaude selon un cycle fermé d'évaporation et de condensation d'un fluide caloporteur à l'état de saturation. La circulation du fluide est assurée par pompage capillaire ou par l'action de force volumique (gravité, accélération centrifuge) (Figure 1-36).

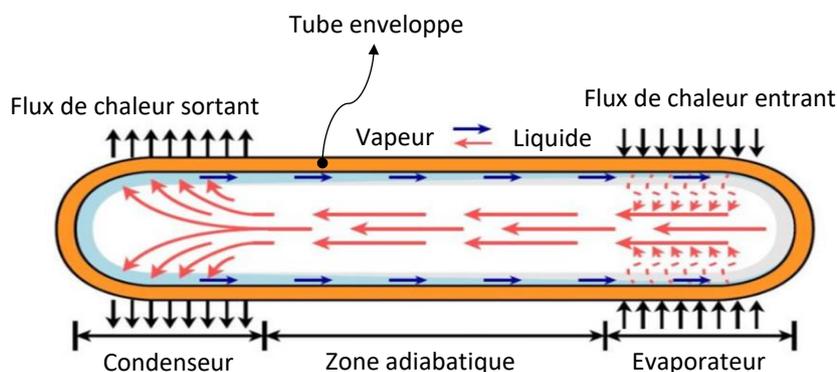


Figure 1-36 : Principe d'un échangeur caloduc.

Les performances du caloduc, son fonctionnement sans partie mécanique (pompe...), sa fiabilité et son faible coût lui confèrent des qualités intéressantes dans de nombreux domaines d'application. Citons le contrôle thermique des satellites, de l'électronique, du textile, du monde médical, etc... Les matériaux utilisés pour l'enceinte dépendent de la compatibilité avec le fluide pur qu'elle abrite. Ce fluide est choisi relativement à la température de travail et à ses propriétés thermophysiques. A température ambiante, on peut trouver des couples tels qu'acier inox ou cuivre et eau ou éthanol et également aluminium et ammoniac, mais aussi des couples permettant d'envisager une utilisation à haute température.

En définitive, nous nous sommes très vite orientés vers les caloducs pour plusieurs raisons principales : leur capacité à transférer de la chaleur, sans machine supplémentaire (pompe, ventilateur, circulateur...); le fait que ces échangeurs utilisent la chaleur latente de changement d'état du fluide caloporteur souvent de plusieurs ordres de grandeur par rapport aux transferts sensibles effectués par convection ; le fait que les caloducs sont souvent utilisés pour leur performance élevée de l'ordre de quelques W/cm^2 ; leur aptitude à pouvoir être opérationnels dans des milieux spatialement complexes (micro-ordinateur, systèmes électroniques embarqués...) ; enfin pour leur petite taille.

Il a donc été décidé de réfléchir à la conception d'un échangeur-récupérateur de chaleur de type caloduc pouvant répondre au cahier des charges PSA, donc principalement adapté à la gamme de température indiquée (300 – 450°C).

1.6.3 Stratégie de la thèse

La présente étude va donc aborder ces deux points principaux. Dans le chapitre suivant, nous montrerons comment a été conçu, développé et mis en place la « ligne gaz chauds » qui doit être pilotable en débit massique, température et pression pour être conforme aux contraintes du cahier des charges PSA indiqué précédemment.

Les chapitres 3, 4 et 5 aborderont le problème du caloduc. Nous présenterons le choix du type de caloduc qui a été retenu, le fluide de travail adapté au problème, et quel modèle analytique peut être adopté (chapitre 3). Il nous est apparu indispensable de développer un montage de recherche du caloduc récupérateur, puis évaluer son degré de fonctionnement, ses performances, ses limites ... (chapitre 5).

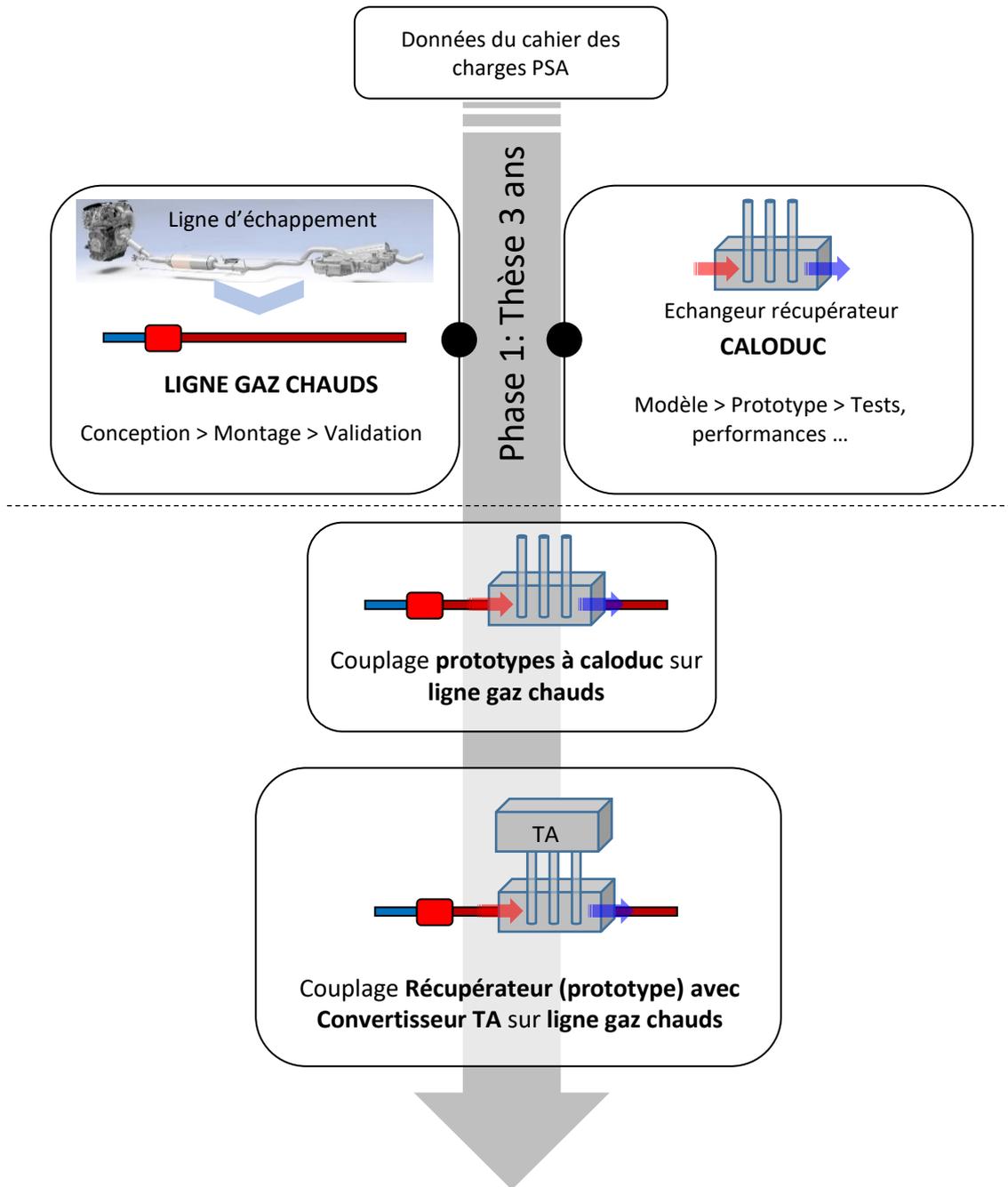


Figure 1-37 : Synoptique de la stratégie du projet.

Le synoptique ci-dessus présente donc la stratégie de récupération et valorisation de l'énergie retenue pour ce projet (Figure 1-37).

Chap. 2 Description et qualification du dispositif expérimental ‘Ligne gaz chauds’

Sommaire

2.1	Objectif et principe du banc « gaz chauds »	46
2.2	Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de génération de l'écoulement.....	50
2.3	Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de récupération de chaleur.....	58
2.4	Métrologie – Techniques de mesure	63
2.5	Architecture globale du banc « gaz chauds ».....	75
2.6	Validation du banc d'essais « gaz chauds ».....	77
2.7	Conclusion partielle.....	87

Le chapitre précédent a montré la stratégie souhaitée de récupération de chaleur sur une ligne d'échappement de véhicule automobile. L'objectif de thèse est de mettre en place les outils nécessaires à la récupération de la chaleur sur une ligne dite « d'échappement » et de quantifier cette récupération en fonction des paramètres de contrôle.

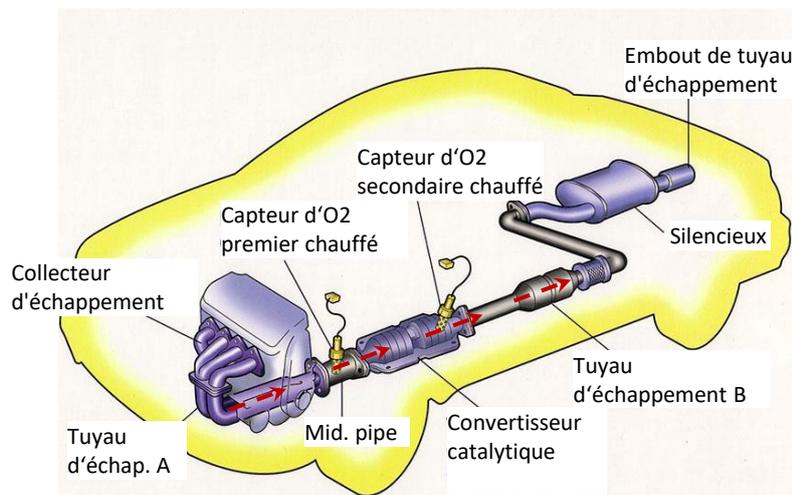
Pour ce faire, nous proposons ici de développer un banc d'essais spécifique dit « Banc gaz chauds » le plus représentatif possible d'une ligne d'échappement dans lequel nous essayerons d'intégrer par la suite un prototype récupérateur qui devra répondre au cahier des charges proposé par PSA.

Ce chapitre s'articule en deux parties. Tout d'abord, nous présentons le montage « Banc gaz chauds » imaginé, conçu et réalisé au sein du laboratoire, ainsi que la métrologie mise en place, les systèmes de mesure et de contrôle développés pour en assurer le bon fonctionnement. Dans une seconde partie, nous procéderons à la validation du banc afin d'évaluer la réponse du système ainsi réalisé aux variations des paramètres pilotes.

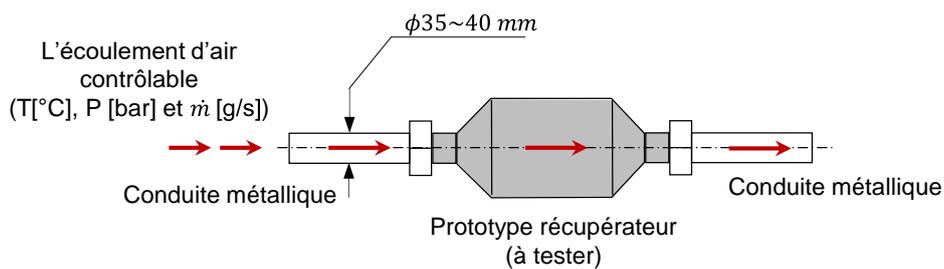
2.1 Objectif et principe de la « ligne gaz chauds »

Le but de développer un banc d'essais dits en « *ligne gaz chauds* » au laboratoire est double. Tout d'abord, il s'agit de reproduire sur un banc d'essais académique simplifié l'écoulement des gaz de combustion d'une ligne d'échappement automobile, pour lequel les paramètres caractéristiques que nous avons déjà évalués à travers la bibliographie du chapitre précédent (vitesse, température, pertes de charges, puissance ...) peuvent être parfaitement contrôlés, contrairement à la ligne d'échappement. D'autre part, ce banc doit permettre aussi de proposer la mise en place d'un ou plusieurs systèmes de récupération de chaleur, afin d'en évaluer ses performances et son potentiel de récupération.

Cependant le positionnement du récupérateur n'est pas choisi au hasard, mais sur la base des données techniques fournies par PSA (cf. §1.6.1), il s'avère que celui-ci doit être impérativement placé à la sortie du catalyseur. On voit donc sur la Figure 2-1a l'emplacement idéal souhaité du système de récupération à concevoir.



(a) Schéma de principe du positionnement du système de récupération



(b) Organisation à concevoir sur le banc « gaz chauds »

Figure 2-1: Description du principe de la ligne « gaz chauds » simulant une ligne d'échappement.

Une démarche de dimensionnement des différents composants constituant une ligne « gaz chauds » est donc initiée sur la base d'un écoulement d'air contrôlable en termes de température, de pression et de débit massique, circulant dans une conduite de diamètre interne imposé de 40 mm, sur laquelle devra être placé un prototype récupérateur (cf. Figure 2-1b). Le Tableau 2-1 présente les caractéristiques que l'écoulement des gaz chauds devra respecter pour répondre au cahier des charges proposé par PSA.

Données de l'écoulement « gaz chaud »		
Gamme de température étudiée	°C	300 - 450
Débit massique	g/s	7 ~ 22
Pression	Pa	$\sim 1,4 \cdot 10^5$

Tableau 2-1 : Cahier des charges pour l'écoulement d'air chaud.

L'analyse des cycles de roulage a montré que les différents paramètres retenus en priorité pour notre montage varient très rapidement selon le cycle de roulage. Un exemple de cycle est présenté ici pour une moteur essence de type EP6 [9] (Figure 2-2).

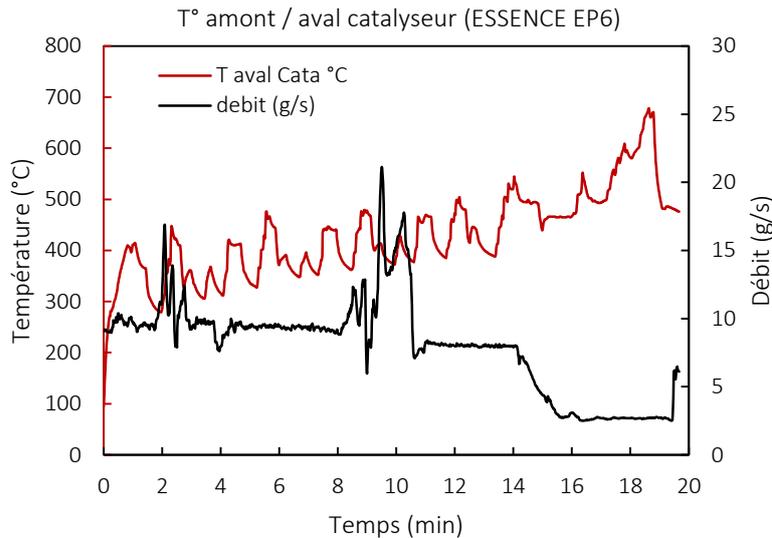


Figure 2-2: Mise en évidence de la variabilité des paramètres (température des gaz et débit massique).

En aval du catalyseur, les niveaux de températures (courbe rouge) varient bien au cours du cycle complet de 200°C à 680°C, mais la majeure partie du cycle présentant des successions de minimum/maximum correspond à la gamme 280°C – 520°C. Les changements de minimum/maximum successifs s'opèrent en moyenne sur une durée de l'ordre de 2 minutes, alors que le débit massique (courbe noire) peut ne pas présenter de variations, ou bien au contraire indique un changement important de cycle de roulage : par exemple à $t = 9$ min, où le cycle passe en cycle autoroutier (débit de l'ordre de 22 g/s). Au contraire, à débit de 2,5 g/s ($15,8 < t < 19,6$ min), on se situe plutôt en cycle urbain.

Pour reproduire au mieux les conditions de variabilité des différents paramètres, il est donc nécessaire de reproduire la gamme de niveaux de ces paramètres (régime stationnaire) mais aussi de proposer des variations temporelles plus ou moins rapides (régime transitoire). Nous distinguerons dans notre étude trois niveaux de réponse temporelle que le banc devra reproduire (cf. Figure 2-3).

On souhaite s'offrir la possibilité de reproduire la ligne d'échappement dans des conditions de régime stationnaire (a), ou de régime transitoire à faible fréquence de variation dit transitoire long (b) qui a pu être identifié autour de 1 à 2 minutes, ou bien encore de régime transitoire à fréquence de variation importante dit transitoire court (c) qui serait plus proche de la réalité en entrée de pipe d'échappement. Cependant, il semble qu'après le catalyseur les variations temporelles des paramètres caractéristiques soient plutôt modérées (Figure 2-2) et nous nous limiterons donc, ici dans notre étude, à concevoir un dispositif permettant de répondre aux deux premiers régimes (1 et 2). Le régime 3 ne sera pas envisagé.

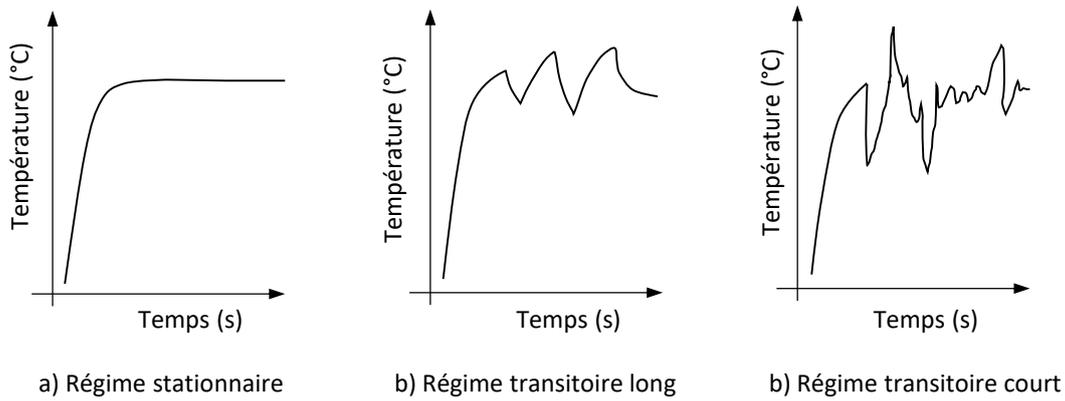


Figure 2-3: Différents régimes de fonctionnement à reproduire.

Par principe, la ligne « gaz chauds » sera divisée en deux parties : une première partie dite « ligne de génération de l'écoulement », et une seconde dite « ligne de récupération de la chaleur ». Les deux sont à concevoir.

La première « ligne de génération de l'écoulement » doit en définitive permettre de maîtriser trois paramètres principaux : la température, le débit massique et le niveau de pression de l'air. Le laboratoire dispose d'une ligne d'air comprimé spécifique généré par un compresseur isolé du reste du circuit général et qui sera utilisé pour cette étude. Il permettra ainsi de générer un écoulement d'air qui subira quelques évolutions thermodynamiques afin de répondre au cahier des charges PSA. Pour cela, le principe de la ligne « gaz chauds » reposera sur :

- une source d'air comprimé qui permet l'alimentation à haute pression (15 bars) et devra assurer le débit nécessaire,
- un système de réglage du niveau de pression qui devra assurer le niveau de pression souhaité pour l'ensemble du système (détendeur),
- un système de mesure du débit massique ou volumique de l'air afin de répondre aux spécifications PSA, auquel devra être adjoint un dispositif de régulation du débit (vanne de pilotage) comme indiqué précédemment pour répondre aux régimes stationnaire ou transitoire lent,
- enfin, placé en bout de ligne froide, un réchauffeur d'air devant assurer le chauffage de l'air soufflé, auquel il conviendra aussi d'ajouter un système de mesure des températures de l'air.

La Figure 2-4 montre le schéma de principe de la ligne « gaz chauds – ligne de génération de l'écoulement » à concevoir sur les bases indiquées ci-dessus, qui devront permettre de contrôler la pression, le débit massique et la température de l'air ainsi généré sur la ligne.

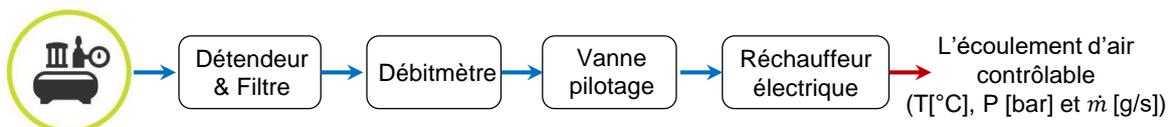


Figure 2-4 : Schéma de principe des composants pour générer et contrôler un écoulement d'air.

Dans la seconde phase du banc, il s'agit finalement de la zone d'essais proprement dite que nous désignerons par « ligne de récupération de la chaleur ». Celle-ci reposera sur :

- une conduite de connexion entre la sortie du réchauffeur et l'entrée de la conduite sur laquelle seront placés les échangeurs,
- un **échangeur prototype récupérateur** à imaginer et à concevoir pour cette étude (ici un caloduc comme indiqué le chapitre précédent) auquel seront ajoutés des éléments de métrologie associée : perte de charges, température... Ceci devra permettre d'évaluer notamment la capacité de récupération de chaleur de l'échangeur prototype. Le banc d'essais devra fonctionner jusqu'à des températures élevées de l'ordre de 450°C, voire éventuellement plus (500°C) grâce au recours au réchauffeur en entrée de prototype récupérateur.
- un **échangeur refroidisseur** à imaginer et concevoir aussi pour assurer la sécurité de la ligne et le rejet de l'air ainsi refroidi dans des conditions de sécurité acceptable pour l'opérateur et pour la salle d'essais. En effet, l'air chaud circulant à travers le prototype sera refroidi au moyen d'un échangeur refroidisseur (air/eau) assurant ainsi une consigne de température de rejet de l'air dans la salle d'essais inférieure à 35°C.

La Figure 2-5 montre le schéma de principe de la ligne « gaz chauds – ligne de de récupération de la chaleur » à concevoir sur les bases indiquées ci-dessus, qui devront permettre d'analyser le potentiel de récupération de la chaleur dans les conditions de sécurité nécessaires.

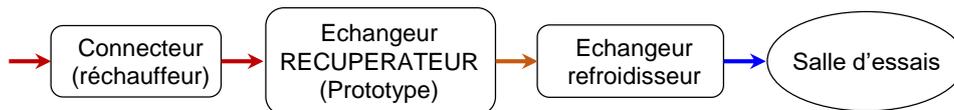


Figure 2-5 : Schéma de principe des composants pour analyser la récupération de chaleur – « ligne de récupération de la chaleur ».

Enfin deux remarques supplémentaires quant à la conception de banc « gaz chauds » :

- L'écoulement d'air avec ces trois paramètres physiques de base (pression, débit massique et température) sera généré sur ce banc pour les tests aux deux régimes indiqués : en stationnaire et en transitoire lent. Par conséquent, les exigences techniques pour la constitution des composants du banc sont : modularité, pilotage par PC et précision de mesure.
- Compte tenu des températures d'essais envisagées, un système de sécurité est forcément nécessaire pour éviter des accidents pendant les tests. Les besoins seront d'avoir une solution technique pour assurer la température de sortie de l'écoulement d'air chaud inférieure à 35°C (échangeur refroidisseur), un système de surveillance permettant d'arrêter immédiatement le chauffage lorsqu'un des paramètres mesurés dépasse la limite permise (arrêt du débit massique, arrêt du refroidissement...).
- Pour des raisons thermiques, la salle retenue pour l'installation de ce dispositif de « gaz chauds » est une salle avec climatisation intégrée, permettant d'avoir toujours les mêmes conditions d'ambiance quelle que soit l'heure de la journée ou la période de l'année.

Les spécifications des différents composants constituant la ligne « gaz chauds » sont détaillées dans les paragraphes suivants.

2.2 Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de génération de l'écoulement

Chaque équipement a été considéré et choisi en fonction de la plage de fonctionnement de chaque paramètre physique concerné et du système global. Le Tableau 2-2 présente la liste des équipements qui ont été choisis pour réaliser le banc « gaz chauds ». Les spécifications et les principes de fonctionnement de chaque composant seront détaillés dans les sections suivantes.

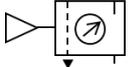
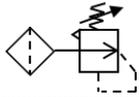
Objectif	Équipement	Modèle	Gamme de fonctionnement
 Source d'air comprimé	Compresseur à vis	Aircom-D68	Pression maximum : 11 bars Débit maximum : 100 g/s Capacité : 900 L
 Contrôle de la pression	Régulateur/ Filtre	B68G (Norgren®)	Pression maximum : 17 bars
	Détenteur	R68G (Norgren®)	Pression maximum : 20 bars
 Mesure du débit d'air	Débitmètre à effet Coriolis	CMFS 040M Micro Motion® ELITE®	Débit de gaz maximum : 150 g/s (540 kg/h)
	Transmetteur	Modèle 2400S Micro Motion®	-
 Contrôle du débit d'air	Vanne à clapet à siège incliné 2/2 voies	GEMÜ 550	-
	Positionneur intelligent et régulateur de process intégré	GEMÜ 1436 cPos®	0 – 100%
 Chauffage de l'air	Réchauffeur	F038824 (OSRAM-SYLVANIA®)	Puissance maximum : 4 kW

Tableau 2-2 : Spécifications de chaque composant de la ligne « gaz chauds ».

Voyons désormais en détails chaque élément de la ligne et ses composants ainsi que les systèmes de mesure et de contrôle associés.

2.2.1 Source d'air comprimé : compresseur à vis

Le premier élément de la ligne est un compresseur d'air à vis de type Aircom-D68 [90] permettant de générer de l'air comprimé à une pression maximum de 11 bars. Le compresseur remplit un réservoir de 900 L sous une pression de référence de 8 bars, taré sous une pression d'essais de 11 bars. Ce réservoir est ensuite connecté à un déshuileur dont le rôle est d'assécher l'air comprimé issu du réservoir afin de générer un air le plus sec possible et sans huile issue du compresseur à vis. Enfin une conduite en plastique souple adaptée de 20 m de long sert de liaison entre la sortie du déshuileur et l'entrée du montage dans la salle réservée à notre étude (Figure 2-6).

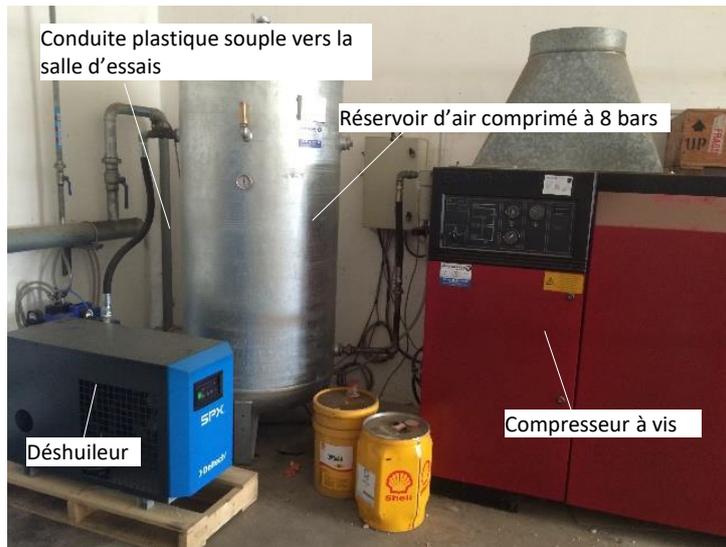


Figure 2-6 : Dispositif de génération de l'air comprimé à 8 bars.

Dans les conditions de fonctionnement, le débit d'air en sortie du système (aval du déshuileur) peut varier de 0 à 65 g/s en continu, ou bien de 65 g/s à 100 g/s en rafale. Ce système est donc très suffisant pour notre étude car il couvre la gamme 7 – 22 g/s en continu. Enfin la teneur en humidité absolue maximum de l'air ainsi généré est relativement basse, car elle ne dépasse pas 0,50 g/kg_{As}.

2.2.2 Contrôle des conditions de pression : filtre et détendeurs

Quelles que soient les précautions prises lors de l'élaboration de la centrale d'air comprimé, la compression de l'air, son stockage et sa distribution font qu'il subsiste toujours des traces d'humidité et de fines particules en suspension. Par ailleurs, le compresseur ne fonctionne pas de manière continue et la pression dans le réservoir fluctue entre deux valeurs fixées par le pressostat. Cette variation peut être accentuée par la consommation de l'ensemble des appareils branchés sur le réseau de distribution. Afin de garantir une disponibilité optimale de la pression nécessaire avec un air le plus pur possible, un système supplémentaire de filtre et détendeurs est placé à l'entrée de la salle d'essais sur le réseau d'air comprimé.

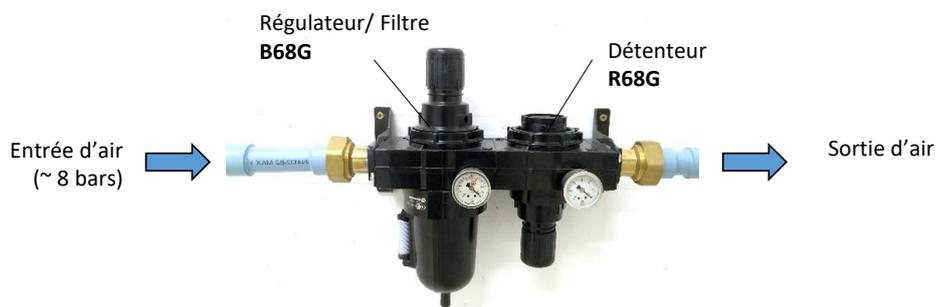


Figure 2-7 : Filtre et détendeurs sur le circuit d'air comprimé.

Le filtre permet d'éliminer les particules qui pourraient contaminer l'air. Puis l'air passe dans deux détendeurs en série afin de porter l'air sec à la pression voulue en deux étapes. Le premier élimine les oscillations dues à la compression en amont et porte l'air à 4 bars. La deuxième étape sert à détendre l'air à 1,4 bars. Deux indicateurs affichent la pression mesurée par des capteurs internes et permettent à

l'utilisateur de régler la pression en sortie de chaque détendeur. Ces composants (Figure 2-7) font circuler de l'air sec à la bonne pression, paramètre qui est nécessaire à la simulation de l'échappement des gaz chauds dans une ligne automobile.

2.2.3 Mesure du débit massique d'air : débitmètre massique à effet Coriolis

Le choix d'un système de mesure du débit s'est porté tout naturellement vers un dispositif de mesure massique plutôt que volumétrique, afin d'avoir une information plus fine de la quantité d'air circulant sur la ligne « gaz chauds ». Dès lors, notre choix s'est orienté vers un débitmètre massique à effet Coriolis de marque Emerson®, de modèle CMFS-040M qui présente deux caractéristiques intéressantes pour notre étude : une bonne précision de mesure ; un temps de réponse assez court. Un transmetteur de signal, modèle 2400S, est adjoint au débitmètre. Il permet d'une part l'affichage visuel du débit instantané sur un écran positionné sur la partie haute du transmetteur, et d'autre part communique les mesures à une centrale d'acquisition HP-Agilent présentée ultérieurement. L'installation de ces composants est présentée en Figure 2-8.

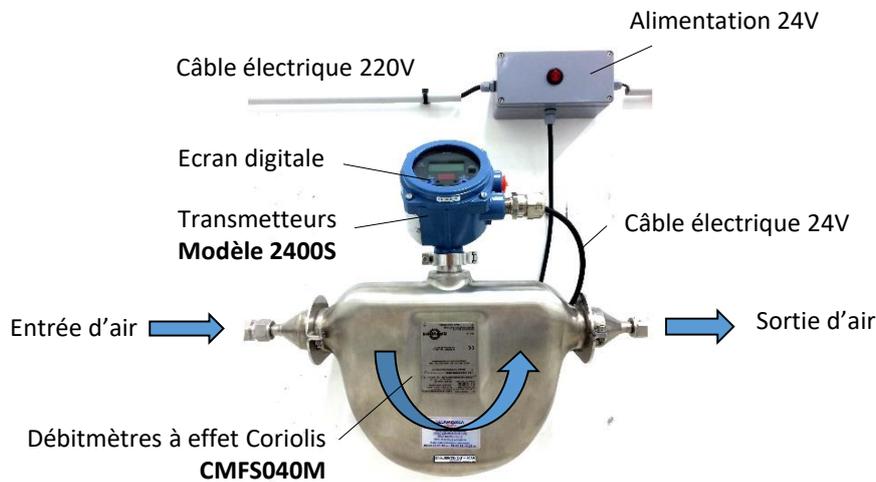


Figure 2-8 : Montage du débitmètre à effet Coriolis sur la ligne « gaz chauds ».

Le principe de fonctionnement de ce type d'appareil s'appuie sur le phénomène d'accélération de Coriolis. Cette accélération est proportionnelle à la masse de fluide circulant dans le débitmètre et aux composantes de vitesse angulaire de translation. Dans le débitmètre choisi pour notre étude, l'air passe à travers un tube. Une bobine placée au milieu du tube permet de créer un mouvement oscillant (Figure 2-9).

La vitesse de translation de l'air associée à la vibration des tubes génère des composantes de vitesse angulaire, et par conséquent des forces de Coriolis. Lorsque l'air se déplace, l'oscillation est retardée dans la première partie du tube, tandis que le passage dans la deuxième partie engendre une accélération de ces oscillations, due à la restitution de l'énergie prélevée au départ du mouvement. Le résultat est une légère déformation du tube qui se superpose à l'oscillation de base. Des capteurs inductifs mesurent un déphasage de l'oscillation entre l'entrée et la sortie de chaque tube, correspondant à un intervalle de temps directement proportionnel au débit massique de l'écoulement. Dans le but d'obtenir une meilleure stabilisation mécanique, un deuxième tube, parallèle au premier, oscille en phase avec lui. Il est également traversé par l'air.

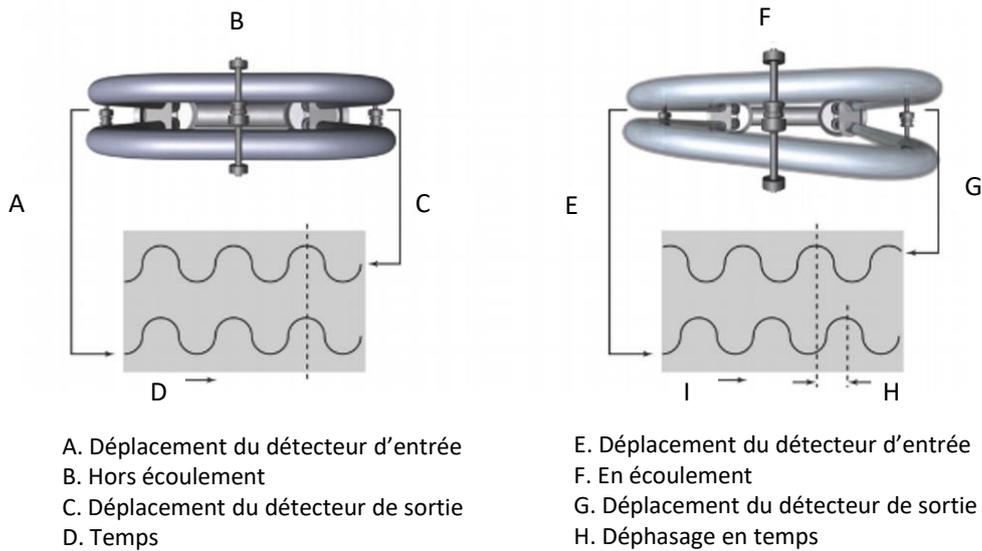


Figure 2-9 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre massique à effet Coriolis.

Les tubes de mesure sont contraints d'osciller, générant ainsi deux signaux sinusoïdaux. Lorsque le débit est nul, les deux tubes vibrent en phase. En présence d'un écoulement, les forces de Coriolis génèrent une torsion des tubes, ce qui entraîne un déphasage. Le déphasage en temps entre les signaux sinusoïdaux est mesuré : il est directement proportionnel au débit massique.

Toutes les caractéristiques détaillées du débitmètre CFMS040M sont présentées en annexe (cf. Annexe E). Pour information, nous indiquons ici seulement les plus importantes pour la suite de l'étude. La gamme de mesure du débit pour cet appareil est comprise entre 2 g/s et 645 g/s. L'incertitude de mesure incluant les erreurs de répétabilité, de linéarité, d'hystérésis, d'orientation et autres non linéarités, est de +/-0,25%, soit de +/- 0,018 g/s pour un débit de 7 g/s ou encore de +/- 0,055 g/s pour un débit de 22 g/s. Le temps de réponse de cet appareil de mesure est de l'ordre de 1 seconde maximum.

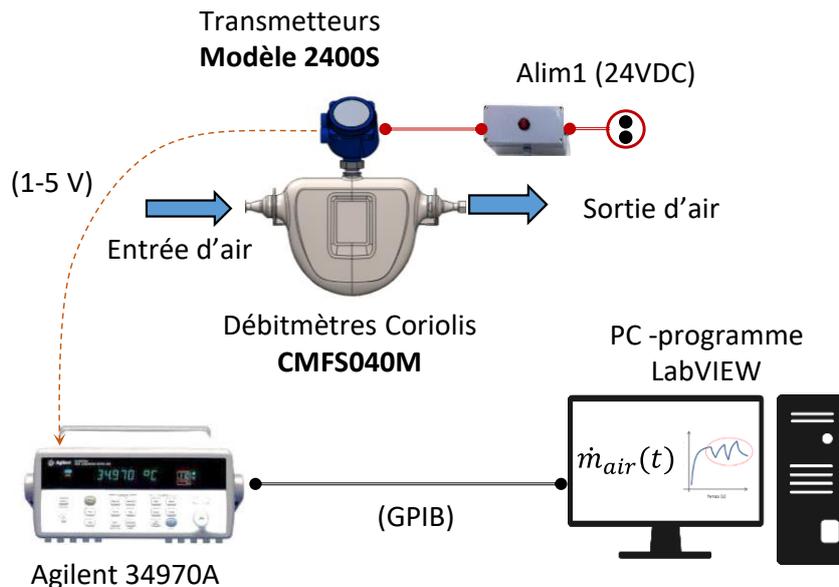


Figure 2-10 : Circuit de transmission de la mesure de débit massique.

Enfin, le transmetteur est alimenté par un dispositif d'alimentation 24VDC, lequel génère une tension de sortie 1-5V qui est recueillie par une centrale d'acquisition HP-Agilent 34970A munie de 2 cartes d'acquisition 20 voies. Le signal est ensuite transféré par connexion GPIB à un PC puis évalué et analysé par un programme spécifique développé en environnement LabVIEW[®]. Le circuit de cette information de mesure du débit massique est présenté par la Figure 2-10. L'analyse de cette information s'effectue à une fréquence de 10 Hz et servira par la suite au contrôle du débit massique comme nous allons le présenter dans les paragraphes suivants.

2.2.4 Contrôle du débit massique d'air : positionneur GEMÜ-1436 et vanne commandée GEMÜ-550

Outre la mesure du débit massique avec une bonne précision, il convient de piloter le niveau de débit soit en régime stationnaire, soit en régime transitoire lent. Pour cela, il a fallu imaginer un système de régulation du débit d'air sur la ligne « gaz chauds » piloté par l'intermédiaire de différents éléments. Le système final retenu se compose de deux éléments, un positionneur intelligent et une vanne à clapet, comme le montre la Figure 2-11.

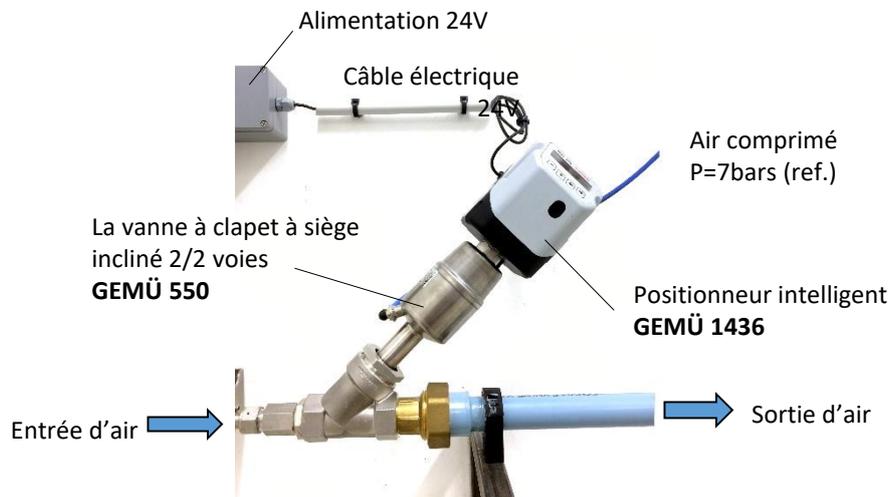


Figure 2-11 : Positionneur et vanne commandée.

L'élément GEMÜ-1436 est un positionneur électropneumatique digital avec régulateur de process optionnel intégré qui permet la commande de vannes de process pneumatiques. L'information du débit massique est renvoyée par le programme LabVIEW sous forme d'un signal électrique qui est alors traité par le régulateur de process intégré. La valeur de débit d'air recherché est communiquée au positionneur par le PC via la carte analogique. Le positionneur intelligent délivre alors un signal au second élément de la ligne de régulation, la vanne à clapet : ce signal se traduit sous forme de valeurs auxquelles la vanne va devoir se positionner.

En effet, la vanne à clapet à siège incliné 2/2 voies type GEMÜ-550 (Figure 2-11) dispose d'un actionneur pneumatique à piston en acier inoxydable. Cette vanne à clapet métallique supporte une pression inférieure à 8 bars et une température externe inférieure à 60 °C : ici elle est connectée au réseau interne d'air comprimé du bâtiment de pression maximale 7 bars. L'ouverture de la vanne se présente sous forme de pourcentage d'ouverture par rapport au minimum (0%) et au maximum (100%). Pour cette gamme d'ouverture de la vanne, des mesures d'étalonnage répétées ont permis de relever le débit massique d'air circulant dans la ligne « gaz chauds ».

La loi d'évolution traduit une linéarité entre le pourcentage d'ouverture de la vanne et le débit massique d'air qui est alors introduite dans le programme LabVIEW. Finalement après étalonnage, et introduction de la loi de conversion pourcentage d'ouverture de vanne / débit massique d'air, la procédure finale retenue pour le contrôle du débit massique est la suivante : l'utilisateur impose un pourcentage d'ouverture de la vanne pneumatique qui coïncide à un certain débit massique souhaité ; le positionneur traduit cette valeur en coordonnées d'ouverture qu'il transmet à la vanne ; la vanne s'active instantanément et vient se positionner à la valeur d'ouverture ainsi recherchée. La mesure du débit massique par le débitmètre à effet Coriolis permet de vérifier la valeur du débit attendu (Figure 2-12).

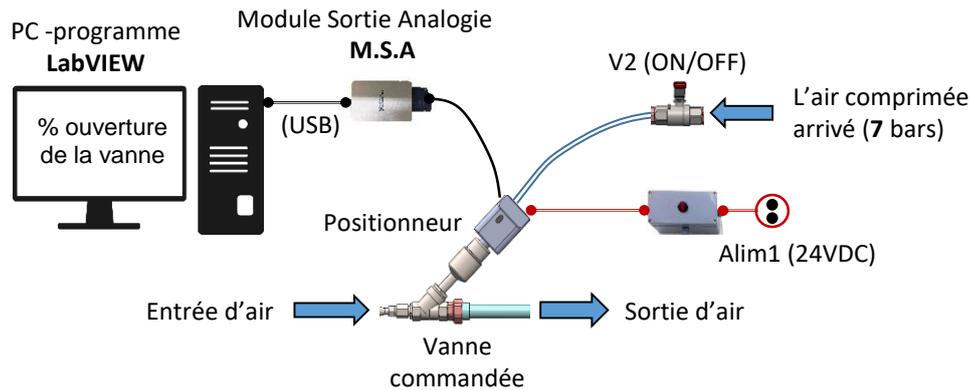


Figure 2-12 : Schéma final de la procédure de contrôle du débit massique.

Avec ce système, deux possibilités sont offertes et pilotées par l'utilisateur. Sous l'environnement LabVIEW, il est possible de :

- Choisir une valeur nominale de débit, et dans ce cas, le système vient se caler de lui-même à la valeur du débit recherché avec une précision de l'ordre de +/- 5%.
- Choisir une loi d'évolution du débit préétablie en temps (de type linéaire croissant, linéaire décroissant, créneau, sinusoïdale ...), ce qui conduit à une variation temporelle du débit en adéquation avec la forme imposée.

Un exemple de réponse du système aux variations de la vanne commandée est présenté par la Figure 2-13. Plusieurs sollicitations successives sont imposées à la vanne toutes les 120 secondes, correspondant à 10%, 50% et 100% d'ouverture, puis 50% et enfin 10%. Le débit massique mesuré dans ces cinq conditions est respectivement égal à 2,5 g/s, puis 13 g/s et 21,9 g/s, puis revient de nouveau à 13 g/s et à 2,5 g/s. Ces tests nous renseignent sur la bonne réponse de la vanne et la bonne reproductibilité aux sollicitations. Enfin, un zoom effectué sur le résultat à 100% d'ouverture de la vanne montre que le débit présente des variations autour de sa valeur moyenne avec +/- 0,3 g/s, ce qui représente effectivement 2,8%. Cette valeur est inférieure à la précision attendue. Dernier point important dans ces tests, pour chaque sollicitation de la vanne, la variation de débit est extrêmement rapide et le système se stabilise en quelques secondes. Le temps de réponse du système de contrôle est donc très faible et permettra donc de générer des conditions en régime transitoire court sans problème.

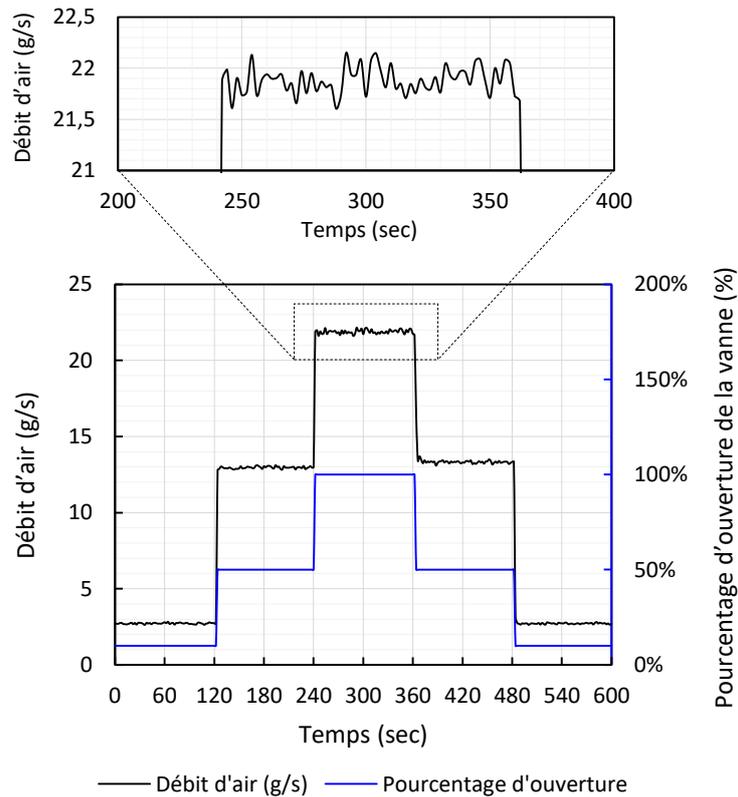


Figure 2-13 : Evolution du débit d'air en fonction du pourcentage d'ouverture de la vanne commandée.

2.2.5 Contrôle de la température – Réchauffeur d'air

Pour assurer la gamme de température d'air souhaitée (300 – 450 °C), il a été nécessaire de rechercher un dispositif permettant de chauffer l'air à ces températures quel que soit le débit d'air injecté dans la ligne. Pour ce faire, notre choix s'est porté sur le réchauffeur de marque Osram Sylvania®, de type Threaded Inline Air Heater (littéralement *résistance chauffante filetée à air*). Il est installé en aval de la vanne commandée afin de permettre le chauffage de l'air sans altérer le fonctionnement de la vanne pneumatique. La Figure 2-14 illustre la structure et le principe de fonctionnement du réchauffeur Osram.

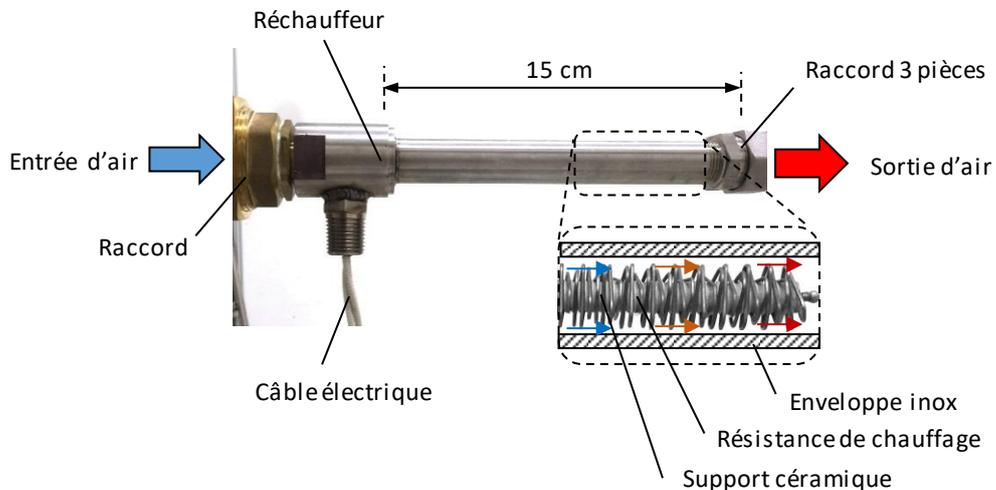


Figure 2-14 : Réchauffeur utilisé pour le banc « gaz chauds » et principe de fonctionnement.

Le réchauffeur est composé d'une résistance chauffante (fil) enroulée autour d'un support en céramique afin de chauffer de façon homogène l'air sec, et enfin d'une enveloppe externe en inox en contact avec le milieu extérieur. L'air circule donc entre le support céramique et l'enveloppe inox comme le montre la Figure 2-14 (flèches bleues : air ambiant ; flèches rouges : air chaud). La tension affectée aux bornes de la résistance au moyen d'une alimentation électrique stabilisée se traduit par un effet Joule qui chauffe alors l'air par convection le long de la résistance. L'entrée de l'air dans le tube « réchauffeur » contenant la résistance se situe du côté de l'arrivée des fils.

Les spécifications techniques du réchauffeur utilisé sont fournies dans le Tableau 2-3 pour lequel les contraintes sont nombreuses et délicates.

Produit	F038825 (TypeB*)
Matériau	Acier inoxydable
Diamètre	1/2"
Résistance	14 Ohm à froid (température ambiante)
Tension et intensité nominales	220 V - 18,2 A
Tension et intensité maximales	300 V- 30 A
Pression d'entrée maximale	10 bars (150 psi)
Température maximale de l'air à l'entrée	93°C
Température maximale de l'air de sortie	760°C
Température maximale de la résistance	960°C
Conditions environnementales	T ambiant : 0 – 40°C Humidité : 0 -95%

Tableau 2-3 : Spécifications techniques du réchauffeur utilisé.

La lecture de ces spécifications nécessite quelques remarques :

- La température d'entrée ne doit pas dépasser 93°C, ce qui sera toujours le cas quel que soit le fonctionnement du compresseur même en période estivale où il peut atteindre environ 50°C dans le réservoir. Les détentes successives assureront une chute de température, donc pas de souci.
- La température maximale de sortie de l'air est de 760°C, bien au-delà de notre maximum recherché 450°C, voire 500°C.
- Un débit minimal est nécessaire pour ne pas détériorer la résistance et monter en température : il est de 2 g/s, bien en deçà du débit minimal d'étude (7 g/s). On s'attachera donc à ce que le débit d'air minimal lors du fonctionnement du réchauffeur soit supérieur à cette consigne.
- La pression de fonctionnement doit être inférieure à 10 bars, ce qui sera toujours le cas sur la ligne « gaz chauds » (maximum de 7 bars ; valeur nominale de 1,4 bars).

Enfin, la puissance maximum de ce réchauffeur est de 9 kW. Lorsqu'il chauffe, le fil se dilate et tout l'écoulement passant au travers devient turbulent. Le coefficient de transfert de chaleur est alors élevé et l'air chauffe très rapidement (quelques secondes). La puissance à fournir à la résistance se calcule par la formule classique suivante :

$$P = Q_m \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (\text{Eq. 2-1})$$

où : Q_m (kg/s) est le débit massique d'air traversant le réchauffeur, C_p [J/kg.K] est la capacité calorifique de l'air, T_e (°C) est la température de l'air entrant dans le réchauffeur, T_s [°C] est la température de l'air sortant du réchauffeur.

Pour assurer le fonctionnement du réchauffeur, celui-ci est relié à une alimentation haute puissance triphasée de marque TopCon DC, de type REGATRON AG, dont la sortie monophasée peut proposer une tension 0 - 400 VDC, un courant 0 - 31 A et donc, par conséquent, une puissance maximale de 10 kW. L'alimentation est commandée, elle aussi, par un programme VI spécifique développé sous environnement LabVIEW par une liaison GPIB (cf. § 2.4.3). L'alimentation génère alors une tension 0-400V aux bornes de la résistance contenue dans le réchauffeur comme le montre la Figure 2-15.

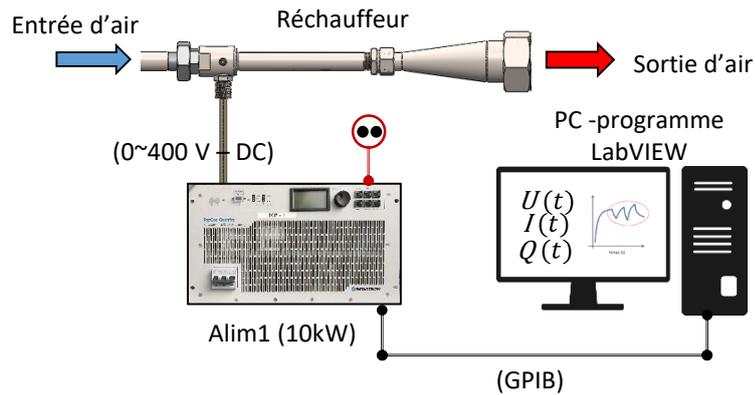


Figure 2-15 : Schéma de la commande du réchauffeur.

Un calcul simple des besoins énergétiques en termes de chauffage montre que pour la gamme de débit (7-22 g/s) et de température (300- 450°C), les besoins sont compris entre 2kW et 10kW comme le montre le Tableau 2-4.

		Températures de l'air entrée/sortie (°C)			
		20/300	20/350	20/400	20/450
Débit massique (g/s)	7	1,97	2,46	2,81	3,17
	13	3,66	4,57	5,23	5,88
	22	6,19	7,74	8,84	9,95

Tableau 2-4 : Puissances nécessaires pour répondre aux besoins énergétiques du banc « gaz chauds ».

En conclusion, le système alimentation électrique du réchauffeur pourra assurer la totalité de la plage de fonctionnement souhaité. Ainsi se termine la première zone du banc « gaz chauds », avec un dispositif permettant d'assurer : à priori la gamme de débit souhaité (maximum 65 g/s) ; à priori le niveau de température souhaité (maximum 760°C) ; à priori le niveau de pression souhaité (maximum 7 bars). Voyons maintenant la seconde partie du banc concernant la ligne de récupération de chaleur.

2.3 Description des composants du banc « gaz chauds » - ligne de récupération de chaleur.

Comme indiqué au début de ce chapitre (Figure 2-5), la seconde partie du banc d'essais concerne la zone réelle d'essais où il s'agit de mettre en place la ligne de récupération de chaleur. Pour cela, voyons les différents éléments de cette ligne.

2.3.1 Connexion zone de génération de l'écoulement/zone de récupération de chaleur – Diffuseur et Raccords 3P et conduit D40

Cette pièce mécanique adapte le diamètre du circuit d'air à la dimension de la ligne de récupération basée sur une conduite de diamètre D40 (40 mm de diamètre interne) issue du cahier des charges PSA. Pour la conception de la ligne d'essais, notre choix s'est porté sur une structuration « modulaire ». Cette modularité est basée sur la conjonction de deux éléments principaux (Figure 2-16)

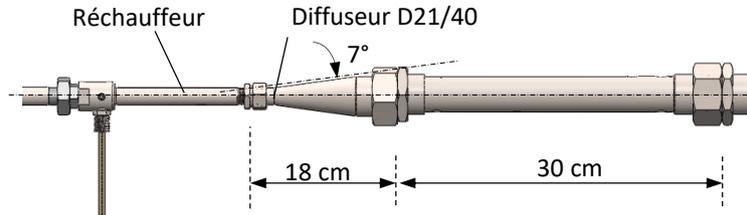


Figure 2-16 : Ligne provisoire d'essais – diffuseur, raccord 3P et conduite D40.

En effet, le tube contenant la résistance chauffante (réchauffeur) a un diamètre interne de 21 mm (D21). Il convient donc de fabriquer un diffuseur permettant de connecter la sortie du réchauffeur D21 avec la zone d'essais D40. Pour des raisons de développement de l'écoulement le plus uniforme possible au sein du diffuseur, un angle de 7° maximum est retenu dans sa conception, imposant une longueur de 18 cm. La conduite est en acier inoxydable 316L, de diamètre intérieur 40 mm (D40), sur lequel devront être placés les échangeurs « Récupérateur » et « Refroidisseur ». D'épaisseur 1,6 mm, cette conduite peut résister sans détérioration à des pressions de plus de 150 bars, et des températures très élevées de plus de 1000°C . Le raccord métallique en acier inoxydable 316L, dit « raccord 3pièces » ou noté « 3P », permet la jonction entre les différentes parties ou tronçons de la conduite D40. D'une part, ce raccord permet le montage facile entre les tronçons, et d'autre part, il assure une étanchéité parfaite entre les tronçons ou les éléments de la ligne.

2.3.2 Ligne d'essais provisoire – Echangeur « Récupérateur »

L'échangeur récupérateur constitue l'élément essentiel de notre étude. Il sera imaginé, conçu, et ses performances seront analysées dans les prochains chapitres (cf. chapitres 3, 4 et 5). A ce stade du montage, l'échangeur récupérateur n'est pas encore conçu. Il est donc remplacé naturellement par un raccord 3P, bien sûr provisoire, entre deux conduits droits D40 dans l'attente de l'insertion de cet échangeur sur la ligne (Figure 2-17)

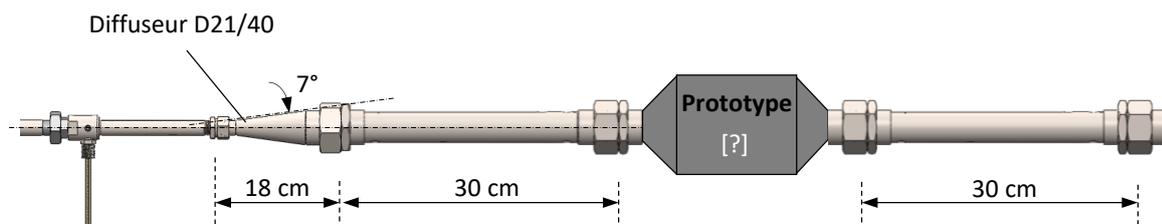


Figure 2-17 : Position « provisoire » de l'échangeur récupérateur.

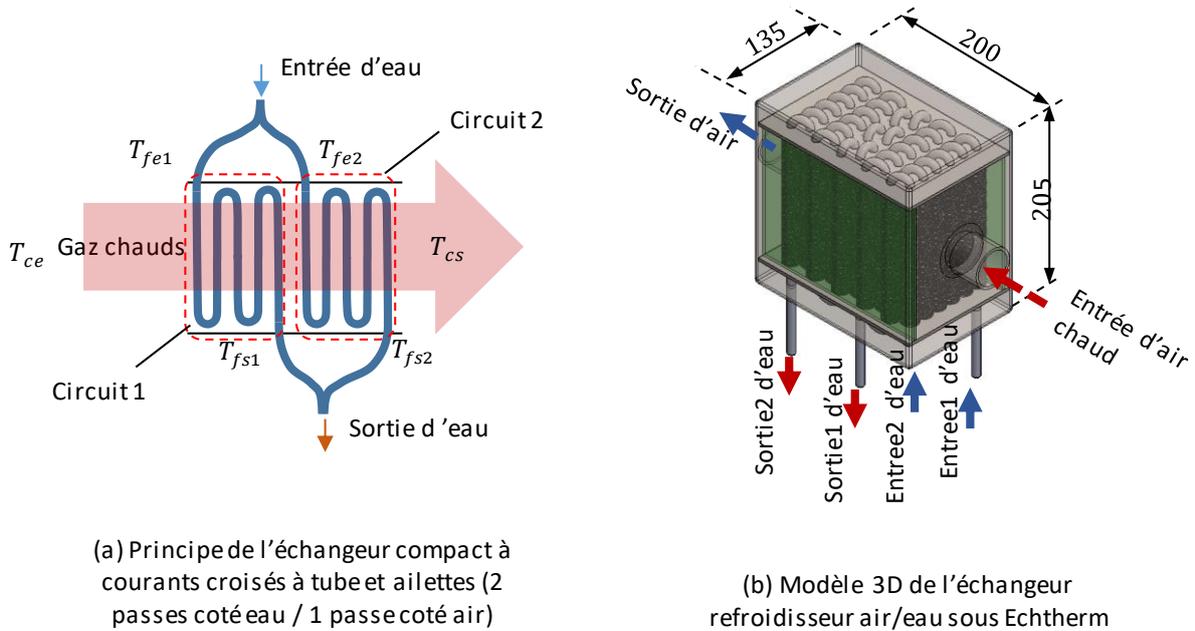
2.3.3 Ligne d'essais provisoire – Echangeur « Refroidisseur » de l'air dans la salle

Le comportement du prototype « Récupérateur » mis en place sur le banc d'essais est inconnu, et la température de l'écoulement d'air peut potentiellement atteindre à la sortie du réchauffeur plus de 450 °C. Malgré les pertes thermiques des conduits, la température de l'air soufflé ainsi dans la salle d'essais peut présenter des conditions dangereuses pour la sécurité de l'opérateur d'une part, et pour celle de la salle d'essais d'autre part. Il est donc indispensable d'ajouter un échangeur qui permette de refroidir l'air en sortie de la zone d'essais (sans échangeur « Récupérateur ») avant d'être rejetée dans la salle d'essais. Pour des raisons sécuritaires, une température maximale de 35°C a été retenue.

Un échangeur air/eau a donc été conçu et dimensionné par nos soins, et fabriqué par la suite par la société Bisbrook®. Le détail de la conception et du dimensionnement a été effectué. Nous nous limiterons ici aux principaux aspects de conception et de dimensionnement car ils seront utiles pour la suite de notre étude.

Pour assurer le refroidissement total de l'air ainsi chauffé par le réchauffeur, le dimensionnement de l'échangeur refroidisseur est basé sur une puissance de 10 kW et avec un échange air/eau, l'eau étant un fluide à disposition dans la salle d'essais. Malgré la simplicité du principe d'échange air/eau, nous avons essayé de proposer une conception compacte de cet échangeur afin de réduire au maximum ses dimensions et son volume, et aussi de répondre malgré tout aux données du cahier des charges PSA : pertes de charges inférieures à 7000 Pa ; puissance maximum de 10 kW. Enfin, il doit assurer une température de sortie d'air inférieure à 35°C. Cet échangeur doit respecter les contraintes PSA car il servira, comme le montrerons dans le §2.6, d'échangeur pour effectuer la validation du banc « gaz chauds ».

Pour ce faire, nous avons eu recours à un outil de dimensionnement développé par le GRETH (Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques [91]), à savoir le logiciel *EchTherm* ®. Cet outil permet de rentrer les contraintes de dimensionnement, et de tester plusieurs solutions techniques et technologies d'échangeurs pouvant répondre au problème. Après quelques itérations et validations, notre choix s'est porté sur un échangeur à tubes à courants croisés entre le fluide chaud (l'air issu du réchauffeur) et le fluide froid (l'eau du réseau de la salle d'essais). En définitive, après optimisation des circuits de distribution, le prototype est constitué de deux parties d'échangeur identiques, en série pour l'air et en parallèle pour l'eau (Figure 2-18) où : T_{ce} est la température d'entrée de l'air chaud, T_{cs} est la température de sortie de l'air refroidi, qui doit être inférieure à 35 °C, T_{fe} est la température d'entrée de l'eau (T_{fe} est aussi égale à T_{fe1} et T_{fe2}), T_{fs1} est la température de refroidissement du premier réseau, T_{fs2} est la température de refroidissement du second réseau et T_{fs} est la température moyennée entre T_{fs1} et T_{fs2} .



(a) Principe de l'échangeur compact à courants croisés à tube et ailettes (2 passes coté eau / 1 passe coté air)

(b) Modèle 3D de l'échangeur refroidisseur air/eau sous Echtherm

Figure 2-18 – Principe de conception et de dimensionnement de l'échangeur prototype « Refroidisseur » air/eau.

Le prototype « Refroidisseur » est constitué de six parois en acier inoxydable 316L (dite « boîte ») dont deux assurent la fonction de connexion avec l'air (face d'entrée d'air en face avant ; face de sortie d'air en face arrière) et une troisième est perforée et permet les entrées et sorties de l'eau (face inférieure). L'eau circule à l'intérieur de 60 tubes en inox 316L qui sont séparés en deux réseaux identiques mais indépendants. Chaque réseau est muni de 30 tubes en quinconce au sein de l'échangeur entre deux parois en acier inoxydables. Ces parois internes à l'échangeur sont perforées de 30 trous afin d'assurer la jonction paroi/tube et les connexions entre tubes. En effet, pour chaque réseau d'eau, chaque paire de tubes est soudée entre eux, deux par deux, au moyen de connecteurs cylindriques semi-circulaires soudés (Figure 2-19). L'air circule à l'extérieur et perpendiculairement aux rangées de tubes. Pour augmenter le transfert entre l'air et l'eau, il a été nécessaire de rajouter des ailettes aux tubes cylindriques. Ceux-ci sont donc munis d'ailettes spiralées serties en inox 316, augmentant ainsi la surface d'échange d'un facteur 2,24.

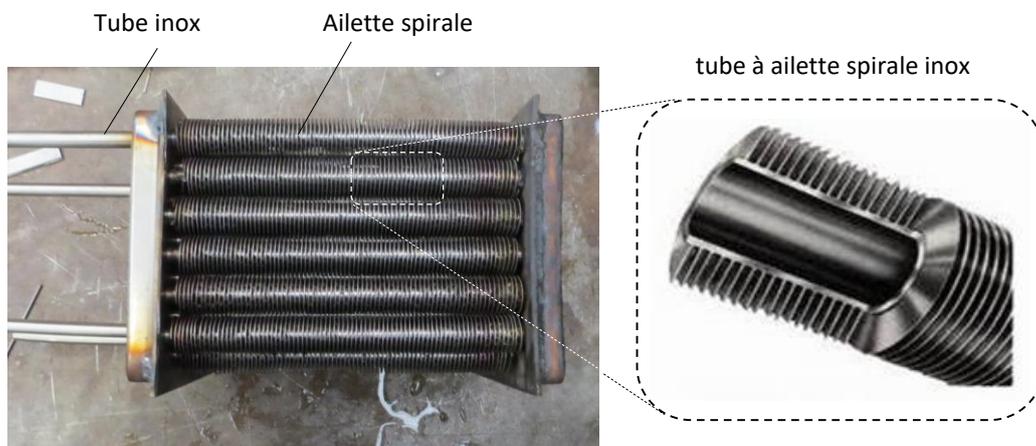
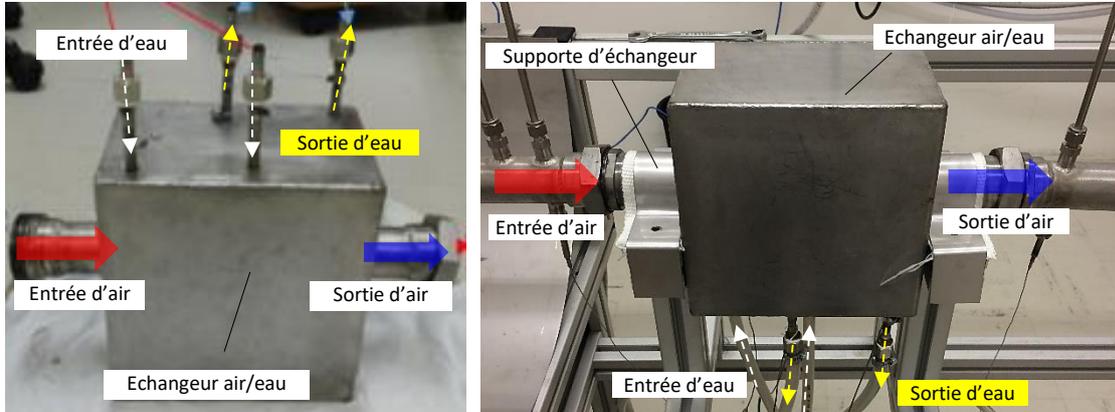


Figure 2-19 : Visualisation des tubes et ailettes spiralées serties et les tubes d'entrées/sorties d'eau.

L'ensemble ainsi réalisé par Bisbrook est présenté seul (Figure 2-20a) à l'envers, puis (Figure 2-20b) sur la ligne « gaz chauds ». On observe son montage sur le réseau d'air chaud au moyen des raccords 3P en amont et en aval, ainsi que le circuit d'eau dans la partie inférieure du système (tuyau plastique souple).



(a) Echangeur refroidisseur seul

(b) Echangeur refroidisseur connecté à la ligne « gaz chauds »

Figure 2-20 : Image de l'échangeur « Refroidisseur » sur la ligne « gaz chauds ».

Les caractéristiques finales de cet échangeur une fois fabriqué sont présentées dans le Tableau 2-5. Il est important de noter que : le système est à courants croisés, à deux réseaux en parallèle sur le fluide froid ; les dimensions de l'échangeur témoignent de son faible encombrement (200 x 205 x 135 mm), soit un volume de 5,54 L pour une masse de 8,6 k. Pour information, sa compacité est de l'ordre de 411,6 m²/m³ (le terme échangeur compact est généralement attribué si sa compacité est supérieure ou égale à 700 m²/m³).

Prototype Air/Eau	
Circulation d'eau	2 réseaux parallèles
Dimension L x H x P	200 x 205 x 135 mm
Poids	8,6 kg
Surface d'échange	Tubes + Ailettes : 0,038 m ² (x60 tubes) = 2.28 m ²
Compacité	411,6 m ² /m ³
Tubes	Inox 316L ; 60 tubes ; 0,8x1 mm ; longueur 150 mm
Ailettes spiralées	Inox 316L ; 17,7 mm
Pas des ailettes	2 mm
Epaisseur interne	3 mm

Tableau 2-5 : Spécification du prototype échangeur air/eau (Refroidisseur)

2.3.4 Bilan de la ligne d'essais provisoire

En définitive, l'ensemble de l'installation de la ligne d'essais en « gaz chauds » est réalisé, excepté le prototype d'échangeur « Récupérateur de chaleur » qui fera l'objet des chapitres suivants.

La Figure 2-22 présente un schéma de la solution mise en place sur le plan technologique.

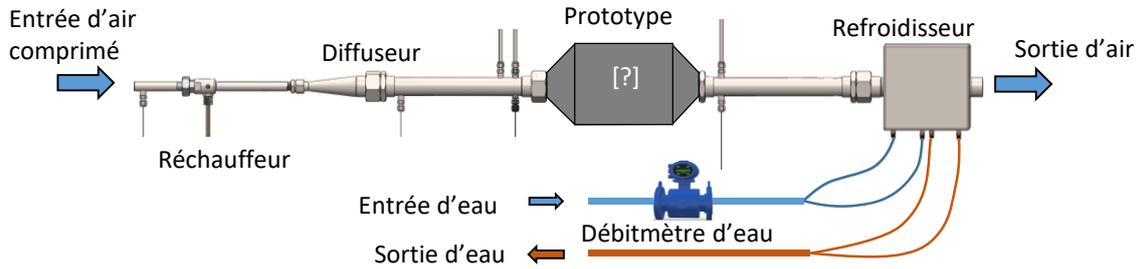


Figure 2-21 : Schéma de principe de la ligne d'essais en « gaz chauds ».

C'est donc ce dispositif qui servira de premiers tests de faisabilité pour évaluer les performances du banc « gaz chauds » en terme de débit massique d'air, de niveau de température d'air chaud, de niveau de pression, auxquelles nous ajouterons le critère de sécurité sur la température de sortie (T_{cs} – sortie refroidisseur coté air) qui doit être inférieure à 35°C . Ce dispositif est placé dans une salle en air conditionné au sein de l'ISAE-ENSMA (salle FS2-03-niveau -2).

Voyons désormais quelles métrologies ont été mises en place sur ce banc d'essais, outre les outils de contrôle et de régulation du débit massique, de la température de l'air chaud et de la pression, présentés précédemment (cf. §2.2).

2.4 Métrologie – Techniques de mesure

Imaginons que le prototype « Récupérateur de chaleur » soit installé sur la ligne, il s'agit ici de mettre en place tous les outils de mesure nécessaires à l'évaluation et la quantification des performances du banc en terme de récupération de chaleur. Il convient donc de procéder aux mesures nécessaires en différents points du réseau sur la ligne « gaz chauds ». Il semble à minima nécessaire de mesurer :

(a) En termes de températures :

- La température d'entrée d'air au niveau du réchauffeur, notée T1,
- La température de sortie du réchauffeur placé en aval du diffuseur D21/D40, notée T2,
- La température d'entrée du prototype « Récupérateur », notée T3,
- La température de sortie du prototype « Récupérateur », notée T4,

(b) En termes de pression :

- La pression absolue de l'écoulement à l'entrée du prototype « Récupérateur », notée P1,
- La pression différentielle (ou pertes de charges) entre l'entrée et la sortie du prototype « Récupérateur », notée ΔP .

La Figure 2-22 présente le schéma de principe des mesures à effectuer, et donc de la métrologie à installer sur le banc pour le banc gaz chauds.

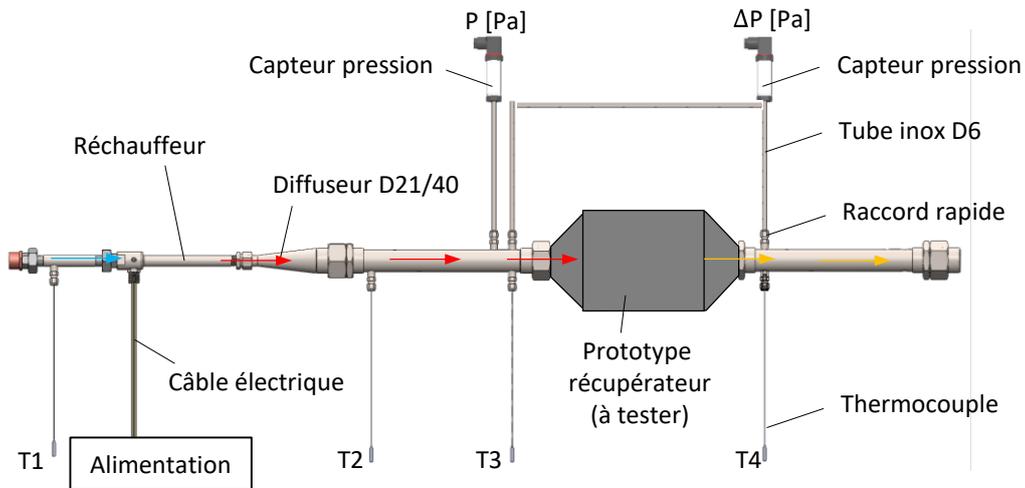


Figure 2-22 : Schéma de principe des mesures sur la ligne « Récupération de chaleur ».

Il s'agit maintenant de présenter les outils de métrologie retenus et installés sur la ligne.

2.4.1 Thermométrie par thermocouple

Les mesures de températures sont effectuées à l'aide de thermocouples. Le thermocouple est par définition un circuit thermoélectrique dans lequel une force électromotrice est générée à partir d'un gradient de température entre deux métaux de caractéristiques thermoélectriques différentes. Cette tension de sortie, mesurée, est nommée force électromotrice (f.é.m.) de Seebeck. Elle dépend uniquement des métaux utilisés comme conducteurs et des températures des jonctions du thermocouple. Ces conducteurs sont liés par deux jonctions nommées soudure chaude et soudure froide (Figure 2-23). La jonction froide, qui assure la liaison du système à l'appareil de lecture, constitue la référence. La jonction chaude est le point où la mesure est effectuée.

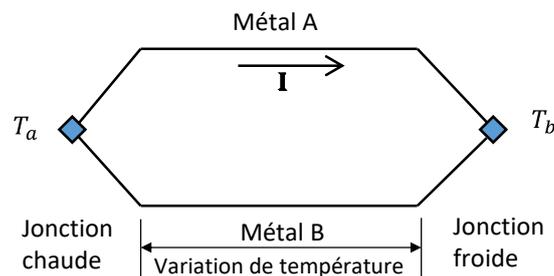


Figure 2-23 : Schéma de fonctionnement des thermocouples.

En ayant une des jonctions à température constante, la tension de Seebeck est uniquement fonction de la jonction chaude. Un éventuel étalonnage du système, à une température de référence définie, rend possible l'utilisation du thermocouple comme capteur de température. Les courbes d'étalonnage sont linéaires dans une gamme donnée de température, liée à la sensibilité de la mesure de la f.e.m. Le coefficient directeur de la courbe d'étalonnage représente le coefficient de Seebeck,

également appelé « pouvoir thermoélectrique » et exprimé en $\mu\text{V}.\text{°C}^{-1}$. La puissance thermoélectrique est directement liée à la sensibilité de réponse d'une variation de température, et donc au type de couple (matériaux constituant les deux conducteurs) utilisé. Les thermocouples utilisés sur les deux circuits : air pour la ligne « gaz chauds » et eau pour l'échangeur refroidisseur sont de type différents et adaptés au mieux aux mesures et précision souhaitées.

Mesure sur le réseau d'air chaud.

C'est un thermocouple de type T qui mesure la température en entrée d'air dans le circuit en T_1 , avant le réchauffeur. En effet, ce type de thermocouple est plus précis $\pm 0.5\text{°C}$ et présente une gamme limitée de fonctionnement de -40 à $+350\text{°C}$.

Pour l'écoulement d'air, les mesures effectuées à T_2 , T_3 et T_4 et T_5 sont réalisées au moyen de thermocouples de type N : Nicrosil (alliage nickel + chrome + silicium) et Nisil (alliage nickel + silicium + magnésium). Ce type de thermocouple est préféré car il supporte de fortes températures (sensibles jusqu'à 1200°C) avec la précision $\pm 0.5\text{°C}$.

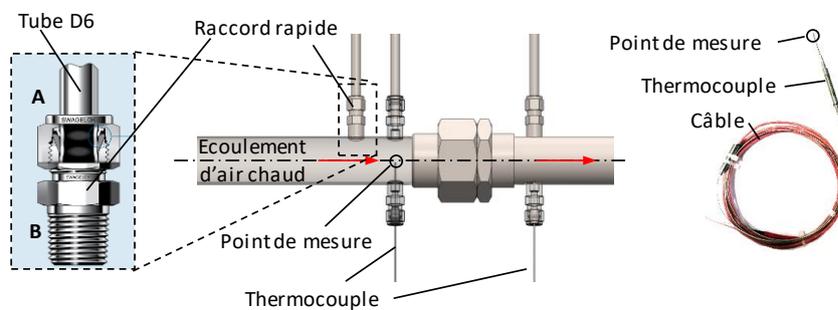


Figure 2-24 : Mise en place des thermocouples de type N au moyen de raccords rapides.

L'installation de ces couples est assurée de manière à ce que le point de mesure soit placé exactement au centre de la conduite D21 ou D40. Pour cela, nous avons eu recours à des raccords rapides 3 pièces : la conduite est donc percée, puis on vient braser la partie A du raccord rapide ; ensuite le couple est mis en position ; finalement la mise en place de la partie B du raccord rapide vient bloquer le thermocouple et assurer l'étanchéité au niveau de la jonction, comme le montre la Figure 2-24.

Un thermocouple de sécurité a été mis en place sur la paroi externe du réchauffeur $Ts1$ de type K, il permet là encore de vérifier que la résistance chauffante électrique ne dépasse pas une température de sécurité pour assurer sa pérennité. Ici le constructeur préconise une température maximum de 760°C . Un deuxième thermocouple de sécurité de type K a été mis en place à la sortie de la ligne $Ts3$ permettant d'assurer la condition de travail pour les expérimentateurs.

Mesure sur le réseau d'eau de refroidissement.

Pour le réseau d'eau traversant l'échangeur refroidisseur, les thermocouples utilisés sont de type K. Les alliages utilisés sont le Chromel (90 % nickel et 10 % chrome) et l'Alumel (95 % nickel, 2 % aluminium, 2 % manganèse et 1 % silicone). Ils sont assez sensibles ($41 \mu\text{V}.\text{°C}^{-1}$) et peu fragiles. Ils sont utilisés pour effectuer les mesures locales dans l'écoulement d'eau ou le long des connexions métalliques sur les entrées et sorties des conduits d'eau de l'échangeur refroidisseur (Figure 2-25). En effet, ce type de thermocouple est plus précis $\pm 1,5 \text{°C}$ et présente une gamme limitée de fonctionnement de -40 à $+1200 \text{°C}$.

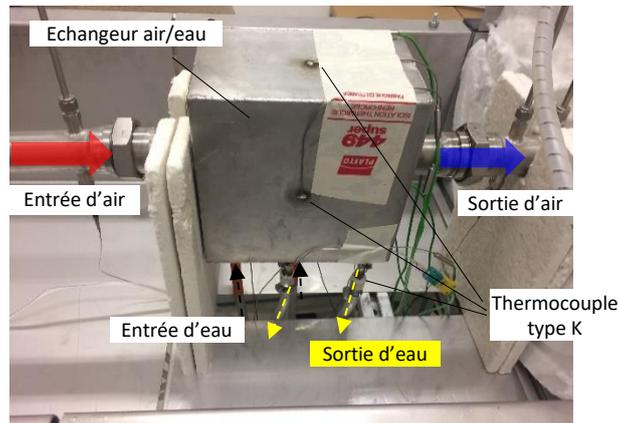


Figure 2-25 : Mise en place des thermocouples de type K sur le réseau d'eau.

Mesure sur l'échangeur refroidisseur.

Des thermocouples de type K sont ajoutés sur la structure externe « boîte » de l'échangeur (Figure 2-25) : ce sont des parois en acier inoxydable. Ces thermocouples serviront de contrôle des températures externes de la boîte et permettront de donner une information au système de sécurité mis en place : par exemple si le réseau d'eau de refroidissement est défectueux, insuffisant ou à l'arrêt.

Câbles de compensation.

L'ensemble des mesures de température effectuées est relié à la centrale d'acquisition Hp-Agilent (cf. § 2.4.3). Cependant, la liaison entre les thermocouples et la centrale d'acquisition est réalisée par des câbles de compensation. Ils ont les mêmes caractéristiques thermoélectriques que le couple utilisé, tout en étant moins onéreux du fait d'une fabrication à partir d'un matériau plus ordinaire.

2.4.2 Capteurs de pression

Deux capteurs de pression sont disposés sur la ligne de gaz chauds. Comme indiqué précédemment, ils doivent assurer la mesure de la pression relative de l'écoulement à l'entrée du prototype « Récupérateur » (P_1) et de la pression différentielle (ou pertes de charges) entre l'entrée et la sortie du prototype « récupérateur » (ΔP).

Les systèmes retenus sont de marque UNIK 5000. Le premier capteur est monté en bout d'un tube en acier inoxydable D6 soudé sur la conduite D40 et placé en entrée d'échangeur. Il est calibré pour délivrer une tension comprise entre 0 et 10 V correspondant à une pression relative de 0 à 1 bar. Il permet donc de mesurer la valeur de P_1 avec une précision de $\pm 0,04\%$. Le second capteur est un capteur de pression différentielle. Il se présente avec deux connections possibles : la première est reliée à un tube en acier inoxydable D6 placé lui aussi en amont du prototype « récupérateur », tandis que l'autre extrémité est reliée à un tube en acier inoxydable D6 placé quant à lui en aval du prototype « récupérateur ». Ce capteur de pression différentielle est configuré pour délivrer en sortie une tension de 0 à 10 V correspondant à une différence de pression de 0 à 150 mbars, soit 15200 Pa qui couvrira la plage de pertes de charges maximale admissible (0-7000 Pa) selon le cahier des charges PSA.

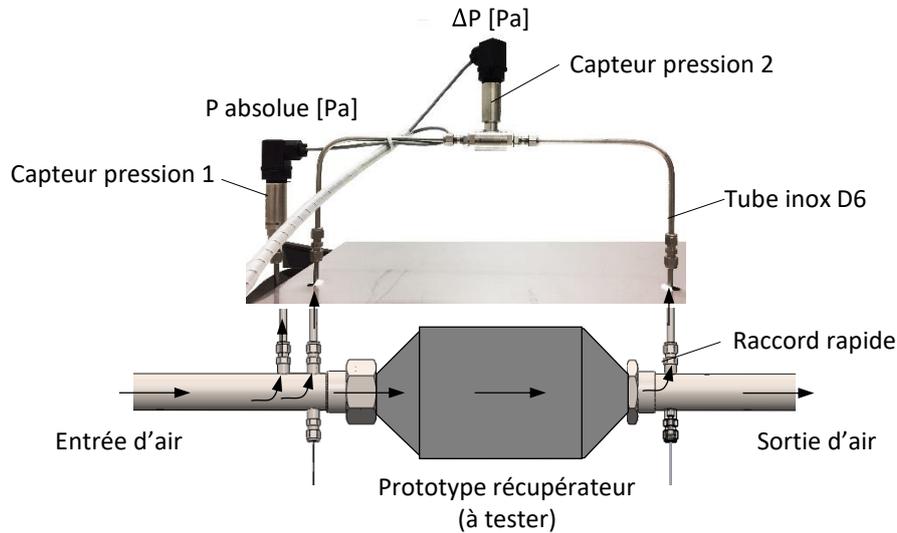


Figure 2-26 : Mesures de pression et capteur UNIK5000 associés.

La Figure 2-26 montre les prises de pression et les capteurs associés disposés sur la ligne « gaz chauds » dont les caractéristiques techniques sont répertoriées dans le Tableau 2-6.

Appareil	Capteur de pression n°1 S/N : 10507270	Capteur de pression n°2 S/N : 10490191
Plage de pression mesurée	0/1 bar (relative)	0/150 mbar (différentielle)
Alimentation	12/32 VDC	
Sortie analogique	0/10 V	
Précision de mesure	± 0,04%.	
Plage de température	-10°C/+50°C	

Tableau 2-6 : Spécification technique des capteurs pression utilisés

L'ensemble des mesures de pression effectuées est relié à la centrale d'acquisition Hp-Agilent (cf. § 2.4.3).

2.4.3 Acquisition (Hp-Agilent) et programmation LabVIEW®

L'ensemble des mesures réalisées par les différents capteurs (débitmètre massique, thermocouples, capteurs de pression...) est relié à une centrale d'acquisition. Celle-ci est une centrale «HP-Agilent 34970A » équipée de deux cartes d'acquisition du type 349701A, comprenant 20 voies d'acquisition chacune. Pour nos besoins, la fréquence d'acquisition est calée à 0,5 Hz, les différentes voies étant scannées de manière séquentielle et non en parallèle (Figure 2-27).

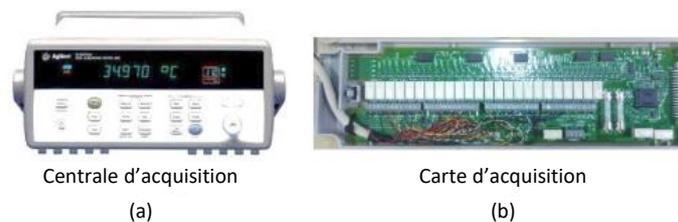


Figure 2-27 – Centrale d'acquisition HP-Agilent (a) ; Carte d'acquisition (b)

Les tensions scannées aux bornes de la centrale sont ensuite acquises, enregistrées et analysées via une liaison RS-232 au moyen d'un programme « VI » spécifique sous environnement LabVIEW®. Celui-ci permet d'assurer, d'une part, le stockage des informations recueillies, et d'autre part, le suivi temporel, en temps quasi réel, des différentes mesures effectuées sur le banc d'essais. Entre le début de la phase de « scan » des mesures et l'affichage sur l'écran du PC via le programme LabVIEW, des tests ont permis d'évaluer que moins de 2 secondes se sont écoulées. Pour notre étude, ce décalage temporel est très faible et peut donc être considéré comme du « temps réel ».

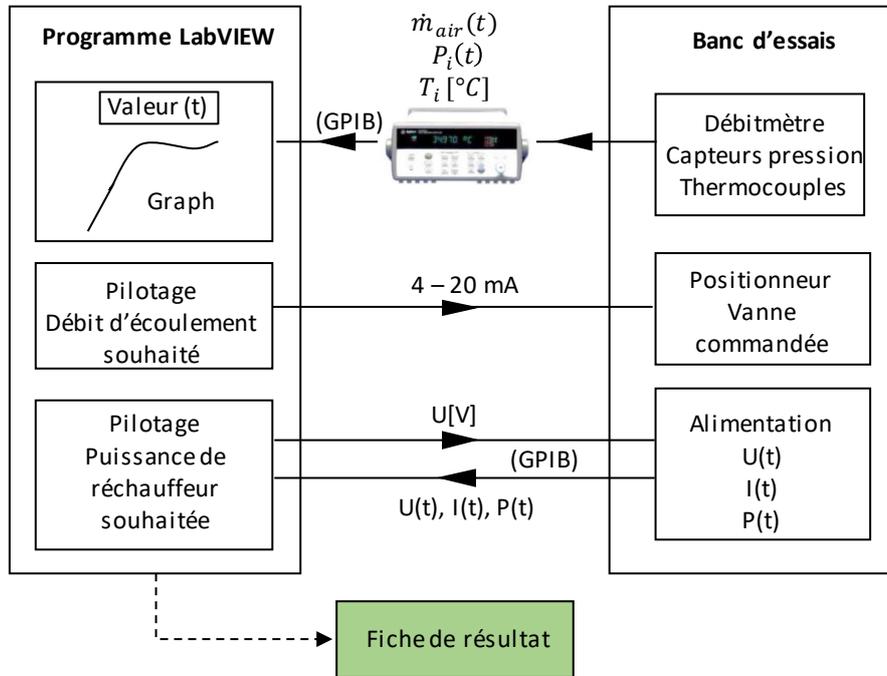


Figure 2-28 : Schéma de principe du programme LabVIEW développé pour le banc « gaz chauds ».

L'exploitation des données de mesure a nécessité le développement de programmes d'analyse et de gestion des données. Tous les programmes ont été développés sous l'environnement LabVIEW 4.10 ® dans un souci d'uniformisation des programmes et de connexion entre programmes. La Figure 2-28 présente schématiquement les principales étapes du programme VI spécifique développé et le lien entre mesures et exploitations.

Comme le montre le schéma précédent, l'analyse des mesures se traduit par :

- La mesure du débit massique par le débitmètre Coriolis, qui est recueillie, stockée, analysée et suivie sous forme graphique : $\dot{m}(t)$,
- La mesure de la pression en amont du « prototype récupérateur » et la pression différentielle du même échangeur, sont recueillies, stockées, analysées et suivies sous forme graphique : $P_1(t)$ et $\Delta P(t)$,
- La mesure des différentes températures de l'air T_1, T_2, T_3, T_4 et de l'eau circulant au sein de l'échangeur refroidisseur $T_{fe}, T_{fe1}, T_{fe2}, T_{fs1}, T_{fs2}, T_{fs}$ qui sont recueillies, stockées, analysées et suivies sous forme graphique : $T(t)$,

Le programme gère aussi :

- Le pilotage du réchauffeur électronique. Comme indiqué précédemment, celui-ci est piloté par une puissance constante que l'opérateur doit entrer à l'aide du programme LabVIEW. Ensuite, lors de la phase de chauffe, et sous l'effet de la convection avec l'air, la résistance électrique voit sa résistivité évoluer légèrement par rapport à sa valeur à froid (sans chauffe, sans écoulement). Le programme recueille les données pendant la phase de chauffe : puissance, courant et tension aux bornes du réchauffeur, et aussi les températures autour du réchauffeur qui ont été ajoutées par sécurité. Pour des raisons de stabilité dynamique du système, une simple action de commande a été préférée, plutôt qu'une boucle de type PID.
- Le pilotage du système de contrôle du débit massique. Le débit massique n'est pas régulé. En effet, l'étalonnage qui a été réalisé entre la consigne en courant (4-20mA) et le % d'ouverture de la vanne commandée, laquelle engendre le débit massique, nous semble suffisant. Pour des raisons de stabilité dynamique du système, il a été préféré réaliser une simple action de commande, et non une boucle de type PID.

La programmation ainsi prévue a donné lieu à une interface HM (homme-machine) qui permet de suivre in-situ ou ex-situ l'ensemble des informations sur le banc gaz « chauds ». Cette interface est présentée par la Figure 2-29. On y observe :

- Au centre, le synoptique du banc « gaz chauds » auquel est associée la métrologie et l'affichage des valeurs instantanées qui sont : le débit massique, le degré d'ouverture de la vanne pneumatique, le niveau de température T_1 , le niveau de température T_2 , le niveau de température T_3 , les niveaux de pression autour du refroidisseur, les températures d'entrée et de sortie de l'eau du refroidisseur T_{fe} , T_{fe1} , T_{fe2} , T_{fs1} , T_{fs2} , T_{fs} , les températures de la boîte du refroidisseur T_{pi} , le débit d'eau de refroidissement, le niveau de température T_4 , le niveau de température T_5 .
- En partie haute et basse sont présentés les graphiques de suivis temporels des principales mesures instantanées : débit massique d'air $\dot{m}(t)$; les températures $T_{1(t)}$, $T_{2(t)}$, $T_{3(t)}$, $T_{4(t)}$; les températures externes du refroidisseur $T_{i(t)}$; le débit d'eau de refroidissement $\dot{m}_{eau}(t)$; les températures d'entrée et de sortie de l'eau du refroidisseur $T_{fe(t)}$, $T_{fe1(t)}$, $T_{fe2(t)}$, $T_{fs1(t)}$, $T_{fs2(t)}$, $T_{fs(t)}$.

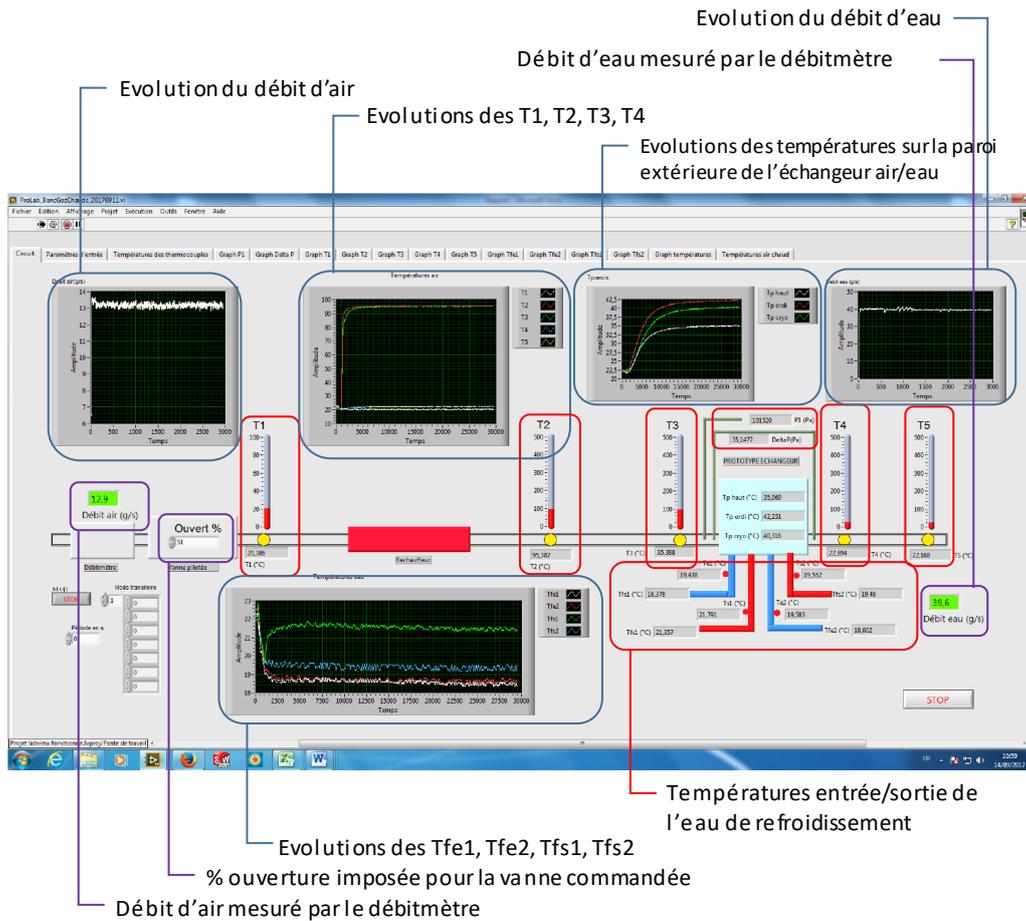


Figure 2-29: Interface HM du programme LabVIEW développé pour le banc « gaz chauds ».

La programmation propose aussi une seconde interface HM (in-situ ou ex-situ) permettant de suivre l'ensemble des informations sur le réchauffeur. Cette interface est présentée par la Figure 2-30. On y observe :

- La zone de pilotage de l'alimentation électrique du réchauffeur,
- La zone d'affichage des valeurs instantanées de la tension, du courant et de la puissance du réchauffeur,
- Une zone de valeurs limites ou « garde-fous » afin de ne pas mettre en péril la résistance du réchauffeur,
- La zone d'affichage du débit d'air,
- La zone d'affichage des températures liées au réchauffeur : température d'air T2 et deux températures de sécurité,
- Enfin le graphe de suivi en temps réel de la puissance du réchauffeur.

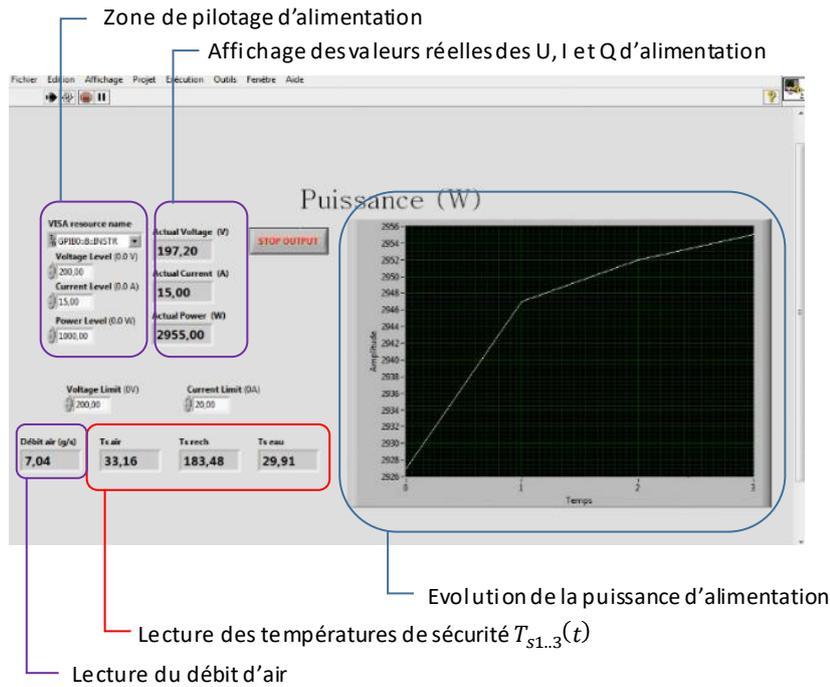


Figure 2-30: Interface HM du programme LabVIEW développé pour le réchauffeur du banc « gaz chauds ».

2.4.4 Système de sécurité automatique associé au banc « gaz chauds ».

Pour finaliser ce banc, il reste néanmoins à le mettre en sécurité tant pour l'opérateur que pour la salle d'essais elle-même comme nous avons pu le souligner précédemment. Il est donc nécessaire d'intégrer un système de sécurité qui assure la pérennité du montage.

Différents scénarii ont été envisagés et il semble nécessaire de mettre en place, avant tout, un arrêt immédiat de l'alimentation électrique du réchauffeur dès que l'une des valeurs des paramètres de contrôle n'est pas dans les limites permises. Les limites de fonctionnement de chaque paramètre de contrôle sur le banc « gaz chauds » sont reportées en détail dans le Tableau 2-7.

	Paramètres	Limite
Q	Puissance de l'alimentation du réchauffeur	< 10 kW
I	Intensité du courant de l'alimentation du réchauffeur	< 32 A
U	Tension de l'alimentation du réchauffeur	< 220 V
\dot{m}_{air}	Débit d'air d'entrée du réchauffeur	> 2 g/s
T_{s1}	Température d'air sortie du réchauffeur	< 450 °C
T_{s3}	Température de l'air en sortie du banc d'essais rejeté dans la salle d'essais	< 35 °C
T_{s2}	Température moyenne de l'eau de refroidissement en sortie de refroidisseur avant évacuation dans le réseau du bâtiment	< 50 °C

Tableau 2-7 : Valeurs limites des paramètres de contrôle du banc « gaz chauds »

Pour s'assurer que tous ces paramètres sont dans des limites acceptables, deux méthodes de sécurité ont été mises en place en parallèle pour ce banc « gaz chauds ». Il s'agit d'une programmation conditionnelle dans le programme LabVIEW pour la première, et de l'utilisation d'un boîtier électronique de surveillance dénommé « Thermo-surveillance » pour la seconde.

Programmation conditionnelle dans LabVIEW

La programmation conditionnelle développée est mise en place dans le programme VI sous l'environnement LabVIEW présenté précédemment (cf. § 2.4.3). Les données d'entrées sont le débit massique d'air, les différentes pressions de la conduite d'air (P_i), et quelques températures utiles sur la ligne pour le contrôle de sécurité (T_i) définies dans le Tableau 2-7. Le schéma de principe de la programmation conditionnelle est décrit dans la Figure 2-31.

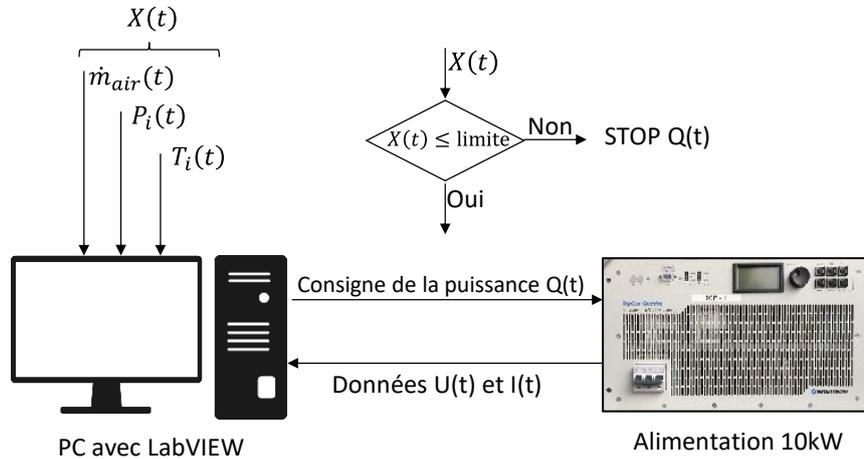


Figure 2-31 : Schéma de principe de la programmation conditionnelle dans le programme Vi de LabVIEW.

Cette programmation consiste tout simplement à arrêter le chauffage de l'air pour protéger le réchauffeur ainsi que l'ensemble de la conduite et de ses composants, si l'un des paramètres de contrôle dépasse les limites autorisées (débit, température, pression). Dans ce cas, une action est automatiquement opérée pour couper l'alimentation électrique du réchauffeur.

Utilisation de la surveillance – boîtier « Thermo-surveillance »

Le boîtier est destiné à assurer la sécurité de l'élément chauffant (résistance électrique du réchauffeur) afin d'éviter les surchauffes destructrices. Il est connecté à trois températures : celle de l'air en sortie de réchauffeur, celle de l'air en sortie de ligne gaz chauds, et celle de l'eau en sortie du refroidisseur. Le système de connexion entre les trois éléments est présenté par la Figure 2-32.

Lorsqu'une de ces températures dépasse le seuil programmé dans le boîtier, celui-ci coupe par défaut la ligne de puissance du réchauffeur. Cet incident peut se produire si :

- Le débit d'air est trop faible par rapport à la puissance du réchauffeur : ceci conduit à une augmentation de la température de l'air en sortie de réchauffeur (T_2) supérieure à la valeur limite.
- La puissance thermique transférée à l'eau au niveau de refroidisseur est trop faible : ceci conduit à une chute insuffisante de la température de l'air en sortie de la ligne « gaz chauds » dans la salle d'essais supérieure à la valeur de consigne (T_5). Ceci peut se produire si : a) le débit d'eau de refroidissement est insuffisant (cas le plus plausible) ; b) si la température de l'eau de refroidissement est trop élevée ; c) les deux faits simultanément.

- La puissance thermique transférée à l'eau est correcte, mais le débit d'eau de refroidissement est insuffisant (cas le plus plausible aussi). Ceci conduit à une augmentation trop élevée de la température de sortie de l'eau de refroidissement (T_{fs}) supérieure à la valeur limite.

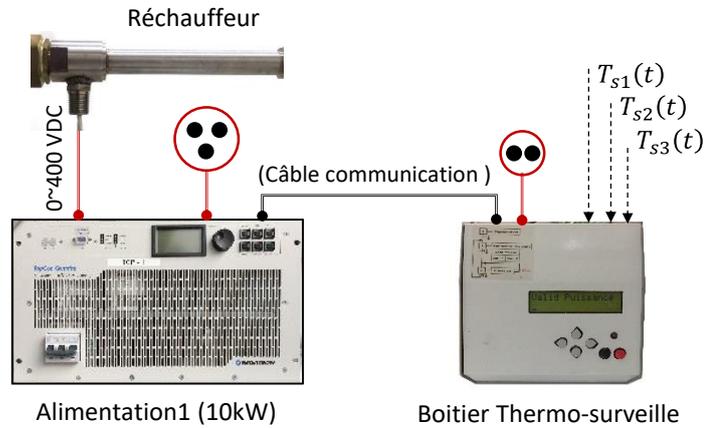


Figure 2-32 : Schéma de surveillance et de sécurité des éléments chauffants - Boîtier de sécurité « Thermo-surveillance »

Malgré toutes les précautions prises pour la sécurité du montage, il reste un point à aborder concernant le niveau de température externe du montage et la sécurité de l'opérateur. Voyons donc quelle solution a été mise en place pour assurer cet aspect de la problématique expérimentale.

2.4.5 Estimation des pertes thermiques et isolation de la ligne « gaz chauds »

La ligne ainsi constituée va présenter bien évidemment des pertes thermiques linéiques entre zones chaudes et zones froides le long des conduites D21 et D40, mais surtout des pertes thermiques surfaciques vers le milieu extérieur, i.e. le milieu ambiant. Pour évaluer les pertes thermiques, une modélisation à une dimension (perpendiculaire à l'axe de la ligne (donc radiale) est proposée. Cette modélisation pourrait être réalisée sur la ligne D40, sur l'échangeur récupérateur ou bien encore sur l'échangeur refroidisseur, mais nous limiterons à la ligne D40. Il s'agit ici de répondre à deux problèmes :

- Minimiser les pertes sur le réseau d'air chaud sur la ligne D40 afin que le maximum de puissance thermique atteigne l'entrée de l'échangeur récupérateur. C'est aussi la raison pour laquelle deux thermocouples ont été installés, T_2 en sortie de réchauffeur, et T_3 en entrée d'échangeur récupérateur ; ceci permettra d'évaluer si les pertes sont importantes ou faibles entre ces deux points.
- Protéger l'opérateur par rapport à des températures de surfaces thermiquement « dangereuses ». En effet, sans isolation de la conduite, on pourrait s'attendre à une température importante de sa surface lorsque le système est en fonctionnement : les températures d'air seront au maximum de 450°C. Un calcul simple avec convection et rayonnement externe de la conduite avec le milieu ambiant à 20 °C, indique (sans isolation) des températures de parois externes du tube, qui sont très élevées (de l'ordre de 370°C). Il est donc indispensable d'isoler la conduite pour des raisons de sécurité.

Le système ainsi réalisé (ligne chaude) sera donc entouré d'une couche d'isolant thermique IIsulfrax LT Blanket haute température (cf. Annexe-F) depuis l'entrée du réchauffeur jusqu'à la sortie du refroidisseur. Cette couche d'isolant sera maintenue à l'extérieur par une tôle inox sertie, et reliée au bâti support sur lequel est placé l'ensemble du montage. Nous nous donnons ici une température de paroi externe de la tôle maximum de 30°C. Le modèle 1D stationnaire retenu est présenté sur la Figure 2-33 avec des conditions aux limites les plus défavorables : débit massique d'air maximum, température interne de l'air maximum, température ambiante minimum.

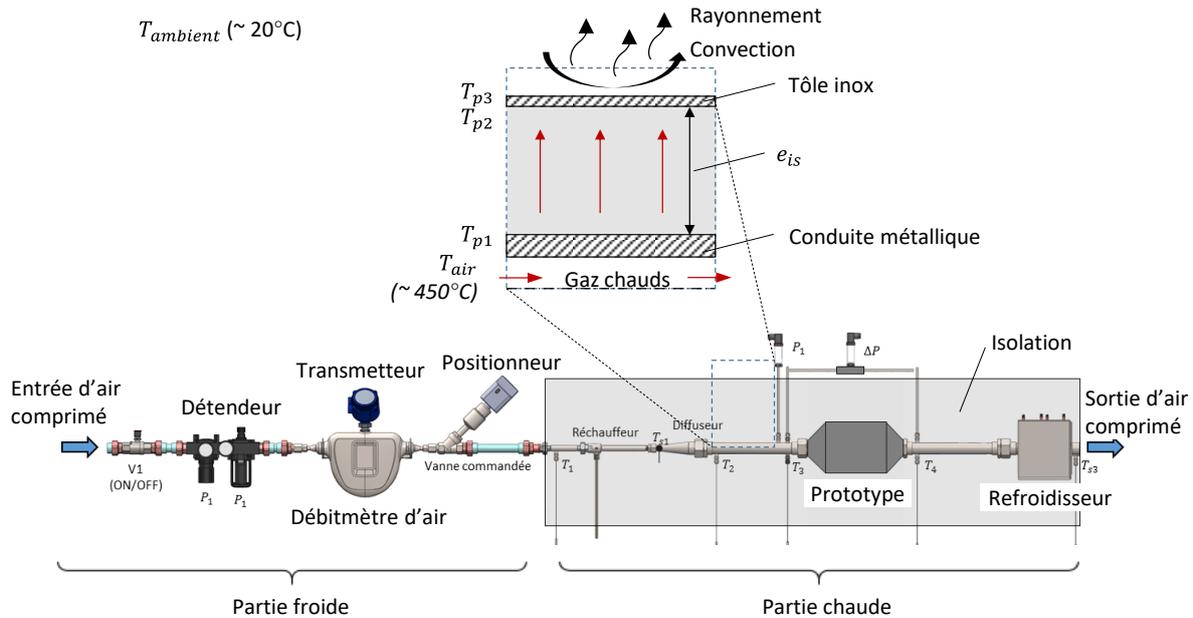


Figure 2-33 : Modélisation des pertes thermiques autour de la ligne « gaz chauds ».

Une partie de l'énergie thermique contenue dans les gaz chauds à 450 °C (condition la plus défavorable) va être transmise à la conduite par convection. Le coefficient d'échange est évalué par corrélation classique en conduite en régime turbulent ($h_i = 80 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$). Ensuite cette énergie perdue est transmise par conduction dans la paroi, puis à travers l'isolant. Enfin, elle est transférée au milieu ambiant parallèlement par convection naturelle à l'air de la salle d'essais (20 °C : $h_e = 5 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$) et par rayonnement aux parois de la salle par rayonnement (20 °C : $h_R = 7,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$). Ainsi il a été recherché une épaisseur minimum d'isolant afin que la température de la paroi externe en inox (T_{p3}) réponde à la consigne de sécurité (Figure 2-34).

L'air chaud entre à 450°C dans la conduite. Pour un débit d'air maximal de 22 g/s et une capacité thermique massique de $1013 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, la puissance maximale que l'air chaud peut céder est de 9,36 kW (rejet à 30°C). En supposant les conditions aux limites thermiques ainsi définies, il s'avère que 21,2 cm d'isolant seront nécessaires, ce qui assurera une température de paroi en tôle externe inférieure à 30°C ; les pertes thermiques étant réduites alors à environ 0,2 % de la puissance potentielle. Par la suite, nous aurons l'occasion de comparer nos calculs théoriques aux résultats expérimentaux concernant les pertes.

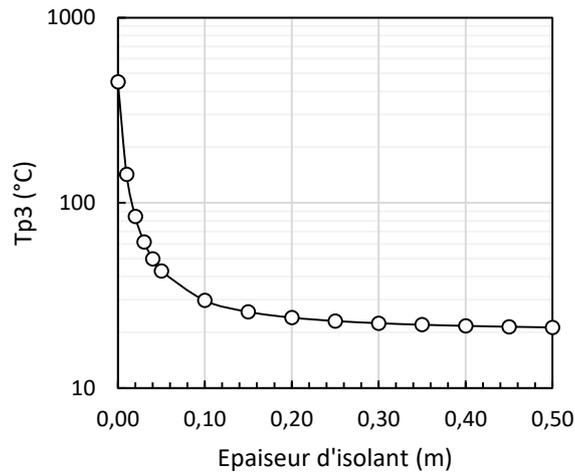


Figure 2-34 : Température de paroi externe de la tôle en fonction de l'épaisseur d'isolant thermique.

Notre choix a donc été d'établir à minima 25 cm d'isolant partout, tant autour de la conduite D21, que celle D40, ou encore du refroidisseur. L'épaisseur d'isolant n'est donc pas constante le long de la ligne « gaz chauds », mais la ligne « chaude » est donc intégralement recouverte d'isolant puis recouverte de la tôle inox. Dans ces conditions l'opérateur est mis en sécurité même s'il est amené par défaut à toucher la structure externe du montage.

2.5 Architecture globale du banc « gaz chauds »

2.5.1 Principe du banc final.

En définitive, la ligne « gaz chauds » est opérationnelle et permet de générer un écoulement d'air à débit contrôlé ou pilotable, de le mener à une température contrôlée ou pilotable, à une pression donnée. Cet air pourra faire l'objet d'une récupération de chaleur au moyen d'un échangeur-récupérateur à concevoir, puis subira une seconde phase de refroidissement dans l'échangeur-refroidisseur pour être rejeté dans la salle d'essais à une température inférieure à 30°C.

Les éléments de métrologie, d'acquisition et de pilotage ont été mis en place et les programmes Vi sous l'environnement LabVIEW assurent ces fonctions. Enfin, le refroidisseur est opérationnel lui aussi avec l'adjonction d'un débitmètre volumique qui permettra de réaliser si nécessaire des bilans thermiques aussi sur la ligne d'eau de refroidissement. L'ensemble du montage ainsi réalisé est présenté schématiquement sur la Figure 2-35.

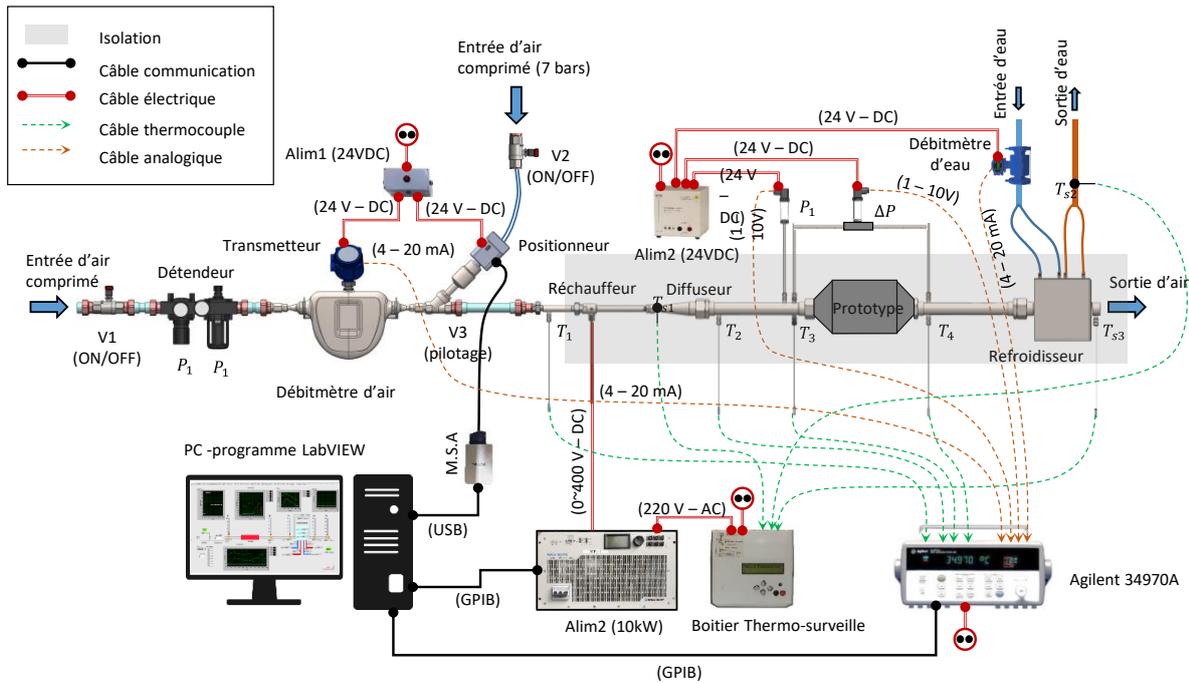


Figure 2-35: Schéma général du principe de fonctionnement de l'ensemble du système expérimental.

2.5.2 Banc « gaz chauds » sans échangeur – récupérateur.

Le prototype échangeur-récupérateur basé sur la technologie de caloduc étant encore en phase de conception et de développement, il a été décidé de mettre en place l'échangeur-refroidisseur air/eau à sa place comme le montre la Figure 2-36. L'objectif d'une telle réalisation est triple :

- Procéder à la validation du banc d'essais ainsi réalisé,
- Utiliser le refroidisseur comme 1^{er} prototype récupérateur,
- Evaluer le potentiel de récupération sur la ligne d'eau.

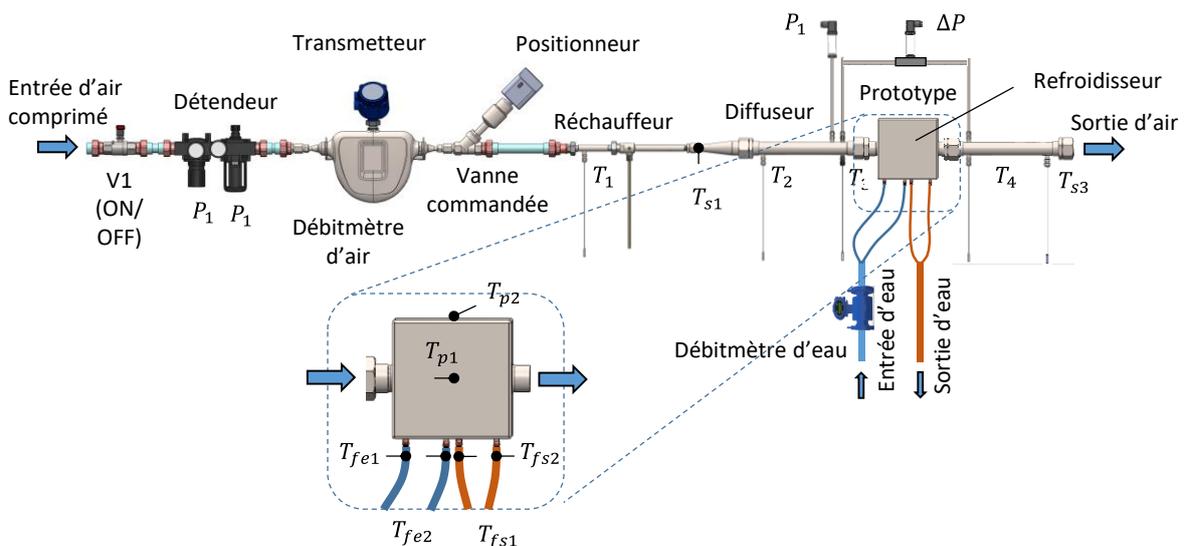


Figure 2-36 : Schéma de la ligne « gaz chauds » en utilisant le refroidisseur comme le 1^{er} prototype récupérateur.

Le montage complet opérationnel, avant validation, est alors présenté par la Figure 2-37 ci-dessous, installé dans la salle de l'ISAE-ENSMA.

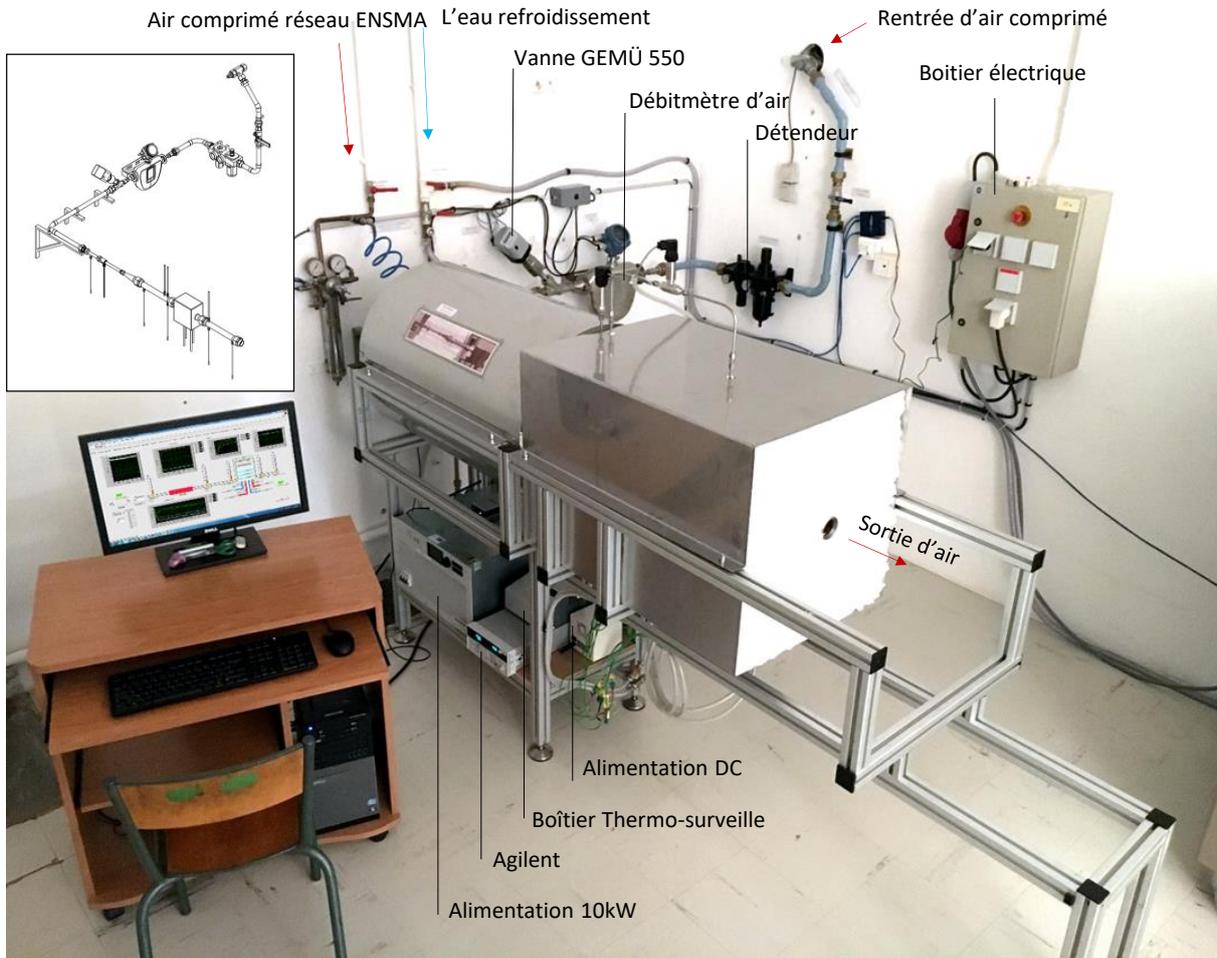


Figure 2-37: Vue d'ensemble du banc « gaz chauds » sans échangeur récupérateur.

Il est désormais temps de procéder aux tests de validation du banc pour estimer l'étendue des possibilités d'essais à venir, et vérifier les gammes de débit massique, de température et de pression opérationnelles. Il sera alors possible d'estimer leur conformité par rapport aux données du cahier des charges PSA.

2.6 Validation du banc d'essais « gaz chauds ».

Le montage « gaz chauds » étant présenté, il convient pour finaliser cette première partie de notre étude de procéder à la validation des conditions opératoires et d'estimer les performances de ce banc d'essais. Pour cela, nous présentons tout d'abord la procédure mise en place, puis les essais tests qui serviront à évaluer le degré et les plages de faisabilité du montage afin de vérifier par rapport aux spécifications du cahier des charges PSA : débit massique compris entre 7 et 22g/s ; température de gaz chauds comprise entre 300°C et 450°C ; pression de fonctionnement de 1,4 bars ; pertes de charges du récupérateur inférieure à 7000 Pa.

2.6.1 Protocole expérimental du banc « gaz chauds »

La procédure de mise en fonctionnement du banc « gaz chauds » est présentée par le Tableau 2-8. Elle consiste en 5 étapes principales : démarrage du test ; lancement des acquisitions des mesures disponibles ; réglage des paramètres ; obtention du régime souhaité ; exploitation des résultats et analyse des performances. Les références des différents appareils ou métrologie utilisés sont indiqués sur les Figure 2-35 et Figure 2-36.

1^{ère} étape : Démarrage d'un test
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mise en route de l'alimentation A1 du positionneur et du transmetteur de débit ✓ Mise en route de l'alimentation A2 des capteurs de pression P2 et ΔP ✓ Ouverture de la vanne V1 permettant l'arrivée d'air alimentant le positionneur ✓ Ouverture de la vanne V2 d'arrivée d'air dans la ligne « gaz chauds » ✓ Mise en route de la centrale HP-Agilent ✓ Activation du boîtier de sécurité « Thermo-surveillance » ✓ Mise en route de l'alimentation A1 du réchauffeur ✓ Ouverture du programme VI de LabVIEW sur le PC
2^{ème} étape : Lancement de l'acquisition des mesures
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Lancement du programme VI de LabVIEW ✓ Vérification de la cohérence des mesures de température
3^{ème} étape : Réglage des paramètres de contrôle
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Réglage du détendeur D1 pour obtenir une pression d'air de 1,4 bar dans la ligne gaz chauds avant le réchauffeur ✓ Utilisation de l'interface VI de LabVIEW pour imposer l'ouverture de la vanne V3 contrôlant le débit massique d'air ✓ Ouverture de la vanne V3 permettant l'arrivée de l'eau dans le circuit de refroidissement et contrôle manuel du débit volumique d'eau à partir de la valeur indiquée sur l'interface VI de LabVIEW ✓ Utilisation de l'interface VI de LabVIEW pour activer l'alimentation A1 du réchauffeur en imposant la tension correspondant à la puissance souhaitée
4^{ème} étape : Suivi temporel de l'état du système – Obtention du régime stationnaire
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Affichage en « temps réel » des différentes mesures de débit massique, températures et pression le long de la ligne « gaz chauds » sur les différents graphes prévus à cet effet. ✓ Surveillance de l'évolution des températures d'eau : consigne de sortie du refroidisseur inférieure à 50°C. ✓ Surveillance de l'évolution des températures d'air : consigne de sortie du refroidisseur inférieure à 35°C
5^{ème} étape : Arrêt du test
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Arrêt du chauffage au moyen du programme VI de LabVIEW ✓ Arrêt de la circulation d'air ✓ Arrêt de la circulation d'eau
6^{ème} étape : Exploitation des résultats et analyse
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Arrêt de l'acquisition des données via le programme VI de LabVIEW ✓ Ouverture du fichier <...>.TDMS contenant toutes les mesures effectuées ✓ Exploitation des données en régime stationnaire : calcul de moyenne glissante sur 100 secondes, après stabilisation, pour obtenir les valeurs précises des paramètres : estimation du débit massique, des pressions clés, des températures clés sur l'air et sur l'eau ✓ Evaluation des performances : calcul de la puissance échangée ; évaluation des pertes thermiques du réseau d'air ; efficacité de transfert.

Tableau 2-8 : Procédure de fonctionnement du banc « gaz chauds ».

Les essais pour valider le montage et déterminer ses performances sont effectués.

2.6.2 Validation du fonctionnement du banc en régime stationnaire

De nombreux tests ont été effectués, en suivant le protocole précédent, pour estimer le niveau de fonctionnement du banc pour répondre aux sollicitations de débit d'air, de température et de pression. Nous présentons ici les tests type qui permettent de mettre en évidence les performances du banc.

Test de référence – débit massique 13 g/s – puissance 5 kW.

La première configuration test est définie aléatoirement pour atteindre les consignes suivantes : a) débit massique d'air de 13 g/s ; b) puissance de chauffe de 5 kW. L'augmentation de température dans le réchauffeur doit être de 379,7°C, ce qui se traduit par une sortie à 399,7°C pour une entrée à 20°C. Les tests sont effectués sur une durée inconnue et nous avons procédé à une mesure sur une longue durée (environ 4h20) tant que les évolutions du débit massique et de la température de sortie du réchauffeur ne sont pas stabilisées. Les résultats sont présentés sur la Figure 2-38.

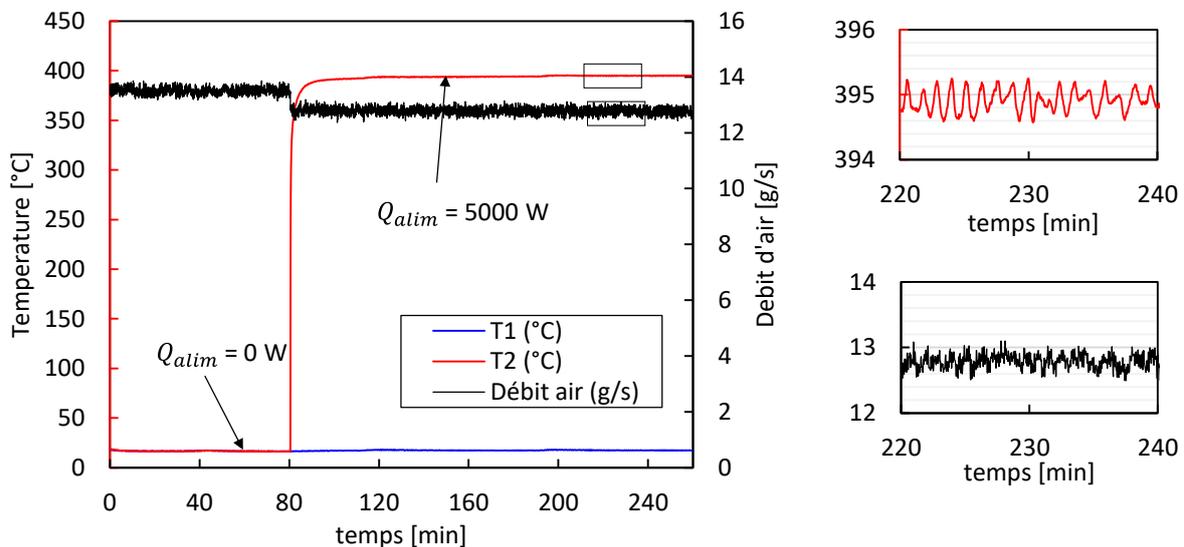


Figure 2-38 : Evolution temporelle du débit et de la température d'air en entrée et sortie du réchauffeur – Cas de référence.

Le test est effectué sur plus de 260 min donc plus de 4h. Il se compose de deux étapes : la première sans mise en chauffe (0-80 min), puis la seconde avec mise en chauffe du réchauffeur (80-260 min).

Initialement ($t = 0$), le débit d'air mesuré est de 13,4 g/s. Le réchauffeur ne chauffe pas l'air et la température de l'écoulement d'air est de 18,1°C semblable sur les deux capteurs T_1 et T_2 .

Durant la première phase ($0 < t < 80$ min), ces valeurs ne changent pas pour les températures. L'incertitude du thermocouple est inférieure à 1°C. La valeur du débit présente de légères variations qui sont probablement dues au fonctionnement du réseau entre le compresseur et le débitmètre, mais aussi à la précision de mesure et aux bruits des appareils : en définitive, le débit mesuré pendant cette phase est de 13,4 g/s \pm 0,25 g/s. Le régime est stationnaire ; la réponse du système est stable.

A $t = 80$ min, l'alimentation du réchauffeur électrique est mise en fonctionnement avec une consigne de puissance de 5 kW. La température d'entrée d'air n'est pas modifiée (18,1 °C). L'air est chauffé par la résistance et la température de sortie du réchauffeur atteint après quelques minutes une température presque stable de 393 °C, puis se stabilise autour de 395 °C. Par contre, durant la même période, force est de constater que le débit d'air subit une légère chute dès la mise en fonctionnement du réchauffeur.

Une analyse de la réponse d'ordre 1 du système à partir de $t = 80$ min, révèle un temps de réponse caractéristique de l'ordre de 2 minutes. Dès lors, nous analysons le régime stationnaire à partir de 5 temps caractéristiques (99,5% de la réponse), soit au moins 10 min après la mise en chauffe, période pendant laquelle l'écoulement d'air chaud chauffe tous les éléments métalliques de la zone d'essais y compris le diffuseur, la conduite D40 et la boîte du refroidisseur. L'analyse est présentée ici entre $t=220$ min et $t=240$ min, et permet d'évaluer la précision des valeurs obtenues :

- La température mesurée à la sortie du réchauffeur se stabilise à 395°C +/- 0,3°C.
- Le débit est stabilisé à 12,8 g/s +/- 0,22 g/s.
- La pression de fonctionnement a été calée à 1,4 bars.

Ce premier test permet ainsi d'évaluer le temps de réponse du système par rapport à la mise en chauffe (réchauffeur). Il est finalement assez court, de l'ordre de 2 min. Les niveaux de débit et de température atteints sont conformes aux attentes et très proches des valeurs de consignes : 13 g/s (12,8 g/s : test), 5 kW, écart de température de 376,9 °C (379,7°). Traduit en termes de puissance, cela révèle que la puissance transférée à l'air par le réchauffeur est de 4887 W ce qui conduit à environ 2,2% de pertes thermiques.

Pour les autres tests, nous allons fixer le débit massique et varier la consigne de température en modifiant à volonté la puissance de chauffe. Compte tenu du temps de réponse très court de l'air (10 min) pour ce premier cas de référence, le changement de puissance est effectué par pas de 30 minutes, très largement supérieur à l'établissement du régime stationnaire.

Débit d'air minimum : 7 g/s

Le débit d'air est fixé ici à 7 g/s, ce qui correspond à la valeur minimale du débit massique proposé dans le cahier des charges PSA. Pour répondre aux exigences de températures (300°C – 450°C), la puissance d'alimentation du réchauffeur doit être comprise entre 1,99 kW et 3,05 kW. Nous faisons varier ici la puissance de 2 kW à 3,6kW, par pas de l'ordre de 0,4 kW, couvrant ainsi la plage recherchée. La Figure 2-39 présente la réponse à ces différentes sollicitations thermiques successives.

Le test est mené sur une durée de 3h, l'état initial étant sans chauffage, l'état final étant obtenu après arrêt du chauffage : il y a donc 6 étapes successives à analyser. La température d'air en entrée de réchauffeur est ici de 16,8°C. Concernant la température de l'air en sortie du réchauffeur, elle suit à chaque variation de puissance de chauffe une courbe caractéristique et une stabilisation après quelques minutes bien inférieure à 30 min.

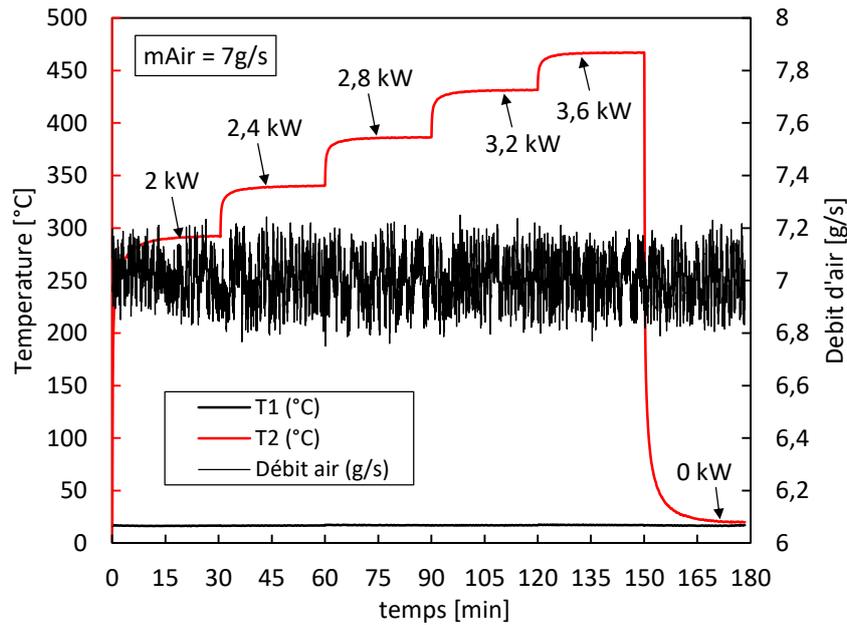


Figure 2-39 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 7g/s et une puissance variable de 2 kW à 3,6 kW

Le test révèle donc que le régime stationnaire est systématiquement atteint dans chaque configuration : l'analyse des résultats permet d'évaluer les températures en sortie de réchauffeur. Elles sont présentées dans le Tableau 2-9.

Puissance (kW)	Température de sortie théorique (°C)	Température de sortie mesurée (°C)	Ecart différentiel (%)
2	292,2	292	0,1%
2,4	340,5	340	0,1%
2,8	392,6	387	1,4%
3,2	442,3	432	2,3%
3,6	479,9	468	2,5%

Tableau 2-9 : Evolution des températures mesurées à débit de 7g/s et puissance de chauffe variable.

L'écart entre les températures attendues et les températures mesurées augmente avec la puissance. Cela est peut-être dû aux pertes thermiques qui augmentent elles-aussi avec la puissance. A l'arrêt du chauffage, la température de l'air revient très vite à sa température initiale ($150 < t < 180$ min). Quoiqu'il en soit, et bien que les valeurs attendues ne soient pas obtenues exactement, les mesures montrent que le régime à débit de 7 g/s peut proposer toutes les configurations à températures souhaitées (300 °C – 450 °C) ce qui répond parfaitement aux attentes du montage.

Débit d'air intermédiaire : 13 g/s

Le débit d'air est fixé cette fois à 13 g/s, ce qui correspond à une valeur intermédiaire du débit massique proposé dans le cahier des charges PSA. La Figure 2-40 présente la réponse à ces différentes sollicitations thermiques successives.

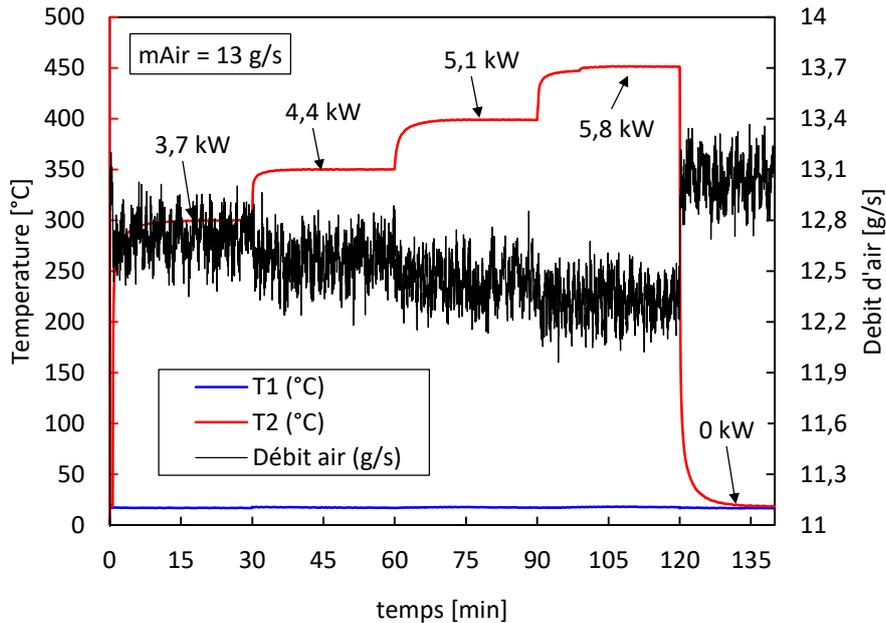


Figure 2-40 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 13g/s et une puissance variable de 3,7 kW à 5,8 kW

Pour répondre à la plage de températures (300°C – 450°C), la puissance d'alimentation du réchauffeur doit être comprise entre 3,68 kW et 5,66 kW. Nous faisons varier ici la puissance de 3,7 kW à 5,8 kW, par pas de l'ordre de 0,7 kW, ne couvrant ainsi pas toute la plage recherchée.

Le débit massique semble en effet changer à chaque variation de la puissance de chauffe. Cette évolution est confirmée avec l'arrêt du chauffage à $t = 120$ min et l'augmentation brusque du débit massique. Il diminue donc ici de 12,8 g/s (à température ambiante, sans chauffe) à 12,1 g/s (4^{ème} étape pour une puissance de 5,8 kW). Là encore les variations sont faibles et de l'ordre de +/- 0,2 g/s. La température d'air en entrée de réchauffeur est ici de 17,1°C. Concernant la température de l'air en sortie du réchauffeur, elle suit, là encore, une courbe caractéristique et une stabilisation après quelques minutes, bien inférieure à 30 min, après chaque changement de puissance de chauffe. Les températures obtenues sont 300°C, puis 350°C, puis 399°C et enfin 451°C pour des puissances respectives de 3,7 ; 4,4 ; 5,1 et 5,8 kW. Là encore les mesures réalisées permettent de confirmer la faisabilité de la totalité de la plage de température.

Second débit d'air intermédiaire : 20 g/s

Le débit d'air est fixé cette fois à 20 g/s, proche de la valeur maximale à générer. Pour répondre à la plage de températures (300°C – 450°C), la puissance d'alimentation du réchauffeur doit être comprise entre 5,67 kW et 8,7 kW. Nous faisons varier ici la puissance de 5,8 kW à 7,8 kW, par pas de l'ordre de 1 kW, couvrant ainsi toute la plage recherchée. La Figure 2-41 présente la réponse à ces différentes sollicitations thermiques successives.

Quatre phases de chauffe sont présentées ici : les trois premières confirment les résultats précédents à savoir que le débit massique diminue légèrement à chaque changement de puissance du réchauffeur. Par contre, concernant la température, si on observe bien une stabilisation pour chaque changement de puissance, cette stabilisation présente un comportement type qui laisse à penser à

l'établissement thermique d'un régime stationnaire pour chaque puissance testée. Celui-ci ne peut être dû qu'au comportement de l'alimentation électrique et en aucun cas au système de contrôle de la température car il n'y a pas de boucle de rétroaction sur la température de sortie du réchauffeur. Quoiqu'il en soit, là encore, les mesures réalisées permettent de confirmer la faisabilité des essais jusqu'à une température de sortie du réchauffeur de 420 °C. Au-delà, lors de la dernière étape, les besoins en chauffage sont de l'ordre de 9,5 kW et le système ainsi réalisé est mis en défaut (rupture de la résistance chauffante) dès que la température de l'air dépasse 477 °C : la température limite du réchauffeur n'a pourtant pas été dépassée (760°C), mais un défaut de conception/constructeur a été mis en évidence après démontage du réchauffeur. Un nouveau réchauffeur a été remis en place mais n'a pas fait l'objet de nouvelles mesures.

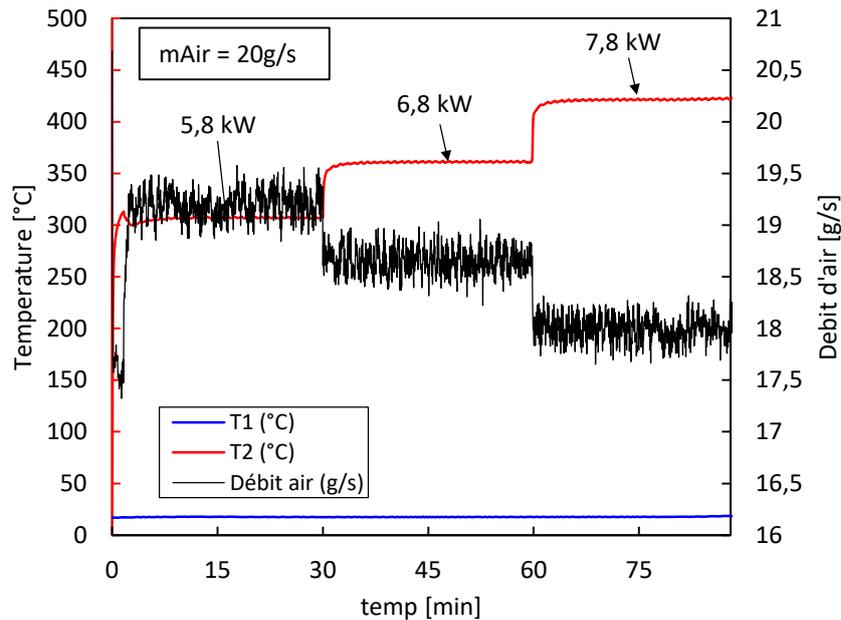


Figure 2-41 : Réponse temporelle de la température d'air en aval du réchauffeur pour un débit d'air de 20 g/s et une puissance variable de 5,8 kW à 7,8 kW

Avec ce test, nous atteignons ici les limites du montage. Le système permet donc de générer un débit de 17,9 g/s à 420°C en sortie de réchauffeur. Pour des couples de variables débit massique/température de chauffe supérieures, le montage n'est plus opérationnel.

En conclusion, ces tests en régime de débit stabilisé ont permis de mettre en évidence : d'une part, que le montage gaz chauds est opérationnel ; d'autre part, que les valeurs limites maximales des paramètres proposés dans le cahier des charges PSA sont presque totalement réalisées avec le dispositif imaginé. Le débit peut varier de 7 g/s à 20 g/s (conforme) ; les températures de chauffe peuvent varier de 300 °C à 450 °C (conformes) ; la pression de fonctionnement est de 1,4 bars en amont de l'échangeur récupérateur. Seuls les points de fonctionnement à forts débits et température élevée ne sont pas obtenus, mais limités à un débit de 17,9 g/s. Enfin, la réponse du système est assez rapide et stable.

2.6.3 Validation du fonctionnement du banc en régime TRANSITOIRE

Pour finaliser l'étude de validité du montage, une seconde série de tests a été menée cette fois en phase de régime transitoire.

Au regard des résultats précédents, un premier test est effectué avec une puissance thermique constante et modérée de 3 kW, tandis que le débit massique subit des variations imposées. La consigne imposée sur le débit est de type « échelon » entre 7,2 g/s et 20 g/s. Cet échelon est imposé après 30 minutes de stabilisation, 3 fois successivement, et toutes les 6 minutes comme le présente la Figure 2-42.

Les 30 premières minutes correspondent à l'établissement et la stabilisation du point de fonctionnement pour lequel les consignes sont : 3 kW en puissance ; 7,2 g/s en débit massique. La température d'entrée de l'air est de 20 °C, celle de la sortie d'air en aval du réchauffeur atteint 430 °C après environ 20 minutes de test.

A partir de $t = 30$ min, une consigne est imposée à la vanne commandée afin que le débit d'air soit de 20 g/s. La réponse du système est quasiment instantanée et le débit vient atteindre cette consigne après environ 1 min, puis fluctue autour de cette valeur durant 3 minutes. Par conséquent, la température de l'air en aval de réchauffeur chute brutalement et converge vers 180 °C : la réponse du système témoigne d'un régime transitoire car la température n'est pas stabilisée après 3 min. A $t = 33$ min, nous imposons de nouveau la consigne de référence à la vanne commandée : le débit retrouve quasi instantanément le débit de référence de 7,2 g/s ; il n'en est pas de même pour la température d'air qui augmente aussi instantanément mais ne retrouve pas la valeur précédente : elle est ici de l'ordre de 415 °C, et témoigne là encore d'une phase transitoire thermique.

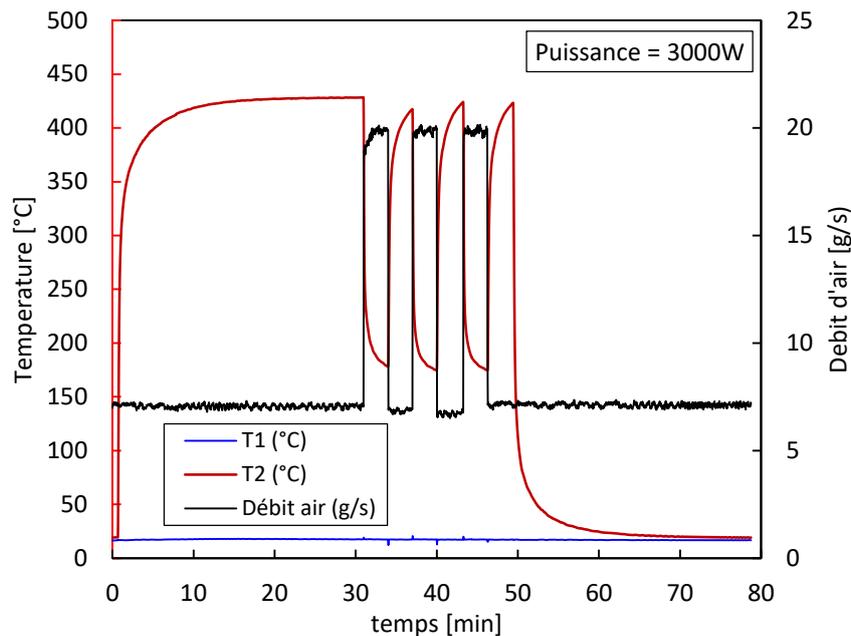


Figure 2-42 : Réponse temporelle de la température d'air en fonction d'une consigne de débit de type échelon.

Cette même séquence est reproduite à l'identique 2 fois de suite ($36 \text{ min} < t < 42 \text{ min}$; puis $42 \text{ min} < t < 48 \text{ min}$). La réponse en débit est quasi identique, voire même plus « rapide » que pour la première séquence. De même, la température de l'air en sortie du réchauffeur présente un comportement classique en régime transitoire non établi, mais les températures atteintes tant à $t = 33$ min, 39 min et 45 min sont quasi identiques, et de même à $t = 42$ min et $t = 48$ min. Ceci témoigne de la très bonne reproductibilité des essais d'une part, et confirme la faisabilité d'une variation rapide de la consigne en débit massique, ici dit « transitoire lent ».

Un second test est effectué avec un débit massique de 13 g/s, tandis que la puissance de chauffe subit des variations imposées. La consigne imposée sur la puissance électrique est là encore de type « échelon » entre 3,8 kW et 5,8 kW. Cet échelon est imposé aussi après 30 minutes de stabilisation, 3 fois successivement, et toutes les 6 minutes comme le présente la Figure 2-43.

Lors de ce test, on procède à une variation de la puissance du réchauffeur par échelons successifs de 3 min entre $t = 30$ min et $t = 48$ min. Après une phase d'établissement de 30 minutes, la puissance et la température sont parfaitement stabilisées à 3,8 kW et 280 °C. Dès qu'un échelon de puissance est imposé ($t = 30$ min), la température de l'air augmente très rapidement pour atteindre 420 °C, mais sans atteindre l'état stationnaire. Après 3 nouvelles minutes, on revient à la puissance de référence, ce qui implique une baisse de la température très rapide, mais à une valeur légèrement supérieure à 280 °C, soit environ 290°C. Cette étape est reproduite de nouveau deux fois et conduit aux mêmes conclusions que pour le cas précédent : reproductibilité des mesures, faisabilité d'une variation rapide de la consigne en puissance, ici dit « transitoire lent ».

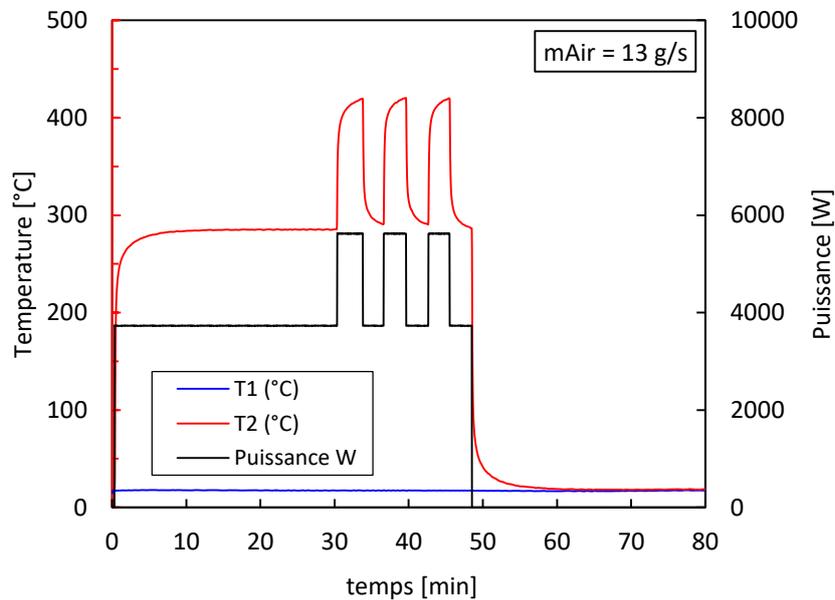


Figure 2-43 : Réponse temporelle de la température d'air en fonction d'une consigne de puissance de type échelon.

Ces résultats montrent que notre dispositif technique de la ligne gaz chauds permet donc de faire varier les consignes des paramètres principaux (débit massique, température en aval du réchauffeur) avec des temps de réponse extrêmement courts de l'ordre de 2 minutes. Il est donc possible de générer un écoulement d'air chaud dont les caractéristiques en débit et température peuvent varier assez rapidement dans la gamme de débit et température conforme au cahier des charges PSA. Le montage ainsi créé répond donc aux objectifs fixés.

2.6.4 Potentiel de récupération d'énergie sur les gaz chauds

Une dernière étape pour évaluer le potentiel complet de notre montage gaz chauds consiste à simuler différents points de fonctionnement (débit – température) dans les gammes validées précédemment et à quantifier l'énergie thermique récupérée par l'échangeur-refroidisseur disposé en lieu et place de l'échangeur-récupérateur comme indiqué précédemment. Il s'agit en fait de quantifier le potentiel de récupération de chaleur avec un échangeur classique air/eau et évaluer les maximums de

puissance qu'il sera possible de transférer de la source chaude (air chaud) à la source froide (ici l'eau). Ces informations nous seront utiles lorsque l'échangeur récupérateur sera conçu et mis en place sur le montage gaz chauds à titre de comparaison.

Pour cela, nous avons procédé à un certain nombre d'essais (environ 15) en faisant varier le point de fonctionnement d'un débit de 7 g/s, 13,5 g/s, 17,2 g/s et 22 g/s, pour des températures d'air en entrée de zone d'étude (en aval du réchauffeur) comprises entre 35 °C et 450 °C. Pour le détail des résultats, on pourra se référer au travail de stage ingénieur de Mme. Marie Giacalone qui a participé et contribué à cette partie de l'étude [92]. Nous ne présentons ici que les résultats finaux des tests réalisés. Pour cela, l'analyse a porté très simplement sur l'évaluation de la puissance thermique cédée par l'air chaud dans l'échangeur refroidisseur au profit de l'eau de circulation dans ce même échangeur. Nous notons ainsi que la puissance perdue par le fluide chaud (Q_c) et celle récupérée par le fluide froid (Q_f) se mettent sous la forme :

$$Q_c = \dot{m}_{air} \cdot C_{p,air} \cdot \Delta T_c = \dot{m}_{air} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (Eq. 2-2)$$

$$Q_f = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p,eau} \cdot \Delta T_f = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p,eau} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (Eq. 2-3)$$

Le fluide limitant les transferts est bien évidemment l'air (plus faible débit massique ; plus faible chaleur massique), et le rapport des débits thermiques (produit de la chaleur massique par le débit massique) est ici de l'ordre de 0,036 à 0.113. On définit ainsi un rendement de transfert en termes de récupération de la chaleur (Eq. 2-4) dont les résultats sont présentés par la Figure 2-44.

$$\eta_{proto.} = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (Eq. 2-4)$$

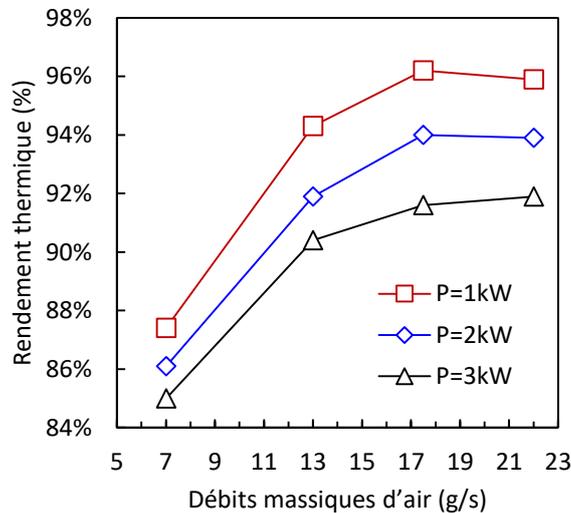


Figure 2-44: Rendement de récupération du prototype air/eau

Ces résultats indiquent que la température de l'air qui entre dans l'échangeur est comprise entre 20°C et 400°C. Cependant les gammes de débit ont été respectées de 7 g/s à 22 g/s. La puissance thermique cédée par l'air est récupérée en très grande partie par l'eau puisque le rendement de récupération est compris entre 85% (7g/s et 3 kW) et 96 % (17,3 g/s et 1 kW). La différence est en partie due au manque d'écart entre les températures d'eau de refroidissement (T_{fe} et T_{fs0} : l'incertitude de mesure sur ces températures est de l'ordre de 0,3°C pour des écarts inférieurs à 4°C) en raison du fort débit volumique d'eau utilisé, mais aussi, aux pertes thermiques de l'échangeur qui ont été évaluées

entre 3% et 7%. En définitive, l'échangeur refroidisseur permet tout de même de récupérer sur l'eau plus de 85 % de l'énergie thermique potentiellement récupérable sur l'air de la ligne gaz chauds. Ces résultats témoignent de la faisabilité d'un tel système. Il est utile d'ajouter enfin, que cet échangeur-refroidisseur ne permet pas d'assurer le problème complet pour deux raisons majeures : a) le débit d'eau nécessaire au refroidissement (environ 46 g/s, soit 166 L/h) n'est pas disponible dans le véhicule ; b) la température d'eau disponible dans le véhicule pour assurer le refroidissement de ce système serait probablement trop élevée : ici elle est de 20°C environ.

Cependant, il a tout de même été possible avec cet échangeur de récupérer une très grande part de l'énergie contenue dans les gaz chauds au moyen d'un échangeur air/eau à tube et ailettes serties relativement compact, respectant le niveau de pertes de charge PSA ($\ll 7000$ Pa), et les gammes de température de l'air.

2.7 Conclusion partielle

Finalement à l'issue de ce chapitre, nous pouvons annoncer que nous disposons d'une ligne d'essais en gaz chauds opérationnelle pour une pression de fonctionnement ajustable (notamment à 1,4 bars), pour une gamme de débit massique de 7 à 22 g/s, pour une gamme de température d'air possiblement entre 250°C et 450°C. Le fonctionnement peut être effectué soit en régime permanent (consignes stables), soit en régime transitoire (consignes variables dans le temps).

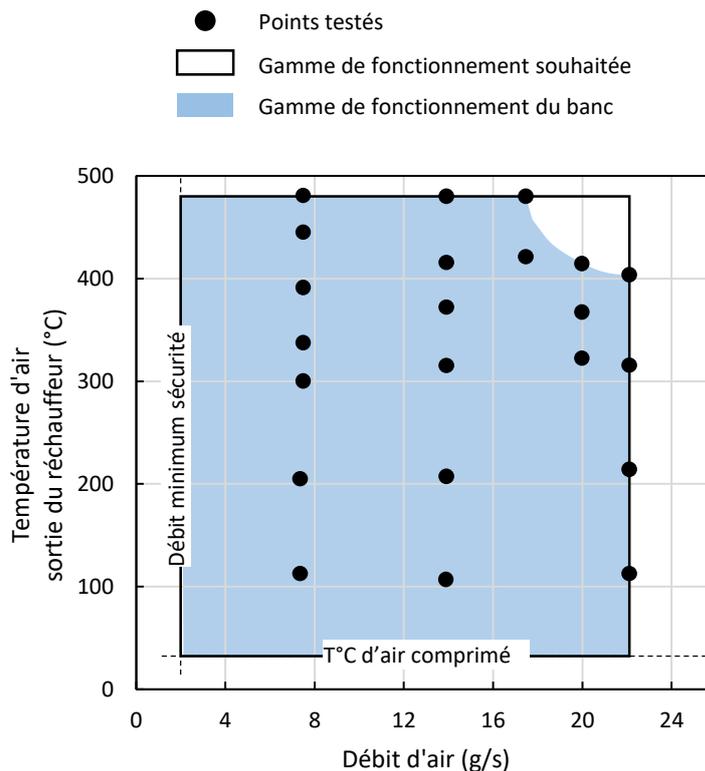


Figure 2-45: Gamme de fonctionnement du banc gaz chauds.

Les tests de validation ont permis de confirmer que la plupart des points de fonctionnement possibles pouvaient être réalisés à l'exception des points pour des couples de débit massique/température de gaz pour des domaines situés à débits supérieurs à 17,8 g/s et températures supérieures à 400°C, pour

lesquels le montage n'a pu être validé. La Figure 2-45 fait la synthèse des points de fonctionnement possibles du montage gaz chauds ainsi réalisé, pilotable en temps réel par le système d'exploitation et de contrôle sous LabVIEW, en précisant les limites de chaque paramètre : débit supérieur à 2 g/s par sécurité pour le système de réchauffeur ; température minimale de l'air comprimé d'environ 20°C.

Désormais il est possible de se pencher sur le problème de **conception et de modélisation de l'échangeur-récupérateur**, qui comme nous l'avons annoncé, va être un **échangeur caloduc**. Le chapitre suivant va donc aborder ce problème en introduisant tout d'abord les différentes technologies de caloduc et en opérant un choix particulier d'une technologie.

Chap. 3 Modélisation du comportement d'un caloduc thermosiphon au naphthalène

Sommaire

3.1	Présentation générale des caloducs.....	90
3.2	Phénomènes physiques au sein d'un thermosiphon.....	95
3.3	Limites de fonctionnement d'un thermosiphon.....	113
3.4	Choix du fluide de travail du thermosiphon : le naphthalène.	119
3.5	Outil numérique pour calculer le fonctionnement du thermosiphon de Naphthalène	129

Pour répondre à la problématique présentée dans le chapitre 1, il est nécessaire de positionner un type d'échangeur « récupérateur » à haute température sur la ligne « gaz chauds ». Comme indiqué précédemment, notre choix s'est porté sur un caloduc présentant un double intérêt : bénéficier de la chaleur latente de changement d'état du fluide ; assurer le transfert de chaleur vers le convertisseur.

Dans le présent chapitre, nous présenterons un bref descriptif des différents types de caloducs existants et nous montrerons la technologie retenue la plus adaptée à notre problème : le caloduc thermosiphon. De la même façon, le choix du fluide de travail (fluide caloporteur) sera analysé en s'appuyant sur une revue bibliographique pour répondre à la gamme de température souhaitée (250°C – 450°C).

Enfin, une part importante de ce chapitre sera consacrée à la description des différents modèles théoriques de caloduc-thermosiphon, et permettra de comprendre les phénomènes physiques, les régimes de fonctionnement, les transferts thermiques associés qui interviennent dans le fonctionnement d'un thermosiphon. Une attention particulière sera portée sur les zones d'évaporation et de condensation.

Cette étude théorique permettra de mieux analyser les résultats expérimentaux obtenus ultérieurement (cf. chapitre 5), de contribuer à une meilleure identification des phénomènes physiques dans notre caloduc, et aussi de permettre une confrontation des modèles avec les résultats expérimentaux.

3.1 Présentation générale des caloducs

Avant d'entamer l'étude et la modélisation thermique d'un caloduc, il nous est apparu important de mieux connaître les particularités de ce système de transfert thermique. Nous présenterons donc ici successivement le principe général de fonctionnement, les phénomènes physiques rencontrés et les limites de fonctionnement d'un caloduc.

3.1.1 Définition

Un caloduc est un système capable de transférer des flux de chaleur élevés depuis une source de chaleur jusqu'à un dissipateur thermique à faible résistance thermique, en utilisant un changement de phase liquide-vapeur [93]. Les caloducs sont des enceintes fermées, en général des tubes métalliques de forme cylindrique ou éventuellement de forme rectangulaire, présentant une très haute conductance thermique grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation d'un fluide interne. En effet, le principe de fonctionnement repose sur la circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur en état de saturation liquide-vapeur. L'utilisation de cette technique permet d'obtenir une conductivité thermique apparente qui peut ainsi atteindre plusieurs milliers de fois celle d'un conducteur métallique homogène de même volume.

La principale caractéristique des caloducs s'avère être leur capacité à transmettre des flux thermiques élevés malgré un faible écart de température entre les deux zones de transfert (évaporateur et condenseur).

3.1.2 Historique des caloducs

La science des caloducs a commencé au cours des années 1960 et les caloducs conventionnels à pompage capillaire ont été rapidement utilisés dans les applications spatiales, par exemple pour transférer la chaleur dissipée par les composants vers les radiateurs. Pour tenter de réduire le poids des systèmes, les boucles à pompage capillaire de type CPL ou de type LHP ont été inventées respectivement par la NASA (National Aeronautics and Space Agency) aux Etats-Unis au cours des années 1960 et par la RKA (Rousskoye Kosmitcheskoye Agentsvo ou Agence spatiale fédérale russe) au cours des années 1970 [94]. Cependant, ces technologies ont montré des signes de manque de fiabilité durant cette période.

Au cours des années quatre-vingt, des applications terrestres de caloducs de type thermosiphon ont été développées. Les thermosiphons ont été largement utilisés dans des applications industrielles ainsi que dans les échangeurs de chaleur [97]. Le développement des locomotives électriques a également motivé l'utilisation de caloducs dans les applications mobiles [98].

Au cours des années 1990, de nouveaux types de caloducs ont été développés et ont donné lieu à de plus en plus d'études scientifiques et techniques. Des micro-caloducs sont apparus grâce aux progrès des micro-technologies. Ils visaient à réduire la résistance de contact thermique entre le composant électronique et le dissipateur de chaleur en intégrant directement le caloduc dans le substrat de silicium du composant électronique [96]. Dans le même temps, les progrès réalisés dans les technologies des matériaux poreux ont permis la poursuite de mise en œuvre de CPL et de LHP dans les engins spatiaux [93].

En définitive, le développement global des caloducs peut être divisé en trois périodes chronologiques :

- 1936-1942 : le caloduc est plutôt à l'état de prototype, sa surface interne est rugueuse. Le traitement sous vide n'existe pas encore. Les transferts de chaleur s'effectuent en présentant plutôt de mauvaises performances.
- 1960-1970 : cette période a permis de proposer une théorie pour la gestion thermique au sein du caloduc et de nouveaux concepts. Durant cette période, les caloducs sont principalement utilisés dans le domaine spatial pour assurer et résoudre les problèmes de refroidissement dans des environnements sans gravité (satellites).
- 1970-2018 : le développement des universités, des instituts de recherche et d'entreprises intéressés par cette technologie a permis de poursuivre très activement les travaux d'étude sur ce type d'échangeur relayé en cela par des échanges internationaux fréquents. Le caloduc présente désormais une gamme plus large d'applications industrielles voire domestiques (micro-informatique, échangeur, habitat...).

Attachons-nous un instant à comprendre et analyser brièvement les principes de fonctionnement d'un tel système.

3.1.3 Principe de fonctionnement

Un caloduc comprend essentiellement deux composantes : une enceinte étanche (tube ou conduite) et un fluide interne à l'état saturé, soit le fluide caloporteur. Le caloduc se divise en trois sections principales : un évaporateur où la chaleur est fournie au fluide et où le liquide s'évapore ; un condenseur où la chaleur est libérée et la vapeur se condense ; une zone intermédiaire située entre l'évaporateur et le condenseur dite zone adiabatique. Le caloduc transfère ainsi l'énergie thermique entre la zone évaporateur et la zone condenseur en exploitant la chaleur latente de changement de phase. Le flux de chaleur transféré par le caloduc s'exprime par la relation suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot h_{lv} \quad (\text{Eq. 3-1})$$

où \dot{Q} est la chaleur transférée au sein du caloduc (W), \dot{m} est le débit de fluide circulant au sein du caloduc (kg/s) et h_{lv} est la chaleur latente de changement de phase liquide-vapeur (J/kg).

Le principe de ce fonctionnement est rappelé sur la Figure 3-1. Le cycle de fonctionnement peut être décrit de la manière suivante :

- Le caloduc est rempli d'un fluide de travail. Le fluide de travail sera en condition de saturation, car les caloducs fonctionnent selon un cycle fermé à deux phases, et des phases vapeur et liquide pures sont présentes à l'intérieur du caloduc.
- A l'évaporateur (zone chaude) où l'énergie calorifique est transmise, le fluide se vaporise.
- La surpression créée par l'injection de molécules de gaz (vaporisation) est à l'origine du flux de vapeur vers le condenseur.
- Au condenseur (zone froide), le fluide se condense en restituant la chaleur latente de changement de phase au milieu externe.

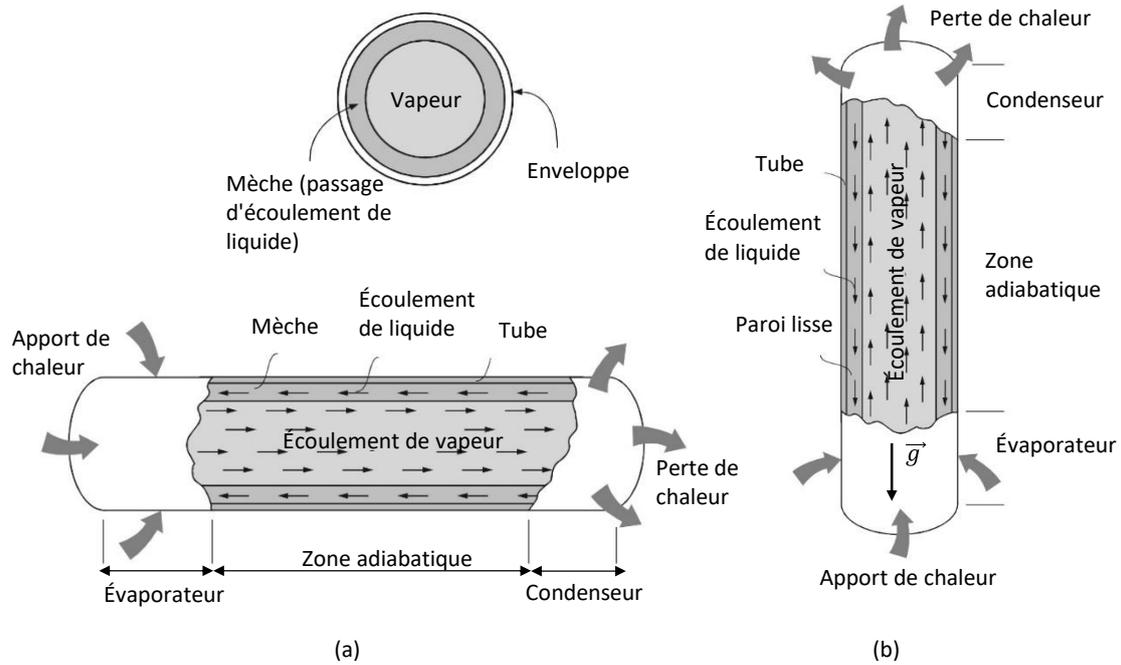


Figure 3-1 : Schéma d'un caloduc montrant les composants et le principe de fonctionnement. (a) caloduc capillaire, (b) caloduc thermosiphon.

Une des caractéristiques des caloducs est d'avoir leur propre système de « pompage » pour assurer la circulation du fluide. Il se fait sans machine externe et naturellement sous l'effet d'un gradient de température minimum et de conditions adaptées du couple fluide/matériau. Il existe à l'heure actuelle, essentiellement deux technologies principales de caloducs :

- Les caloducs à pompage capillaire pour lesquels le liquide circule dans une structure capillaire qui assure le pompage du liquide du condenseur vers l'évaporateur (Cf. Figure 3-1a),
- Les thermosiphons où les forces de gravité sont prépondérantes et pilotent le retour du liquide vers l'évaporateur (Cf. Figure 3-1b).

Après avoir classé les caloducs en deux catégories selon leur système de fonctionnement interne, voyons plus en détail les différentes technologies de caloducs existant à ce jour.

3.1.4 Identification des technologies de caloducs

Il existe de nombreux types de caloducs. Ils se distinguent par leur configuration géométrique, leur mode de fonctionnement et leur utilisation. Les principaux types de caloducs sont résumés sur le Tableau 3-1. On distinguera les caloducs « conventionnels » (1^{ère} colonne), des systèmes en boucles ou caloducs pulsés (2^{ème} colonne). La distinction peut être faite entre les caloducs conventionnels, les caloducs en boucle et les caloducs oscillants.

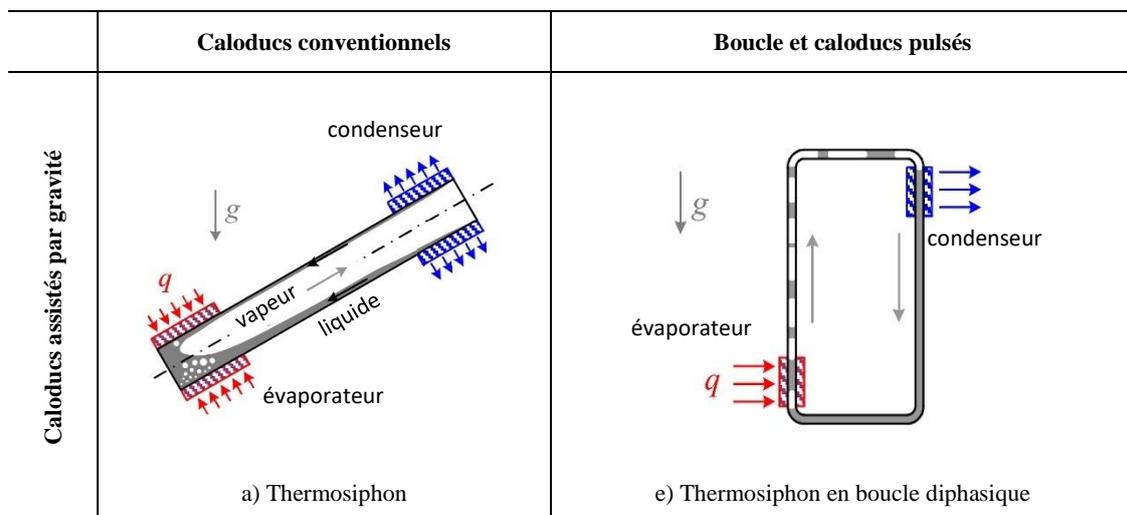
La famille des caloducs classiques comprend les thermosiphons, les caloducs cylindriques, les caloducs plats et les caloducs rotatifs. Les flux de liquide et de vapeur sont à contre-courant dans le corps du caloduc. Le liquide s'écoule du condenseur vers l'évaporateur en raison de forces de gravité, de forces capillaires, de forces centrifuges ou d'une combinaison de ces forces.

Dans les caloducs capillaires, la structure capillaire (rainures, maillages ou milieu poreux) doit être continue depuis le condenseur jusqu'à l'évaporateur. Le terme générique «*caloducs en boucle*» fait référence aux caloducs de boucle eux-mêmes, mais aussi aux boucles à pompage capillaire et aux thermosiphons à boucle diphasique. Dans ces systèmes, le liquide et la vapeur s'écoulent dans des lignes séparées [99].

Les caloducs oscillants, également appelés «*caloducs pulsés*» notés PHP, sont constitués d'un seul tube à méandres placé entre la source de chaleur et le radiateur. Son diamètre, proche de la longueur capillaire du fluide, conduit à une distribution du fluide à l'intérieur du tube en bouchons de liquide et en bouchons de vapeur. La vaporisation violente de multiples bouchons de liquide dans l'évaporateur, associée à la condensation de multiples bouchons de vapeur au niveau du condenseur, génère des oscillations auto-entretenues du fluide. Il conduit à un transfert de chaleur efficace de la source de chaleur au dissipateur, à la fois par la chaleur latente et sensible [100]. Ces systèmes sont peu coûteux et faciles à fabriquer, mais leur comportement est très difficile à prévoir et ils sont actuellement peu utilisés dans l'industrie.

Pour les LHP et les CPL, la somme des pertes de charge par frottement et par gravité est compensée par les forces capillaires dans la structure capillaire placée à l'évaporateur uniquement. Un CPL diffère d'un LHP par la place du réservoir, ce qui a une grande importance sur le comportement global du système. Dans les thermosiphons à boucle diphasique, les forces gravitationnelles compensent la perte de charge par frottement.

Malgré les fortes différences entre les différentes technologies de caloduc, plusieurs phénomènes sont communs à ces systèmes. Évidemment, le transfert de chaleur à changement de phase liquide-vapeur est présent dans tous les caloducs. Le changement de phase se produit à l'échelle de la structure capillaire ou à l'échelle des films liquides minces présents dans le système. Les forces capillaires ne sont, en effet, presque jamais négligeables. De plus, comme le fluide est toujours chauffé à travers une paroi, les interactions entre le fluide de travail et la paroi, principalement les effets de mouillage, sont d'une grande importance. Enfin, il existe toujours un couplage entre les phénomènes hydrodynamiques et thermiques, car le fluide de travail suit un cycle thermodynamique dans les systèmes.



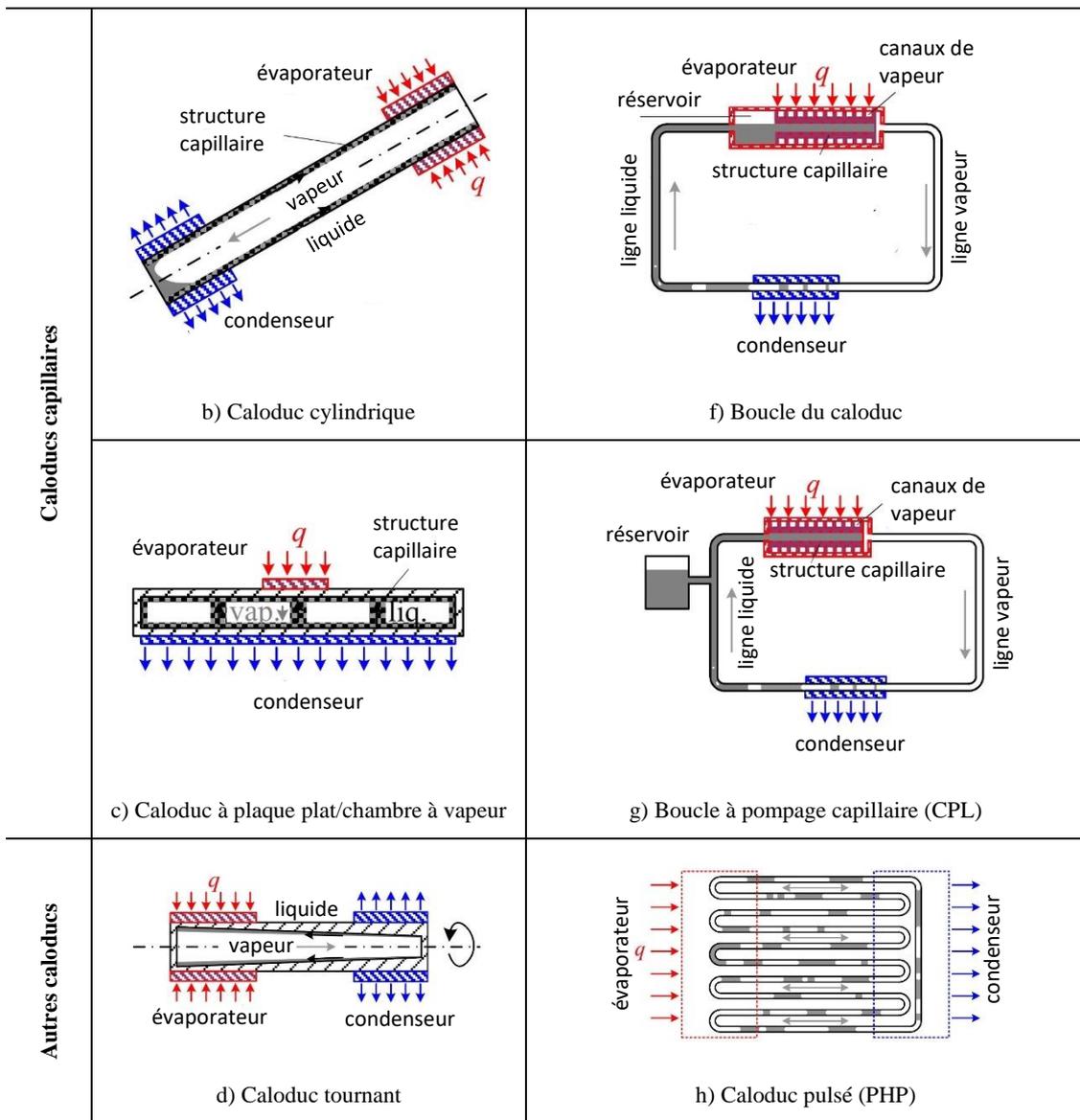


Tableau 3-1 : Différentes technologies de caloducs [101].

3.1.5 Applications de caloducs

Les caloducs jouent un rôle plus important dans de nombreuses applications industrielles, notamment pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur et augmenter les économies d'énergie dans les applications à usage commercial. Les caloducs ont été utilisés avec succès pour la récupération d'énergie thermique résiduelle dans une vaste gamme d'applications techniques telles que les systèmes de chauffage [102], de ventilation et de climatisation [103], les pompes géothermiques [104] ou encore très souvent pour la gestion thermique de systèmes électroniques [105].

Les principaux avantages qu'offrent les échangeurs à caloducs par rapport aux autres types d'échangeurs sont les suivants : structure simple, fonctionnement quasi isotherme, compacité, pas de pièce mobile et ils ne requièrent aucune source d'énergie externe, leur assurant ainsi une grande fiabilité, très bonne étanchéité entre l'écoulement chaud et l'écoulement froid, conception de manière à être entièrement réversibles - c'est à dire que la zone évaporateur et la zone condenseur sont parfaitement réversibles, défektivité ne compromettant pas le fonctionnement global de l'échangeur, pertes de

charge des écoulements externes chaud et froid minimisées, relativement simples à installer sur les conduites existantes. On note que des caloducs ont un excellent rendement et peuvent permettre de transférer jusqu'à quelques dizaines de W/cm^2 [106].

Dans le cas des échanges thermiques gazeux, les caloducs sont toujours munis d'ailettes externes afin d'accroître la surface d'échange, améliorant ainsi leur efficacité. La disposition des tubes (en ligne ou en quinconce) par rapport au sens de l'écoulement peut être modifiée afin d'augmenter davantage la performance de l'échangeur. Les caloducs utilisés dans les échangeurs de chaleur doivent répondre à plusieurs critères dont les principaux sont les suivants :

- Procédure de fabrication adaptée à la production de masse,
- Souplesse des techniques de production afin de permettre la fabrication de plusieurs types de caloducs (dimensions, matériaux, fluides internes, performances),
- Faibles coûts d'approvisionnement et de production,
- Longue durée de vie avec un minimum d'entretien,
- Grande plage opérationnelle avant d'atteindre les limites de fonctionnement.

Avec de telles propriétés thermiques, remarquables, les caloducs sont souvent utilisés dans les échangeurs de chaleur, comme l'illustre la Figure 3-2 où chaque tube de l'échangeur muni d'ailettes est en fait un caloduc, dont la partie évaporateur se situe dans la « gaine chaude » et la partie condenseur se situe dans la « gaine froide ».

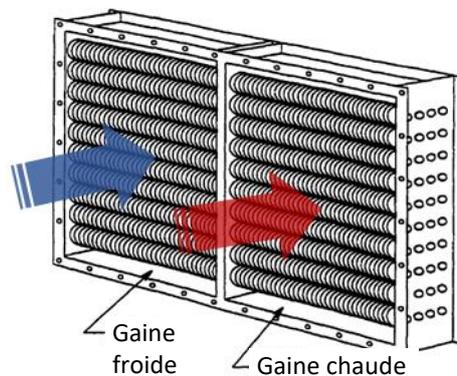


Figure 3-2 : Échangeur de chaleur gaz/gaz à caloducs [93].

A ce stade de notre analyse, il est difficile de faire un choix pertinent de la structure du caloduc le plus appropriée pour répondre à notre problème. Cependant, compte tenu des informations analysées, il semble que les thermosiphons sont généralement mieux adaptés aux échangeurs de chaleur que les caloducs à effet capillaire. C'est pourquoi la présente recherche **approchera uniquement les caloducs à effet gravitationnel**, c'est-à-dire, les caloducs thermosiphons.

3.2 Phénomènes physiques au sein d'un thermosiphon

A la lumière de son fonctionnement général, il apparaît que l'étude complète d'un caloduc doit tenir compte des trois aspects physiques suivants :

- Aspect thermodynamique des changements de phase du fluide,
- Aspect mécanique des fluides en raison des écoulements vapeur et liquide,
- Aspect thermique au niveau de l'évaporateur et du condenseur.

3.2.1 Aspect thermodynamique

Le fonctionnement d'un caloduc repose sur une circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur transférant de l'énergie par changement de phase. Cela s'apparente au cycle d'une machine thermique à la différence près, qu'ici, le travail fourni est faible puisque les températures de la source chaude et de la source froide sont très proches. Le travail contribue à la circulation du fluide. Le cycle thermodynamique d'un thermosiphon est décrit dans le diagramme entropique (Figure 3.3).

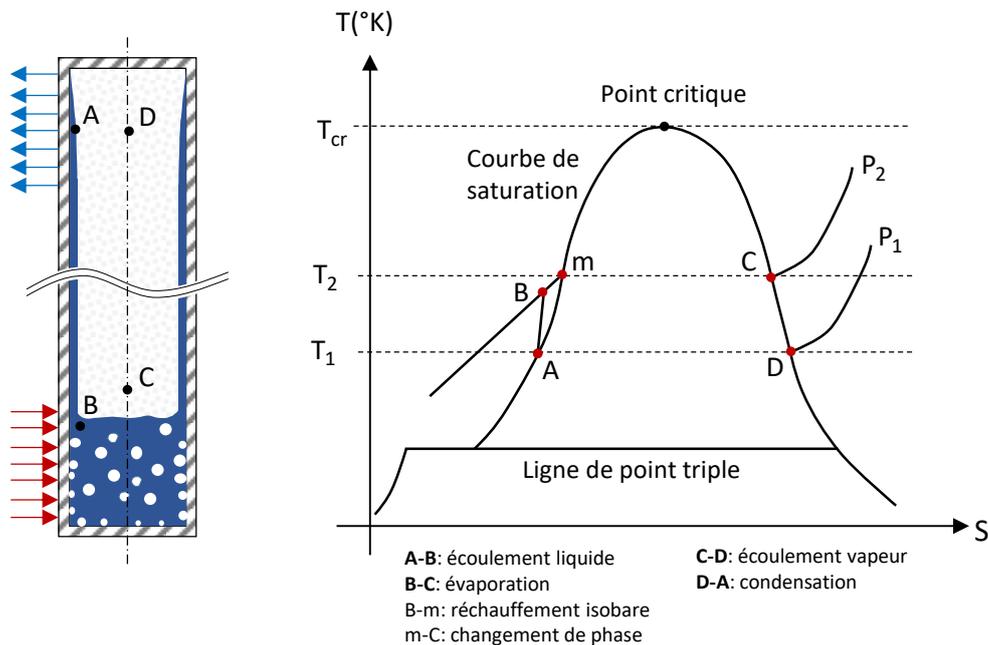


Figure 3-3 : Diagramme entropique d'un thermosiphon.

Le transfert de chaleur est réalisé de la source chaude à la température T_2 et à la pression P_2 vers la source froide respectivement à T_1 et à P_1 . Le cycle se décompose de la manière suivante (Figure 3-3):

- **Transformation A-B** : écoulement dans la phase liquide sous l'effet de la gravité. La pression augmente le long de l'écoulement. Les forces de volume permettent de compenser les pertes de charge par dissipation visqueuse dans le liquide lors de l'écoulement. Ces pertes se traduisent par une augmentation d'entropie entre A et B. L'augmentation de pression due aux forces de gravité crée un sous-refroidissement du liquide en B par rapport à la courbe de changement de phase liquide-vapeur.
- **Transformation B-C** : cette transformation se produit en deux étapes. La première entre B et m correspond à un échauffement isobare du liquide sous-refroidi. Puis entre m et C, le liquide passe à l'état de vapeur.

- **Transformation C-D** : écoulement de la phase vapeur. Cet écoulement nécessite une différence de pression qui est à l'origine de la différence de température entre la condensation et l'évaporation. La surpression à l'évaporateur est créée par la transformation de l'état liquide vers l'état gazeux. Cet écoulement génère également des pertes visqueuses se matérialisant par une augmentation d'entropie (l'effet de la gravité sur les pertes de charges de l'écoulement est négligeable). De par la présence simultanée de la phase vapeur et de la phase liquide, on considère que la transformation suit la courbe de saturation.
- **Transformation D-A** : condensation isobare de la phase vapeur. Le liquide au point A peut-être sous-refroidi selon la configuration du condenseur.

L'analyse des cycles thermodynamiques montre que la différence de température de la vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est régie par les pertes de charge dans l'écoulement. Sous l'hypothèse d'une vapeur suivant la loi des gaz parfaits, la relation de Clapeyron permet de relier la température et la pression :

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv}M}{RT^2} P \quad (\text{Eq. 3-2})$$

où h_{lv} est la chaleur de changement d'état (J/kg), M est la masse molaire (kg/mol), R est la constante des gaz parfaits. Cette formule permet de déterminer le gradient minimum nécessaire au fonctionnement du caloduc.

Cependant, compte tenu des faibles pertes de charge dans l'écoulement vapeur, on peut considérer que celui-ci se fait de manière quasi-isotherme. Par conséquent, nous considérerons lors de nos expériences que la phase vapeur aura une température homogène qui sera celle de la zone adiabatique. Ainsi :

$$T_v = T_{p,a} \quad (\text{Eq. 3-3})$$

On peut noter que la pression statique est identique dans le liquide et dans la phase vapeur, ce qui est dû à l'absence de forces de capillarité dans le thermosiphon. En réalité, l'épaisseur du film liquide s'adapte pour générer des pertes de charge compensant exactement la pression engendrée par la gravité. Ainsi, il vient :

$$P_v = P_{liq} = P_{sat} \quad (\text{Eq. 3-4})$$

3.2.2 Aspect mécanique des fluides

Compte tenu de la circulation en boucle fermée du fluide dans un caloduc, la connaissance des écoulements de la phase vapeur et de la phase liquide est un élément essentiel pour comprendre le comportement des caloducs en fonction des conditions extérieures. Nous allons nous intéresser à chaque phase et aux conséquences de leur couplage dans le cas du thermosiphon.

Dans la phase vapeur.

L'écoulement vapeur peut être séparé en trois zones distinctes correspondant à l'évaporateur, à la zone adiabatique et au condenseur. A l'évaporateur, le débit de masse augmente le long de l'axe du caloduc du fait de l'injection de vapeur résultant de l'évaporation. Le phénomène inverse se produit au

condenseur alors que la zone adiabatique n'est le siège que des pertes de charges dues à l'écoulement. Les gradients de pression vapeur sont engendrés par trois phénomènes distincts :

- Les forces surfaciques (forces de viscosité),
- Les forces de volume (forces de gravité),
- Les forces dynamiques (terme inertiel).

Les forces de viscosité et de gravité sont à l'origine de pertes de charge dans tout l'écoulement. Le terme inertiel, qui est aussi appelé pression inertielle, prend naissance lors de l'injection et de l'extraction de la vapeur respectivement au niveau de l'évaporateur et du condenseur. L'allure de ces gradients longitudinaux de pression, dans l'hypothèse d'une pression uniforme dans une section du caloduc, est représentée sur la Figure 3-4.

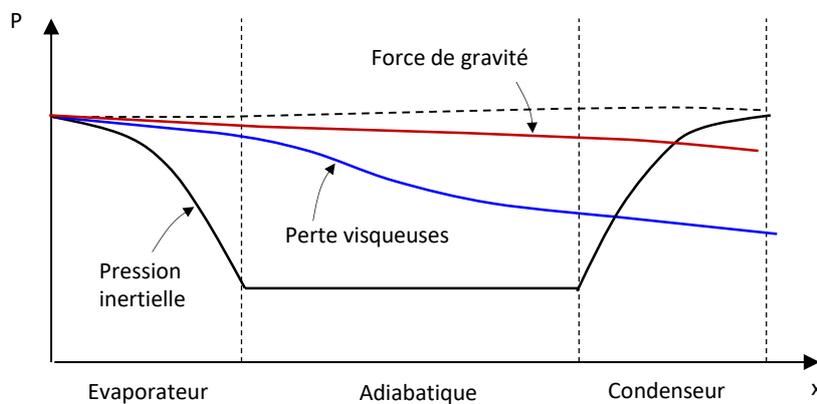


Figure 3-4 : Allure des composantes de la pression de vapeur.

Les forces de gravité sont négligeables en raison de la valeur de la masse volumique de la vapeur et des dimensions du caloduc. La valeur relative entre les différentes courbes est fonction du caloduc considéré (section, longueur, fluide caloporteur ...) mais aussi des conditions de fonctionnement (température vapeur, puissance transférée, densité de puissance ...).

Dans la phase liquide.

Bien que l'écoulement liquide soit soumis aux mêmes contraintes que la vapeur, les conséquences sont très différentes. Le rapport important entre les masses volumiques du liquide et de la vapeur entraîne une inversion de l'importance relative des variations de pression inertielle et de l'effet des forces de gravité. En effet, la vitesse d'écoulement du liquide étant très faible, les variations inertielles de pression peuvent être négligées. Le rôle des forces de gravité devient prépondérant en raison de la valeur de la masse volumique du liquide. L'évolution de la pression générée par les forces de gravité entre le condenseur et l'évaporateur est donnée par la relation suivante:

$$\frac{dP}{dx} = \rho_l g \quad (\text{Eq. 3-5})$$

Dans un thermosiphon à paroi lisse, les pressions statiques de vapeur et de liquide doivent être identiques à l'interface puisque, dans ce type de caloduc, la surface libre séparant les deux phases est plane. Or, l'effet des forces de volume génère un gradient de pression important. Les dissipations

visqueuses servent donc à équilibrer ce gradient. Ceci est obtenu par variation de l'épaisseur du film liquide (cf. théorie du film de Nusselt explicitée lors la modélisation thermique dans le paragraphe 3.2.3). En effet, une dépression dans le liquide entraîne obligatoirement une force sur l'interface liquide-vapeur qui s'oppose à la diminution de la pression liquide en réduisant l'épaisseur du film et donc la section de passage du liquide et réciproquement. Les pertes de pression visqueuses augmentent donc continûment de l'évaporateur au condenseur. Elles peuvent devenir très importantes : pour un caloduc à eau de 1 m de hauteur, elles sont de l'ordre de 10 000 Pa, alors que les pertes de charge de la vapeur valent quelques Pa. Cette évolution est schématisée sur la Figure 3-5.

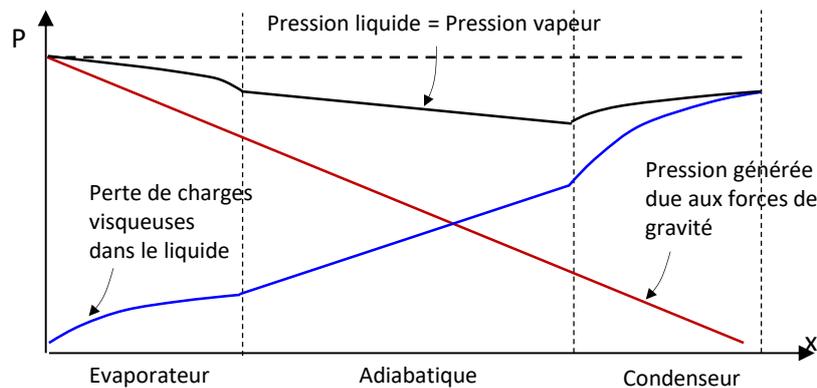


Figure 3-5: Pression dans un thermosiphon.

Il apparaît ainsi que le fonctionnement d'un thermosiphon ne sera pas bloqué par un problème de pression limitant le retour du liquide. Ceci représente un avantage important sur les caloducs à pompage capillaire.

3.2.3 Aspect thermique au niveau des zones « évaporateur » et « condenseur ».

Dans un caloduc, il coexiste trois modes fondamentaux de transfert de chaleur que sont la conduction, la convection et le changement de phase. Une première analyse de ces différents modes permettra de juger de l'importance de chacun dans la modélisation à venir. Par la suite, la détermination des coefficients d'échange à l'évaporateur et au condenseur sera abordée mais de manière séparée puisque les phénomènes physiques qui rentrent en jeu sont différents. Il faut notamment tenir compte du phénomène d'ébullition à l'évaporateur qui a un rôle très important dans le calcul du coefficient d'échange et qui n'apparaît pas au condenseur. Voyons cela en détail.

Transferts de chaleur identifiés

Le principe de fonctionnement du caloduc repose sur la quantité de chaleur évacuée par changement de phase. Le flux de chaleur transféré par le caloduc s'exprime alors par l'équation Eq. 3-1. En se basant sur la théorie cinétique des gaz, Carey [107] détermine un coefficient d'échange de changement de phase qui s'exprime par :

$$h_i = \left(\frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \right) \left(\frac{\rho_v h_{lv}^2}{T_{sat}} \right) \left(\frac{1}{2\pi r T_{sat}} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{P_{sat}}{2\rho_v h_{lv}} \right) \quad (Eq. 3-6)$$

avec $\hat{\sigma}$ le coefficient d'accommodation, ρ_v la masse volumique de la vapeur (kg/m^3), T_{sat} la température de saturation du milieu (K), r le rayon interne du thermosiphon et P_{sat} la pression de saturation (Pa).

Le coefficient d'accommodation exprime la proportion de molécules issues du processus d'évaporation par rapport au nombre de molécules quittant l'interface liquide-vapeur. Les autres molécules proviennent de réflexions sur l'interface. Le domaine de validité de la formule se réduit au cas des faibles écarts de température entre la vapeur et le liquide, ce qui correspond au cas des caloducs. En comparant cette expression avec celle de la conduction dans un film liquide de 0,1 mm, Carey trouve la valeur des coefficients de transfert : $h_i = 230 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$. Il est donc tout à fait justifié de considérer que la conductance de changement de phase est infinie par rapport aux autres conductances rentrant en jeu dans le caloduc. Cette hypothèse revient à considérer que la température du liquide à l'interface liquide-vapeur est égale à celle de la vapeur.

Compte tenu des vitesses de la phase liquide relativement peu élevées et des écarts de température entre la paroi, le liquide et la vapeur, nous pouvons considérer que les échanges par convection sont négligeables à l'intérieur du caloduc.

Pour un flux très modéré, la conduction a un rôle prédominant dans les échanges thermiques au sein du caloduc. En effet, les coefficients d'échange à l'évaporateur et au condenseur ne dépendent que du transfert de chaleur qui se produit entre la paroi et l'interface liquide-vapeur puisque la conductance de changement de phase a une valeur bien supérieure à celle des autres modes classiques. Elle conditionne donc les transferts thermiques à l'évaporateur et au condenseur. Pour des flux importants, recherchés ici dans cette étude, la conductance thermique entre la paroi et l'interface liquide-vapeur à l'évaporateur s'améliore considérablement. Le transfert de chaleur n'est plus purement conductif : il met en jeu des phénomènes plus complexes tels que l'ébullition.

Phénomènes physiques au condenseur – Corrélations associées

La physique de la condensation dans un thermosiphon est beaucoup plus stable que celle liée à l'évaporation. En raison du processus même de la condensation, on obtient une condensation en film de type Nusselt [108], [109]. Considérons un film développé et analysons les forces appliquées à un élément de fluide. Les hypothèses bien connues d'une condensation en film de type Nusselt sont les suivantes [110] :

- Ecoulement laminaire dans le film,
- Propriétés thermophysiques constantes du fluide,
- Sous refroidissement du liquide négligeable,
- Effets inertiels négligeables dans l'équation de quantité de mouvement,
- Convection dans le film négligeable,
- Conduction monodimensionnelle selon y dans le film,
- Température de paroi constante,
- Film d'épaisseur nulle en $x = 0$.

La Figure 3-6 présente schématiquement un bilan des transferts effectués au sein d'un élément de volume élémentaire [110].

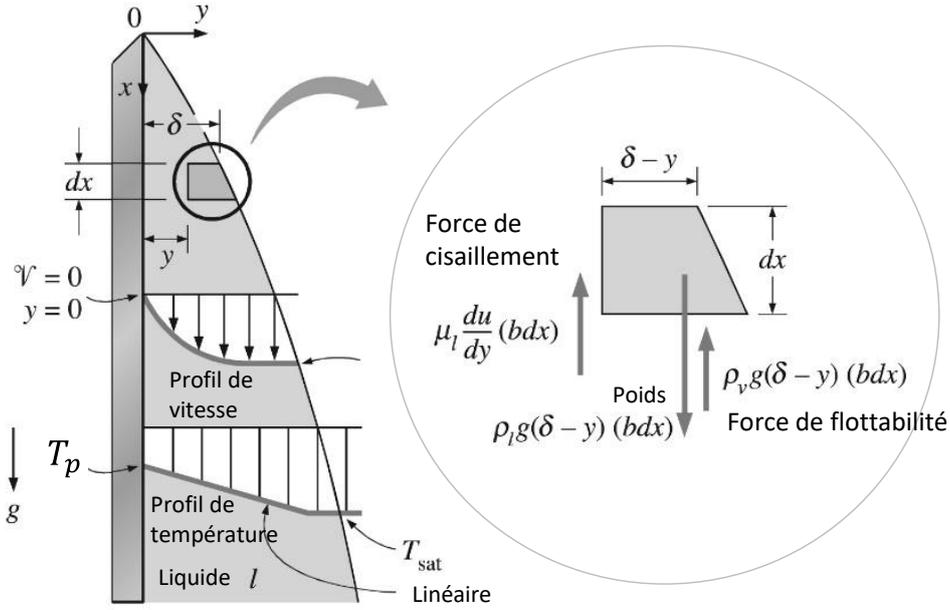


Figure 3-6 : Elément de volume de condensat sur une plaque verticale - Modèle de Nusselt où b est la profondeur du volume de contrôle.

Ainsi, le bilan de quantité de mouvement (forces de gravité contrebalancées par les forces visqueuses liées à l'écoulement) sur une tranche (dx) de liquide d'épaisseur (δy) donne :

$$(\delta(x) - y) \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g = \mu_l \frac{dU_l(x, y)}{dy} \quad (\text{Eq. 3-7})$$

La vitesse de liquide s'écrit donc :

$$U_l(x, y) = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l} \cdot (\delta(x) \cdot y - \frac{1}{2} \cdot y^2) \quad (\text{Eq. 3-8})$$

et le flux de masse par unité de largeur :

$$\Gamma_x = \int_0^{\delta(x)} \rho_l \cdot U_l(x, y) dy \quad (\text{Eq. 3-9})$$

Ce qui donne :

$$\Gamma_x = \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{3 \cdot \mu_l} \cdot \delta(x)^3 \quad (\text{Eq. 3-10})$$

En dérivant par rapport à l'épaisseur de film :

$$\frac{d\Gamma_x}{d\delta(x)} = \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l} \cdot \delta(x)^2 \quad (\text{Eq. 3-11})$$

Or, $\frac{d\Gamma_x}{d\delta(x)}$ correspond au débit massique de condensation, c'est-à-dire à la quantité de liquide apportée à chaque tranche (dx) par condensation le long de son interface. La chaleur est transmise au

niveau de l'interface par conduction à travers le film liquide.

On a donc :

$$h'_{lv} \cdot \frac{d\Gamma_x}{d\delta(x)} = \frac{\lambda_l \cdot (T_{sat} - T_p)}{\delta(x)} \quad (Eq. 3-12)$$

où T_p est la température de la paroi en contact avec le liquide.

Le terme h'_{lv} provient du fait que le flux cédé au condenseur est égal à la condensation (chaleur latente) auquel s'ajoute le refroidissement de la vapeur saturante à T_{sat} à la température moyenne débitante (chaleur sensible), définie pour un profil de température linéaire entre la paroi et l'interface par :

$$h'_{lv} = h_{lv} + \frac{1}{\Gamma_x} \cdot \int_0^{\delta(x)} \rho_l \cdot U_l(x, y) \cdot C_{pl} \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot dy \quad (Eq. 3-13)$$

Soit après quelques arrangements d'écriture :

$$h'_{lv} = h_{lv} \cdot \left[1 + \frac{3 C_{pl} \cdot (T_{sat} - T_p)}{8 h_{lv}} \right] \quad (Eq. 3-14)$$

Deux possibilités de conditions aux limites peuvent opérer à la surface du condenseur : soit la température de paroi est constante, soit la densité de flux est constante. Voyons quelle en est la conséquence sur l'évaluation des transferts.

Température de paroi constante.

Si la condition limite est la température T_p imposée à la paroi, il vient, en égalant le flux conductif dans le film et le flux de condensation :

$$\frac{\lambda_l \cdot (T_{sat} - T_p)}{\delta(x)} = h'_{lv} \cdot \frac{d\Gamma_x}{d\delta(x)} \cdot \frac{d\delta(x)}{dx} \quad (Eq. 3-15)$$

Soit l'équation différentielle traduisant l'épaisseur de condensat :

$$\delta^3 \cdot \frac{d\delta(x)}{dx} = \frac{\mu_l \cdot \lambda_l \cdot (T_{sat} - T_p)}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv}} \quad (Eq. 3-16)$$

Après intégration entre et $x = 0$ ($\delta = 0$) et x , on obtient :

$$\delta(x)^4 = \frac{4\mu_l \cdot \lambda_l \cdot (T_{sat} - T_p)}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv}} x \quad (Eq. 3-17)$$

La définition du coefficient d'échange équivalent h_x permet d'exprimer ce coefficient en fonction de l'abscisse verticale x :

$$h(x) = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} = \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv} \cdot \lambda_l^3}{4\mu_l \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot x} \right)^{1/4} \quad (Eq. 3-18)$$

Après intégration sur une longueur de condenseur L_c , il est alors possible d'obtenir l'expression de la valeur moyenne suivante :

$$\bar{h}_c = \frac{1}{L_c} \int_0^{L_c} h(x) \cdot dx = \frac{4}{3} \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv} \cdot \lambda_l^3}{4\mu_l \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot L_c} \right)^{1/4} \quad (Eq. 3-19)$$

Si la paroi est pour une paroi inclinée d'un angle φ par rapport à l'horizontale, on a :

$$\bar{h}_c = \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \sin(\varphi) \cdot h'_{lv} \cdot \lambda_l^3}{4\mu_l \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot L_c} \right)^{1/4} \quad (Eq. 3-20)$$

A densité de flux imposé à la paroi :

Si la condition limite est une densité surfacique de flux imposée à la paroi, en suivant la même démarche, il vient:

$$\dot{q} = h'_{lv} \cdot \frac{d\Gamma_x}{d\delta} \cdot \frac{d\delta(x)}{dx} \quad (Eq. 3-21)$$

L'expression du coefficient d'échange devient :

$$h(x) = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} = \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv} \cdot \lambda_l^3}{3 \cdot \mu_l \cdot \dot{q} \cdot x} \right)^{1/3} \quad (Eq. 3-22)$$

Après intégration sur une longueur de condenseur L_c , la valeur moyenne de ce coefficient se met sous la forme suivante :

$$\bar{h}_c = \frac{1}{L_c} \int_0^{L_c} h(x) \cdot dx = \frac{3}{2} \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv} \cdot \lambda_l^3}{3 \cdot \mu_l \cdot \dot{q} \cdot L_c} \right)^{1/3} \quad (Eq. 3-23)$$

Des travaux de El-Genk et Saber [111] ont permis de relier le nombre de Nusselt en film à la longueur de film, notée l_f :

$$Nu_{f,x} = \frac{h(x) \cdot l_f}{\lambda_l} \quad \text{avec} \quad l_f = \left[\frac{\mu_l^2}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/3} \quad (Eq. 3-24)$$

Compte tenu de la définition du coefficient d'échange $h(x) = \frac{\lambda_l}{\delta(x)}$, on en déduit que :

$$Nu_{f,x} = \frac{l_f}{\delta(x)} \quad (Eq. 3-25)$$

De plus, si l'on définit le nombre de Reynolds de manière classique pour une condition de flux imposée, on obtient :

$$Re_x = \frac{\dot{m}_{l,x}}{\pi \cdot D_i \cdot \delta(x)} \cdot \frac{\delta(x)}{\mu_l} = \frac{\pi \cdot D_i \cdot (\dot{q}/h_{lv}) \cdot x}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_l} = \frac{\dot{q} \cdot x}{h_{lv} \cdot \mu_l} \quad (Eq. 3-26)$$

où $\dot{m}_{l,x}$ est le débit de condensat formé et D_i est la diamètre interne du thermosiphon.

Pour El-Genk et Saber, le nombre de Reynolds Re_x se met alors sous la forme :

$$Re_{el,x} = 4 \cdot \frac{\dot{q}}{h_{lv}} \cdot \frac{x}{\mu_l} = 4 \cdot \frac{\Gamma_x}{\mu_l} \quad (Eq. 3-27)$$

Soit :

$$Re_{el,x} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l^2} \cdot \delta(x)^3 = \frac{4}{3} \cdot \frac{\delta(x)^3}{l_f^3} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{Nu_x^3} \quad (Eq. 3-28)$$

Corrélations retenues

La condensation en film a également été étudiée expérimentalement pour les thermosiphons. Kutateladze [96] et Groll & Rosler [112] ont rapporté leurs corrélations utilisées pour modéliser le coefficient de transfert de chaleur de condensation. Une synthèse des principales corrélations retenues pour décrire les transferts lors d'une phase de condensation en film est présentée dans le Tableau 3-2.

Corrélation	Formulation	
Nusselt [108]	$h_c = 0,943 \cdot \left(\frac{h_{lv} \cdot \rho_l \cdot g \cdot \lambda_l^3 \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l \cdot L_c (T_v - T_c)} \right)^{1/4}$	(Eq. 3-29)
Nusselt [108]	$h_c = \frac{3}{2} \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h_{lv} \cdot \lambda_l^3}{3 \cdot \mu_l \cdot \dot{q} \cdot L_c} \right)^{1/3}$	(Eq. 3-30)
Kutateladze [96]	$h_c = \lambda_l \cdot \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g} \right)^{-1/3} \left(\frac{Re_f}{1,08 \cdot Re_f^{1,22} - 5,2} \right)$	(Eq. 3-31)
Groll & Rosler [112]	$h_c = \frac{D_i^{1/3} \cdot g^{1/3} \cdot \Psi^{1/3}}{0,345 \cdot q^{1/3} \cdot \pi}$ avec: $\Psi = \left(\frac{h_{lv} \cdot \lambda_l^3 \cdot \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4}$	(Eq. 3-32)

Tableau 3-2 : Corrélations pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur de condensation.

Nous reviendrons ultérieurement à la fin de ce chapitre sur le choix des corrélations les plus adaptées à notre problème de caloduc thermosiphon.

Phénomènes physiques à l'évaporateur – Corrélations associées

Le flux thermique injecté au caloduc est transféré par conduction de la paroi interne du caloduc à l'interface liquide-vapeur où se situe le changement de phase. La conductivité faible des fluides utilisés génère une surchauffe de la paroi. Cette surchauffe est toutefois limitée par l'apparition du phénomène d'ébullition. Nous allons présenter dans un premier temps le phénomène d'ébullition, puis nous développerons les corrélations que nous avons utilisées pour modéliser la zone évaporateur.

Le phénomène d'ébullition

Le phénomène d'ébullition produit autour d'une plaque chauffée immergée dans un liquide a été étudié expérimentalement par Nukiyama [113]. Il a analysé les variations du flux thermique transféré d'une plaque vers un liquide en fonction de la différence de température entre la paroi et le fluide en état de saturation. La courbe correspondante bien connue et portant son nom (Figure 3-7) peut être

décomposée en quatre régions caractérisées par un mécanisme de transfert propre.

La portion AB de la courbe représente le régime de convection avec évaporation du liquide au niveau de la surface libre. Au point B, on assiste à une augmentation du flux transféré qui est due à l'apparition de bulles de vapeur à la surface de la paroi : c'est le début de l'ébullition nucléée. Les bulles se développent tout en restant accrochées à la paroi sous l'effet des forces de capillarité. Lorsqu'on poursuit le chauffage, la taille et le nombre de bulles augmentent, elles coalescent et finissent par gêner le remouillage de la paroi. C'est le début du régime de transition (point C appelé aussi point de 1^{ère} crise d'ébullition) : il se caractérise par une oscillation de la température de la surface chauffée, avec un écoulement alterné de liquide et de vapeur, et surtout une baisse significative de la densité de flux transférée jusqu'à atteindre un minimum au point D (appelé aussi point de 2^{ème} crise d'ébullition) : l'ébullition en film peut alors débuter. Au-delà de ce point D, la surface chauffée est couverte par un film continu de vapeur, offrant une résistance thermique importante (la conductivité de la vapeur est faible). Le transfert de chaleur se fait alors essentiellement par rayonnement de la paroi vers la frontière liquide-vapeur.

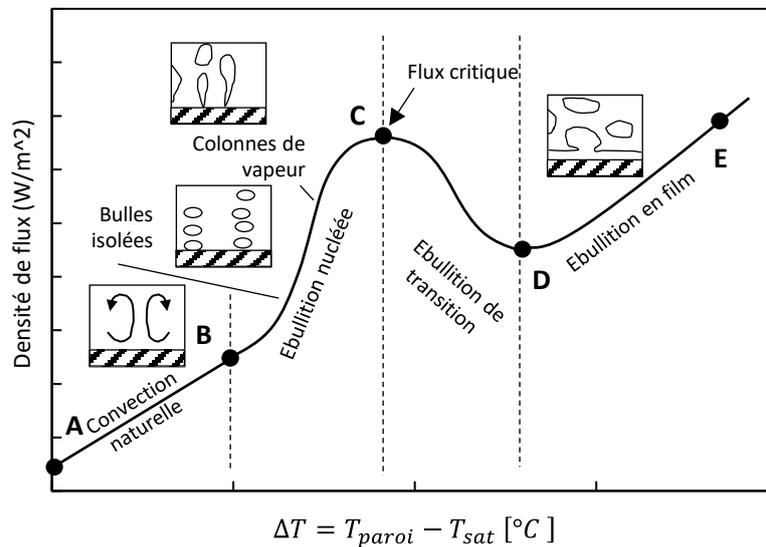


Figure 3-7 : Régimes d'ébullition « pool » et courbe d'ébullition de l'eau à température de paroi imposée [110].

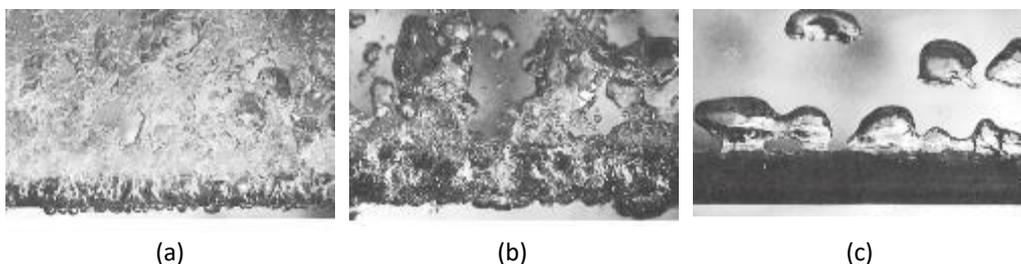


Figure 3-8 : Illustration des trois régimes d'ébullition du méthanol sur un tube horizontal de cuivre chauffé de diamètre 1 cm chauffé : (a) ébullition nucléée, (b) ébullition de transition, (c) ébullition en film [110].

Que se passe-t-il au sein d'un caloduc ? Pour y répondre, nous nous baserons sur les travaux de synthèse de El-Genk et Saber [114] réalisés en 1997, qui ont rassemblé une très grande base de données de travaux expérimentaux servant à l'établissement de corrélations pour six configurations de transferts différentes pouvant être identifiées au niveau de l'évaporateur.

Régimes d'ébullition en caloduc thermosiphon

El-Genk et Saber ont donc proposé des expressions pour les coefficients d'échange d'ébullition entre la surface de la paroi et la phase vapeur pour les deux régions physiques du thermosiphon : la zone de ruissellement du film liquide et la zone noyée ou « pool-boiling » située à l'extrémité basse de l'évaporateur. Pour chacune de ces régions, ils identifient les régimes d'échange de chaleur et les corrélations associées.

Pour la zone de ruissellement du film liquide, les trois régimes présentés par la Figure 3-9 sont : la convection laminaire, la convection mixte ou combinée, l'ébullition nucléée. Elle se produit à l'interface liquide-vapeur, mais peut se manifester aussi par des gouttes de liquide dispersée dans la phase vapeur.

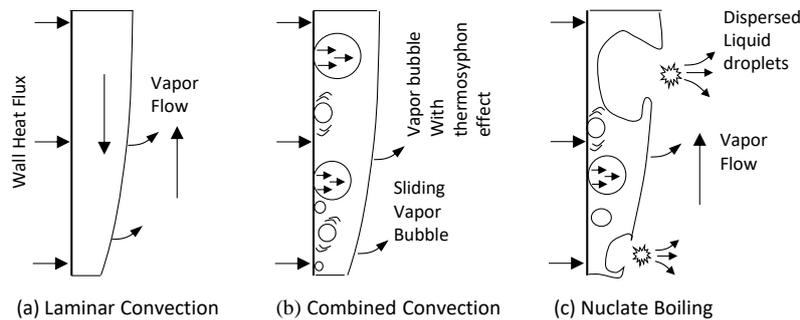


Figure 3-9 : Régimes de transfert convectif en « vase » dans la zone de ruissellement.

Le passage d'un régime à l'autre, dépend de la valeur limite d'un nombre, produit de nombres adimensionnés classiques tels que les nombres de Prandtl, de Reynolds, et il est noté K_{film} . Ici, le nombre de Nusselt $Nu_{f,x}$ est basé sur la longueur de film l_f et reprend la même formulation que pour le film liquide :

$$Nu_{f,x} = \frac{h(x) \cdot l_f}{\lambda_l} \text{ avec } l_f = \left[\frac{\mu_l^2}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/3} \quad (Eq. 3-33)$$

L'expression analytique du nombre K_{film} pour une paroi mouillée par film se présente sous la forme :

$$K_{film} = \frac{Re_v^2 \cdot K_p^2 \cdot Re_x}{Pr_l} \quad (Eq. 3-34)$$

où Pr_l est le nombre de Prandtl du liquide.

Le nombre Re_v est le nombre de Reynolds de la phase vapeur autour d'une bulle de liquide, définit par :

$$Re_v = \frac{\dot{q} \cdot l_b}{h_{lv} \cdot \rho_v \cdot \nu_v} \quad (Eq. 3-35)$$

où l_b est la longueur de la bulle vapeur (m) $= \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}$, \dot{q} est la densité de flux (W/m^2).

Le nombre de Reynolds local en film Re_x est défini par l'expression (3.36) où l'abscisse x correspond à la coordonnée verticale suivant l'écoulement du film ($x = 0$ est la position supérieure de l'évaporateur) et L_e est longueur de la zone évaporateur du caloduc :

$$Re_x = \frac{q \cdot (L_e - x)}{h_{lv} \cdot \mu_l} \quad (Eq. 3-36)$$

Les corrélations sont synthétisées dans le Tableau 3-3 et sont, à l'heure actuelle, les plus fiables pour modéliser les transferts dans cette zone.

Régime	Nombre K_{film}	Nombre de Nusselt
Écoulement laminaire en film	$K_{film} \leq 10^9$	$Nu_{f,LCx} = \left(\frac{4}{3}\right)^{1/3} \cdot Re_x^{-1/3}$ (Eq. 3-37)
Régime intermédiaire ou mixte en film	$10^9 \leq K_{film} \leq 2,7 \cdot 10^{10}$	$Nu_{f,CC} = (Nu_{f,LCx}^3 + Nu_{f,NB}^3)^{1/3}$ (Eq. 3-38)
Ébullition nucléée en film	$K_{film} \geq 2,7 \cdot 10^{10}$	$Nu_{f,NB} = 1,155 \cdot 10^{-3} \cdot N_{\mu f}^{0,33} \cdot Pr_l^{0,35} \cdot K_p^{0,7} \cdot Re_v^{0,7}$ (Eq. 3-39) Avec : - $N_{\mu f}$ est le nombre de viscosité défini par : (Eq. 3-40) $N_{\mu f} = \left(\frac{l_f}{l_b}\right)^{1,5} = \frac{\mu_l}{\left(\sigma \cdot g \cdot \sqrt{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}\right)^{1/2}}$ - σ la tension superficielle du liquide par rapport à la vapeur

Tableau 3-3 : Tableau récapitulatif de l'expression du nombre de Nusselt pour un film en ébullition.

Pour la zone noyée ou « pool-boiling » située à l'extrémité basse de l'évaporateur, on retrouve trois régimes mais il s'agit cette fois de la convection naturelle pour le premier régime, d'un régime mixte là encore pour le second, et du régime d'ébullition nucléée pour le dernier comme le montre la Figure 3-10.

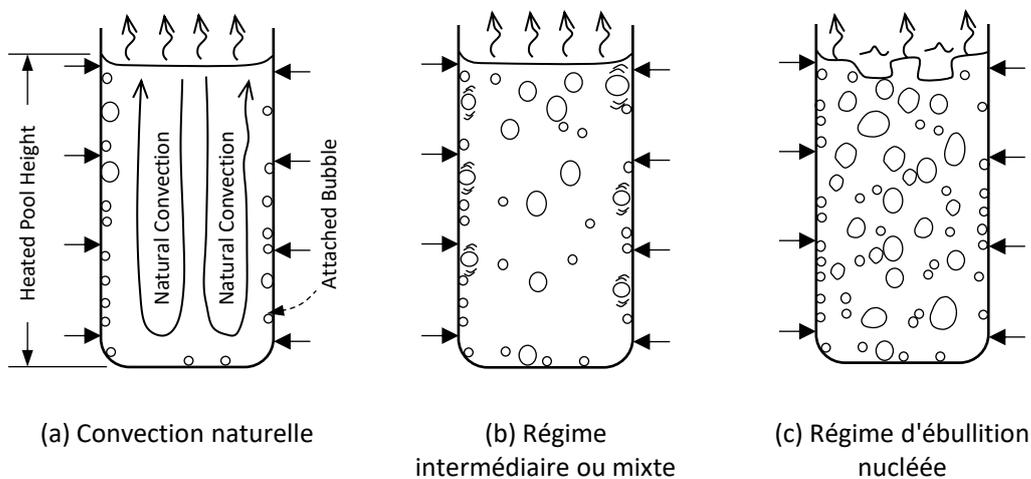


Figure 3-10 : Régimes de transfert convectif en « vase » dans la zone noyée.

Dans cette zone d'ébullition dite en "pool" (bain de liquide en partie basse de l'évaporateur), le nombre de Nusselt est défini par l'expression ci-dessous où h_p est le coefficient d'échange par ébullition en pool :

$$Nu_p = \frac{h_p \cdot D_i}{\lambda_l} \quad (Eq. 3-41)$$

Les transitions sont définies à partir du paramètre adimensionné en pool K_{zn} tel que :

$$K_{zn} = \psi \cdot Ra_l^{0,35} \cdot Pr_l^{0,35} \cdot K_p^{0,7} \cdot Re_v^{0,7} \quad (Eq. 3-42)$$

où Ra_l est le nombre de Rayleigh du liquide, et ψ est le coefficient de mélange confiné :

$$\psi = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,4} \left[\left(\frac{P \cdot v_l}{\sigma} \right) \cdot \left(\frac{\rho_l^2}{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,25} \right]^{0,25} \quad (Eq. 3-43)$$

où σ est la tension superficielle du liquide par rapport à la vapeur et K_p est un paramètre sans dimension (coefficient de pression) :

$$K_p = \frac{P_{sat}(T_v) \cdot l_b}{\sigma} \quad (Eq. 3-44)$$

Les corrélations de référence sont synthétisées dans le Tableau 3-4, présentant respectivement le nombre K_{zn} et le nombre de Nusselt.

Régime	Nombre K_{zn}	Le nombre de Nusselt
Convection naturelle en "pool"	$K_{zn} < 10^6$	$Nu_{p,cn} = 0,475 \cdot Ra_l^{0,35} \cdot \left(\frac{l_b}{D_i} \right)^{0,58} \quad (Eq. 3-45)$ <p>Les régimes de transfert par convection naturelle en pool sont évalués classiquement à partir du nombre de Rayleigh du liquide :</p> $Ra_l = \frac{\beta_l \cdot g \cdot \dot{q} \cdot D_i}{\lambda_l \cdot \alpha_l \cdot v_l}$
Ebullition mixte en "pool"	$10^6 < K_{zn} < 2,1 \cdot 10^7$	$Nu_{p,mix} = (Nu_{p,cn}^4 + Nu_{p,eb}^4)^{1/4} \quad (Eq. 3-46)$
Ebullition nucléée en "pool"	$K_{zn} > 2,1 \cdot 10^7$	$Nu_{p,eb} = \frac{D_i}{l_b} (1 + 4,95 \cdot \psi) Nu_{Ku} \quad (Eq. 3-47)$ <p>Les régimes de transfert par ébullition nucléée en vase sont évalués à partir des travaux de Kutateladze sur les transitions entre régimes d'ébullition en milieu non confiné :</p> $Nu_{Ku} = 6,95 \cdot 10^{-4} \cdot Pr_l^{0,35} \cdot K_p^{0,7} \cdot Re_v^{0,7}$

Tableau 3-4 : Tableau récapitulatif de l'expression du nombre de Nusselt pour un pool-boiling.

Ces corrélations en Nusselt ont donné lieu à des variantes exprimées en termes de coefficient d'échange d'ébullition h_e présentées dans le Tableau 3-5.

Corrélation	Coefficient de transfert d'évaporation	
Labuntsov [115]	$h_e = 0,075 \cdot \left(1 + 10 \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0,67} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_l^2}{\nu_l \cdot \sigma \cdot T_{sat}} \right)^{0,33} \cdot q^{0,67}$	(Eq. 3-48)
Imura [116]	$h_e = 0,32 \cdot \left(\frac{\rho_l^{0,65} \cdot \lambda_l^{0,3} \cdot C_{pl}^{0,7} \cdot g^{0,2} \cdot q^{0,4}}{\rho_v^{0,25} \cdot h_{lv}^{0,4} \cdot \mu_l^{0,1}} \right) \cdot \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,3} \cdot q^{0,4}$	(Eq. 3-49)
Kutateladze [117]	$h_e = 0,44 \cdot \left(\frac{10^{-4} \cdot q \cdot P_v}{g \cdot h_{lv} \cdot \rho_v \cdot \mu_l} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0,7} \cdot \frac{\lambda_l}{\left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}} \cdot Pr_l^{0,35}$	(Eq. 3-50)

Tableau 3-5 : Corrélations pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition en pool-boiling.

En procédant à de nombreuses évaluations, il s'avère que ce sont les corrélations qui nous apparaissent les plus fiables pour modéliser les transferts dans cette zone.

Modèle à résistance thermique

La distribution de la température dans les thermosiphons est importante pour la conception d'un système récupérateur, de par le niveau de température de la zone évaporateur (récupération) et de la zone condenseur (rejet vers le milieu extérieur). Dans notre cas, il s'agit de voir les niveaux de température et comment s'organisent les gradients de température au sein d'un thermosiphon.

L'analogie de transferts thermiques avec un circuit électrique équivalent est un outil puissant pour la conception de systèmes fortement monodimensionnels et stables. Cette technique de modélisation est simple et précise pour de nombreuses applications. Par conséquent, elle est souvent utilisée pour la détermination de la capacité de transfert de chaleur et la distribution de la température des thermosiphons [93], [102], [106] et repose essentiellement sur une modélisation par méthode résistive, c'est-à-dire que chaque zone de transfert (interne : fluide liquide ou vapeur ; matérielle : paroi du caloduc ; externe : fluide ou conditions aux limites d'évacuation de la chaleur) peut être représentée par une résistance thermique équivalente. La résistance thermique globale traduit le niveau de difficulté de l'équipement ou du système à transporter la chaleur de la source vers le milieu externe.

Pour un caloduc thermosiphon, la résistance thermique globale ou effective notée (R_{tot}) est définie comme le rapport entre la différence des températures moyennes à l'évaporateur notée \bar{T}_e et au condenseur notée \bar{T}_c , et la puissance transférée notée \dot{Q} :

$$R_{tot} = \frac{(\bar{T}_e - \bar{T}_c)}{\dot{Q}} \quad (Eq. 3-51)$$

Voyons en détail comment peut être décomposée cette résistance thermique globale au regard des différents transferts qui s'effectuent au sein du thermosiphon.

Pour un thermosiphon en régime stationnaire, la chaleur entre dans le caloduc à partir d'une source de chaleur à la température T_o . Elle traverse ensuite toute la longueur du caloduc par conduction (dans la structure physique du tube), par convection entre la paroi du tube et le fluide (liquide ou vapeur), et par changement d'état liquide-vapeur. Les résistances thermiques associées pour chaque zone sont présentées sur la Figure 3-11 ainsi que le circuit électrique équivalent. Il convient de noter que ce modèle est basé sur 3 températures : T_o pour les conditions externes chaudes, T_a pour la

température moyenne de vapeur saturée et T_F pour les conditions externes de fluide froid. Ensuite, compte tenu des transferts qui s'effectuent, on notera T_{pe} la température de paroi interne de l'évaporateur et T_{pc} celle de la paroi interne du condenseur.

Il convient de noter successivement :

Les résistances de transfert externes surfaciques, notées R_1 et R_9 , représentant respectivement la résistance thermique pour chauffer la surface externe du caloduc au niveau de la zone évaporateur, et la résistance thermique pour évacuer la chaleur de la surface externe du caloduc au niveau du condenseur. Elles dépendent du mécanisme de transfert de chaleur entre la source chaude (T_0) ou la source froide (T_F) et la paroi externe du thermosiphon : soit par conduction (film chauffant, bloc métallique, cryostat ...), soit par convection (fluide externe chaud), soit par couplage convectif-radiatif (milieu externe libre...).

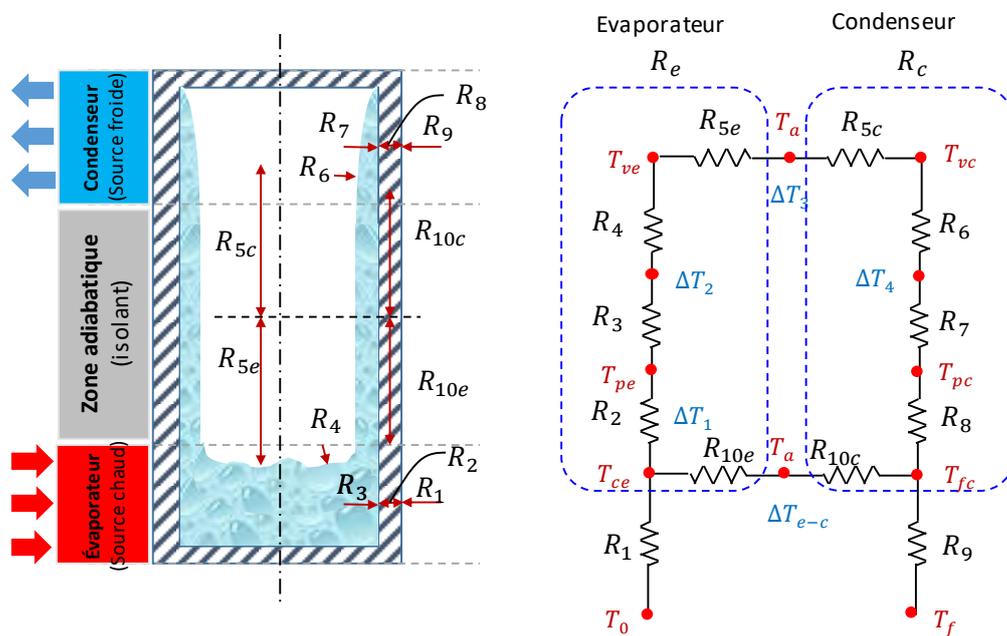


Figure 3-11 : Identification des températures et des résistances thermiques dans un caloduc thermosiphon.

Les résistances thermiques de conduction radiale à la paroi du caloduc, notées R_2 et R_8 respectivement au niveau de l'évaporateur et du condenseur. De même, une partie des échanges peut se manifester au sein même de la structure du thermosiphon par conduction longitudinale ou axiale. Nous noterons donc les résistances thermiques par conduction axiale à travers la paroi du thermosiphon respectivement R_{10c} entre le condenseur et la zone adiabatique, et R_{10e} entre la zone adiabatique et l'évaporateur. La chaleur conduite axialement suit un trajet plus long par rapport à la direction radiale : de fait, il est probable que R_{10c} et R_{10e} soient plus grandes que R_2 et R_8 .

Lorsque la chaleur atteint le fluide dans l'évaporateur, la vapeur est générée. Le fluide de travail à l'intérieur du thermosiphon fonctionne en condition saturée. La résistance thermique associée à l'évaporation entre la paroi de l'évaporateur et le fluide est définie comme étant R_3 située dans la partie basse du thermosiphon. Elle se compose de deux sous régions : la résistance à l'ébullition de la « piscine » (pool) et la résistance à l'ébullition du film de nucléation.

En raison des variations de masse volumique causées par l'élévation de température, la gravité déplace la vapeur des régions plus chaudes vers les régions plus froides du thermosiphon. La plus grande partie de la chaleur est transmise par la vapeur, laquelle est associée à la résistance thermique R_3 puis R_4 . Cette résistance comprend également la section adiabatique. Les résistances R_{5e} et R_{5c} sont donc les résistances thermiques de la vapeur saturée lors de son mouvement depuis sa zone de production jusqu'à sa zone de disparition.

Dans la région du condenseur, la chaleur est extraite de la vapeur au contact de la paroi froide et le condensat est formé sur les parois internes. La résistance thermique associée au processus de condensation est définie comme étant R_7 qui s'opère entre le liquide et la paroi du condenseur dans la partie haute du thermosiphon. Les gouttelettes de liquide générées retournent à l'évaporateur par gravité, et en fonction du volume du liquide formé dans le condenseur, le film liquide peut être créé.

Entre les résistances d'évaporation R_3 ou de condensation R_7 et la résistance à la vapeur R_{5e} et R_{5c} , il y a deux résistances associées en série, ce sont R_4 et R_6 . Ces résistances sont associées aux chutes de pression dues à la courbure de l'interface liquide-vapeur et sont donc situées à l'interface entre le liquide et la vapeur respectivement dans les sections de l'évaporateur et du condenseur. Bien que, dans des conditions d'équilibre (régime stationnaire), l'interface liquide-vapeur soit considérée en équilibre, cette zone est très active. Les molécules de liquide et de vapeur changent de place en raison des processus de vaporisation et de condensation. Ce comportement dynamique de l'interface produit une perte de charge et crée une résistance thermique. Ces résistances sont généralement très petites et négligeables, mais elles peuvent être importantes pour de très petits thermosiphons [118], ce qui ne sera pas le cas ici. Elles seront donc négligées par la suite.

Le Tableau 3-6 propose finalement une formulation mathématique de chacune des résistances thermiques identifiées précédemment.

<i>Description</i>	<i>Formulation de référence</i>
Résistance entre la paroi externe de l'évaporateur et le système d'apport thermique (réchauffeur, film chauffant...)	$R_1 = \frac{1}{h_{e,ext} \cdot A_{e,ext}}$ (Eq. 3-52)
Résistance de conduction radiale à travers la paroi solide dans l'évaporateur	$R_2 = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi \cdot L_e p \cdot \lambda_{tube}}$ (Eq. 3-53)
Résistance interne du liquide bouillant le long de la paroi interne de l'évaporateur	$R_3 = \frac{1}{h_{e,int} \cdot A_{e,int}}$ (Eq. 3-54)
Résistance due à la chute de pression de vapeur au sein du thermosiphon à l'interface liquide/vapeur au niveau de l'évaporateur	$R_4 \sim 10^{-5} \text{ (K/W) [102, Chap. 11]}$
Résistance à la vapeur dans la zone basse du thermosiphon	$R_{5e+} \ R_{5c} = \left(\frac{R \cdot T_v^2}{M \cdot h_{lv} \cdot P_v} \right) \cdot \left(\Delta \ / \ \right)$
Résistance à la vapeur dans la zone haute du thermosiphon	
Résistance due à la chute de pression de vapeur au sein du thermosiphon à l'interface liquide/vapeur au niveau du condenseur	$R_6 \sim 10^{-5} \text{ (K/W) [102, Chap. 11]}$
Résistance entre la paroi interne du condenseur et le liquide ruisselant	$R_7 = \frac{1}{h_{c,int} \cdot A_{c,int}}$ (Eq. 3-55)

Résistance de conduction radiale à travers la paroi solide du condenseur	$R_8 = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi \cdot L_c \cdot \lambda_{tube}}$	(Eq. 3-56)
Résistance entre la paroi externe du condenseur et le système de dissipateur thermique (cryostat, fluide froid...)	$R_9 = \frac{1}{h_{c,ext} \cdot A_{c,ext}}$	(Eq. 3-57)
Résistance de conduction axiale à travers la paroi solide du thermosiphon (=R _{10e} + R _{10c})	$R_{10} = \frac{L_e + L_a + L_c}{\lambda_{tube} \cdot A_{tube}}$ où $A_{tube} = \frac{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}$	(Eq. 3-58)

Tableau 3-6 : Définitions et formulations des résistances thermiques [102].

A partir de la Figure 3-11, il devient possible d'exprimer la résistance thermique globale du thermosiphon R à partir de la combinaison des résistances précédentes en série/parallèle. La performance du caloduc peut être considérée en termes de résistance thermique globale en s'appuyant sur l'expression suivante :

$$R = R_1 + \frac{1}{\{R_2 + R_3 + R_4 + R_{5e}\}^{-1} + \{R_{10e}\}^{-1}} + \frac{1}{\{R_{10c}\}^{-1} + \{R_{5c} + R_6 + R_7 + R_8\}^{-1}} + R_9 \quad (Eq. 3-59)$$

Un certain nombre d'hypothèses peuvent être posées et permettent de simplifier cette expression :

- Dans notre modèle, et par la suite dans notre développement expérimental (cf. chapitre 4), nous appliquerons un flux de chaleur uniforme (source chaude) au contact de la paroi externe de l'évaporateur. Il en sera de même au niveau de la paroi externe du condenseur où nous imposerons une « extraction » de la chaleur au moyen d'un système à cryostat. Les résistances thermiques associées à la surface externe R_1 et R_9 ne sont pas prises en compte.
- De plus, les résistances thermiques de conduction dans la direction axiale le long de la paroi thermosiphon R_{10e} et R_{10c} sont infinies: en conséquence, le flux de conduction à travers la section droite du tube est négligeable.
- Les résistances thermiques dues à la chute de pression de la vapeur qui s'écoule de l'évaporateur au condenseur (R_4 et R_6) ne sont pas prise en compte car on suppose qu'il n'y a pas de chute de la température de saturation entre l'évaporateur et le condenseur.
- Les résistances à la vapeur dans la zone basse et dans la zone haute du thermosiphon R_{5e} et R_{5c} sont supposées faibles car la température de vapeur est considérée comme constante pour les raisons évoquées précédemment.
- Les résistances externes R_1 et R_9 représentent respectivement la résistance thermique externe à l'évaporateur, et la résistance thermique externe au condenseur. Compte tenu des dispositifs mis en place par la suite à l'évaporateur (source électrique chauffante) et au condenseur (cryostat et fluide réfrigérant), elles seront considérées comme négligeables devant les résistances d'ébullition et de condensation.

A titre d'exemple, un calcul préliminaire a été effectué pour évaluer ces différentes résistances, dans le cas d'un caloduc soumis aux conditions opératoires suivantes : $Q_e = 1000W$, $T_e = 350^\circ C$ et $T_v = 244^\circ C$. Les résultats sont présentés ci-dessous :

- $R_{5e} + R_{5c} = 5,817 \cdot 10^{-6} (K/W)$
- $R_4 = R_6 \sim 10^{-5} (K/W)$ [102, Chap. 11]

- $R_2 = R_8 = 1,015 \cdot 10^{-2} \text{ (K/W)}$
- $R_3 = 1,366 \cdot 10^{-2} \text{ (K/W)}$
- $R_7 = 1,520 \cdot 10^{-2} \text{ (K/W)}$
- $R_{10e} = R_{10c} \sim 10^5 \text{ (K/W)}$ [102, Chap. 11]

D'après les éléments précédents, et après simplification, force est de constater que la résistance thermique globale du thermosiphon (R_{tot}) dépend uniquement des résistances thermiques associées, d'une part, aux transferts par conduction radiale R_2 et R_8 dans le tube caloduc (dépend donc de la nature du matériau utilisé), et d'autre part, aux résistances thermiques liées au phénomène de changement d'état liquide/vapeur à l'évaporateur R_3 et vapeur/liquide au condenseur R_8 .

Il vient alors :

$$R_{tot} = R_2 + R_3 + R_7 + R_8 \quad (\text{Eq. 3-60})$$

Nous nous baserons donc sur cette expression dans la suite de notre étude, en s'appuyant sur les corrélations présentées dans les paragraphes précédents, notamment pour l'évaporation, et pour la condensation.

3.3 Limites de fonctionnement d'un caloduc thermosiphon

Le fonctionnement d'un thermosiphon, et de surcroît la prédiction de son fonctionnement, nécessite de bien analyser les lois de transfert au condenseur comme à l'évaporateur comme on a pu le souligner précédemment. De plus, on comprend que le transfert de la vapeur de la zone d'ébullition vers la zone de condensation, tout comme le retour du liquide, sont des mécanismes complexes. L'analyse de ces mécanismes et de la performance d'un tel système passe aussi, par l'évaluation de ses limites de fonctionnement. C'est la raison pour laquelle il est indispensable d'identifier avec précision quelles sont les limites de fonctionnement d'un thermosiphon. Pour cela, nous nous appuyons sur la littérature classique qui mentionne les limites pour les caloducs, et nous identifierons alors quelles sont ces limites pour un caloduc thermosiphon.

3.3.1 Etat de saturation et plage de température

La première limite de fonctionnement est bien entendu le domaine de température à l'intérieur duquel le changement de phase liquide-vapeur se met en œuvre. Celui-ci correspond à la courbe de saturation liquide-vapeur située, dans le diagramme des phases d'un corps pur, entre le point triple et le point critique (Figure 3-12). Bien entendu, cette courbe de saturation permet de délimiter les points de fonctionnement potentiels au sein d'un caloduc, et d'un thermosiphon en particulier.

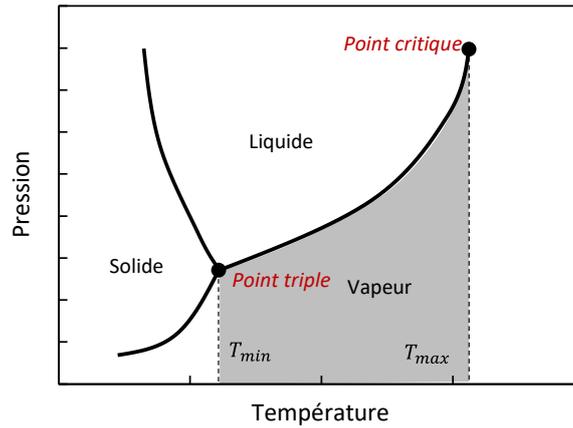


Figure 3-12 : Plage de température de fonctionnement du fluide caloporteur.

3.3.2 Courbe limite de fonctionnement d'un caloduc

Le domaine de fonctionnement d'un caloduc est en fait délimité par l'enveloppe des différentes courbes représentatives des limites de fonctionnement. Cette enveloppe, appelée aussi « *courbe limite de fonctionnement d'un caloduc* », représente la puissance thermique maximum qu'il est possible de transférer en fonction de la température de vapeur saturante (Figure 3-13).

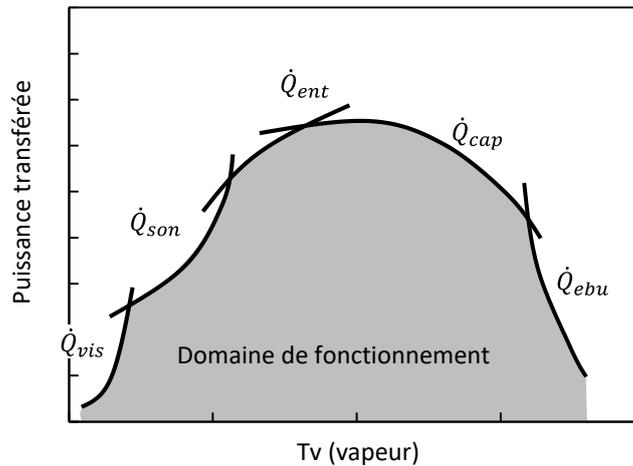


Figure 3-13 : Limites de fonctionnement d'un caloduc.

Les caloducs sont soumis à un certain nombre de limitations de transfert de chaleur. Ce sont : la limite visqueuse (\dot{Q}_{vis}), la limite sonique (\dot{Q}_{son}), la limite d'entraînement (\dot{Q}_{ent}), la limite capillaire (\dot{Q}_{cap}) et la limite d'ébullition (\dot{Q}_{ebu}). Ces limites seront décrites dans le Tableau 3-7.

Limites	Description	Cause
Limite visqueuse	Les forces visqueuses empêchent l'écoulement de la vapeur dans le caloduc.	Le caloduc opérant à proximité d'un point triple avec une très faible pression de vapeur.
Limite sonique	L'écoulement de vapeur atteint la vitesse sonique en quittant l'évaporateur, dans ce cas l'écoulement de vapeur limite l'écoulement de liquide retour.	Trop de puissance à basse température de fonctionnement. Typiquement, ce problème se produit au démarrage et s'autocorrige.

Limite d'entraînement	Le flux de vapeur à vitesse importante élimine le liquide de la mèche poreuse. Cette limite se produit dans les thermosiphons uniquement. La vapeur arrache des gouttelettes de liquide puis bloque l'écoulement.	Pas assez d'espace de vapeur pour l'exigence de puissance donnée. Phénomène se produisant à basse température.
Limite capillaire	L'action capillaire de la structure de la mèche ne peut pas surmonter les chutes de pression gravitationnelles, liquides et d'écoulement de vapeur.	Puissance trop élevée. La structure de la mèche n'est pas conçue de façon appropriée pour la puissance et l'orientation du caloduc : rayon de pore ou de rayure trop grand pour assurer l'écoulement de liquide par effet capillaire.
Limite d'ébullition	L'ébullition se produit dans la mèche qui empêche le retour du liquide.	Flux de chaleur radial élevé dans l'évaporateur du caloduc.

Tableau 3-7 : Limites de fonctionnement du caloduc.

Voyons comment ces limites opèrent sur un caloduc thermosiphon.

3.3.3 Limites opératoires d'un thermosiphon

La limite de fonctionnement d'un thermosiphon correspond au flux de chaleur maximal pouvant être transmis par ce type de caloduc. D'après les travaux de Mantelli [119] en 2013, qui en propose une description fine, les principales limites pouvant être rencontrées au sein d'un thermosiphon sont : la limite sonique, la limite d'entraînement et la limite d'ébullition. La limite visqueuse n'est pas atteinte si on se place assez loin du point triple ; en thermosiphon, les forces de capillarité sont négligeables devant les forces de gravité.

Limite d'entraînement

La limite d'entraînement est la plus fréquemment rencontrée dans le fonctionnement normal d'un thermosiphon. Cette limite se produit pour les grands taux de remplissage (le taux de remplissage est le rapport entre le volume de fluide initial par rapport au volume au niveau de l'évaporateur), les flux thermiques axiaux élevés. Lorsque le flux de chaleur transmis au sein d'un thermosiphon devient important, le cisaillement à l'interface liquide-vapeur produit par l'écoulement de vapeur est suffisamment élevé pour retarder l'écoulement de liquide condensé vers l'évaporateur. Cela produit alors un assèchement local et finalement un assèchement complet de l'évaporateur. La limite d'entraînement est alors atteinte. La limite d'entraînement peut être estimée. Dans le cas d'un thermosiphon en position verticale, Reay et Kew [93] listent dans la littérature 13 modèles et corrélations pour prédire cette limite. Une des corrélations les plus utilisées pour la prédiction de la limite d'entraînement est proposée par Groll et Rosler [112]:

$$\dot{q}_{ent} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot \{h_{lv} \cdot \rho_v^{1/2} \cdot [g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4}\} \quad (Eq. 3-61)$$

où f_1 est un paramètre fonction du nombre de Bond (Bo) défini par :

$$Bo = D_i \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (Eq. 3-62)$$

Le nombre de Bond (Bo) représente le rapport entre les forces gravitationnelles et la tension de surface sur une interface entre deux fluides, ici le liquide et la vapeur. Il est défini à partir notamment

de D_i le diamètre intérieur de la conduite caloduc, de σ la tension superficielle des gouttes de liquide dans la vapeur (exprimée en N/m ou kg/s²). La grandeur l_{cap} , définie ci-dessous est aussi appelée longueur capillaire :

$$l_{cap} = \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (Eq. 3-63)$$

Les valeurs du paramètre $f_{1(Bo)}$ peuvent être obtenues par interpolation à partir de la Figure 3-14.

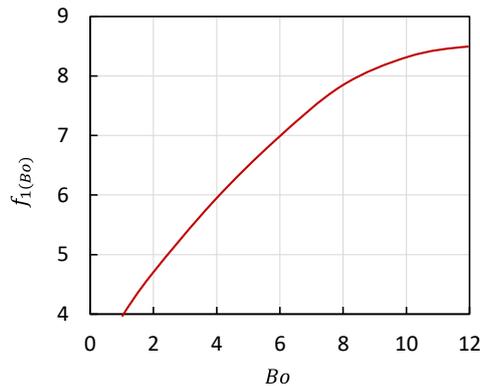


Figure 3-14 : Variation du paramètre f_1 avec le nombre de Bond [102].

Le paramètre f_2 est fonction du paramètre de pression adimensionnel K_p , où K_p est défini comme suit [112]:

$$K_p = \frac{p_v}{[g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/2}} \quad (Eq. 3-64)$$

et Groll et Rösler [122] propose des valeurs de f_2 :

$$\begin{aligned} f_2 &= K_p^{-0.17} \quad \dots\dots\dots \text{pour : } K_p \leq 4 \cdot 10^4 \\ f_2 &= 0.165 \quad \quad \quad \text{pour : } K_p > 4 \cdot 10^4 \end{aligned}$$

Enfin, le paramètre f_3 est une fonction de l'angle d'inclinaison du thermosiphon. Lorsque le thermosiphon fonctionne en position verticale ($\varphi = 90^\circ$), $f_3 = 1$. Lorsque le système est incliné ($0^\circ < \varphi < 90^\circ$), la valeur de f_3 peut être obtenue en interpolant les résultats de la Figure 3-15.

Cependant, Wallis [96] a proposé la corrélation semi-empirique suivante pour la limite d'entraînement des thermosiphons, sous les hypothèses que la vapeur est un gaz incompressible, l'épaisseur de film est constante, l'écoulement diphasique est à l'équilibre, le régime est permanent, unidimensionnel et homogène. A partir de l'équilibre entre les forces inertielles et les forces hydrostatiques, l'expression suivante est suggérée :

$$\dot{q}_{ent} = A \frac{C_W^2 \cdot h_{lv} \cdot [g \cdot D_i \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \rho_v]}{[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0,25}]^2} \quad (Eq. 3-65)$$

où C_W est une constante adimensionnelle déterminée empiriquement et fonction des propriétés thermodynamiques des fluides concernés. Dans la plupart des cas, la valeur de C_W est comprise entre 0,70 et 1.

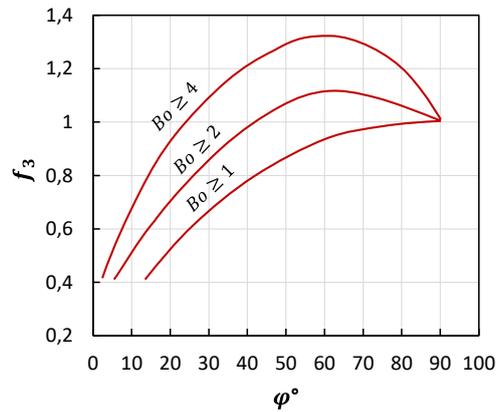


Figure 3-15 : Variation du paramètre f_3 avec l'angle d'inclinaison du thermosiphon et du nombre de Bond [102].

Une autre expression basée sur la corrélation de Kutatekadze [106] a été développée par Imura *et al.* [120] qui comparent leurs valeurs et celles obtenues avec des expressions proposées par d'autres auteurs issues de données expérimentales. Les auteurs observent alors un écart significatif de l'ordre de +/- 30% pour un taux de remplissage optimal du fluide de travail.

$$\dot{q}_{ent} = 0,64 \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,13} \cdot \left(\frac{D_i}{4 \cdot L_e}\right) \cdot h_{lv} \cdot [\sigma \cdot g \cdot \rho_v^2 \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4} \quad (Eq. 3-66)$$

Limite sonique

Sur la courbe définissant la zone de fonctionnement (Figure 3-13), la limite sonique apparaît après la limite visqueuse lorsque le gradient de pression devient suffisant pour avoir une vitesse importante de la vapeur. L'écoulement peut devenir compressible et les pertes de charge dues à la mise en mouvement des molécules doivent être prises en compte [109]. La limite sonique représente la chaleur appliquée au thermosiphon lorsque l'écoulement de la vapeur atteint la vitesse sonique. Cette limite est influencée par la taille du noyau de vapeur [119].

Pour certains thermosiphons, en particulier ceux qui utilisent les métaux liquides comme fluide de travail, la vitesse de la vapeur peut atteindre des niveaux soniques au démarrage ou en conditions stables. Une fois la vitesse du son atteinte, la vapeur, subit une onde de choc et elle est considérée comme « bloquée ». Dans ce cas, même si la vapeur est générée dans l'évaporateur, le débit de vapeur n'augmente pas. Par conséquent, l'augmentation de la puissance thermique de l'évaporateur chauffe uniquement l'évaporateur. De l'autre côté du caloduc, si la vitesse sonique est atteinte, les changements de température du condenseur ne sont pas détectés.

Les corrélations pour la prédiction de la limite de transfert de chaleur sonique sont basées sur la théorie de la tuyère convergente/divergente [121]. Le débit massique compressible dans un conduit de section transversale constante avec addition et élimination de masse a approximativement le même comportement qu'un flux de masse constant dans une buse divergente/convergente. L'équation suivante, également applicable aux thermosiphons, a été proposée par Busse [122] pour la détermination de la limite sonique :

$$\dot{q}_{son} = 0,474 \cdot h_{lv} \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot p_v)^{1/2} \quad (Eq. 3-67)$$

où A_v est la section transversale de la vapeur ; elle est notée $A_{e,int}$ dans notre modèle de thermosiphon.

Limite d'ébullition

La limite d'ébullition est observée pour une grande quantité de fluide de travail dans les thermosiphons qui sont soumis à d'importants flux de chaleur dans l'évaporateur. Cette limite est observée lors de la transition entre le « pool » nucléé et l'ébullition du film de vapeur, lorsque le flux critique de chaleur \dot{q}_{ebu} est appliqué.

Au sein d'un thermosiphon, la rupture du ménisque n'entraîne pas d'effet négatif sur la circulation du liquide qui est assurée par les forces extérieures de volume et non pas par le pompage capillaire. L'apparition de l'ébullition est donc plutôt intéressante ici, car elle favorise le transfert thermique sans trop gêner l'écoulement. Par contre, lorsque l'ébullition devient trop importante, elle peut finir par aboutir à une ébullition en film. Dans ce cas, la paroi n'est plus mouillée par le liquide et un film de vapeur s'interpose entre la paroi et le liquide. Le transfert thermique ne peut donc s'effectuer que par diffusion à travers le film vapeur et par rayonnement. La température de la paroi continue à augmenter et peut rapidement atteindre le point de fusion du matériau du tube.

Les corrélations de la littérature peuvent être utilisées pour déterminer cette limite en « pool », telles que celles présentées par Bezrodnyi *et al.* [123] ou encore par Gorbis et Savchenkov [124]. Ces derniers proposent l'expression suivante pour que la chaleur maximale soit appliquée à la base du thermosiphon, dans la région « pool » :

$$\dot{q}_{ebu} = 0,12 \cdot h_{lv} \cdot \rho_v^{1/2} \cdot [g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4} \quad (Eq. 3-68)$$

Une manière d'éviter cette limite consiste, pour le même flux de chaleur, à augmenter la surface de chauffage de l'évaporateur en augmentant la longueur ou le diamètre du tube thermosiphon. Une synthèse des principales corrélations retenues pour prédire la limite de fonctionnement d'un thermosiphon est présentée dans le Tableau 3-8.

Corrélation	Formulation
	$\dot{q}_{ent} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot \{h_{lv} \cdot \rho_v^{1/2} \cdot [g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4}\}$ (Eq. 3-61)
Limite d'entraînement	$\dot{q}_{ent} = A \frac{C_W^2 \cdot h_{lv} \cdot [g \cdot D_i \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \rho_v]}{[1 + (\rho_v/\rho_l)^{0,25}]^2}$ (Eq. 3-65)
	$\dot{q}_{ent} = 0,64 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,13} \left(\frac{D_i}{4L_e}\right) h_{lv} \cdot [\sigma \cdot g \cdot \rho_v^2 \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4}$ (Eq. 3-66)
Limite sonique	$\dot{q}_{son} = 0,474 h_{lv} \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot p_v)^{1/2}$ (Eq. 3-67)
Limite d'ébullition	$\dot{q}_{ebu} = 0,12 \cdot h_{lv} \cdot \rho_v^{1/2} \cdot [g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma]^{1/4}$ (Eq. 3-68)

Tableau 3-8 : Synthèse des principales corrélations utilisées pour prédire la limite de fonctionnement d'un thermosiphon.

En définitive, à ce stade de l'étude, nous disposons donc de nombreux outils de modélisation adaptés pour décrire le comportement du thermosiphon, évaluer les limites de fonctionnement et déterminer ses performances. Ces outils sont basés sur un ensemble de corrélations permettant de calculer les coefficients d'échange, les puissances transférées à l'évaporateur et au condenseur, les résistances thermiques de chaque zone, et donc les performances du thermosiphon. Attention, car ces

corrélations ont été validées avec certains fluides de travail, et il reste à déterminer le fluide de travail qui puisse répondre à notre problème, à savoir, travailler dans une plage de fonctionnement compris jusqu'à 450°C, comme indiqué dans le chapitre 2. Quel type de fluide peut répondre aux exigences?

3.4 Choix du fluide de travail du thermosiphon : le naphthalène.

3.4.1 Fluides caloporteurs potentiels

Le fluide de travail constitue un élément fondamental du caloduc. Chaque application de caloduc a une plage de température spécifique dans laquelle le caloduc doit fonctionner. Le choix du fluide caloporteur est la première étape dans la détermination d'un type de caloduc adapté à une application donnée. Ce choix est, en effet, déterminé d'abord par la gamme de température de travail du caloduc et ensuite par le niveau des performances souhaitées et également par sa compatibilité avec son contenant. L'impact environnemental, l'inflammabilité et la toxicité du fluide sont aussi des critères importants, qui peuvent amener à écarter des fluides en dépit de leurs bonnes performances thermiques [125].

Théoriquement, tout fluide de travail peut fonctionner sur la gamme de températures comprises entre la température du point critique et celle du point triple (cf. paragraphe 3.3.1). Au-delà du point critique, tout fluide est considéré comme étant à l'état de plasma, où une augmentation de température n'entraîne pas d'augmentation de la pression. En dessous du point triple, le fluide de travail est en équilibre entre solide et vapeur.

Les fluides de travail peuvent être répartis en quatre groupes principaux en fonction des niveaux de température de fonctionnement :

- Cryogéniques (-300°C ~ -100°C) : hélium, hydrogène, néon, azote, oxygène et ainsi de suite. Ces fluides sont à l'état gazeux à la température ambiante et dans les conditions de pression.
- Basses températures (-100°C ~ 300°C) : méthane, éthane, acétone, ammoniac, eau et fluides thermiques utilisés dans les systèmes de réfrigération (CFC, HCFC, HFC et autres fréons...).
- Températures intermédiaires (200°C ~ 500°C) : mercure, fluides organiques.
- Températures élevées (500°C ~ 1200°C) : césium, potassium, sodium, lithium, plomb, indium et argent. Ces fluides de travail sont solides à la pression et à la température ambiante.

La Figure 3-16 montre les fluides les plus couramment utilisés dans les process ou les applications industriels, ainsi que leurs domaines de température de fonctionnement.

On constate donc que quelques fluides peuvent répondre à nos besoins (250°C – 450°C), mais soit partiellement, comme c'est le cas pour l'eau (très forte pression) ou le toluène, plus probablement le mercure ou des fluides organiques. Nous avons donc poursuivi notre recherche dans ce sens.

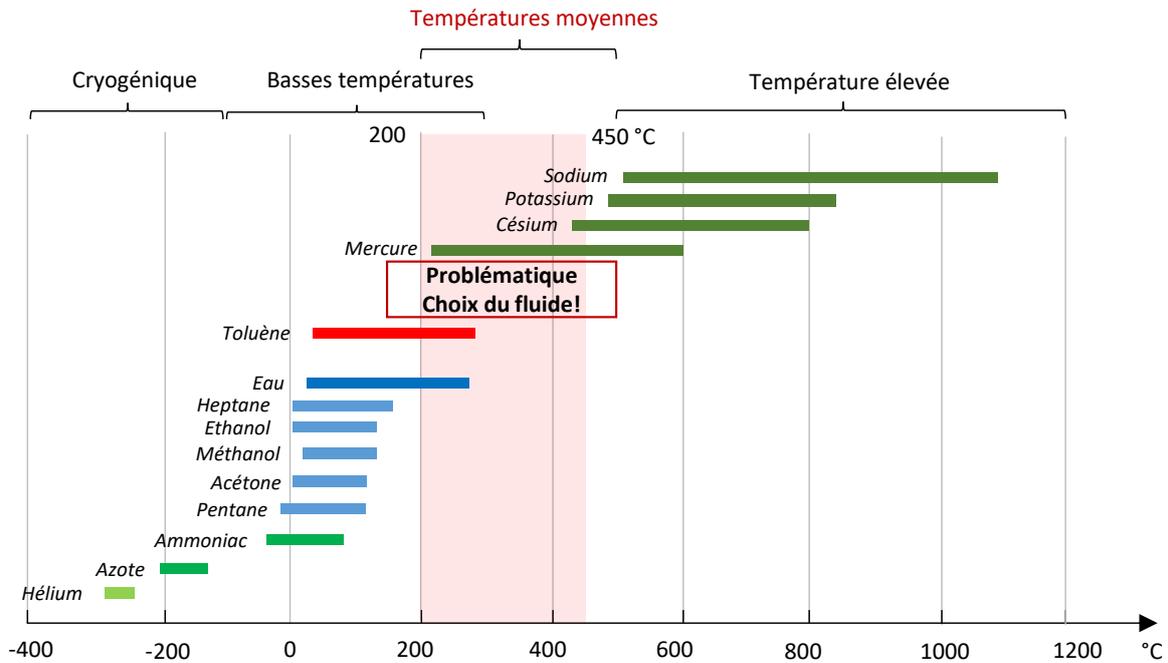


Figure 3-16 : Domaine de température et d'utilisation des fluides les plus courants [125].

3.4.2 Problématique – Choix du fluide

Plus récemment, en 2005, Anderson *et al.* [126] ont proposé l'utilisation de plusieurs fluides de travail présentant une faible pression de vapeur et en même temps pouvant fonctionner à des températures comprises entre 127°C et 427°C. Il s'agit de l'aniline, du naphthalène, du toluène, de l'hydrazine et des phénols. Les auteurs déclarent que la technologie du caloduc est mûre pour les niveaux de basse et de hautes températures, mais cependant précisent que pour les températures intermédiaires, des recherches doivent encore être effectuées. Ils suggèrent que la température de travail la plus adaptée soit située environ 100°C en dessous du point critique du fluide de travail.

Dans la plage de température intermédiaire, comprise entre 200°C et 500°C, il n'y a actuellement aucun fluide de travail éprouvé pouvant être utilisé dans les caloducs ou les LHP, à l'exception partielle de l'eau. L'eau a été utilisée à des températures atteignant environ 300 °C [127]. Cependant, la pression de vapeur de l'eau est de 2,6 MPa à 227°C et augmente rapidement avec l'augmentation de la température. Lorsque la pression de vapeur augmente, l'épaisseur de l'enveloppe requise doit être adaptée et plus importante pour supporter la pression. L'augmentation de masse qui en résulte peut limiter la température de fonctionnement supérieure de l'eau. De plus, si certains matériaux constituant l'enveloppe du caloduc sont compatibles avec l'eau aux basses températures, ils peuvent devenir incompatibles ou présenter une diminution significative de leur comptabilité à des températures plus élevées.

Pour les températures intermédiaires, entre 200°C et 500°C, les fluides organiques sont considérés comme plus appropriés et ont été appliqués dans de nombreux échangeurs de chaleur, par exemple en Chine [128]. Des travaux ont mis en avant le mercure, ou encore le toluène mais leur nature par rapport à l'environnement ou par rapport à leur toxicité pour l'homme en font des fluides de travail plus que délicats à utiliser. Les fluides organiques, en général, sont très utilisés dans les cycles de Rankine et bien connus pour leur efficacité au transfert de chaleur mais plutôt pour de gammes de températures plus faibles, comme dans le cas de récupération de chaleur fatale sur fumées en milieu

industriel. En théorie, avec un fluide de travail adapté, un caloduc peut fonctionner à une température juste au-dessus du point triple, juste en dessous du point critique du fluide, mais comme précisé précédemment, il est préférable de se placer dans une gamme réduite et au mieux pour une température maximale de la gamme environ 100°C inférieure à la température du point critique. Qu'en est-il du naphthalène ?

Dans les conditions standards, le naphthalène se trouve à l'état solide. A la pression atmosphérique, son point de fusion est de 80,2°C, sa température d'évaporation est de 217,9°C, et enfin son point critique est situé à 475°C. Dans ces conditions, le naphthalène peut être un bon candidat pour être utilisé dans un caloduc pour la gamme précédemment définie comme « températures intermédiaires » et bien que le naphthalène ne soit guère mentionné dans les livres [106], [129], [130].

Deux autres propriétés sont utilisées pour « filtrer » les candidats potentiels : ce sont bien sur la pression de vapeur et le nombre de mérite M, lesquels sont fonction de la température. Les fluides de travail sont classés, en effet, en fonction du nombre de mérite (en $J \cdot s^{-1/2} \cdot m^{-2} \cdot K^{-3/4}$) défini par l'expression Eq. 3-69, et pour lesquels on cherche un nombre de mérite le plus élevé possible.

$$M = \left(\frac{\rho_l^2 \lambda_l^3 h_{lv}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (Eq. 3-69)$$

où ρ_l est la densité du liquide, λ_l est la conductivité thermique du liquide, h_{lv} est la chaleur latente et μ_l est la viscosité du liquide. Pour avoir un facteur de mérite important, il est donc nécessaire de rechercher une densité de liquide élevée, une viscosité faible et une chaleur latente élevée, ce qui réduira le débit de fluide requis pour transporter une puissance donnée. Au contraire, une tension superficielle élevée augmentera la capacité de pompage.

La connaissance des paramètres thermophysiques de plusieurs fluides permet de comparer la pression de vapeur et le facteur de mérite en fonction de la température de saturation pour quatre fluides dont le naphthalène et l'eau (Figure 3-17). Les deux autres fluides sont le Dowtherm A (une huile) et un sulfure.

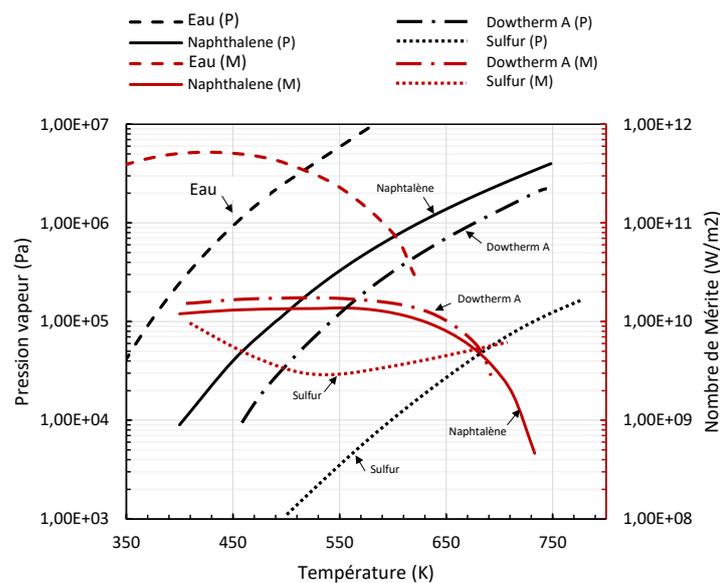


Figure 3-17 : Pression de vapeur (Pa) et nombre de mérite (W/m²) en fonction de la température vapeur du naphthalène et de l'eau.

Comme indiqué sur la Figure 3-17, la pression de vapeur (courbes noires) du naphthalène à haute température est relativement faible par rapport à celle de l'eau, avec un rapport de l'ordre de 20 ($T = 450$ K) à 25 ($T = 550$ K). Cela permet donc à un caloduc au naphthalène de « travailler » dans une gamme plus étendue de température par rapport à l'eau et à pression beaucoup plus faible. Ici, a priori, il semble que ce fluide permette un fonctionnement jusqu'à 750 K (480°C).

Au contraire, le nombre de mérite du naphthalène est plus faible que celui de l'eau. Pour $T = 450$ K, on note une réduction du nombre de mérite d'un facteur 40. Ce facteur diminue avec l'augmentation de la température et ne vaut plus que 3 pour $T = 620$ K. Par contre, ce facteur de mérite est quasiment constant sur une large plage entre 400 K et 650 K. De ce fait, on doit donc s'attendre à ce que la performance de naphthalène soit réduite par rapport à celle de l'eau, mais sur une plage de température bien mieux adaptée au problème.

Compte tenu de ces éléments, une analyse poussée de la littérature scientifique a été opérée autour de l'utilisation du naphthalène comme fluide de travail, notamment dans un caloduc. Les informations sur les caloducs au naphthalène sont très limitées, mais les thermosiphons au naphthalène ont malgré tout le potentiel d'être utilisés comme récupérateur de chaleur sur des gaz chauds comme l'indique les travaux cités après. En effet, en 2009, TianLi a montré un exemple d'entreprise chinoise utilisant des caloducs naphthalène.

Parmi les plus importants, citons les travaux de Kimura *et al.* (1994), de Vasiliev *et al.* (1998), d'Anderson (2005), de Kniess *et al.* (2007), d'Anderson *et al.* (2007) ou encore de Mantelli *et al.* (2010) qui ont exploré l'utilisation du naphthalène dans un caloduc. Une synthèse de toutes les études recueillies et analysées concernant ce fluide de travail est présentée dans le Tableau 3-8.

Année	Auteurs	Référence	Article	Note
1978	Saaski <i>et al.</i>	[131]	Two-phase working fluids for the temperature range 50 °C to 350 °C	Test de vie
1982	Groll <i>et al.</i>	[132]	Heat transfer, vapor-liquid flow interaction and materials compatibility in two-phase thermosyphons	Test de vie
1988	Vasiliev <i>et al.</i>	[133]	Heat pipes based on naphthalene	Approche expérimentale
1994	Kimura <i>et al.</i>	[96]	Life testing of carbon steel/naphthalene and carbon steel/biphenyl heat pipes	Test de vie
1994	Grzyll <i>et al.</i>	[134]	Characterization and testing of novel two-phase working fluids for spacecraft thermal management systems operating between 300 °C and 400 °C	Test de vie
1997	Zhang <i>et al.</i>	[96]	Analysis of heat transfer in the condenser of naphthalene thermosyphon at small inclination	Approche expérimentale
2004	Anderson <i>et al.</i>	[125]	Evaluation of heat pipe working fluids in the temperature range 450 K to 700 K	Revue
2005	Vasiliev <i>et al.</i>	[135]	Heat pipes in modern heat exchangers	Revue
2006	Park <i>et al.</i>	[136]	An experimental study on the operating characteristics of the naphthalene and Dowtherm heat pipe	Approche expérimentale
2007	Kniess, Mantelli <i>et al.</i>	[137]	Experimental study of mercury and naphthalene thermosyphon	Approche expérimentale
2007	Anderson <i>et al.</i>	[125]	Intermediate temperature fluids for heat pipes and loop heat pipes	Revue

2010	Mantelli <i>et al.</i>	[138]	Performance of naphthalene thermosyphons with non-condensable gases theoretical study and comparison with data	Approche expérimentale -Modélisation
2010	Anderson <i>et al.</i>	[139]	Intermediate temperature heat pipe life tests and analyses	Revue
2012	Yang <i>et al.</i>	[128]	Recent developments of lightweight, high performance heat pipes	Revue
2016	Orr <i>et al.</i>	[25]	A review of car waste heat recovery systems utilizing thermoelectric generators and heat pipes	Revue

Tableau 3-9 : Synthèse des études analysées concernant le caloduc thermosiphon au naphthalène.

Kniess [147] déclare que les caloducs naphthaléniques ont une plage de température de fonctionnement de 250 °C à 450 °C. Vasiliev [145] a testé avec succès des caloducs au naphthalène de 320 °C à 400 °C, tandis que Kimura [96] indique la gamme entre 250 °C à 400 °C. Kimura déclare également que ces caloducs peuvent fonctionner pendant plus de 20 ans, gage de longévité. D'autres fluides de travail alternatifs sont suggérés pour la plage de température de notre étude. Des fluides tels que le biphényle, le Dowtherm-A, le mercure, la N-méthyl-2-pyrrolidone, la 1-méthyl-2-pyrrolidone, le phénol, le toluène, l'aniline et l'hydrazine en sont des exemples. Ces fluides ne conviennent pas en raison de problèmes tels que la toxicité, l'odeur, les mauvaises performances ou encore leur incompatibilité avec les matériaux habituellement utilisés pour les caloducs thermosiphons (cuivre, aluminium, inox...).

Vasiliev (2005) a passé en revue plusieurs types de caloducs et leurs nombreuses applications. Une application suggérée était la combinaison de cellules Peltier et de caloducs pour le refroidissement de processeurs en électronique. L'utilisation de caloducs au naphthalène est également indiquée pour les échangeurs de chaleur fonctionnant à des températures relativement élevées.

Mantelli *et al.* (2010) ont étudié les caloducs naphthaléniques et l'effet des gaz non condensables sur leurs performances. Les informations sur la résistance thermique du caloduc par rapport à la température adiabatique sont discutées : les auteurs montrent que les caloducs naphthaléniques présentent une baisse significative de la résistance thermique à environ 250 °C. Cela indique que les caloducs commencent à fonctionner à cette température.

Les tests d'un thermosiphon rempli de naphthalène effectué par Jipei *et al.* ont montré que cette unité fonctionnait sans défaillance pendant 1500 h à 420 °C, sans qu'aucune libération de gaz non condensable n'ait été observée.

Vasiliev *et al.* [145] a établi sur la base de longue durée (plus de trois ans avec un temps de fonctionnement cumulé total d'environ 3000 h), en multipliant les expériences, que les thermosiphons en acier St20 ou en titane remplis de naphthalène présentent un transfert de chaleur stable et peuvent être utilisés pour une gamme de température de 350 °C à 400 °C.

L'analyse de ces articles témoigne de la faisabilité d'un caloduc thermosiphon au naphthalène. Cependant, on ne récolte que très peu d'informations sur ses performances, son comportement en régime transitoire, le mode de démarrage ou encore l'influence de paramètres pilotes (puissance, température de fonctionnement, taux remplissage, inclinaison, ainsi que sur ses paramètres thermophysiques).

3.4.3 Fluide de travail retenu : le naphthalène

Prometteur pour cette étude, le naphthalène a été choisi pour être utilisé comme fluide de travail. C'est un hydrocarbure ayant un poids moléculaire de 128,16 g/mol, une structure de 10 atomes de carbone et 8 atomes d'hydrogène ($C_{10}H_8$). Cet hydrocarbure aromatique est constitué de deux cycles benzéniques couplés, disposés dans une structure plate comme le montre la Figure 3-18.

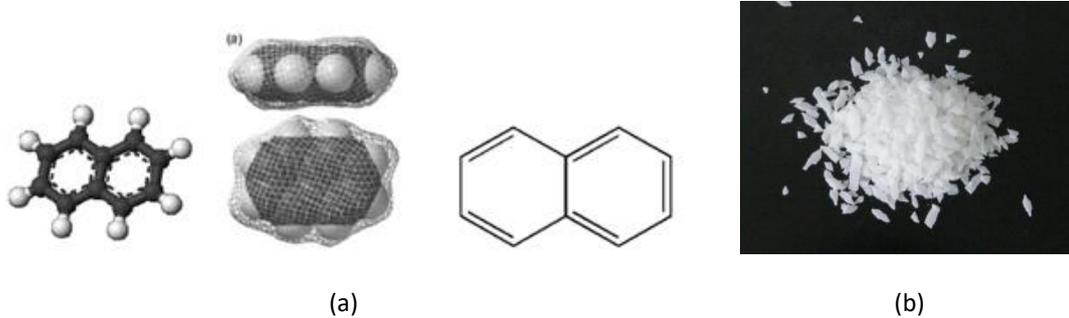


Figure 3-18 : Représentations de la molécule de naphthalène (a) et naphthalène SLR pur (b).

La plupart des gens connaissent l'odeur du naphthalène, utilisé pour éloigner les insectes indésirables en particulier dans les garde-robes, les armoires vestimentaires ... Les données classiques décrites par différentes sources techniques, indiquent qu'à température ambiante, le naphthalène pur est solide et de la couleur blanche comme le montre la Figure 3-18b. A 80,3 °C, il subit un changement de l'état solide à l'état liquide. De la même façon, il se transforme de l'état liquide à l'état vapeur à une température de 217,9 °C. Enfin, sa température critique est de 475,3 °C et sa pression critique est de 4,1 MPa (cf. la fiche INRS en Annexe-G). Toutes les caractéristiques détaillées du naphthalène que nous avons utilisé sont présentées dans le Tableau 3-10.

Produit	Naphtalène (Extra Pur, SLR)
Fournisseur	Fisher Scientific
Formule moléculaire	$C_{10}H_8$
Couleur	Blanc
Forme physique	Solide
Température d'auto-allumage	526 °C
Densité de vapeur	4,42 (air = 1)
Pression de vapeur (20 °C)	0,05 mmHg, soit 6,67 Pa
Solubilité dans l'eau	Insoluble
Point d'ébullition	218 °C
Point de fusion	80 °C
Masse moléculaire	128,17 g/mol

Tableau 3-10 : Propriétés physiques de naphthalène.

Il est nécessaire de connaître les dangers de l'utilisation du naphthalène (cf. Annexe-G). Il a une toxicité aiguë dans l'eau salée et peut affecter des espèces plus sensibles. Les êtres humains exposés au naphthalène par inhalation ou par contact avec la peau développent la maladie connue sous le nom d'anémie hémophilique, caractérisée principalement par une diminution des taux d'hémoglobine. Bruce *et al.* [96] ont déclaré que les données disponibles sont insuffisantes pour déterminer une relation causale entre l'exposition au naphthalène et le cancer chez les êtres humains. Malgré cela, le naphthalène

est un composant qu'on retrouve dans la composition de mélanges complexes dont les effets peuvent être associés au développement de cancers, notamment la fumée de cigarette, les émissions provenant de la combustion du charbon et de la combustion du bois. Il convient de souligner que, selon la littérature, les dangers du naphthalène pour les êtres humains sont liés à un contact direct.

Pour l'application automobile, dans un échangeur de chaleur installé dans un véhicule, le naphthalène serait confiné à l'intérieur du tube (caloduc), sans contact avec les occupants du véhicule, sauf éventuellement en cas d'accident ou de défaillance de l'enveloppe du caloduc, et en très petite quantité. Même dans ce cas, le danger associé au naphthalène est théoriquement très faible, et bien plus faible que pour d'autres fluides potentiels au regard des fluides annoncés qui pourraient fonctionner pour la gamme de température d'étude (mercure, biphényle, N-méthyl-2-pyrrolidone, 1-méthyl-2-pyrrolidone, phénol, toluène, aniline ou hydrazine). Le naphthalène ne semble pas représenter beaucoup de risque pour le disqualifier comme fluide de travail à utiliser dans un tube thermosiphon appliqué au milieu automobile. C'est donc lui que nous avons retenu pour la suite de l'étude.

3.4.4 Paramètres thermophysiques du naphthalène

Ayant choisi ce produit pour notre étude, nous avons essayé de nous en procurer auprès d'un fournisseur qui donne un maximum de données caractéristiques du produit. Malheureusement, les informations fournies avec le produit livré se limitent aux plus strictes données habituellement connues (masse molaire, température de fusion, température d'ébullition, point d'éclair, température d'auto-inflammation ...), mais aucune donnée thermophysique n'y est associée, et ce quel que soit le fournisseur contacté.

L'analyse des articles scientifiques énoncés précédemment (cf. Tableau 3-11) ne révèle, eux aussi, que très peu d'informations, voire aucune, relatives aux paramètres thermophysiques dont nous aurons nécessairement besoin pour nourrir le modèle physique du caloduc présenté précédemment : les données de saturation (pression, température) ; les paramètres caractéristiques du naphthalène liquide ($\rho_l, \mu_l, \nu_l, C_l, \lambda_l$ et Pr_l) ; les paramètres caractéristiques du naphthalène vapeur (ρ_v, μ_v, ν_v et Pr_v).

Source: Mme. Mantelli [ref*1]
 Livre: Industrial two-phase thermosiphon, L.S.Pil [ref*2]
<http://ddbonline.ddbst.com/AntoineCalculation/AntoineCalculationCGI.exe>

Naphthalene																							
T [K]	T [C]	Pv [bar] (Ref1)	Pv [bar] (Ref2)	Pv [bar] (Ref3)	hlv [J/kg]	hlv [J/kg] (Ref2)	rho_l [kg/m3]	rho_l [kg/m3]	rho_v [kg/m3]	rho_v [kg/m3]	mu_l (Ns/m2)	mu_l (Ns/m2)	mu_v (Ns/m2)	lambda_l (W/m.K)	lambda_l (W/m.K)	lambda_v (W/m.K)	sigma [N/m]	sigma [N/m]	Cp_l (K/kg.K)	Cp_l (K/kg.K)	Cp_v (J/kg.K)	Pr_l	Pr_v
493,15	220	1,06	1,06	1,0623	334900	340100	792,39	873	3,32	3,3	0,0004	0,0003	0,0176	0,0939	0,106	0,01	0,0199	0,019	2262,2	2816	1696,4	8,329	964,29
513,15	240	1,63	1,629	1,623	322600	330600	793,02	858	4,89	4,7	0,0004	0,0003	0,0185	0,0769	0,099	0,0104	0,0181	0,0158	2344,4	2856	1749,8	7,113	980
533,15	260	2,41	2,53	2,3954	309600	320800	788,64	842	6,93	7	0,0003	0,0003	0,0195	0,0639	0,095	0,0108	0,0164	0,0136	2426,7	2898	1800,9	6,165	994,18
553,15	280	3,45	3,57	3,4292	296000	310700	780,03	827	9,52	9,8	0,0002	0,0003	0,0205	0,0539	0,091	0,0111	0,0146	0,0114	2509	2940	1850	5,414	1007
573,15	300	4,79	4,97	4,778	281600	299600	766,87	812	12,71	12,9	0,0002	0,0002	0,0214	0,0461	0,087	0,0115	0,0129	0,0095	2591,3	2982	1897	4,811	1018,5
593,15	320	6,48	6,79	6,4987	266300	288100	748,50	794	16,57	17	0,0002	0,0002	0,0224	0,0398	0,083	0,0119	0,0112	0,008	2673,6	3024	1942,2	4,322	1029
613,15	340	8,59	9,05	8,6504	249900	275400	725,69	778	21,13	21,8	0,0002	0,0002	0,0235	0,0348	0,079	0,0123	0,0096	0,0078	2755,9	3060	1985,7	3,919	1038,4
633,15	360	11,17			232200		698,32		26,47		0,0001		0,0245	0,0306		0,0126	0,008		2838,2		2027,5	3,586	1046,9
653,15	380	14,3			212500		666,22		32,62		0,0001		0,0255	0,0272		0,013	0,0064		2920,5		2067,8	3,306	1054,5
673,15	400	18,06			190600		629,33		39,65		0,0001		0,0266	0,0244		0,0134	0,0049		3002,8		2106,6	3,071	1061,3
693,15	420	22,55			165300		587,89		47,66		9E-05		0,0277	0,0219		0,0138	0,0034		3085,2		2143,9	2,871	1067,3
713,15	440	27,9			134300		541,71		56,75		8E-05		0,0287	0,0199		0,0141	0,002		3167,5		2179,8	2,701	1072,7
733,15	460	34,28			91200		490,92		67,02		8E-05		0,0298	0,0181		0,0145	0,0008		3249,8		2214,5	2,555	1077,5
748,45	475,3	39,94			0		449,24		75,76		7E-05		0,0307	0,017		0,0148	0		3312,3		2239,9	2,458	1078,3

Tableau 3-11 : Propriétés physiques du naphthalène selon les sources retenues..

Seuls deux articles nous ont permis de recueillir des données utiles : ce sont respectivement les travaux de Pioro [140] en 1997, et plus récemment en 2007 et 2010 ceux de Mantelli. Nous avons complété ces données en recherchant activement sur différents sites internationaux de paramètres thermophysiques : NIST (National Institut of Standards and technology – Etats-Unis d'Amérique),

DDB (Dortmund Data Bank – Allemagne [136]). Compte tenu de leur rareté, nous présentons dans le tableau les valeurs indiquées par Pioro, par Mantelli auxquelles nous ajoutons celles recueillies sur le site de DDB.

L'analyse de ces données indique tout d'abord que la base de données du DDB (en bleu) est très « pauvre » : elle permet uniquement de connaître la loi de saturation (P, T) de surcroît pour une plage de température limitée à 220 °C – 340 °C. On ne retiendra donc pas cette table.

Les données de Pioro (en rouge) sont plus nombreuses : P_v , h_{lv} , ρ_l , ρ_v , μ_l , μ_v , λ_l , λ_v , σ et Cp_l . Si la gamme complète des paramètres est bien couverte par Pioro, il n'en est pas de même de la gamme de température puisque là encore la plage de température s'échelonne entre 220 °C et 340°C, ce qui ne couvre pas la gamme de température nécessaire à notre étude.

Par contre les données de Mantelli sont d'une part, complètes en termes de paramètres, et d'autre part, couvrent la **plage 220°C – 460°C**, voire pour certains paramètres jusqu'à la température de 475,3 °C. Des comparaisons ont été faites avec les autres tables (ref₂ et ref₃) : la Figure 3-19 montre l'évolution de 6 paramètres caractérisant le naphthalène liquide avec la température et selon la base de données : P_v , h_{lv} , ρ_l , μ_l , λ_l , et Cp_l .

L'évaluation des conditions de saturation (P_v , h_{lv}) semble bien décrites par les deux bases de données, et la différence des données est très faible pour la pression de vapeur et pour l'enthalpie de changement d'état liquide/vapeur (cf. Figure 3-19a et b). Par contre, il n'en est pas de même pour les autres variables : globalement les données de Pioro surestiment celles de Mantelli sauf pour la viscosité dynamique μ_l pour $T < 260$ °C. Sinon la surestimation peut être modeste ou très élevée selon les paramètres : de 6% à 10% pour ρ_l , de 6% à 37% pour μ_l , de 13% à 127% pour λ_l et enfin de 11% à 25% pour Cp_l .

Au regard du modèle du caloduc, les expressions de Nusselt, des coefficients d'échange, et donc en définitive des résistances thermiques d'ébullition et de condensation, le modèle du caloduc pourra être affecté par les données utilisées. Cependant, il est bon de remarquer que les données de Mantelli sont les plus récentes, qu'elles sont proposées dans la plus large gamme de température et qu'elles ont été validés expérimentalement. C'est la raison pour laquelle nous nous appuierons sur ces données-là.

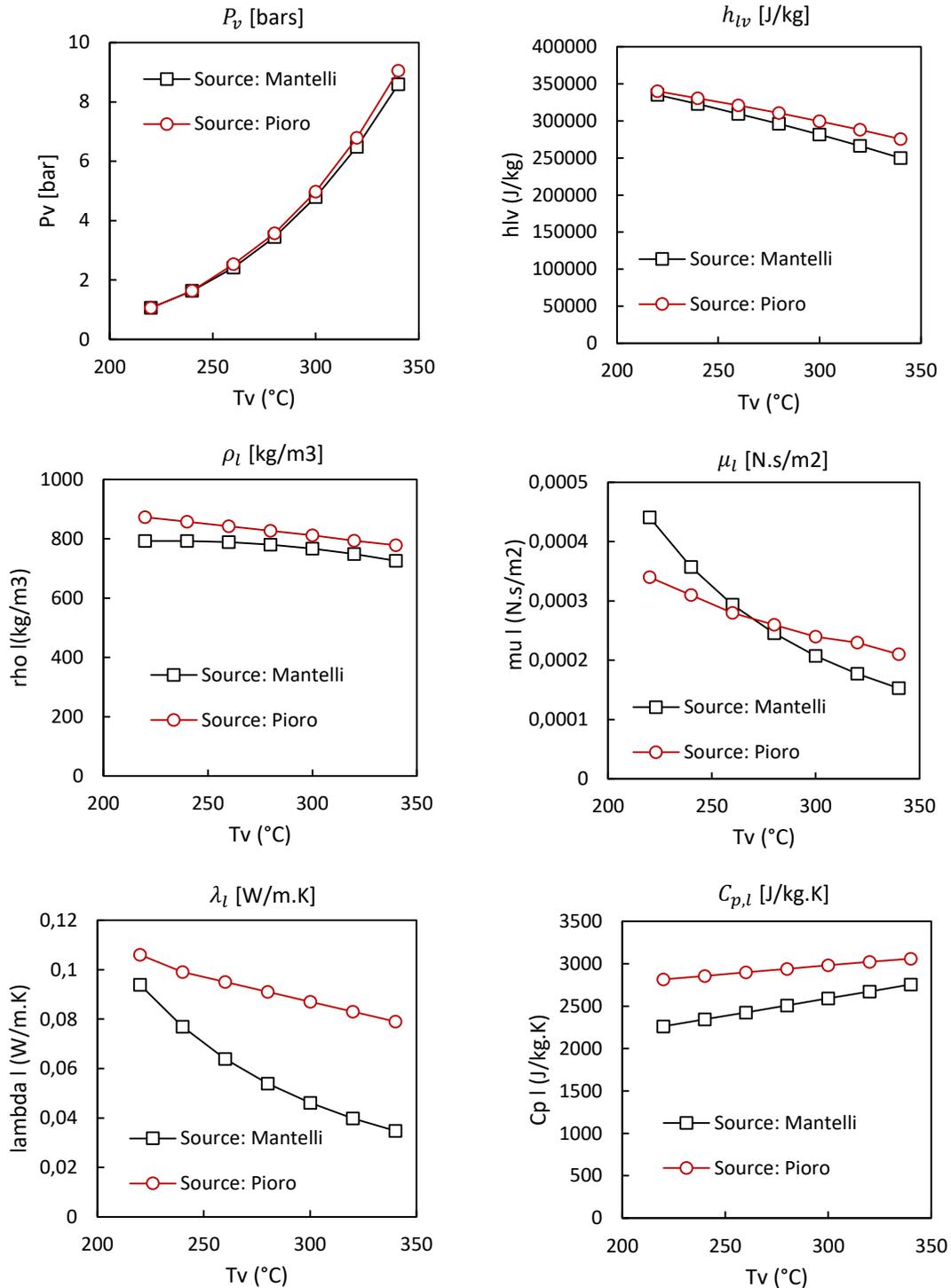


Figure 3-19 : Comparaison des paramètres thermo physiques du naphthalène selon la base de données utilisée.

Cette étape étant franchie, les propriétés physiques du naphthalène proposées par Mantelli (ρ_l , ρ_v , λ_l , λ_v , $C_{p,l}$, $C_{p,v}$, μ_l , μ_v ainsi que h_{lv} , P_v , σ) sont interpolés en fonction de la température de vapeur sous la forme de polynômes d'ordre 6 :

$$X(T_v) = \sum_{i=0}^6 C_i \cdot (T_v)^i \quad (\text{Eq. 3-70})$$

où $X(T_v)$ sont les valeurs des paramètres thermophysiques du naphthalène à la température T_v exprimée

en °C, et C_i sont les coefficients du polynôme. Le Tableau 3-12 présente les coefficients de tous les paramètres physiques du naphthalène, qui seront utilisés dans la modélisation.

Plage de température : 220 °C – 475°C							
$X(T_v \text{ en } ^\circ\text{C})$	C_6	C_5	C_4	C_3	C_2	C_1	C_0
ρ_l	1,90E-12	-4,05E-09	3,57E-06	-1,66E-03	4,24E-01	-5,60E+01	3,78E+03
ρ_v	-2,20E-15	1,50E-11	-2,02E-08	1,30E-05	-3,74E-03	5,20E-01	-2,84E+01
μ_l	1,64E-18	-3,82E-15	3,74E-12	-1,98E-09	6,07E-07	-1,04E-04	7,99E-03
μ_v	-2,86E-20	5,81E-17	-4,86E-14	2,14E-11	-5,23E-09	7,14E-07	-3,36E-05
λ_l	1,98E-16	-4,94E-13	5,18E-10	-2,93E-07	9,56E-05	-1,74E-02	1,43E+00
λ_v	-4,03E-17	8,58E-14	-7,54E-11	3,49E-08	-9,00E-06	1,24E-03	-6,22E-02
C_l	-1,01E-14	5,54E-12	8,47E-09	-9,76E-06	3,92E-03	3,40E+00	1,41E+03
Cp_v	2,55E-13	-5,10E-10	4,16E-07	-1,75E-04	3,73E-02	-7,97E-01	1,19E+03
P_v	4,43E-14	-8,11E-11	6,29E-08	-2,52E-05	5,71E-03	-6,91E-01	3,48E+01
h_{lv}	-4,30E-09	8,23E-06	-6,51E-03	2,73E+00	-6,36E+02	7,79E+04	-3,53E+06
σ	1,53E-17	-2,65E-14	1,86E-11	-6,73E-09	1,32E-06	-2,25E-04	4,53E-02

Tableau 3-12 : Coefficients polynomiaux permettant de décrire l'évolution des paramètres physiques du naphthalène.

3.4.5 Choix de la nature du caloduc : compatibilité fluide/enveloppe

La nature du matériau d'enveloppe d'un caloduc est d'abord conditionnée par la nature du fluide interne qu'on vient de choisir. En effet, aucune réaction chimique, si faible soit-elle, ne peut être tolérée entre le fluide et son enveloppe car les gaz dégagés par cette réaction, même en très faible quantité, conduiraient irrémédiablement au blocage du fonctionnement du caloduc.

Il faut prendre garde également au fait que la corrosion de l'enveloppe par le fluide peut être beaucoup plus sévère dans le caloduc que dans les conditions rencontrées habituellement dans d'autres domaines de la technique. Cela provient du fait que le fluide interne est sous forme diphasique et qu'il est toujours purifié (le fonctionnement du caloduc provoquant une distillation permanente), il peut donc beaucoup plus aisément dissoudre ou attaquer la surface interne du tube constituant l'enveloppe du caloduc. Il faut, pour s'assurer de la compatibilité du matériau d'enveloppe avec le fluide, consulter les données issues d'ouvrages spécialisés, telles que celles présentées dans le tableau 3-13 et s'en tenir aux associations conseillées fluide/enveloppe. Sinon, il faudrait procéder à des essais réels de caloducs, qui peuvent s'avérer délicats et coûteux. Il faut notamment prendre soin de définir des essais de vieillissement adaptés. Le tableau ci-dessous présente la compatibilité de divers fluides avec la nature des matériaux [102, 141].

Une fois sélectionné(s), le (ou les) matériau(x) compatible(s) avec le fluide caloduc, on doit vérifier qu'il résiste aussi à la corrosion provenant du milieu extérieur au caloduc et prévoir, le cas échéant, un revêtement du tube résistant à cette corrosion. Enfin, il est impératif de s'assurer que le matériau, dans l'épaisseur choisie, résiste bien à la pression interne qui peut être importante. On prend garde, en particulier, au risque de surchauffe qui, lorsque la vapeur reste saturante dans le caloduc, peut conduire à des surpressions accidentelles importantes (il faut pour cela examiner la courbe de pression de saturation du fluide et la pression critique).

Dans le cas présent, la compatibilité fluide/matériau est relativement limitée pour le naphthalène. Les possibilités du matériau d'enveloppe se limitent aux aciers inoxydables et au titane.

Fluide de travail	Matériaux d'enveloppe usuels compatibles													
	Aluminium	Tungstène	Fer	Laiton	Cuivre	Nickel	Niobium	Acier inoxydable	Acier au carbone	Tantale	Titane	Nickel	Molybdène	Alliage Molybdène-rhénium
Acétone					C			C						
Ammoniac	C							C						
Dowtherm-A		C			C	C	C	C	C	C				
Eau	L	C	I	C	C	C	C	C ⁺	I	C	C			
Gilotherm DO								C	C					
HCFC, HFC	C				C			C	C					
Lithium		C											C	C
Mercure								C	L					
Méthanol, éthanol					C			C						
Naphtalène	L		L					C	C		C			
Potassium								C						
Sodium		C						C				C	C	
Toluène								C	C					

Tableau 3-13 : Compatibilité des fluides utilisés avec l'enveloppe des caloducs [102, 141]

Compatible C ; compatibilité limitée L ; incompatible I ; ⁺ - libération d'hydrogène possible, # corrosion possible ; pas de symbole : données fiables non disponibles.

3.5 Développement d'un outil numérique – Détermination du fonctionnement du thermosiphon au naphthalène

Pour finaliser cette partie modélisation, nous avons développé un outil numérique dont l'objet est de déterminer les points de fonctionnement du caloduc au naphthalène pour des conditions aux limites données.

Cet outil est basé sur un algorithme de résolution décomposé en différentes étapes :

- **Etape n°1** : lecture des données d'entrées concernant les caractéristiques géométriques du caloduc, les caractéristiques thermophysiques du naphthalène ainsi que les conditions aux limites imposées : puissance transmise à l'évaporateur, température de saturation initiale.
- **Etape n°2** : calculs des propriétés physiques de l'écoulement de vapeur et de liquide généré.
- **Etape n°3** : première estimation de la température de vapeur, puis itérations successives jusqu'à convergence.
- **Etape n°4** : détermination de la frontière entre la zone d'écoulement monophasique (liquide bouillonnant ou « pool ») et la zone diphasique (liquide/vapeur) dans la zone chauffée.

- **Etape n°5** : Résolution de l'équation de l'énergie.
- **Etape n°6** : Calculs finaux de tous les paramètres du point de fonctionnement : phase liquide, phase vapeur, et évaluations des performances du caloduc pour ce point de fonctionnement.

La Figure 3-20 présente l'algorithme mis en place pour résoudre les équations du modèle.

L'ensemble des calculs effectués, les résultats sont alors synthétisés et présentés via une interface développée sous Matlab permettant ainsi de visualiser l'ensemble des données caractéristiques du point de fonctionnement du caloduc ainsi calculé. Cette interface se décompose en quatre « écrans » voisins :

- Le premier permet de récapituler toutes les paramètres d'entrée et la géométrie du caloduc.
- Le second indique les valeurs des paramètres thermophysiques du naphthalène en état de saturation, donc d'équilibre liquide/vapeur.
- Le troisième présente une vue plane du caloduc en indiquant les zones évaporateur, adiabatique et condenseur, ainsi que les différentes notations (températures, résistances ou conductances) décrites dans le modèle.
- Enfin le quatrième et dernier écran présente l'ensemble des résultats obtenus en termes de températures, flux, paramètres du pool, paramètres de la vapeur, paramètres du film liquide, résistances thermiques ou conductances thermiques, et enfin les performances principales du point de fonctionnement ainsi calculé.

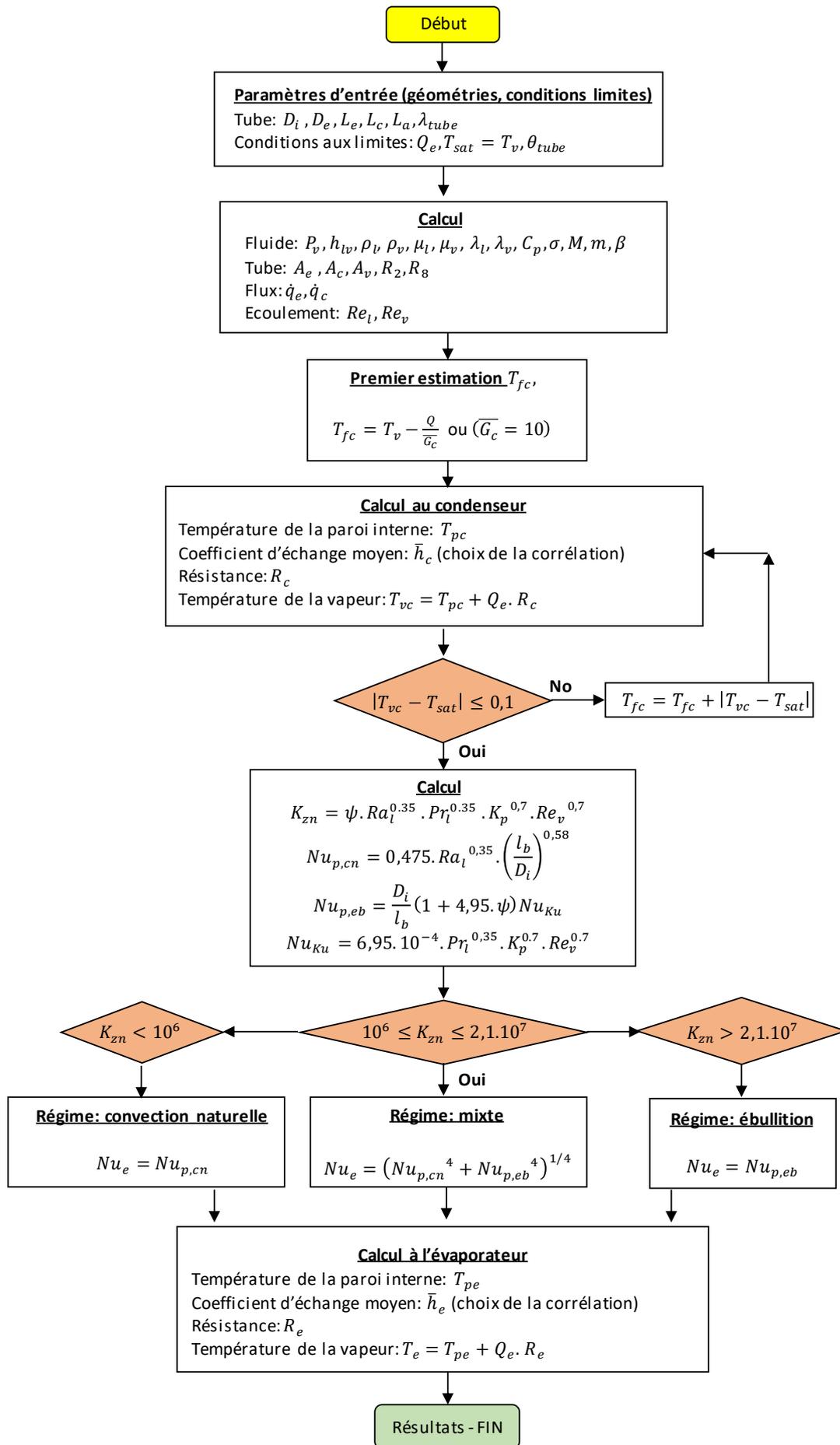


Figure 3-20 : Algorithme de résolution du modèle de fonctionnement d'un caloduc thermosiphon au naphthalène.

La Figure 3-21 présente une vue de cette interface et de ses quatre écrans de résultats.

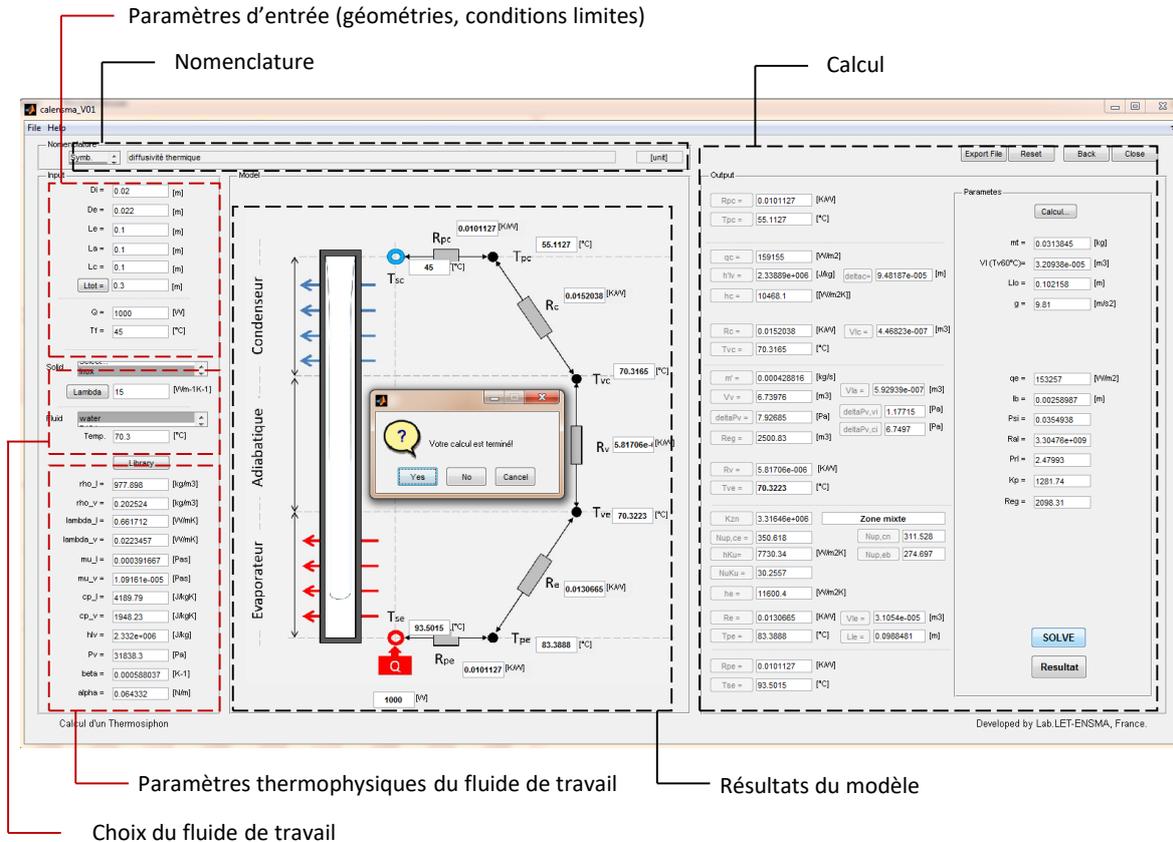


Figure 3-21: Interface de visualisation des résultats du modèle numérique.

3.6 Validation du modèle et conclusion partielle

Enfin, cet outil a fait l'objet de validations que nous ne rapporterons pas ici. En effet, une phase de validation a été nécessaire pour vérifier le bon fonctionnement de l'algorithme, des différentes étapes de calcul d'une part, et d'autre part de la pertinence des résultats obtenus. Celle-ci a été menée, non pas sur un caloduc au naphthalène, mais sur un caloduc thermosiphon à eau pour lequel nous disposons de multiples données expérimentales. En définitive, les résultats du modèle ont montré un très bon accord avec les données expérimentales utilisées et confirment l'opérabilité du modèle.

Désormais nous sommes en possession d'un outil permettant de prédire a priori le fonctionnement et les performances d'un caloduc thermosiphon au naphthalène. Mais ce modèle reste à être validé par rapport à des résultats expérimentaux sur la plage de fonctionnement que nous nous sommes fixés, à savoir 300°C – 450°C. Or, dans cette gamme, la littérature ne propose pas de résultats expérimentaux pour ce type de caloduc.

Il est donc indispensable de procéder à la conception d'un caloduc expérimental, et à sa réalisation avant de l'utiliser pour en déterminer ses performances. Le chapitre suivant aborde donc tout d'abord la conception et la réalisation du prototype de caloduc thermosiphon au naphthalène, encore jamais élaboré au sein de notre laboratoire, malgré la longue expérience de l'équipe dans ce domaine.

Chap. 4 Banc expérimental de caloduc thermosiphon au naphthalène

Sommaire

4.1	Objectif et principe du banc « caloduc - thermosiphon »	134
4.2	Présentation détaillée du banc caloduc thermosiphon.....	136
4.3	Protocole de mesures du banc thermosiphon	156
4.4	Validation du fonctionnement – sans isolation	157
4.5	Synthèse	163

La littérature scientifique a montré que très peu de travaux abordaient le fonctionnement d'un caloduc de type thermosiphon au naphthalène, ce fluide n'étant pas un fluide habituel ou traditionnel. Cependant l'étude des fluides potentiels répondant à la gamme de température élevée (300°C-450°C) ainsi qu'au type d'application « automobile » (présentée dans le chapitre 3), laisse peu de choix quant à la nature du fluide : c'est la raison pour laquelle nous avons choisi délibérément le naphthalène.

La prédiction du fonctionnement d'un thermosiphon en régime stationnaire est à ce jour relativement bien connu pour certains types de fluide (eau, éthanol, fréons ... [96]). Cependant ce n'est pas le cas pour le naphthalène. C'est la raison pour laquelle il nous est apparu indispensable de développer un banc d'essais spécifique de caloduc de type thermosiphon au naphthalène, d'une part pour comprendre et appréhender le comportement d'un tel système, et d'autre part pour tenter de valider les modèles proposés dans le chapitre précédent.

Ce quatrième chapitre propose donc de montrer la conception, la réalisation et la mise au point d'un thermosiphon au naphthalène fondamental au sein de notre laboratoire. Les choix technologiques adoptés permettant de générer la zone chaude (évaporateur haute température) et la zone froide (condenseur) seront détaillés. Les spécifications mécaniques des éléments du montage seront fournies. Par ailleurs, nous évoquerons les systèmes de commande et d'acquisition actuellement en place ainsi que la métrologie associée pour permettre d'évaluer les capacités et les performances du thermosiphon.

4.1 Objectif et principe du banc « caloduc - thermosiphon »

4.1.1 Motivation

Il est difficile de décrire analytiquement les processus qui se produisent dans un caloduc thermosiphon. En effet, selon le fluide de travail utilisé et la configuration du caloduc retenu (matériau, structure, forme...), le comportement interne peut être différent. Par conséquent, des études expérimentales sont forcément nécessaires, de surcroît avec le fluide de travail choisi ici : le naphthalène. Bien qu'un certain nombre de travaux ont déjà abordé les caloducs au naphthalène (cf. §3.4.2), la prédiction d'un tel système est extrêmement difficile. La réalisation d'un banc d'essais fondamental de caloduc thermosiphon au naphthalène nous semble indispensable, et devrait permettre d'étudier son fonctionnement, de caractériser son comportement et d'évaluer ses performances en fonction des paramètres influents.

4.1.2 Eléments de conception

Le banc test de thermosiphon au naphthalène doit répondre à un certain nombre critères. Dans une application industrielle ou domestique, le flux de chaleur est prélevé à la source chaude et transmis au niveau de la zone condenseur, tandis que la chaleur est rejetée à une source froide (fluide externe, par exemple le milieu ambiant) au niveau du condenseur. Ici, nous devons imaginer une source thermique à fournir à l'évaporateur et un système de refroidisseur qui prélève la chaleur du condenseur.

Notre choix se porte sur la mise en place d'un système électrique pilotable en puissance, en tension ou en courant qui apporte la puissance nécessaire à l'évaporateur. Un système identique à celui mis en place sur le banc gaz chauds (boîtier thermo-surveillance) doit être mis en place aussi pour assurer la sécurité du système de chauffage et éviter les surchauffes. Enfin, le système doit comporter un dispositif de refroidissement au condenseur pour assurer la condensation du naphthalène : nous faisons le choix d'un dispositif de circulation du fluide froid (source froide) dans un échangeur externe au caloduc dont la température est pilotée par un cryostat et assurera le contrôle total des conditions au condenseur. L'équilibre entre le réglage de la puissance à l'évaporateur d'une part, et de la température de fluide froid par le cryostat au condenseur d'autre part, permet de fixer la température de vapeur au sein du thermosiphon. La Figure 4-1 exprime ce principe de base.

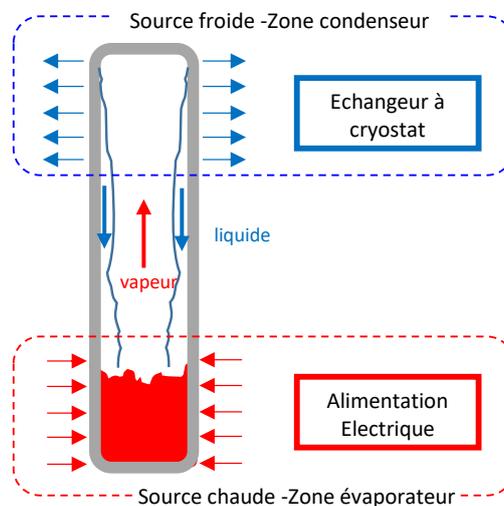


Figure 4-1: Schéma de principe du montage expérimental à concevoir.

Le caloduc est un tube creux divisé en trois zones : l'évaporateur, la zone adiabatique, le condenseur. Le système doit être démontable ou amovible, et surtout muni d'un système de remplissage en naphthalène, compte tenu de sa nature solide dans les conditions ambiantes.

Sur le plan thermique, le système est isolé pour minimiser les pertes dans l'environnement et assurer au mieux les bilans thermiques dans chaque zone. Sur le plan métrologique, il est nécessaire d'avoir le maximum d'information des températures le long du caloduc et donc d'installer des thermocouples dans chacune des zones caractéristiques (évaporateur, zone adiabatique, condenseur). Cependant, ces thermocouples ne peuvent être placés que sur la face externe du tube, car le thermosiphon, par définition, est un système fermé. Enfin, un système d'acquisition est mis en place et un programme d'acquisition, de stockage, de traitement et d'analyse sous environnement LabVIEW sera développé. Ce dernier permet, bien sûr, aussi de contrôler les conditions aux limites des tests réalisés, notamment le réglage de la puissance à l'évaporateur.

La Figure 4-2 précise les différents dispositifs qui devront être mis en place pour le fonctionnement du thermosiphon au naphthalène et l'exploitation des mesures.

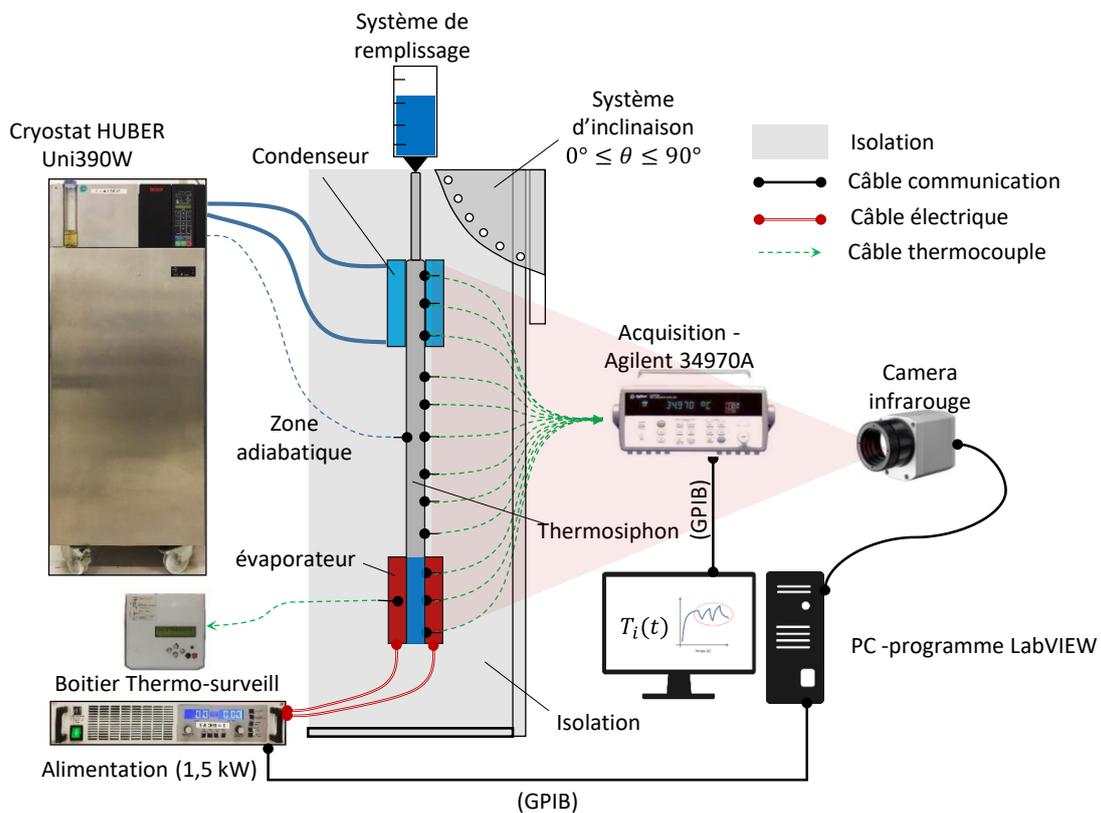


Figure 4-2: Schéma descriptif du banc « Thermosiphon au naphthalène ».

En définitive, le banc « thermosiphon au naphthalène » développé au sein du laboratoire est constitué des principaux éléments suivants :

- Tube cylindrique creux thermosiphon en acier inoxydable, auquel est associé un système spécifique de remplissage en naphthalène,
- Système électrique assurant le chauffage à l'évaporateur (source chaude),

- Système d'échangeur assurant le refroidissement au condenseur (fluide frigorigène piloté en température par un cryostat : source froide),
- Instruments de mesure et métrologie associées à la mesure de température de peau externe du thermosiphon,
- Système de commande, d'acquisition et de traitement des données sous environnement LabVIEW, via une interface homme-machine pilotable sur ordinateur,
- Enfin, une structure mécanique supportant le thermosiphon, la métrologie associée et son isolation. Cette structure est mobile et orientable par rapport à l'axe vertical (de 0° : vertical à 90° : horizontal) afin de permettre de réaliser des tests avec inclinaison.

Les paragraphes suivants présentent brièvement la réalisation et la mise en place du « banc caloduc thermosiphon » en appuyant sur les éléments qui nous ont paru importants, voire essentiels pour l'exploitation et l'analyse qui seront faites par la suite dans le chapitre 5.

4.2 Présentation détaillée du banc caloduc thermosiphon

4.2.1 Cahier des charges de la géométrie du thermosiphon au naphthalène

La taille du thermosiphon détermine l'architecture du montage et la technologie de chaque élément du banc thermosiphon [93]. Il est donc nécessaire de définir la configuration du tube principal qui forme le corps du thermosiphon.

Dans le cadre de ce travail, le naphthalène a été choisi comme fluide de travail prometteur pour cette étude. Toutes ses caractéristiques détaillées ont été présentées précédemment (cf. §3.4.4). En raison de la compatibilité avec le fluide de travail choisi, il convient de choisir la nature du matériau. Compte tenu du fluide utilisé, les matériaux compatibles avec le naphthalène sont rares (cf. §3.4.5) et nous choisissons l'acier inoxydable, qui répond aussi aux contraintes de pression. En effet, les conditions de saturation présentées par Mantelli *et al.* (cf. §3.4.4) indiquent un couple pression/température de 1,06 bar à 220 °C (température vapeur) jusqu'à 39,94 bars à 475 °C (température vapeur). L'acier inoxydable répond à ces contraintes de pression et de température (cf. Annexe-H).

Un tube en acier inoxydable AISI 304L (0,02% C, 17 à 19% Cr, 9 à 11% Ni, 1% Si, 2% Mn, 0,04% P et 0,03% S) de diamètre intérieur 23,9 mm a été choisi pour envelopper le fluide de travail. C'est un tube d'épaisseur de paroi 1,5 mm et de longueur 1 m. En effet, les contraintes proposées par PSA (cf. §1.6.1) imposent une longueur entre source chaude (ligne d'échappement) et source froide (convertisseur thermoacoustique) d'une distance de 1 m. Nous intégrons cette contrainte dans notre système.

Le thermosiphon est divisé en trois zones de longueur différente : l'évaporateur est de longueur 20 cm, la zone adiabatique de longueur 60 cm, et enfin le condenseur de longueur 20 cm. Pourquoi ces dimensions ? Les tailles des systèmes qui pourraient être mis en place sur un véhicule automobile ont inspiré et plus ou moins « conditionné » notre choix des longueurs des zones condenseur et évaporateur.

La Figure 4-3 présente les dimensions du thermosiphon retenues.

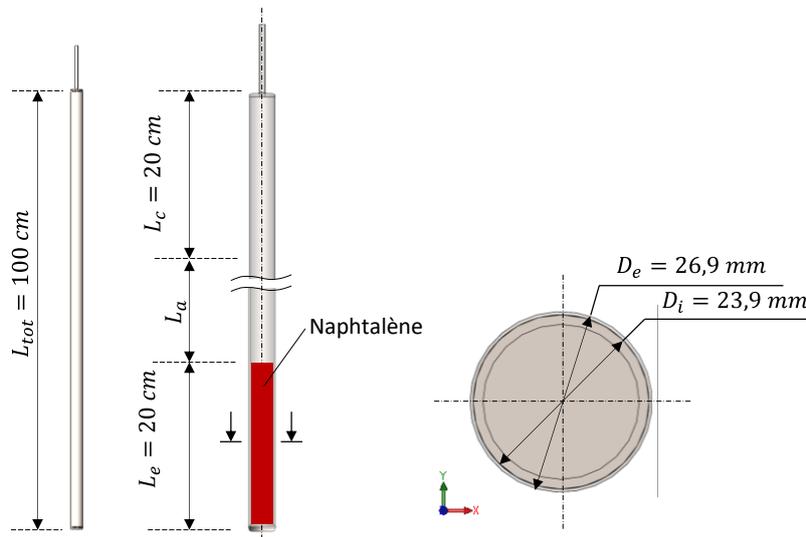


Figure 4-3 : Dimensions géométriques du tube thermosiphon au naphthalène.

Le Tableau 4-1 présente les caractéristiques du tube caloduc thermosiphon utilisé.

Caractéristique géométrique	Notation	Valeur
Matériau		Acier inoxydable AISI 304L
Etat de surface interne		Lisse
Longueur totale	L_t	1 m
Longueur de l'évaporateur	L_e	0,2 m
Longueur du condenseur	L_c	0,2 m
Longueur de la zone adiabatique	L_a	0,6 m
Diamètre intérieur du tube	D_i	23,9 mm
Epaisseur du tube	e_t	1,5 mm
Section droite interne	S_i	$4,486 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
Surface d'échange de l'évaporateur	A_e	$1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
Surface d'échange du condenseur	A_c	$1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
Conductivité thermique	λ_t	15 W/m.K
Masse volumique	ρ_t	7900 kg/m ³
Chaleur massique	C_t	500 J/kg.K

Tableau 4-1: Paramètres caractéristiques du tube thermosiphon au naphthalène.

4.2.2 Conception et réalisation de la zone évaporateur (source chaude)

L'apport de chaleur à l'évaporateur est assuré par un système électrique permettant de maîtriser et de contrôler la puissance dissipée par effet Joule avec précision. Le principe de ce dispositif est basé sur la mise en place d'un bloc en cuivre sur toute la hauteur de la zone évaporateur dans lequel sont noyées plusieurs cartouches chauffantes cylindriques (résistances électriques). Ces cartouches sont montées en parallèle et reliées à une alimentation électrique pilotée en puissance. Des thermocouples sont insérés dans le bloc de cuivre afin de mettre en sécurité le système des résistances. Enfin, l'alimentation électrique est reliée à un PC sur lequel est développé le programme d'acquisition, de contrôle, de traitement des données sous environnement LabVIEW. Le schéma de principe de ce système est illustré par la Figure 4-4.

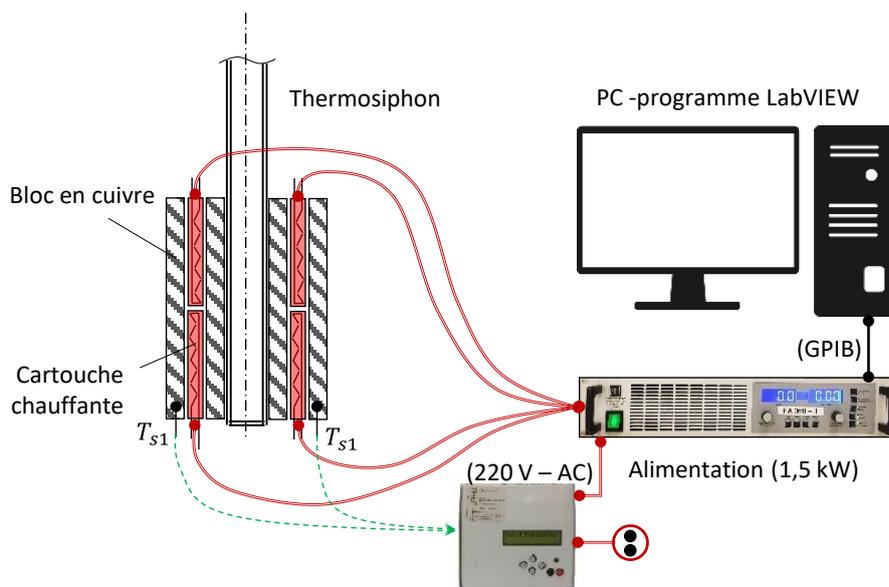


Figure 4-4 : Schéma de principe du système de chauffage à l'évaporateur.

Voyons comment est conçu le système de bloc en cuivre. L'objectif de ce système est de chauffer la section de l'évaporateur du thermosiphon de manière la plus uniforme possible et de permettre de monter à des températures élevées de 450 °C. En réalité, compte tenu des résistances thermiques de l'inox, il sera nécessaire de monter un peu plus haut en température, car ces températures sont celles du naphthalène au sein du caloduc mais pas celle de la paroi à l'évaporateur. La puissance thermique souhaitée sera pilotée automatiquement sous LabVIEW.

En ce qui concerne le bloc de cuivre, il est composé de deux blocs semi-cylindriques de longueur 20 cm, de diamètre extérieur 55 mm et de diamètre intérieur 26,9 mm. Chaque semi-cylindre est perforé de 6 trous de 8 mm de diamètre. Chacun de ces trous sert à accueillir 2 cartouches chauffantes de longueur 10 cm. Chaque bloc semi-cylindrique est donc muni de 6 cartouches électriques. Enfin les deux blocs semi-cylindriques sont maintenus autour de la zone évaporateur au moyen de 6 entretoises et de vis de serrage en inox. La Figure 4-5 donne une visualisation de l'ensemble « bloc évaporateur ».

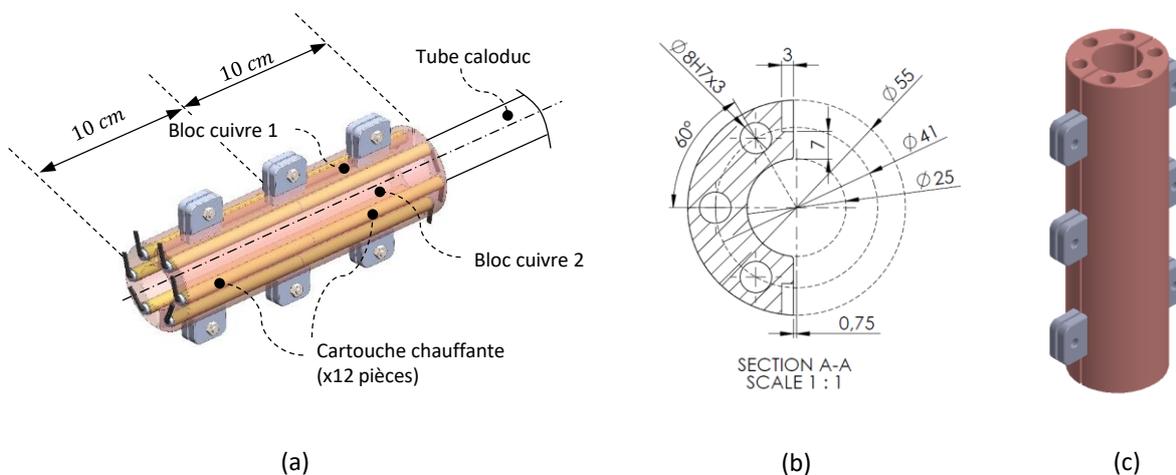


Figure 4-5: Conception de l'évaporateur : (a) Composants ; (b) Dimensions du bloc de cuivre ; (c) Vue 3D d'un bloc semi-cylindrique.

Le choix de ce système « cartouches chauffantes / bloc de cuivre » est de maîtriser les conditions de chauffage à l'évaporateur avec précision, et le système d'alimentation électrique y répond parfaitement. Le choix de 12 cartouches n'est pas aléatoire : au contraire, nous avons recherché à optimiser la répartition du flux de chaleur sur la surface de contact de la zone évaporateur. Le recours à deux blocs de cuivre, de très grande conductivité thermique, permet de dissiper la chaleur émise par effet Joule dans la masse de cuivre afin d'obtenir une répartition la plus homogène possible de la chaleur. Enfin, le nombre de cartouches a été déterminé en prenant en compte un système multi-sources réparties qui peut fonctionner même si une des cartouches venait à être mise en défaut. De fait, toutes les cartouches sont identiques et leurs spécifications techniques sont détaillées dans le Tableau 4-2.

Produit	VULSTAR®
Matériau	Acier inoxydable AISI 321
Tension d'alimentation	230 V (1P)
Diamètre extérieur	8 mm
Longueur	100 mm
Puissance chauffage maximale	250 W
Conducteurs	Nickel tressé souple avec isolant en céramique
Température de raccordement maximale	350 °C

Tableau 4-2 : Spécifications techniques de la cartouche chauffante utilisée.

La Figure 4-6 présente le montage ainsi réalisé : mise en place des 6 cartouches sur la face supérieure, et système de protection thermique adjoint.

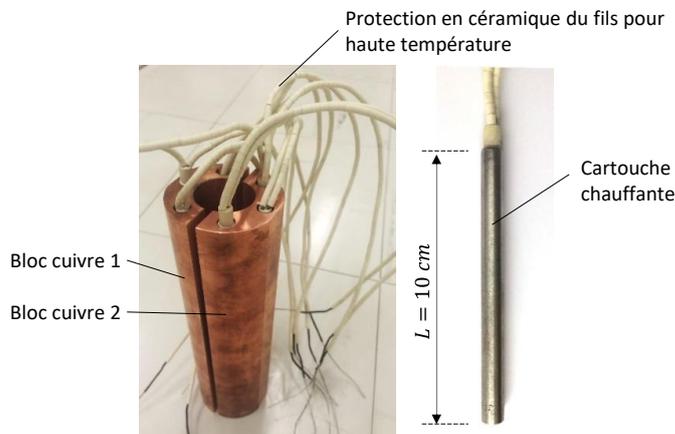


Figure 4-6 : Zone évaporateur – Détails de la mise en place des cartouches chauffantes dans les blocs de cuivre.

Un module de sécurité indépendant a été mis en place sur ce montage qui permet de couper le circuit de chauffe lorsque la température en surface du bloc évaporateur dépasse une température de consigne prédéterminée (Figure 4-6).

Un boîtier « *Thermo-surveillance* » (cf. §2.4.4) a été mis en place et est destiné à assurer la sécurité des éléments chauffants afin d'éviter les surchauffes destructrices. Il permet le suivi de deux valeurs températures T_1 et T_2 qui sont mesurées par deux thermocouples de type K ($\Delta T/T = 0,4\%$ ou $\pm 1,1^\circ\text{C}$). Lorsqu'une température dépasse le seuil programmé, le boîtier coupe la ligne d'alimentation des cartouches chauffantes.

Enfin, l'alimentation programmable utilisée est une alimentation DC de marque Chroma® model 62012P-100-50 permettant de fournir une puissance maximale de 1500 W. Elle est reliée à un ordinateur par connexion GPIB. Un programme LabVIEW est développé pour piloter la puissance électrique fournie par l'alimentation en temps réel : la tension et l'intensité du courant sont ainsi enregistrées.

4.2.3 Conception et réalisation de la zone condenseur (source froide)

L'objectif du système de refroidissement est d'assurer en premier lieu l'évacuation de la chaleur du thermosiphon dans la zone condenseur, afin que la vapeur produite au niveau de l'évaporateur se condense sur les parois de cette zone condenseur. Mais en même temps, le système imaginé doit être pilotable afin de permettre, dans notre cas, de régler le point de fonctionnement du thermosiphon, c'est-à-dire de régler la température souhaitée de la vapeur dans la zone adiabatique.

Pour ce faire, le système imaginé repose sur la conception d'un échangeur-condenseur externe au tube du caloduc mais qui doit être positionné au contact de la surface de la zone condenseur du caloduc sur toute sa hauteur. La Figure 4-7 montre le principe du condenseur et le système de refroidissement qui permet de contrôler la température adiabatique du thermosiphon.

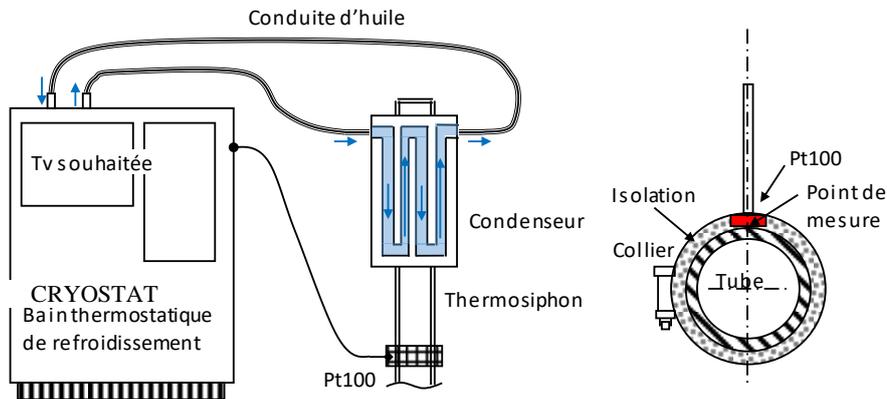


Figure 4-7 : Schéma de principe du contrôle de la température adiabatique du caloduc.

Le fluide de refroidissement est de l'huile Dowtherm A, qui circule dans un réseau interne au condenseur (présenté dans une partie ultérieure) pour extraire la chaleur. Cette huile est ensuite envoyée vers un cryostat qui évacue la chaleur et maintient le bain d'huile à une température constante adéquate.

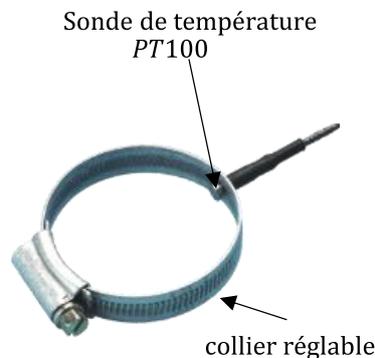


Figure 4-8 : Sonde PT100 utilisée pour le contrôle de la température adiabatique.

Le contrôle de la température de l'huile de refroidissement est obtenu au moyen d'une sonde PT100 configuration 3 fils, montée sur collier réglable (Figure 4-8) placé sur la face externe du caloduc, au milieu de la zone adiabatique. Cette sonde fonctionne à partir d'une mesure de la résistance électrique d'un composant interne constitué d'un matériel pur et homogène (platine, nickel ou cuivre). Il se présente sous la forme d'un fil très fin bobiné autour d'un cylindre en céramique. Un étalonnage est fait à partir de la variation de la résistance électrique du composant à différentes températures. Il permet d'effectuer une lecture de la température entourant la sonde avec une précision de l'ordre de $\pm 0,1$ °C dont les caractéristiques sont mentionnées dans le Tableau 4-3.

Produit	Sonde montée sur collier
Montage	3 fils
Élément sensible	Platine 100 ohms de tolérance classe B - norme NF EN 60751
Tailles de collier	32 à 50 mm
Température de tuyauterie	-50 °C à 350 °C
Sortie	2 mètres de câble isolé soie de verre sous tresse inox

Tableau 4-3 : Sonde PT100

La conception de l'échangeur-condenseur dans lequel circule l'huile Dowtherm A et qui doit assurer la fonction de refroidissement du naphthalène est présentée. Cet échangeur est composé de deux blocs semi-cylindriques en acier inoxydable. Chaque bloc est de 60 mm de diamètre extérieur, 26,9 mm de diamètre intérieur et 240 mm de longueur. Quatre rainures de 8 mm de large par 10 mm de haut sont creusées dans la masse du bloc et distribuées uniformément selon l'axe longitudinal du bloc sur sa face externe, constituant ainsi un réseau dans lequel circulera le Dowtherm A. Chaque bloc est un échangeur comprenant une entrée et une sortie, permettant ainsi la circulation du liquide de refroidissement par un réseau creusé dans sa structure. Le passage du fluide est fermé par une coque également en inox. Deux raccords mâles sont soudés à l'entrée et la sortie de chaque bloc pour assurer la connexion avec les tuyaux flexibles du système de refroidissement. Les deux blocs ainsi fabriqués sont ensuite assemblés et fixés par les vis de serrage en vis-à-vis autour du tube thermosiphon sur toute la hauteur de la zone condenseur permettant ainsi d'assurer un contact parfait avec la surface externe du tube thermosiphon. La Figure 4-9 présente une vue 3D du condenseur fabriqué.

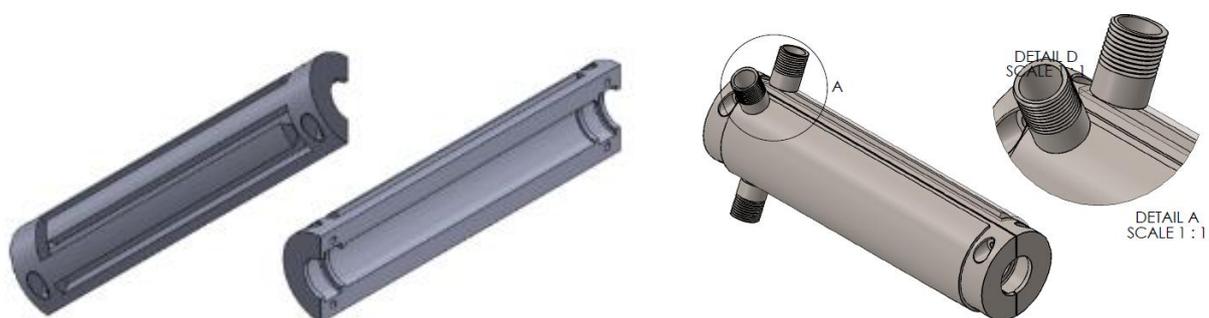


Figure 4-9 : Modèle 3D des blocs-condenseur.

Toutes les dimensions des demi-coquilles sont détaillées dans la Figure 4-10.

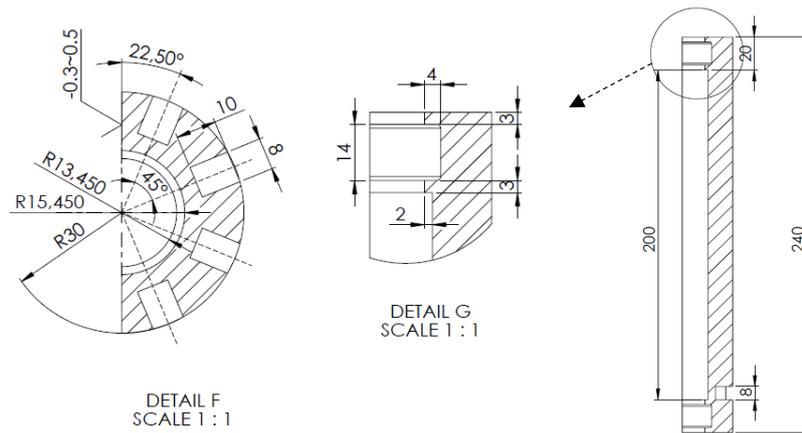


Figure 4-10 : Dimensions détaillées du bloc condenseur.

Les deux blocs assurant la fonction de condenseur ont été fabriqués au sein du laboratoire. La Figure 4-11 montre deux demi-coquilles du condenseur ainsi réalisées et opérationnelles.



Figure 4-11: Blocs échangeur-condenseur opérationnels.

Si les blocs sont en acier inoxydable, on voit très clairement sur cette figure qu'une partie en cuivre est ajoutée sur la face interne des deux blocs. En effet, une tôle en cuivre d'épaisseur 1 mm a été arrondie et est placée entre la surface du tube thermosiphon en inox et la face interne du condenseur en inox. Pourquoi cette plaque est-elle très utile, voire essentielle ?

Sans celle-ci, le tube thermosiphon est séparé de l'échangeur par une lame d'air d'épaisseur 2 mm maximale (cf. Annexe-K). Dans ce cas, le contact entre le tube thermosiphon et l'échangeur-condenseur ne peut se faire que par les extrémités basse et haute identifiées sur la Figure 4-10 (zone encerclée). L'air joue alors le rôle d'isolant thermique et la résistance thermique au condenseur est alors très importante, limitant ainsi le transfert de la chaleur vers le fluide de refroidissement. Cette configuration peut être intéressante dans le cas où on souhaite un transfert d'une puissance limitée de flux tout en ayant une température importante de la vapeur dans le thermosiphon.

Dans le cas contraire, si on souhaite évacuer beaucoup de flux, alors ce système n'est plus opérationnel, justement à cause de la forte résistance de la lame d'air. Le but de cette tôle est de diminuer l'épaisseur de la lame d'air et d'améliorer la conductance thermique du condenseur. De fait, nous avons dimensionné une épaisseur de matériau conducteur permettant de faciliter le transfert vers le fluide de

refroidissement, d'où la présence de la tôle en cuivre. Cependant, il faut prendre en compte que, si le flux est très important il faut éviter d'aboutir à des conditions de fonctionnement dans lesquelles le fluide de refroidissement pourrait être amené à bouillir dans la zone condenseur.

Pour toutes ces raisons, un compromis a été trouvé pour permettre le fonctionnement du système dans le maximum de situations d'échange et donc la tôle en cuivre ne recouvre qu'une partie de la zone libre entre le tube thermosiphon et l'échangeur-condenseur, le vide restant étant occupé par l'air. Enfin, des rainures sont réalisées sur chaque bloc condenseur afin de faire un passage pour les thermocouples qui sont fixés sur la surface externe du tube thermosiphon, comme nous le montrerons plus loin.

Si les températures de saturation du fluide de travail s'échelonnent entre 220 °C (1,06 bars) et 460 °C (34,28 bars), cela signifie que la température du thermosiphon au niveau du condenseur pourra varier sur une large gamme. Il est nécessaire d'avoir un dispositif de refroidissement capable d'évacuer une puissance importante pouvant atteindre jusqu'à 1500 W au moyen du fluide de refroidissement. Pour assurer ce refroidissement nous utilisons un cryostat de type HUBER Uni390W [169]. Celui-ci permet de maintenir l'huile Dowtherm A à une température dans sa plage de fonctionnement entre -90 °C et 200 °C. Les spécifications techniques du cryostat sont données dans le Tableau 4-4.

Paramètres caractéristiques	Valeurs ou données
Plage de température de fonctionnement	-90 °C – 200 °C
Liquide de refroidissement	Dowtherm A
Stabilité à la température à -10 °C	0,02 °C
Capteur de température interne	Pt 100
Connexion externe du capteur	Pt 100
Puissance de chauffage	6 kW
Liquide réfrigérant	Eau
Dimensions LxPxH	600 x 700 x 1560 mm
Poids net	424 kg
Alimentation (3 phases)	400 V ~ 50 Hz
Courant maximum (3 phases)	21,5 A
Température ambiante minimum	5 °C

Tableau 4-4 : Spécifications techniques du cryostat Huber Uni390W.

Ces systèmes de chauffage et de refroidissement étant opérationnels, il convient maintenant de détailler l'instrumentation et la métrologie disposée sur le tube thermosiphon.

4.2.4 Métrologie du tube thermosiphon

Le tube thermosiphon au naphthalène ainsi réalisé est instrumenté de 22 thermocouples de type N (Nicrosil : alliage de nickel, chrome (14 %), silicium (1,5 %) / Nisil : alliage de nickel, silicium (4,5 %), magnésium (0,1 %)) destinés aux mesures de profils de température tout le long du tube. Ces couples sont assez sensibles ($\Delta T/T = 0,4\%$ ou 1,1°C) et ont une meilleure répétabilité entre 300 °C et 500 °C par rapport aux autres types.

La position et le nombre de thermocouples a été choisi de manière à pouvoir décrire au mieux le comportement du thermosiphon dans chacune des trois zones caractéristiques. De fait, nous avons choisi de positionner ces thermocouples sur la surface externe du tube le long d'une même verticale répartis ainsi, et comme le présente la Figure 4-12 :

- 5 thermocouples notés T_{e1}, \dots, T_{e5} sont séparés de 4,5 cm sur les 20 cm de la zone évaporateur,
- 12 thermocouples notés T_{a1}, \dots, T_{a12} sont séparés de 5 cm sur les 60 cm de la zone adiabatique,
- 5 thermocouples notés T_{c1}, \dots, T_{c5} sont séparés de 4,5 cm sur les 20 cm de la zone condenseur.

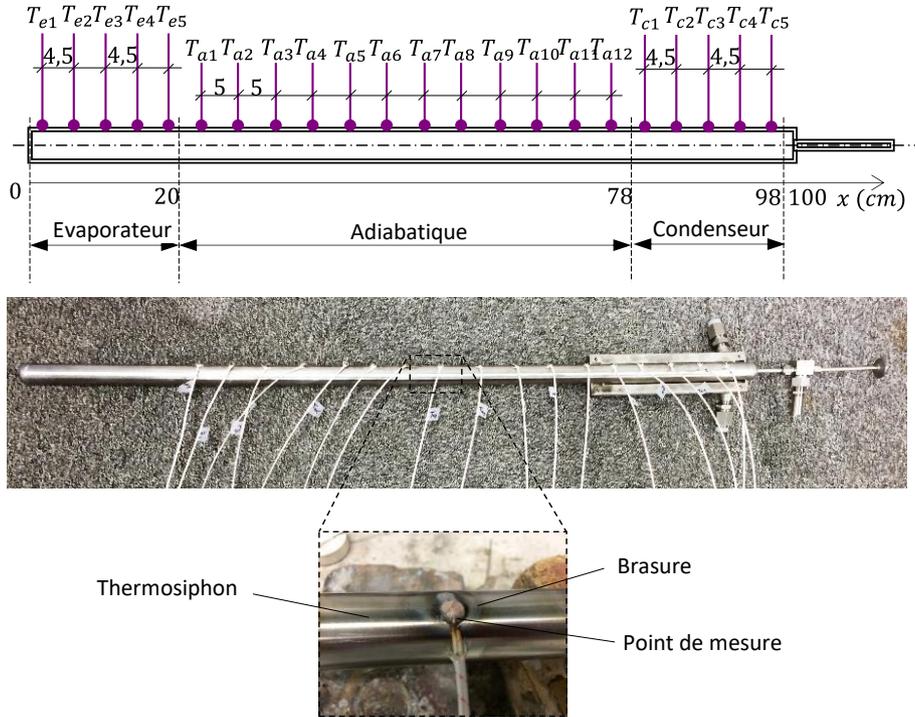


Figure 4-12 : Détail de placement des thermocouples et de leur brasage sur la surface externe du tube.

L'acquisition est réalisée au moyen d'une centrale d'acquisition HP-Agilent-34972A-16 bits équipée de deux cartes d'acquisition du type HP-34901A, comprenant 20 bornes chacune. La fréquence d'acquisition utilisée est de 10 Hz. Les tensions mesurées sont ensuite transférées au PC via une liaison GPIB, puis exploitées au moyen d'un programme sous environnement LabVIEW®, qui permet le stockage et le suivi temporel des différentes températures mesurées sur le banc caloduc thermosiphon (Figure 4-13).

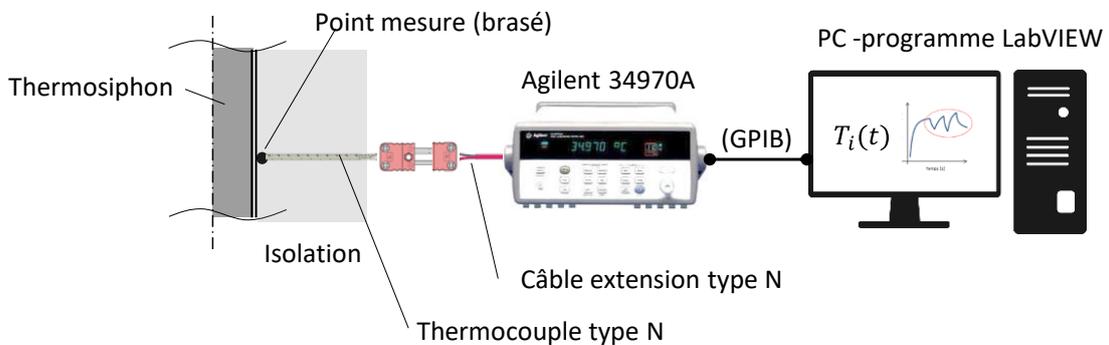


Figure 4-13 : Système d'acquisition et d'analyse des données issues des 22 thermocouples.

4.2.5 Contrôle du banc caloduc thermosiphon

Comme nous l'avons décrit au paragraphe précédent, les différentes mesures effectuées sur ce banc sont exploitées par un programme LabVIEW. Elles concernent :

- Les 22 mesures de température à la paroi du tube thermosiphon, réalisées à partir des 22 thermocouples de type N,
- La mesure de la température de paroi au centre de la zone adiabatique, réalisée par sonde à résistance PT-100,
- Mais aussi la mesure de puissance à l'évaporateur, à savoir la tension et l'intensité du courant circulant dans les 12 cartouches chauffantes en parallèle.

L'acquisition de ces données doit se faire en temps réel. En raison des différents organes à piloter durant les tests expérimentaux, nous avons centralisé l'acquisition des données et la commande des équipements sur ordinateur en utilisant le logiciel LabVIEW®. La Figure 4-14 présente le diagramme du fonctionnement du programme développé gérant ainsi les mesures et le pilotage des paramètres de contrôle.

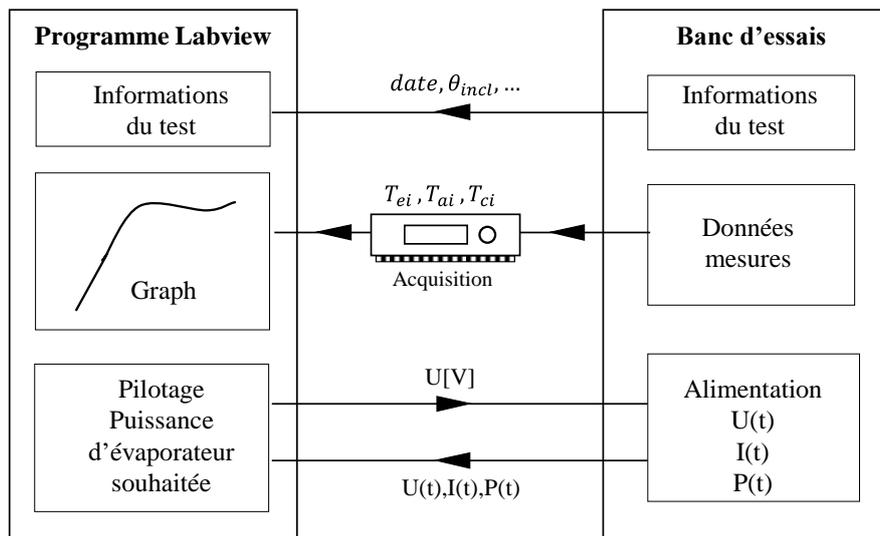


Figure 4-14 : Diagramme interactif entre le programme LabVIEW et le banc thermosiphon.

Le programme développé sous LabVIEW permet de développer une interface Homme-Machine graphique personnalisée permettant de visualiser l'ensemble des paramètres d'essais. Cette interface se décompose en plusieurs onglets : et se traduit par plusieurs écrans comme le présente la Figure 4-15. L'affichage de la température ambiante (cadre bleu en haut à gauche).

- L'affichage des paramètres limites de la source électrique : U, I, Φ (cadre rouge à gauche).
- L'affichage des paramètres instantanés de la source électrique : U, I, Φ (cadre vert à gauche) traduisant la puissance transmise à l'évaporateur.
- Un synoptique du thermosiphon présentant les 3 zones (condenseur en haut, zone adiabatique au centre et évaporateur en bas) auquel sont associées les valeurs de température instantanée mesurées sur les 22 thermocouples du thermosiphon (écran rouge central) présentées sur une plage 20°C (min) – 500°C (max).

- Enfin, une représentation graphique temporelle des températures du thermosiphon depuis le premier instant de mise en chauffe de la source chaude (graphe de droite).

Nous avons également réalisé des sous-programmes appelant des interfaces graphiques permettant de configurer et d'initialiser les instruments de mesure et de commandes.

Ce suivi en temps réel des mesures effectuées sur le banc caloduc thermosiphon permet donc d'évaluer le comportement instantané du naphthalène à l'intérieur du tube. Nous reviendrons par la suite (cf. §4.4) sur cette évolution. **Il est important de noter enfin que la température de vapeur, c'est-à-dire la température relevée au centre de la zone adiabatique, n'est pas le résultat d'une régulation.** En effet, cette température est obtenue après un **ajustement de la température du cryostat** : nous présenterons ultérieurement cette procédure dans un paragraphe dédié (cf. §4.3). Quoiqu'il en soit, la température de vapeur est une valeur clé du dispositif.

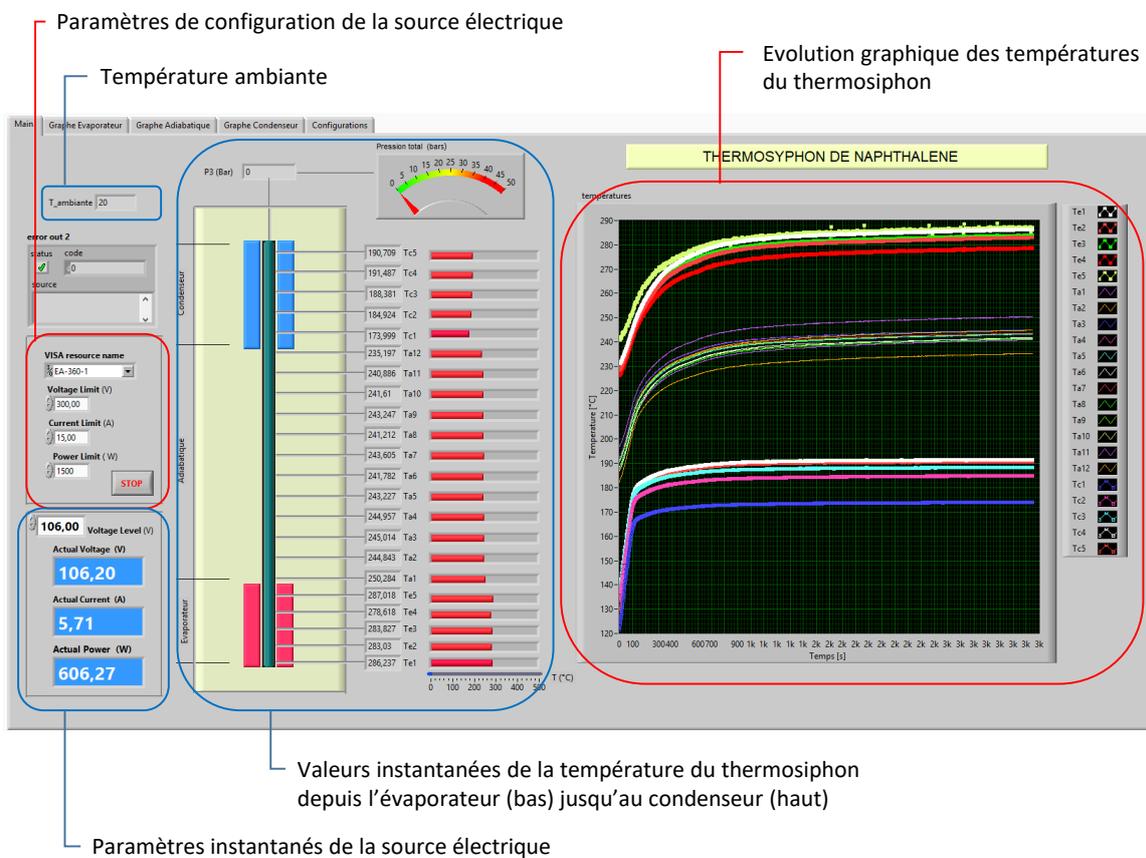


Figure 4-15: Interface H-M du banc thermosiphon.

4.2.6 Système spécifique de remplissage du thermosiphon au naphthalène

Dès lors que le tube thermosiphon est instrumenté en thermocouples, il est alors possible de procéder à son remplissage en naphthalène. Cette phase n'intervient qu'après avoir placé les 22 thermocouples, car lors de la phase de brasage, nous utilisons une source de chaleur importante pour assurer le brasage des couples sur la surface externe du tube, source qui pourrait détériorer le naphthalène et mettre en péril le caloduc. La phase de brasage est donc effectuée en tube ouvert à ses deux extrémités inférieure et supérieure.

Enfin, une dernière étape consiste à fermer le thermosiphon. Le tube est fermé à son extrémité inférieure en soudant un fond semi-sphérique creux en inox. A l'extrémité supérieure, un dispositif spécifique en inox permettant le remplissage a dû être conçu et sera présenté dans ce paragraphe. Il est soudé, assurant ainsi la fermeture complète du tube. Présentons maintenant l'étape de remplissage du caloduc thermosiphon.

Après les procédures de soudage et de nettoyage et avant les procédures de charge du fluide de travail, le tube thermosiphon doit être bien vidé pendant une longue période. Le but de cette étape est d'assurer que les gaz (air intérieur du tube) sont complètement évacués et que le tube est absolument « vide ». Pour ce faire, un appareil spécial muni d'une pompe à vide intégrée a été utilisé comme le montre la Figure 4-16.

Tout d'abord, le tube thermosiphon est connecté par un raccord dédié. La vanne A est ouverte, la pompe à vide fonctionne et permet d'extraire l'air ou tout autre gaz contenu dans le tube. Le niveau de vide (pression) à l'intérieur du tube peut être observé par l'écran au-dessus de l'appareil. La première mise à vide a été effectuée sur une période de 24 heures pour atteindre une pression interne très basse. Avant de l'arrêter, la vanne A doit être fermée.

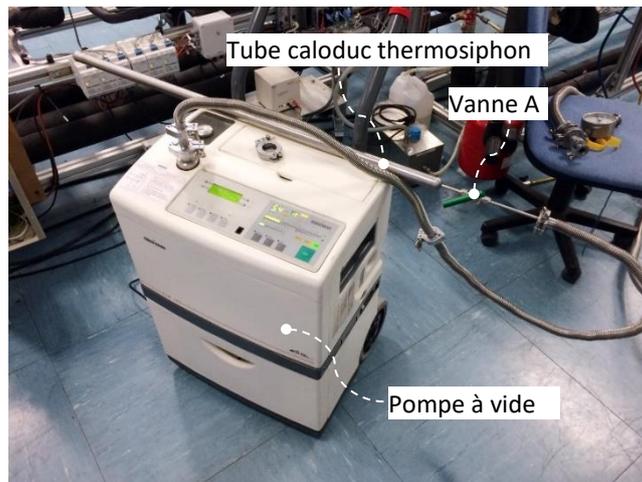


Figure 4-16 : Système de pompe à vide et liaison avec le thermosiphon.

Ensuite, le tube thermosiphon a été soumis à des tests de « fuite de vide ». De petites fuites peuvent compromettre le comportement opérationnel des thermosiphons, car des gaz non-condensables (air, vapeur d'eau...) peuvent pénétrer dans le tube. Les tests d'étanchéité doivent être effectués au moyen de détecteurs de fuites très sensibles, qui utilisent un spectromètre de masse pour détecter de très petites quantités d'hélium aspiré provenant de l'extérieur de l'enveloppe du thermosiphon. Le vide est considéré de bonne qualité si le détecteur de fuite d'hélium indique 10^{-9} mbar soit 10^{-1} MPa.

Afin de charger dans le tube thermosiphon une certaine quantité de naphthalène qui est un fluide de travail spécial et très inhabituel puisqu'il est à l'état solide dans les conditions ambiantes, un processus de remplissage par le vide a été proposé et utilisé particulièrement dans cette étude. Comme le montre la Figure 4-17, le principe du système de remplissage du naphthalène est constitué de 2 étapes principales. Ce sont :

- Etape n°1 : chargement de naphthalène solide dans un réservoir ouvert relié à un réservoir fermé.
- Etape n°2 : remplissage du naphthalène à l'intérieur du tube thermosiphon.

De ce fait, les équipements nécessaires à cette procédure sont : une pompe à vide ; 3 vannes haute température A, B et C en inox ; un vacuum-mètre ; des tubes inox de diamètre 8 mm ; un réservoir ouvert (Réservoir 1) et un réservoir fermé (Réservoir 2) ; chauffage électrique. Le remplissage ne peut se faire que lorsque ce système est soudé sur le tube thermosiphon dans sa partie supérieure.

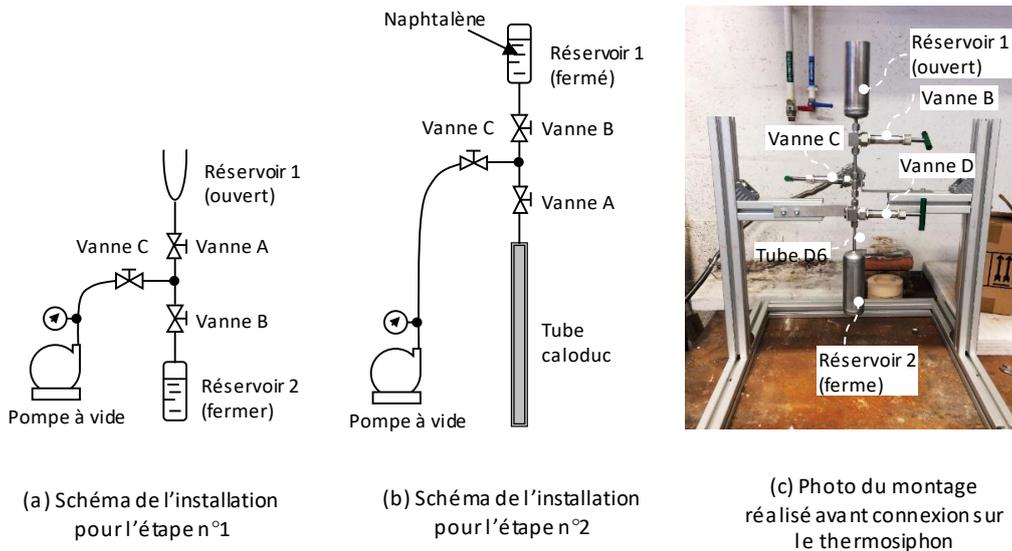


Figure 4-17: Schéma de principe et dispositif de remplissage.

Le protocole pour l'étape n°1 se décompose en différentes actions successives qu'il convient de respecter scrupuleusement pour réussir avec succès cette étape :

A₁ : Mise en place des équipements nécessaires pour l'étape 1 comme indiqué dans la Figure 4-17a. Les vannes A, B, C sont fermées.

A₂ : Détermination de la quantité de naphthalène correspondant au taux de remplissage souhaité à charger dans le thermosiphon. Le taux de remplissage est le rapport entre le volume de fluide liquide au repos rapporté au volume interne du tube de la zone évaporateur. Ici nous prendrons un taux de 100%.

A₃ : Mise en place de la masse de naphthalène solide dans le réservoir ouvert.

A₄ : Mise en marche de la pompe à vide.

A₅ : Ouverture des vannes B et C pour vider le réservoir fermé. Le vide est considéré de bonne qualité si la vacuum-mètre affiche moins de 10^{-1} MPa. Fermeture de la vanne C.

A₆ : Chauffage externe du réservoir ouvert contenant le naphthalène solide par un réchauffeur électrique afin de monter à une température supérieure à 80 °C pour faire fondre le naphthalène solide (couleur blanche) et le transformer en liquide (transparent). Chauffage simultané des vannes et des tubes métalliques inox pour avoir une température moyenne de toute la ligne supérieure à 80 °C.

A₇ : Lorsque tout le volume du naphthalène dans le réservoir ouvert est liquide, ouvrir tout doucement la vanne A. Grâce à la pression différentielle, le naphthalène liquide est automatiquement chargé à l'intérieur du réservoir fermé.

A₈ : Visualisation de la réduction du niveau de naphthalène liquide dans le réservoir ouvert. Fermeture rapide de la vanne A, puis de la vanne B lorsque le niveau de liquide atteint le fond du réservoir, afin d'empêcher de nouveau de l'air d'entrer dans le tube.

A₉ : Finalement, la masse de naphthalène nécessaire correspondant au taux de remplissage choisi dans le thermosiphon est chargée complètement dans le réservoir fermé sans gaz non condensables.

Le protocole pour l'étape n°2 se décompose en différentes actions successives qu'il convient de respecter tout aussi scrupuleusement pour réussir avec succès cette seconde étape. Les équipements nécessaires pour cette étape sont installés comme indiqué dans la Figure 4-17b et la Figure 4-17c. Cette étape peut être opérée ultérieurement de l'étape précédente.

B₁ : Les vannes A, B, C sont fermées. Rappelons ici que le naphthalène est seulement rempli dans le tube thermosiphon après le nettoyage et le vidage ainsi que le test d'étanchéité.

B₂ : Mise en marche la pompe à vide.

B₃ : Ouverture de la vanne C pour vider l'air dans l'espace intérieur entre les 3 vannes. Le vide est considéré de bonne qualité si la vacuum-mètre affiche moins de 10^{-1} MPa. Fermeture de la vanne C.

B₄ : Chauffage autour du réservoir fermé par le réchauffeur électrique à une température supérieure à 80 °C pour faire fondre le naphthalène solide du réservoir fermé en liquide. Chauffage des vannes, des tubes métalliques bas pour avoir une température moyenne supérieure à 80 °C sur toute la ligne. En raison de la longueur du thermosiphon (1 m), maintenir le chauffage du système entier pendant une période d'environ 15 à 20 minutes pour s'assurer que la température du tube est bien maintenue au-dessus de 80 °C.

B₅ : Ouverture des vannes A et B en même temps. Grâce à la gravité, le naphthalène liquide descend jusqu'au fond du tube thermosiphon. Cette phase de l'opération prend un certain temps. Poursuite de la phase de chauffe de la partie haute du système de remplissage (réservoir fermé et vannes) pour assurer qu'il ne reste aucune quantité de naphthalène sur les parois intérieures de l'équipement.

B₆ : Fermeture de la vanne A. Finalement, le fluide de travail naphthalène avec une quantité correspondant au taux de remplissage souhaité a été rempli complètement dans le thermosiphon en s'assurant au mieux que la présence de gaz non condensables soit évitée au maximum.

B₇ : Arrêt du chauffage. Le naphthalène liquide repasse à l'état solide dans le thermosiphon chargé sous vide.

En définitive, cette procédure a été reproduite plusieurs fois avant de maîtriser la totalité des opérations à effectuer. La difficulté ici est de respecter toutes les étapes afin de s'assurer au mieux que :

- Le fluide initialement choisi (naphthalène) se présente sous forme solide et est intégralement chargé au sein du thermosiphon après fusion, donc sous forme liquide. Pour le taux de remplissage du caloduc choisi (100% du volume de la zone évaporateur, soit 89.7 cm³), la masse liquide est de $71.10 \text{ g} \pm 1.04 \text{ g}$.

- La phase de chargement ne s'accompagne pas de l'introduction non souhaitée d'éléments externes au naphthalène, c'est-à-dire de gaz non condensables qui pourraient modifier le comportement de celui-ci lors des tests (cf. chapitre 5).

L'ensemble du dispositif est donc maintenant réuni pour être assemblé et mis en place. La Figure 4-18 présente ainsi le caloduc thermosiphon rempli de naphthalène avec un taux de 100%, muni de son évaporateur en partie basse, de son échangeur/condenseur en partie haute, de ses 22 thermocouples répartis sur toute sa hauteur, ainsi que de son dispositif de remplissage soudé sur sa face supérieure.

Il ne reste plus qu'à disposer ce caloduc spécifique sur un support mécanique.

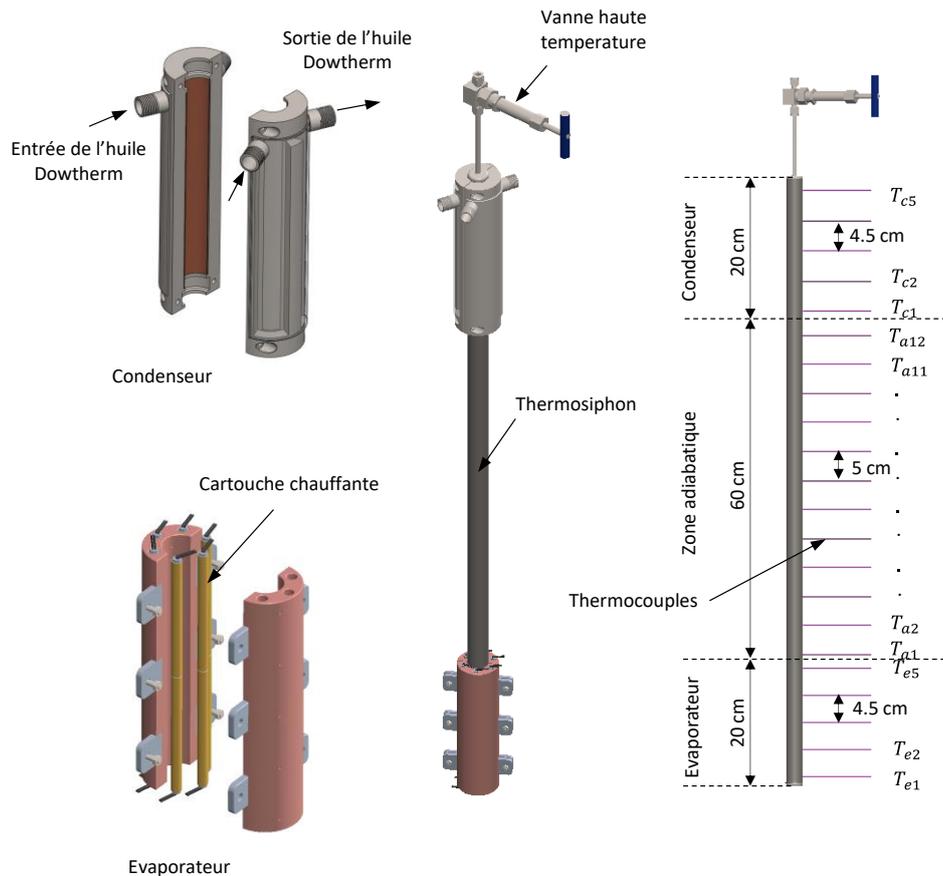


Figure 4-18 : Visualisation 3D du caloduc thermosiphon au naphthalène réalisé.

4.2.7 Structure mécanique support du thermosiphon et assemblage

Notre objectif est de pouvoir étudier le fonctionnement du thermosiphon rempli en naphthalène, en « jouant » sur la puissance à l'évaporateur comme sur l'évacuation de chaleur au condenseur. Le système de support doit donc permettre de maintenir le thermosiphon en position verticale la plus propice à son fonctionnement. Cependant un des points importants est de permettre aussi de réaliser des tests avec une position inclinée du thermosiphon. Nous avons donc imaginé un système de support qui permette d'incliner le thermosiphon d'un angle de 0° (position verticale) jusqu'à un angle de 90° (position horizontale). Les paragraphes suivants déclinent brièvement les points importants du dispositif technique et mécanique mis en place pour assurer cet objectif. En fait, la solution repose sur la mise en place du thermosiphon dans une première structure fixe, elle-même disposée sur une seconde structure fixe présentant une liaison mobile entre elles permettant l'inclinaison du thermosiphon.

La première structure réalisée est un support constitué de tubes rectangulaires en aluminium connectés entre eux par des vis de serrage et des équerres. Ce support d'une hauteur totale de 2m permet de positionner la partie haute du thermosiphon à 1,60 m, ce qui permet de placer les instruments de mesure tandis que la partie base permet de placer les instruments de mesure (alimentation électrique, système de sécurité, cartes d'acquisition...) en partie basse. Ensuite, le thermosiphon de hauteur 1 m doit être maintenu sur cette structure métallique, selon un axe parfaitement vertical et sans connexion présentant des déperditions thermiques, c'est-à-dire en imaginant des points d'ancrage qui ne sont pas des ponts thermiques. La Figure 4-19 montre le système retenu dans son ensemble pour cette première structure.

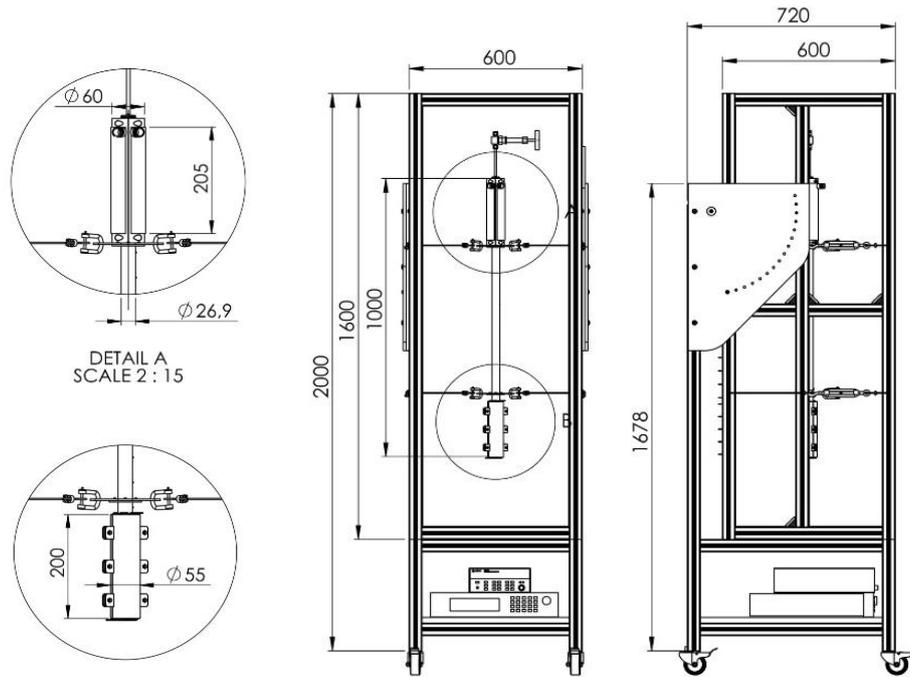
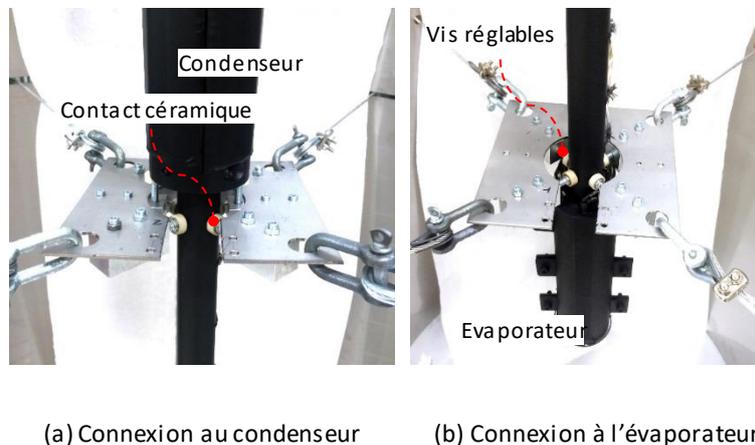


Figure 4-19: Système de support du thermosiphon et dimensions du montage réalisé.

La figure indique deux systèmes spécifiques qu'il a fallu imaginer pour réduire au maximum les pertes thermiques conductrices dans les supports du thermosiphon : ce sont les zones encerclées. Le détail de ces connexions est présenté sur la Figure 4-20 pour l'évaporateur et pour le condenseur.



(a) Connexion au condenseur

(b) Connexion à l'évaporateur

Figure 4-20 : Système de fixation du thermosiphon à l'évaporateur et au condenseur.

Le système retenu est composé de 4 câbles en acier inox reliés aux quatre coins de la structure. Chaque câble est lui-même prolongé par un dispositif d'attache par mousqueton. Deux par deux, les mousquetons sont ensuite reliés à une plaque métallique rectangulaire en acier sur laquelle sont vissés des vis inox dont les extrémités sont des disques céramiques de 2 mm d'épaisseur et de 10 mm de diamètre. Ces disques céramiques appuient sur la circonférence des systèmes au condenseur et à l'évaporateur en quatre points de contact répartis uniformément sur la circonférence des blocs cylindriques au condenseur Figure 4-20a, comme à l'évaporateur Figure 4-20b. De par ce système, les cylindres en céramique assurent le maintien du tube thermosiphon en position verticale, et en même temps permettent la minimisation des pertes thermiques.

Les efforts de fixation sont ainsi répartis entre les 8 points de contact, si bien que même la situation en position verticale ($\theta = 0^\circ$) ne posera pas de problème non plus en position inclinée (θ variable) comme le montre la Figure 4-21.

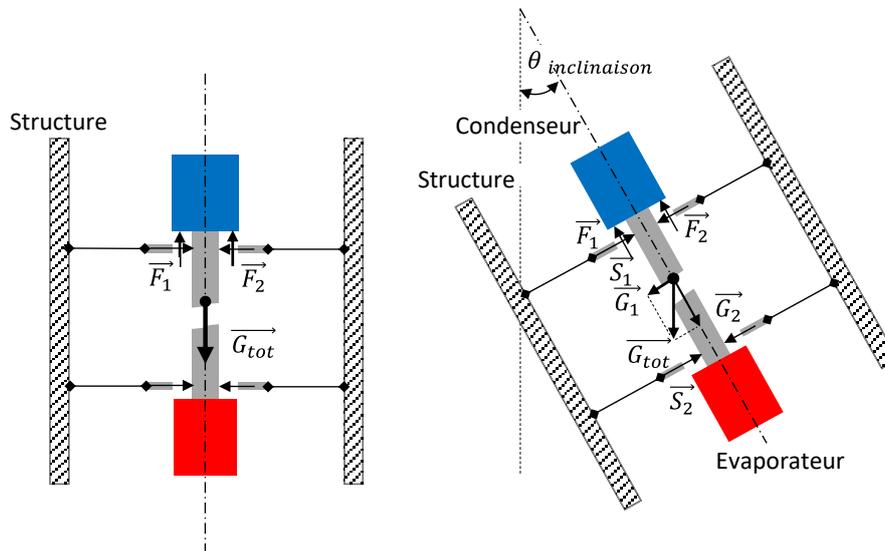


Figure 4-21: Schémas du principe de fixation du thermosiphon en position verticale et en position inclinée.

Une seconde structure est fabriquée aussi en tubes rectangulaires en aluminium (Figure 4-19) qui va recevoir la structure de base contenant le thermosiphon. Deux plaques sont placées dans la partie haute de cette seconde structure qui servent de connexion entre les deux structures. Ces plaques sont perforées de 16 trous orientés autour d'un arc de 90° , et séparés par un angle de 6° . Deux vis de réglage sont placées sur ces plaques, une par plaque, permettant de bloquer l'inclinaison de la structure 1 (comportant le thermosiphon) par rapport à la structure 2 (fixe et verticale) par pas de 6° . Ainsi il est possible d'avoir le thermosiphon en position verticale ($\theta = 0^\circ$), puis en position inclinée de $\theta = 6^\circ$ à $\theta = 84^\circ$, et enfin en position horizontale ($\theta = 90^\circ$). L'ensemble est stabilisé par des contrepoids placés à l'arrière de la structure 2. La Figure 4-22 identifie quelques possibilités d'inclinaison du thermosiphon sur le banc d'essais ainsi réalisé.

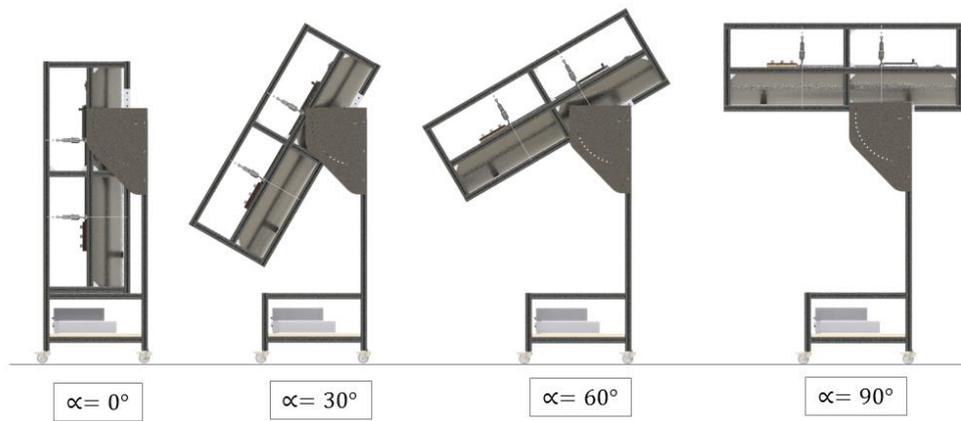


Figure 4-22: Exemple d'inclinaison du banc caloduc thermosiphon au naphthalène.

L'assemblage complet ainsi réalisé est illustré par la Figure 4-23, sur lequel on retrouve les éléments principaux : 1- système de remplissage, 2- structure mécanique, 3- système de fixation du tube thermosiphon sur la structure mécanique, 4- tube thermosiphon avec blocs évaporateur et condenseur, 5- boîtier « thermo-surveillance », 6- système d'acquisition HP-Agilent, 7- alimentation électrique de 1,5 kW, 8- pompe à vide, 9- thermocouples du thermosiphon, 10- structure - coque inox pour isolation, 11- prolongation des thermocouples, 12- boîte de distribution électrique des cartouches chauffantes.



Figure 4-23: Vue de face du banc expérimental thermosiphon au naphthalène.

Enfin, la réalisation de ces différentes parties sont mises en place pour permettre d'aboutir à une inclinaison du thermosiphon sur le banc d'essais. La Figure 4-24 présente le thermosiphon en position inclinée de 30° par rapport à la verticale.



Figure 4-24: Vue du thermosiphon au naphthalène en position inclinée.

4.2.8 Isolation du thermosiphon

Afin d'avoir des conditions de fonctionnement optimales sur le plan thermique et reproductibles, le tube thermosiphon doit être recouvert d'une couche d'isolant thermique permettant de minimiser au maximum les pertes thermiques à l'évaporateur, puis dans la zone adiabatique et enfin au condenseur. Il a été décidé de prendre le même isolant thermique que pour le banc gaz chauds (cf. §2.4.5), à savoir de l'Isulfrax LT Blanket haute température (cf. Annexe-F). Une évaluation de la couche d'isolant nécessaire pour réduire les pertes du système et assurer une température de surface externe du dispositif inférieure à 30 °C, a été modélisée et permet de conclure au recours à une épaisseur d'isolant d'au moins 30 cm (Figure 4-25).

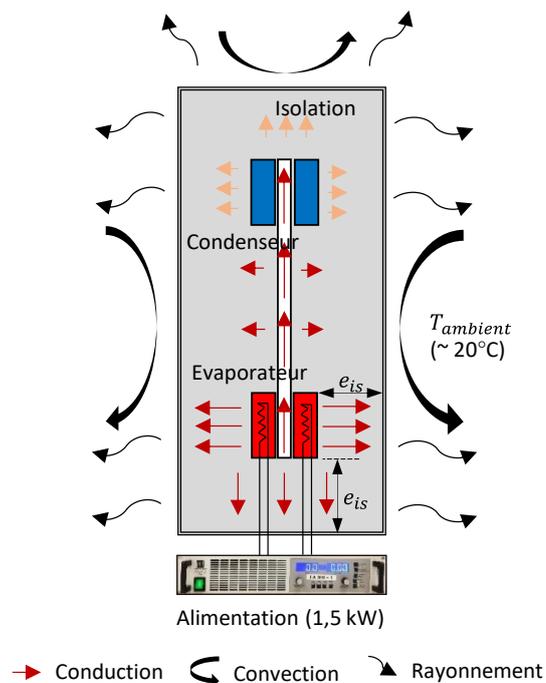


Figure 4-25: Isolation du tube thermosiphon à réaliser – Conditions aux limites thermiques.

L'isolant est donc placé tout autour du tube thermosiphon radialement, mais aussi dans sa partie inférieure (en dessous des blocs évaporateur en cuivre) et dans sa partie supérieure (au-dessous des blocs condenseur en cuivre), en intégrant aussi le système de remplissage en inox. Enfin, deux demi-coques en inox recouvrent le dispositif isolé ainsi que deux plaques horizontales au-dessous et au-dessus comme le montre la Figure 4-26.

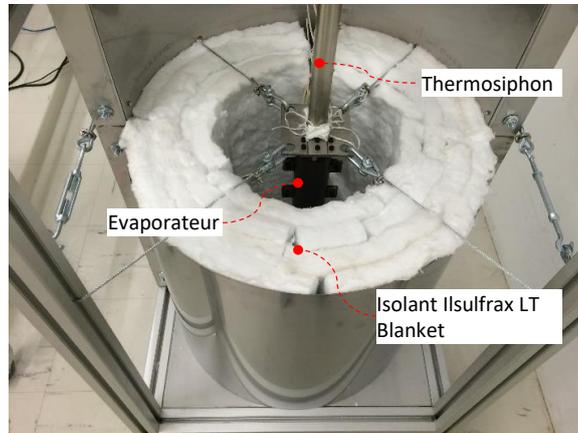


Figure 4-26 : Mise en place des couches isolant autour de la partie évaporateur

Une fois le système finalisé, tous les systèmes d'instrumentation disposés et connectés, le montage final est alors opérationnel pour permettre les premiers essais de fonctionnement. La Figure 4-27 permet de visualiser l'ensemble du montage caloduc thermosiphon au naphthalène en configuration de test, pour la position « thermosiphon » de référence (position verticale) ou pour toutes les autres possibilités d'inclinaison proposée (de 6° à 90°). Le montage caloduc thermosiphon au naphthalène a été réalisé par nos soins au sein du laboratoire.

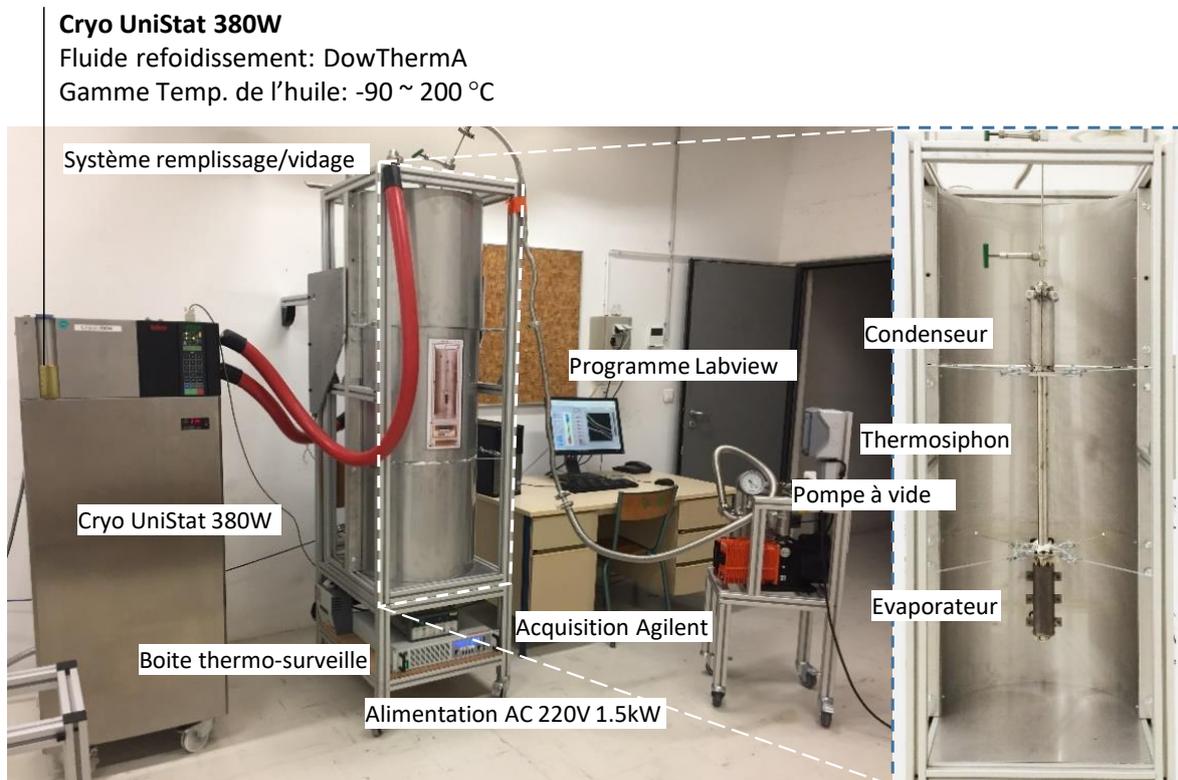


Figure 4-27: Vue d'ensemble du montage expérimental caloduc thermosiphon au naphthalène opérationnel.

Tout est prêt pour effectuer les premiers essais de faisabilité et de fonctionnement. Ceux-ci sont réalisés en position verticale de référence. Avant cela, il nous a fallu définir un protocole de mesures afin de ne pas mettre en péril notre système et de pouvoir réaliser les mesures dans de bonnes conditions.

4.3 Protocole de mesures du banc thermosiphon

Le protocole d'essais consiste à mettre en fonctionnement le banc thermosiphon en respectant un certain nombre d'étapes successives précises. En réalité deux paramètres sont essentiels pour fixer les conditions de fonctionnement du thermosiphon :

- La **puissance à l'évaporateur** : celle-ci est imposée par l'expérimentateur qui fixe la puissance de l'alimentation électrique.
- La **température vapeur** : compte tenu des phénomènes physiques au sein du caloduc thermosiphon, et des hypothèses simplificatrices justifiées, la température de paroi au centre de la zone adiabatique mesurée par la sonde PT100 doit être très représentative et quasiment égale à la température de saturation qui règne au sein du thermosiphon. Cette mesure est en effet effectuée par la sonde et permet de réguler la température du fluide de refroidissement au cryostat (huile Dowtherm A).

En définitive, la puissance évacuée au condenseur, comme la température froide au condenseur, ne sont alors qu'une conséquence de l'équilibre thermique entre la puissance thermique apportée à l'évaporateur et la température de vapeur souhaitée.

Le protocole repose sur les quelques étapes suivantes :

E₁ : Préparation du cas test. Démarrer la centrale d'acquisition, l'alimentation électrique et le cryostat. Vérifier la circulation du fluide froid (eau) du cryostat. Définir les conditions de test, à savoir la puissance thermique transmise par effet Joule à l'évaporateur (Q) et la température vapeur (T_v). Mise en marche du programme LabVIEW « *caloduc-thermosiphon* » qui permet de suivre en temps réel le fonctionnement complet du banc (cf. §. 4.2.5), c'est-à-dire les valeurs des 22 températures du thermosiphon, la température de la salle d'essais, ainsi que la puissance effective à l'évaporateur.

E₂ : Chauffe à l'évaporateur. Il faut imposer la puissance électrique souhaitée à l'évaporateur au moyen d'une consigne renseignée dans le programme LabVIEW.

E₃ : Montée en température du thermosiphon. Sous l'effet de la dissipation par effet Joule à l'évaporateur, les températures renseignées par les 22 thermocouples vont évoluer. La surveillance de cette évolution temporelle est réalisée avec attention à l'évaporateur (Te_1 à Te_5) et dans la zone adiabatique (Ta_1 à Ta_{12}). Lorsque la valeur de Ta_{12} commence à changer, nous mettons en marche le cryostat.

E₄ : Refroidissement au condenseur et contrôle de la température de vapeur T_v . Si on ne met pas en fonctionnement le cryostat, alors le système au condenseur fonctionnera avec une déperdition minimale de type convection naturelle, et la température au condenseur va donc augmenter très fortement, et par voie de conséquence la température vapeur. Pour contrôler le système, la température vapeur est une consigne à atteindre et la mesure effectuée par la sonde PT100 permet de suivre son

évolution. Cette information sert alors de donnée d'entrée au cryostat. Cette étape de régulation est indispensable pour assurer le niveau de température de la vapeur. L'interface HM développée sous le programme LabVIEW permet de suivre en temps réel cet établissement thermique du thermosiphon.

E_5 : *Exploitation*. Une fois l'état d'équilibre thermique atteint, T_v constante, on laisse le dispositif fonctionner pendant quelques minutes puis on met fin à l'acquisition en arrêtant le programme LabVIEW. Toutes les données seront enregistrées dans un fichier résultat et permettront une exploitation à posteriori des performances du thermosiphon.

E_6 : *Nouveau test*. Un nouveau cas test peut être initié à partir de l'état stationnaire du cas précédent sans changer de puissance thermique.

E_7 : *Arrêt*. Finalement l'arrêt du test peut s'opérer en arrêtant tous les systèmes : alimentation électrique, cryostat, mesures...

C'est ce protocole qui sera mis en place dans la phase de validation (cf. §4.4) comme dans tous les tests effectués et exploités par la suite (cf. chapitre 5). Il est donc destiné aux différents tests qui seront envisagés pour des conditions aux limites imposées (puissance de l'évaporateur, température de vapeur). Ces points de fonctionnement permettront d'évaluer la réponse du thermosiphon au naphthalène aux sollicitations externes.

Pour terminer ce chapitre, nous procédons à l'évaluation du fonctionnement du caloduc thermosiphon au naphthalène pour un point de fonctionnement quelconque.

4.4 Validation du fonctionnement – Sans isolation

4.4.1 Conditions opératoires d'un point de fonctionnement

Des premiers essais ont été réalisés avant de poser l'isolation sur le thermosiphon, pour évaluer si le thermosiphon fonctionne correctement et si l'ensemble des instruments de mesure et des programmes d'acquisition fonctionnent correctement. Parmi tous ces points, nous présentons ici l'un d'entre eux dont les conditions sont indiquées dans le Tableau 4-5.

Paramètres	Valeur
Angle d'inclinaison du tube par rapport à l'horizontale	0° - Vertical
Puissance à l'évaporateur	800 W
Température de l'huile de refroidissement	22 °C
Isolation	NON

Tableau 4-5 : Condition du cas test de validation du fonctionnement du thermosiphon.

Pour évaluer si le thermosiphon fonctionne correctement, nous relevons les températures indiquées par les 22 thermocouples et nous les comparons à celles obtenues directement à l'aide d'une caméra infrarouge. Pour ne pas être influencé par l'émissivité de la surface différente pour les blocs de l'évaporateur (cuivre), ceux du condenseur (inox) et le tube thermosiphon (inox), une peinture noire spécifique a été appliquée sur les surfaces externes des blocs et du tube. L'émissivité des parois peintes est alors de l'ordre de 0,96 d'après des travaux antérieurs menés dans l'équipe. L'avantage de l'emploi

d'une caméra infrarouge par rapport à un nombre discret de thermocouples est l'obtention de la topographie des isothermes sur l'ensemble de la surface du dispositif. Il est possible dès lors d'accéder à une représentation claire du profil de température le long d'une ligne de mesure et d'observer d'éventuelles problèmes révélateurs de dysfonctionnements. Le dispositif utilisé est présenté par la Figure 4-28.

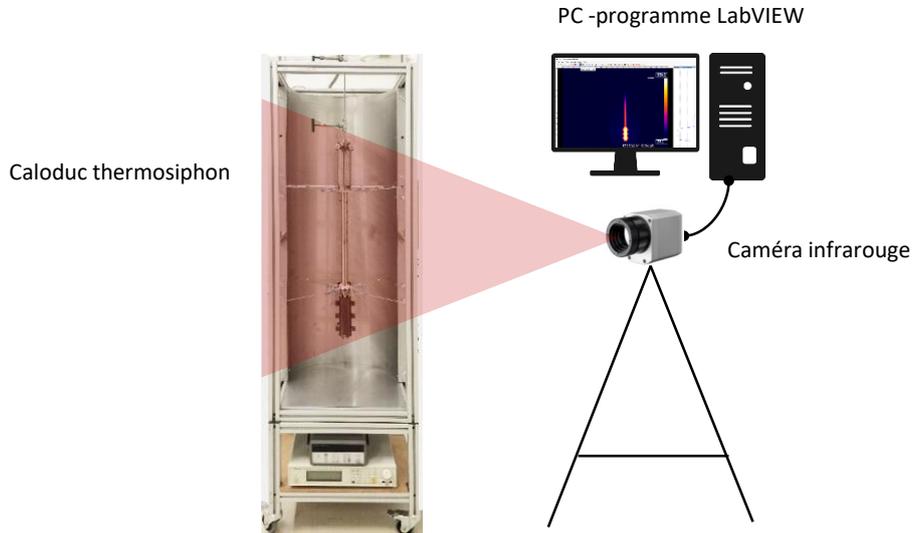
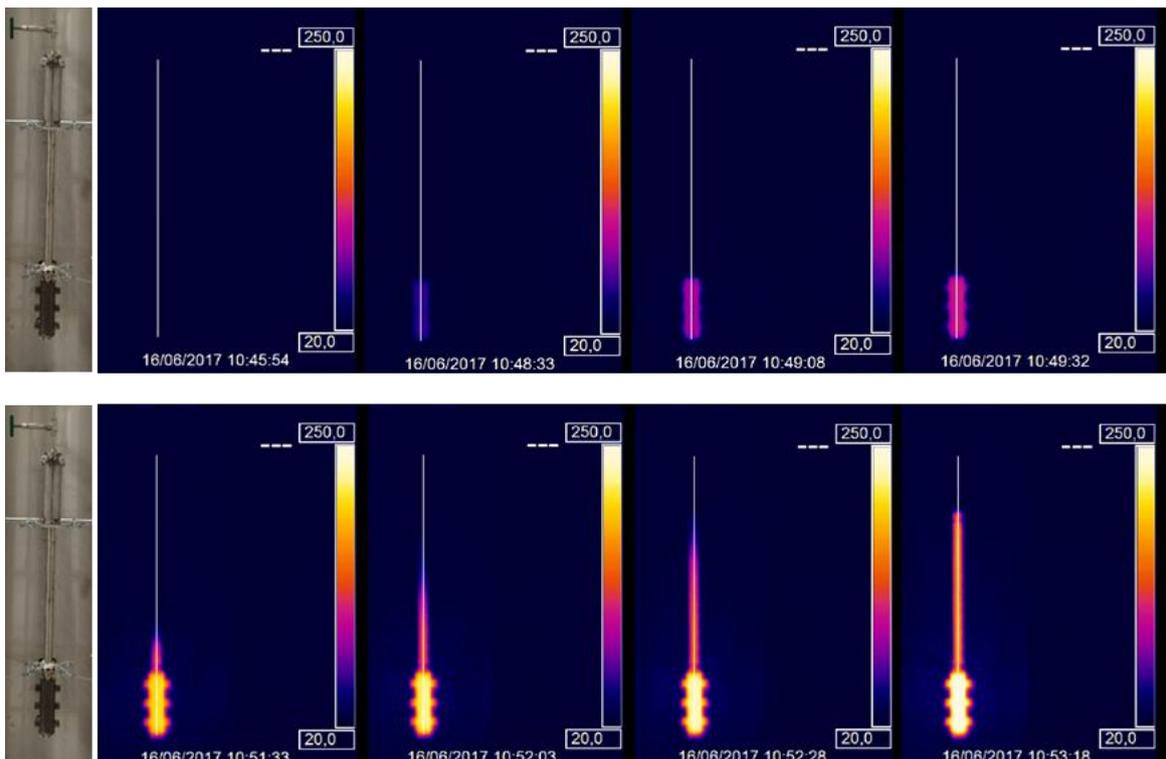


Figure 4-28: Dispositif de validation du fonctionnement du thermosiphon à l'aide d'une caméra IR.

4.4.2 Analyse du fonctionnement

Les huit thermogrammes suivants (Figure 4-29) ont été pris à différents instants lors de la mise en chauffe du thermosiphon. La plage de température s'échelonne entre 20°C et 250°C.



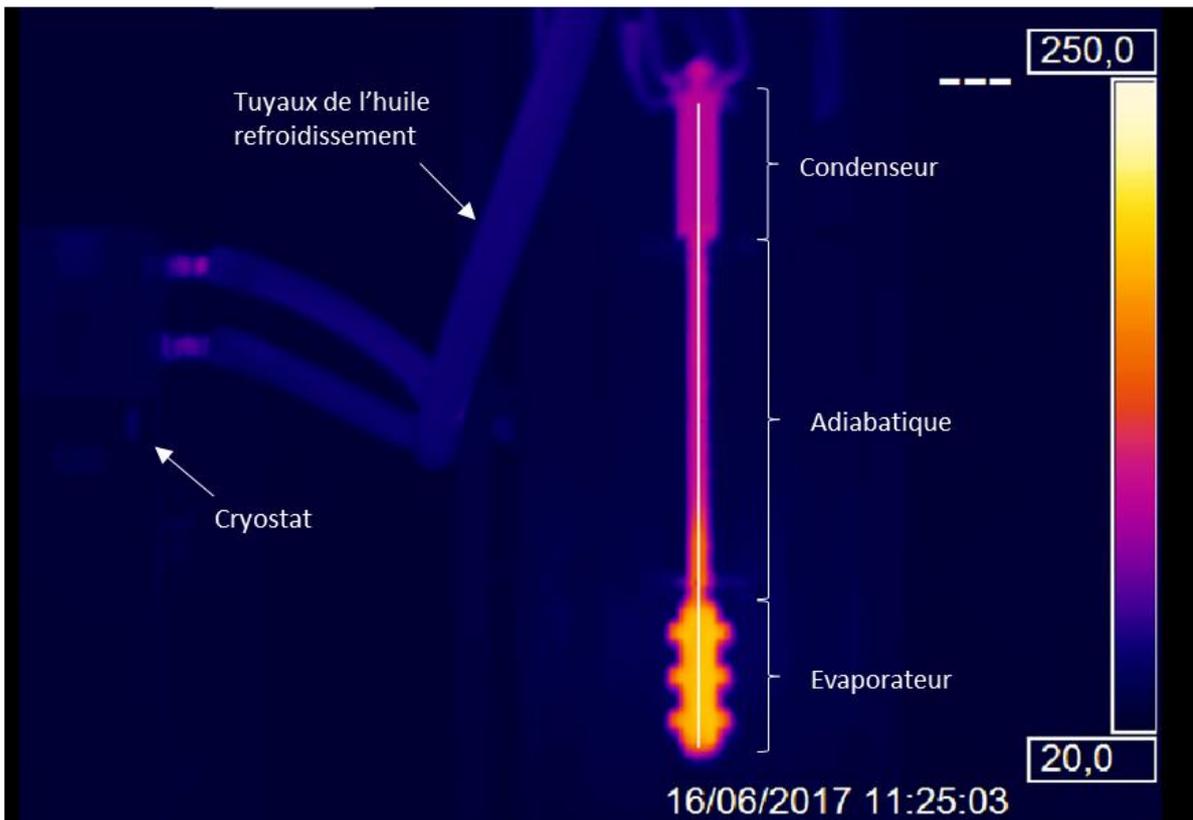
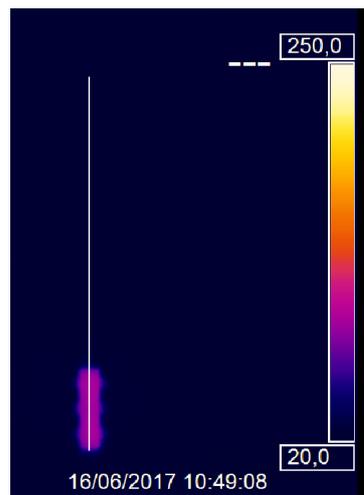
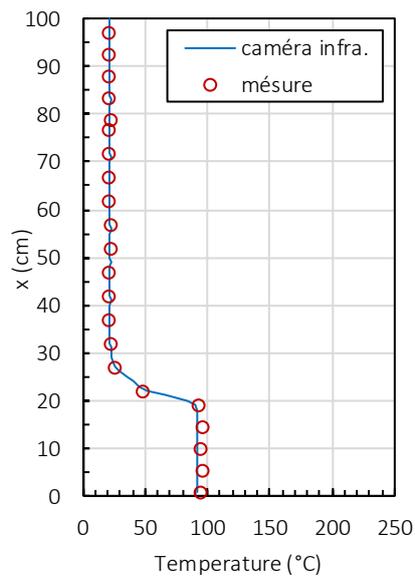
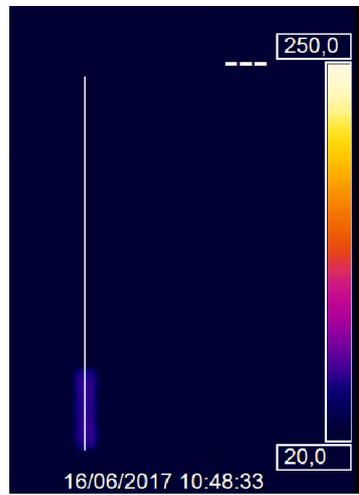
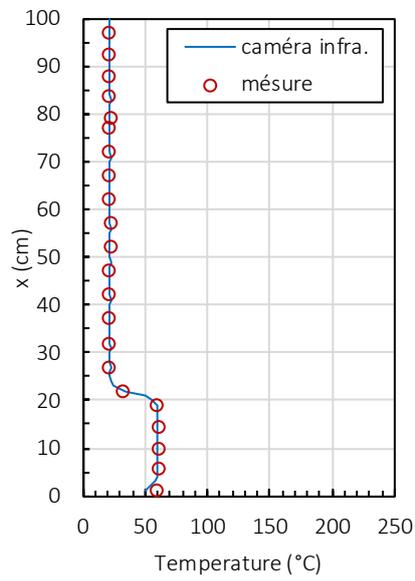
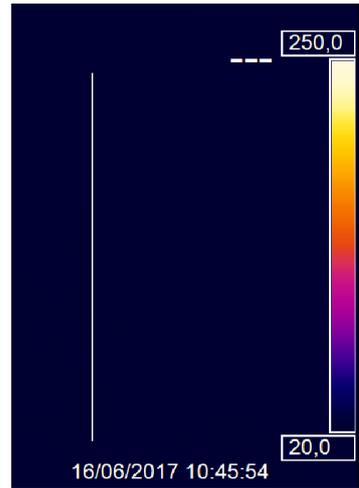
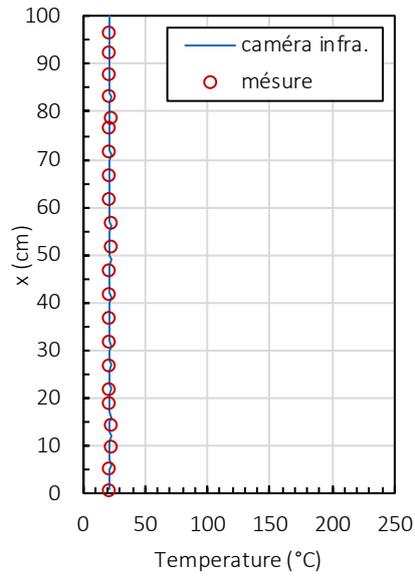


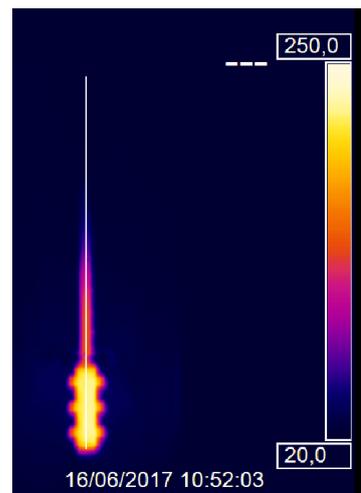
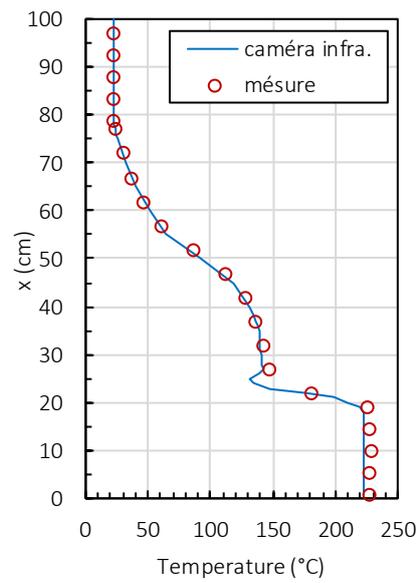
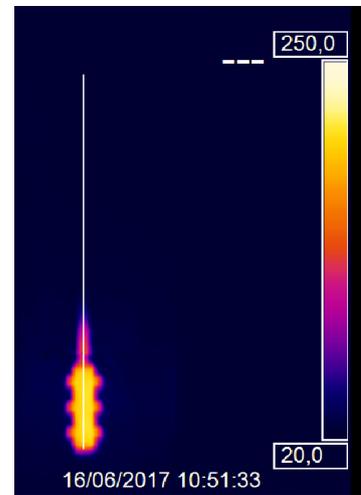
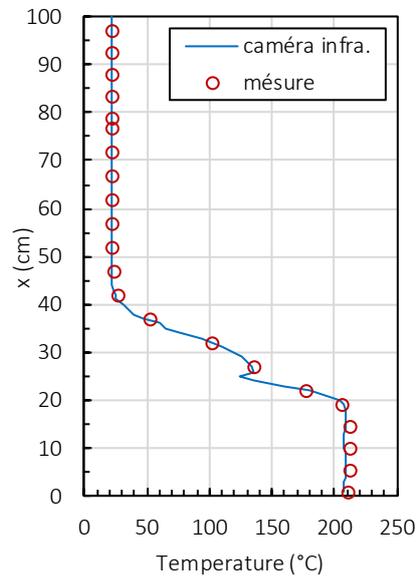
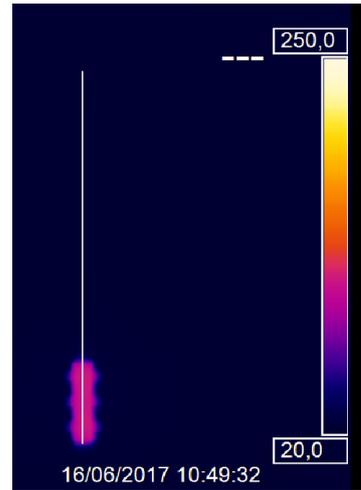
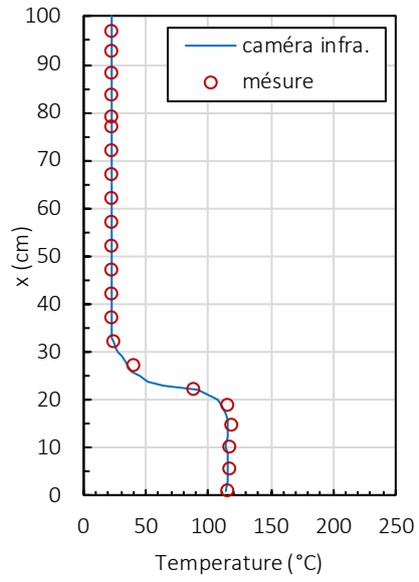
Figure 4-29: Thermogrammes du thermosiphon en régime transitoire et sans isolation thermique.

On constate tout d'abord que le premier correspond à l'instant initial et toutes les températures sont alors celles du milieu ambiant (20 °C). Ensuite il semble que la température au sein du caloduc évolue uniquement au niveau de l'évaporateur sur les 3 premières minutes sans dépasser pour autant la température de 80 °C . A partir de 3 min 40, l'évaporateur voit sa température dépasser largement 80 °C ce qui signifie que le naphthalène est passé en partie, peut être en totalité en phase liquide.

Puis après 5 min 40, la zone adiabatique voit sa température augmenter significativement indiquant que le naphthalène s'est transformé en partie en vapeur. Dans le même temps l'évaporateur poursuit sa montée en température. Le processus d'augmentation se poursuit à l'évaporateur comme le long du thermosiphon pour les instants suivants : 6 min 10, 6min 40 et 7 min 20. A cet instant, la température à l'évaporateur est de l'ordre de 250 °C , tandis que la zone adiabatique se voit caractérisée par un gradient compris entre 200 °C et 140 °C . Enfin la température de la zone condenseur reste faible, indiquant que l'évacuation de chaleur n'a pas débuté. Nous sommes donc ici en régime transitoire. Cependant ces thermogrammes laisse à penser que le naphthalène initialement à l'état solide, a bien fondu autour de 80 °C , puis s'est en partie transformé en vapeur qui migre jusqu'au condenseur.

La comparaison avec les mesures effectuées par thermocouples ponctuellement le long de la surface externe du thermosiphon, est réalisée à différents instants de la phase transitoire. On trace alors les profils de températures instantanés du thermosiphon comme le montre la Figure 4-30 .





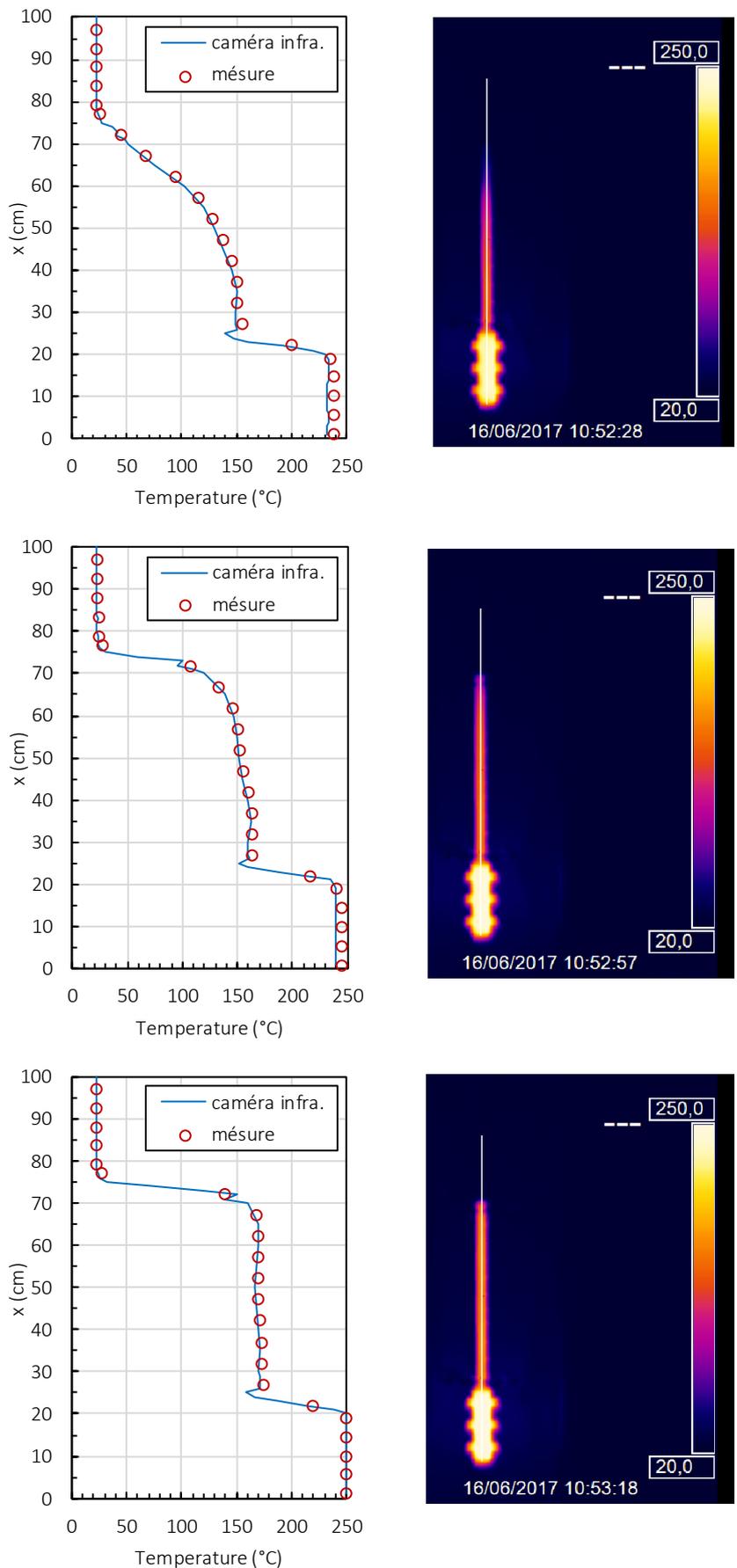


Figure 4-30 : Profil de température instantanée du thermosiphon en régime transitoire et sans isolation thermique ($t = 6 \text{ min } 40$).

Ces profils nous renseignent sur deux faits :

- La température de la zone évaporateur ($0 < x < 20$ cm) est quasi constante et de l'ordre de 242 °C. La zone adiabatique ($20 \text{ cm} < x < 80$ cm) voit sa température évoluer longitudinalement ce qui signifie que le régime n'est pas encore établi à l'intérieur du thermosiphon. Enfin la zone condenseur ($80 \text{ cm} < x < 100$ cm), à cet instant, présente toujours une température égale à la température initiale : ceci indique que la vapeur n'a pas encore atteint la zone condenseur.
- Les niveaux de température mesurés par thermocouples brasés sur le tube thermosiphon sont en très bon accord avec les mesures obtenues par caméra infrarouge. Sur toute la longueur du tube, les écarts de températures obtenus par les deux techniques (thermocouple et caméra IR) sont extrêmement faibles et inférieurs à 2 °C sauf en $x = 28$ cm (5 °C).
- Il en est de même pour les autres comparaisons de profils effectués aux autres instants de mesure.

En conséquence, on peut confirmer que le caloduc thermosiphon au naphthalène est opérationnel, fonctionne conformément à notre attente en témoignant un changement de phase successif (solide, liquide et production de vapeur) lors de la phase de chauffe. Enfin la métrologie par thermocouples qui sera l'unique métrologie thermique pour caractériser le comportement du thermosiphon pour la suite des travaux semble toute à fait opérationnelle et précise. Nous sommes donc rassurés pour les tests et les résultats qui seront présentés par la suite dans le chapitre 5.

4.5 Synthèse

A ce stade de l'étude, nous disposons dorénavant d'un banc d'essais d'un caloduc thermosiphon au naphthalène, présenté dans ce chapitre, muni d'un certain nombre d'outils de métrologie permettant de suivre son comportement temporel.

Les tests de validation ont été effectués dans de multiples conditions aux limites avec isolation (cf. §4.2.8), et il a pu être constaté qu'avec les dispositifs de chauffe à l'évaporateur (cartouches chauffantes) et de refroidissement au condenseur (cryostat et échangeur/condenseur) dont nous disposons, le système semble fonctionner pour les gammes de paramètres indiqués dans le Tableau 4-6.

Paramètres	Notation	Variabilité O/N	Gamme ou valeur
Isolation	...	Non	30 cm
Taux de remplissage	τ	Non	100 %
Présence de gaz non condensables	...	Non	
Puissance à l'évaporateur	Φ	Oui	150 W – 1500 W
Température de vapeur	T_v	Oui	220 °C – 460 °C
Angle d'inclinaison du tube par rapport à l'horizontale	θ	Oui	0° (vertical) – 90° (horizontal)

Tableau 4-6 : Identification des paramètres variables sur le thermosiphon.

En effet pour une puissance inférieure à 150 W, le thermosiphon n'est pas « actif », cela signifie qu'on ne constate pas de production de vapeur atteignant le condenseur. C'est la raison pour laquelle, une puissance supérieure à 150 W sera nécessaire.

D'autre part, la température de vapeur pourra varier dans une gamme comprise entre 220 °C et au maximum 460 °C, compte tenu des données de saturation du naphthalène. Toutes les précautions ont été prises pour ne pas avoir de gaz incondensables dans le caloduc.

Enfin, le système ainsi conçu permet d'incliner le caloduc thermosiphon selon un angle d'inclinaison variable par pas de 6° entre la position verticale ($\theta = 0^\circ$) et la position horizontale ($\theta = 90^\circ$).

L'exploitation des résultats sera basée sur l'évaluation de valeur moyenne obtenue à partir des valeurs instantanées par la technique de moyenne flottante. En effet, l'acquisition des données est réalisée avec un pas de temps de 2 secondes. Bien que nous ayons recherché la plus grande précision dans les mesures mises en place, il est fort possible que les évolutions de températures présentent quelques variations dues aux imprécisions de mesure et à la sensibilité des appareils de mesures. Pour éviter cela, nous décidons de déterminer des valeurs moyennes par la technique de moyenne flottante, ce qui permettra en quelque sorte de « lisser » l'évolution temporelle des mesures et de rejeter les mesures « parasites » qui pourraient avoir lieu.

La fréquence d'acquisition est de 0,5 Hz et nous choisirons des blocs de n échantillons pour effectuer le calcul de la moyenne. Ainsi toutes les températures moyennes du thermosiphon seront estimées ainsi :

$$\bar{T}_{eva,t} = \frac{1}{n_{eva}} \sum_{i=1}^{n_{eva}} T_{eva,i} \quad (Eq. 4-1)$$

$$\bar{T}_{cond,t} = \frac{1}{n_{cond}} \sum_{i=1}^{n_{cond}} T_{cond,i} \quad (Eq. 4-2)$$

où n sera pris égal à 100, tandis que l'indice t permet de souligner l'existence d'une température moyenne pour chaque série d'acquisition réalisée à un instant donné.

Nous pouvons donc désormais procéder à la caractérisation du caloduc thermosiphon avec comme fluide de travail le naphthalène pour assurer les transferts de l'évaporateur au condenseur, sous l'influence de paramètres qui seront : la puissance à l'évaporateur, la température de vapeur et enfin l'angle d'inclinaison. L'objectif est de comprendre le comportement du caloduc d'une part, et de quantifier ses performances d'autre part.

Chap. 5 Caractérisation du comportement et analyse des performances du caloduc thermosiphon au naphthalène

Sommaire

5.1	Identification du fonctionnement du thermosiphon a Naphtalène pour un point de référence ($Q_e = 300W$, $T_v = 244^\circ C$).	166
5.2	Confrontation des prédictions du modèle aux résultats expérimentaux - cas de référence	181
5.3	Comportement du caloduc thermosiphon à naphthalène en régime de démarrage	188
5.4	Comportement du caloduc thermosiphon à naphthalène en régime stationnaire - Influence de la puissance et de la température de vapeur	192
5.5	Influence de l'inclinaison du thermosiphon	203
5.6	Limite de fonctionnement	209
5.7	Synthèse	210

Les différents modèles retenus pour prédire le fonctionnement du caloduc au naphthalène et évaluer ses performances théoriques ont été présentés dans le chapitre 3. Cependant l'incertitude sur les valeurs des paramètres thermophysiques du naphthalène perdure. De la même façon, le choix des corrélations présentées à la fois à l'évaporateur comme au condenseur n'est pas tranché.

La conception, la réalisation et la mise au point d'un banc d'essais de caloduc thermosiphon au naphthalène ont été développées dans le chapitre 4. Le fonctionnement du thermosiphon a été validé mais sans évaluer ses performances réelles. Le thermosiphon est opérationnel et peut être soumis à différentes sollicitations.

Ce dernier chapitre se propose donc tout d'abord d'identifier le fonctionnement du thermosiphon et d'identifier les mécanismes internes qui s'y développent. Ensuite, dans une seconde partie, nous évaluerons la réponse du thermosiphon à différentes sollicitations externes sur lesquelles nous pouvons agir, afin d'en évaluer les performances réelles.

Enfin les résultats expérimentaux vont être confrontés aux prédictions du modèle théorique afin de tenter de valider le choix des paramètres thermophysiques, et de valider aussi le choix des modèles théoriques retenus.

5.1 Identification du fonctionnement du thermosiphon au naphthalène pour un point de référence ($Q_e = 300\text{W}$, $T_v = 244^\circ\text{C}$).

5.1.1 Définition de la configuration de référence

Pour comprendre le fonctionnement du thermosiphon mis en place et présenté dans le chapitre précédent, nous proposons de fixer un premier point de fonctionnement que nous appellerons « *configuration de référence* ». Il s'agit ici d'identifier et d'analyser la réponse du thermosiphon au naphthalène à une première mise en chauffe au niveau de l'évaporateur et comprendre comment s'effectuent les transferts entre la zone chaude (évaporateur) et la zone froide (condenseur).

Les caractéristiques du thermosiphon sont rappelées ici, ainsi que celles de la « configuration de référence » (Tableau 5-1)

<i>Paramètres</i>	<i>Valeur</i>
Diamètre intérieur du thermosiphon	23,9 mm
Epaisseur de la paroi du thermosiphon	1,5 mm
Longueur de la zone d'évaporation, L_e	0,2 m
Longueur de la zone adiabatique, L_a	0,6 m
Longueur de la zone de condensation, L_c	0,2 m
Longueur totale du thermosiphon, L_{tot}	1 m
Matériau	Inox 316L
Nature de la paroi	Lisse
Isolation thermique du thermosiphon	Oui
Taux de remplissage en naphthalène, τ	100 %
Angle d'inclinaison du tube par rapport à l'horizontal, θ	0° (vertical)
Présence de gaz non condensables (GNC)	Non
Puissance thermique à l'évaporateur, Q_e (consigne)	300 W
Température de vapeur du naphthalène, T_v (consigne)	244 °C

Tableau 5-1 : Configuration de référence.

Comme indiqué dans le tableau ci-dessus, il est bon de souligner que le taux de remplissage est de 100%, c'est-à-dire que l'évaporateur et seulement lui est rempli de naphthalène aux conditions de repos. La vidange des GNC est totale et a été vérifiée avant la mise en chauffe. Enfin, le thermosiphon est placé en position verticale ($\theta = 0^\circ$). Pour ce cas de référence, on fixe le couple de paramètres d'entrée de consigne ($Q_e - T_v$) que sont la puissance à l'évaporateur Q_e et la température de vapeur T_v dans la zone adiabatique, et on suit le protocole décrit dans le chapitre 4 (cf. §4.3). Nous fixons la puissance imposée à l'évaporateur à 300 W (Q_e) et la température de vapeur (T_v) à 244 °C.

Pourquoi cette puissance est-elle choisie ? Plusieurs facteurs permettent de justifier une telle valeur de référence.

- Le cahier des charges du caloduc indique que la puissance à fournir à l'évaporateur peut évoluer entre 0 W (pas de chauffe) et 1500 W qui correspond à la puissance maximum disponible par le système de chauffage par les cartouches à l'évaporateur.

- Au travers de différents tests préliminaires dont le résultat a été présenté dans le chapitre 4 (cf. §4.5), le démarrage du mécanisme de transfert thermique dans ce thermosiphon a nécessité une valeur minimale de puissance en dessous de laquelle la vapeur produite ne peut atteindre la partie condenseur donc assurer un fonctionnement « normal ». Dès lors, on se place au-dessus de cette puissance minimale limite évaluée à 150 W.

Pourquoi la température de vapeur $T_v = 244^\circ\text{C}$ est-elle choisie ? Les propriétés thermophysiques du naphthalène indiquées dans les deux sources bibliographiques connues (source : [Mantelli], [Pioro]) révèlent que la gamme de température de vapeur saturée est comprise entre $220,1^\circ\text{C}$ (0,106 MPa) et $475,3^\circ\text{C}$ (3,43 MPa). La température de 244°C est bien comprise dans cette plage de fonctionnement du naphthalène et il sera donc possible d'évaluer les paramètres thermophysiques à partir de ces deux bases de données.

Ce couple de paramètres ($Q_e = 300\text{ W}$, $T_v = 244^\circ\text{C}$) sert donc de référence pour notre étude, et les résultats expérimentaux obtenus sont alors présentés dans le paragraphe suivant.

5.1.2 Description et analyse de la réponse temporelle du thermosiphon

Le thermosiphon est donc initialement à l'état d'équilibre avec le milieu ambiant, c'est-à-dire à la température de la salle d'essais climatisée soit 20°C . Dans ces conditions de température, le naphthalène à l'intérieur du thermosiphon est à l'état solide et est positionné dans la partie basse de celui-ci.

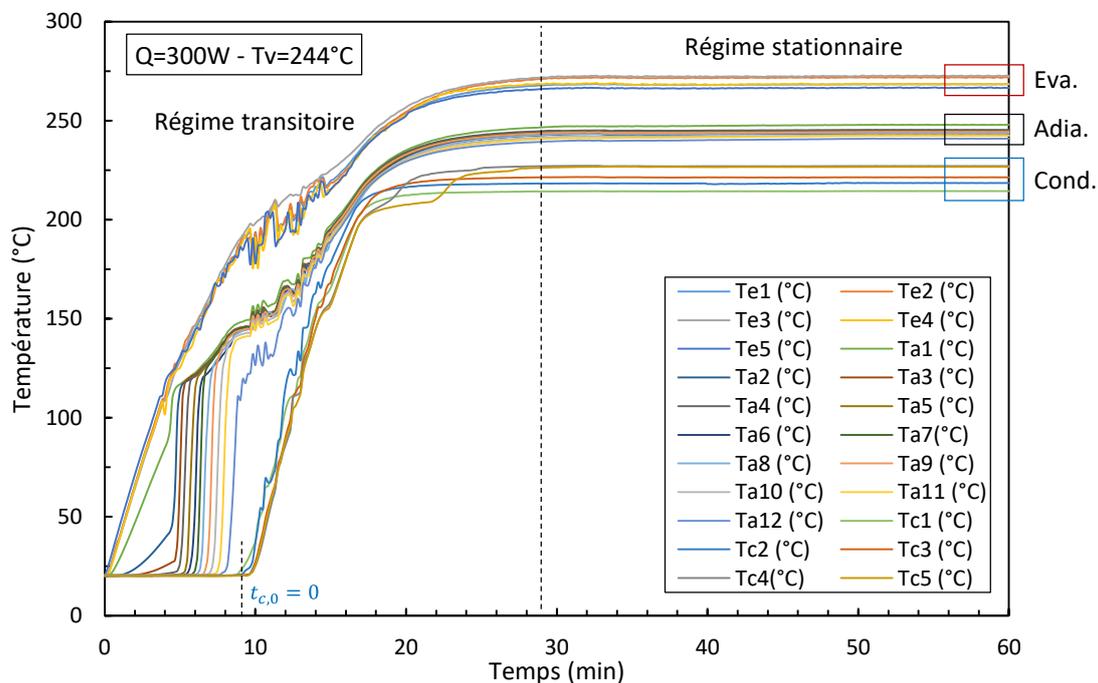


Figure 5-1 : Evolution des températures du thermosiphon en fonction du temps.

Une puissance électrique est alors imposée à l'évaporateur ($Q_e = 300\text{ W}$) à l'instant $t = 0$, instant de démarrage de la mise en chauffe. La consigne de puissance est de 300 W, mais la régulation de puissance conduit à une stabilisation électrique indiquant alors 302 W, dû à l'évolution de la résistivité des résistances chauffante en cuivre qui varient avec la température. Dans le réseau du cryostat, le fluide

circule et sa température initiale est aussi de 20°C. L'ensemble de l'évolution des températures des 22 points de mesure (5 à l'évaporateur, 12 dans la zone adiabatique et 5 au condenseur) doit permettre d'une part, d'expliquer le mécanisme de transfert de chaleur au sein de chaque zone du système, et d'autre part, de comprendre le fonctionnement du thermosiphon au naphthalène. La réponse temporelle du système à cette sollicitation est présentée dans la Figure 5-1.

Pour analyser globalement cette évolution, nous noterons tout d'abord que les températures présentées correspondent aux trois zones du thermosiphon : T_{e_1} à T_{e_5} sont les températures à l'évaporateur ; T_{a_1} à $T_{a_{12}}$ sont les températures dans la zone adiabatique ; enfin T_{c_1} à T_{c_5} sont les températures au condenseur. L'évolution de ces mesures indiquent en premier lieu que :

- Le système (thermosiphon) présente une première phase au cours de laquelle l'ensemble des températures augmente à partir de la température initiale. Cette phase dure environ 30 minutes et correspond à la **phase transitoire**.
- A delà de 30 minutes, les valeurs des températures le long du thermosiphon semblent être stabilisées, quasi constantes, ce qui doit correspondre à la **phase stationnaire d'équilibre thermique**. Elle perdure ici durant les 30 minutes suivantes. Le fonctionnement est donc stable.

Au-delà de cette différence générale entre les deux étapes (transitoire et équilibre thermique), force est de constater un comportement différencié entre les 3 zones du thermosiphon :

- Les températures de l'évaporateur (T_{e_1} à T_{e_5}) présentent une croissance plus rapide, puis une période de fluctuations après 10 min, et enfin une stabilisation autour de 265°C/275°C.
- Les températures de la zone adiabatique (T_{a_1} à $T_{a_{12}}$) présentent un décalage en temps par rapport à la zone évaporateur et ce d'autant plus que l'on s'éloigne de la jonction évaporateur/zone adiabatique. Là encore, un palier semble s'établir autour de 250°C pour la zone adiabatique (température de consigne à 244 °C). Après 9 minutes, le point le plus haut de la zone adiabatique voit sa température ($T_{a_{12}}$) augmenter rapidement indiquant par-là que la vapeur produite atteint la fin de la zone adiabatique. Dès que cette température dépasse 80°C, cela signifie que de la vapeur de naphthalène dépasse la zone adiabatique. Nous notons cet instant $t_{c,0}$: qui arrive ici après 9 min et 30 s.
- Enfin, les températures du condenseur (T_{c_1} à T_{c_5}) n'augmentent qu'à partir d'environ 10 min qui coïncide avec le démarrage du cryostat en mode chauffage avec une température de consigne de 196°C. En effet, tant que la température de la partie basse du condenseur reste à 80 °C, cela signifie que la vapeur n'a pas atteint le condenseur. Dès qu'elle dépasse cette température, les températures des parois du thermosiphon au niveau du condenseur présentent une courbe classique de chauffe puis de mise en régime d'équilibre thermique. Au-delà de 30 min, les températures du condenseur s'établissent dans la gamme 220°C/230°C.

Si ces premiers résultats permettent d'appréhender le comportement global du thermosiphon soumis à ces sollicitations, on s'interroge sur les mécanismes physiques qui sont liés avec l'évolution des températures de parois. Voyons en détail comment interpréter ces données pour analyser le comportement du thermosiphon au naphthalène. Pour cela, on se propose d'analyser plus finement la phase transitoire (I) entre $t = 0$ et environ $t \sim 30$ min.

Initialement le naphthalène contenu dans le thermosiphon est sous forme solide à température de 20°C. Le système est parfaitement calorifugé tout le long du thermosiphon et les pertes thermiques sont réduites à moins de 3% pour ces conditions opératoires. L'instant $t = 0$ correspond à la mise en fonctionnement de l'alimentation électrique à l'évaporateur, et $t = t_{c,0}$ correspond à la mise en chauffe du cryostat au condenseur.

Pour cela, nous analysons les températures mesurées, et nous identifions successivement 4 phases de cette mise en régime du thermosiphon comme l'indique la Figure 5-2.

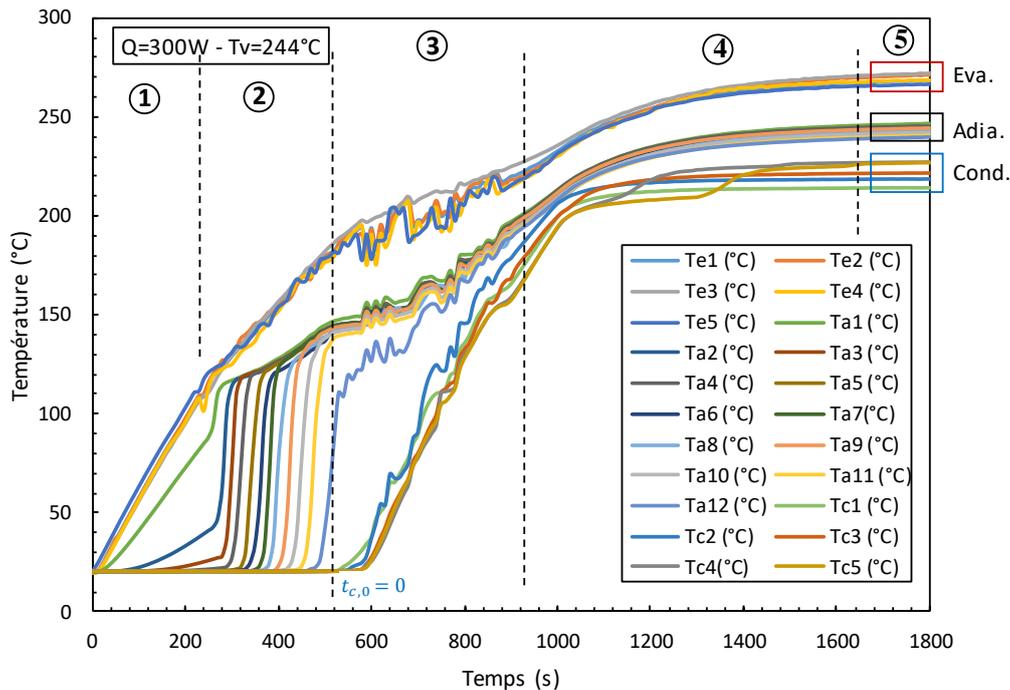


Figure 5-2 : Analyse du comportement du thermosiphon pendant le régime transitoire (phases 1 à 4) et le régime stationnaire (phase 5).

Les quatre phases sont identifiées à partir des profils de températures des 3 zones :

Phase 1 (démarrage) :

Cette phase débute à partir de l'instant $t = 0$ s jusqu'à environ $t = 250$ s.

Au début, le naphthalène est à l'état solide et occupe un volume équivalent à la zone évaporateur (taux de remplissage de 100%), comme le montre la Figure 5-3a.

L'apport thermique par effet Joule à l'évaporateur engendre une augmentation significative des températures de paroi, celles-ci passant de 20 °C (température initiale) au-dessus de 80°C qui correspond à la température de fusion du naphthalène. A cette température, le naphthalène n'est plus à l'état solide, il a absorbé de la chaleur et a débuté un changement d'état vers l'état liquide (cf. Figure 5-3b). Un changement de pente des profils de température s'opère à partir de $t = 250$ s, signifiant a priori que la totalité du naphthalène solide est devenu liquide (cf. Figure 5-3c).

Phase 2 (génération de vapeur) :

Cette deuxième étape s'échelonne entre $t \sim 250$ s jusqu'à $t \sim 520$ s.

Le chauffage par effet Joule se poursuit dans la zone évaporateur, et les températures de l'évaporateur montent jusqu'à 190°C . Durant cette phase, il est constaté que les températures de paroi de la zone adiabatique évoluent très rapidement de $T_a = 20^\circ\text{C}$ à des valeurs comprises entre 115°C (T_{a3}) et 130°C (T_{a12}). Cette variation subite de ces températures semble révéler d'une part, qu'une partie du naphthalène liquide se transforme en vapeur, et que d'autre part, la vapeur produite se déplace de façon ascendante le long du tube du thermosiphon, comme nous l'avons souligné dans la phase de validation (cf. §4.4) effectuée par caméra infrarouge.

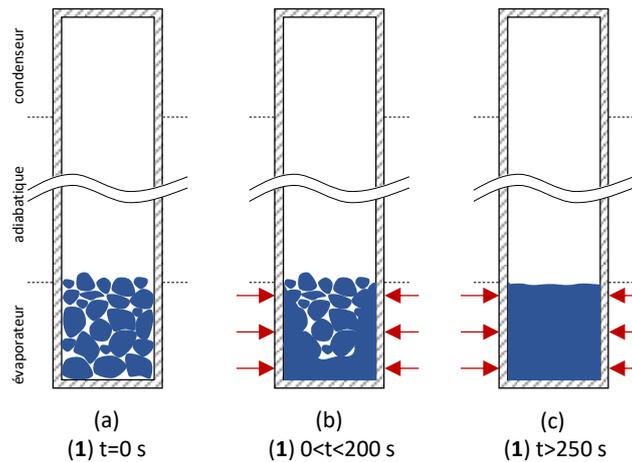


Figure 5-3 : Etat du thermosiphon durant phase 1.

En effet, les températures de la zone adiabatique augmentent les unes après les autres depuis la base de cette région (T_{a1}) à $t = 280$ s jusqu'au sommet de cette région (T_{a12}) à $t = 520$ s (cf. Figure 5-2). En définitive, il semble que le naphthalène liquide contenu dans la zone évaporateur commence à se transformer en vapeur (cf. Figure 5.4a et Figure 5.4b) et que cette vapeur produite apporte la chaleur et se déplace petit à petit le long de la zone adiabatique montrant en quelque sorte qu'un front de vapeur se propage de long en long à travers la zone adiabatique jusqu'à la base du condenseur (cf. Figure 5.4c).

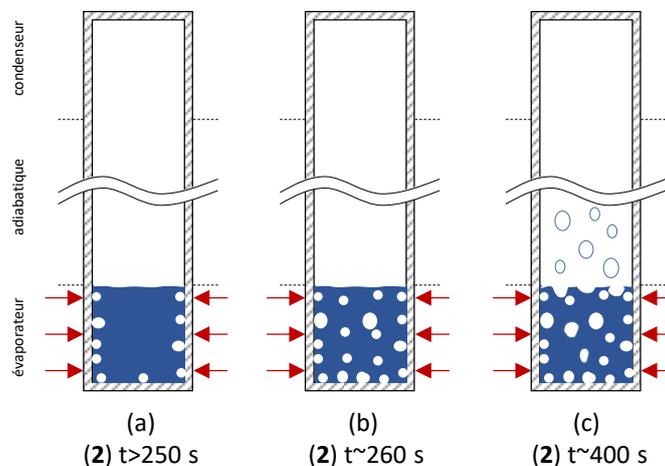


Figure 5-4 : Etat du thermosiphon durant phase 2.

Phase 3 (mise en fonctionnement du cryostat – consigne condenseur) :

Cette troisième étape s'échelonne entre $t \sim 520$ s jusqu'à $t \sim 1000$ s.

A partir de $t \sim 520$ s, le dernier thermocouple de la zone adiabatique a vu « passer » un front de vapeur de naphthalène. Dès lors, le cryostat est mis en fonctionnement au niveau du condenseur, afin que le fluide réfrigérant (huile DowTherm A) soit maintenu en température : la mise en fonctionnement assure un chauffage de l'huile dont la température de consigne est fixée à 196°C , assurant ainsi une température moyenne de vapeur (T_v) de 244°C comme nous l'avons déjà présenté dans le protocole de fonctionnement du thermosiphon (cf. § 4.4). L'huile circulant dans deux « blocs-condenseur » chauffe la zone de condensation du thermosiphon : une augmentation des températures de la paroi extérieure du thermosiphon située à l'interface entre la zone condensation et le condenseur est observée.

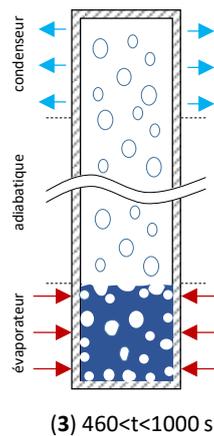


Figure 5-5 : Etat du thermosiphon durant phase 3.

Dans le même temps, l'évaporateur continue à apporter de la chaleur par effet Joule, transmise aux parois de l'évaporateur, au naphthalène liquide, puis à la vapeur de naphthalène qui migre vers le condenseur. Ainsi la partie condenseur du thermosiphon est chauffée simultanément par deux sources de chaleur : d'une part, l'évaporateur en partie basse ; d'autre part, l'huile du cryostat via le bloc condenseur à la température consigne en partie haute. Cette phase se traduit sur la Figure 5.5 par une augmentation croissante des températures du système, présentant des oscillations inhabituelles surtout au niveau de la zone adiabatique, mais aussi à moindre effet au niveau de l'évaporateur.

Phase 4 (transition) :

Cette quatrième étape s'échelonne entre $t \sim 1000$ s et $t \sim 1200$ s.

Cette quatrième phase se manifeste entre la fin du régime d'oscillations, et le début de la zone stationnaire. La température de la zone évaporateur dépasse le point d'ébullition du naphthalène à pression atmosphérique situé à 218°C . La température de l'huile du cryostat est fixée à 196°C . Durant cette phase, le cryostat passe en mode de fonctionnement « régulation » de la température d'huile, basé sur la consigne de la température de vapeur (T_v). Ce processus permet d'éliminer la chaleur dans la zone de condensation du thermosiphon.

A ce stade, la température à l'intérieur de la zone de condensation du thermosiphon continue d'augmenter et est supérieure à la température du liquide réfrigérant (196°C régulée) : le naphthalène vapeur, chaud, en équilibre à T_v , rencontre alors une paroi au condenseur dont la température est

inférieure à la température de rosée : de la condensation est formée sur les parois internes du condenseur. Les gouttelettes de naphthalène liquide (cf. Figure 5-6a) ainsi générées forment à priori un film de condensat (cf. Figure 5-6b) qui longe les parois de la zone adiabatique et retourne à l'évaporateur par effet gravitaire.

Compte tenu de la forme des profils temporels de température durant cette phase, on peut penser que le film liquide se stabilise ainsi que la production de vapeur. Finalement il semble que lors de cette phase 4, le régime de transition opère durant lequel l'énergie fournie au naphthalène au niveau de l'évaporateur est évacuée par le système de refroidissement au niveau du condenseur, cet échange s'équilibrant progressivement. La Figure 5-6c permet de résumer le régime de transition ainsi identifié.

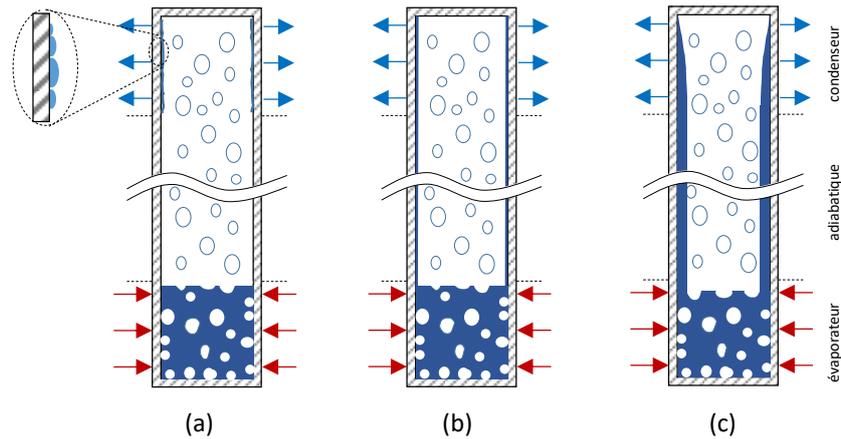


Figure 5-6 : Etat du thermosiphon durant phase 4.

Phase 5 (régime stationnaire) :

Ce dernier régime est obtenu ici après 27 min 30 s.

A ce stade, pour $t > 27$ min 30 s, toutes les températures sont stables et constantes sur toute la hauteur et pour chaque zone du thermosiphon. Le fonctionnement du système atteint l'état d'équilibre thermique dans lequel le naphthalène vapeur produit par ébullition dans la partie basse du thermosiphon est en équilibre thermodynamique avec le liquide généré par condensation en partie haute de celui-ci. Il est logique de penser que pour ce type de système diphasique, la circulation liquide/vapeur de naphthalène se déroule naturellement à l'intérieur du thermosiphon.

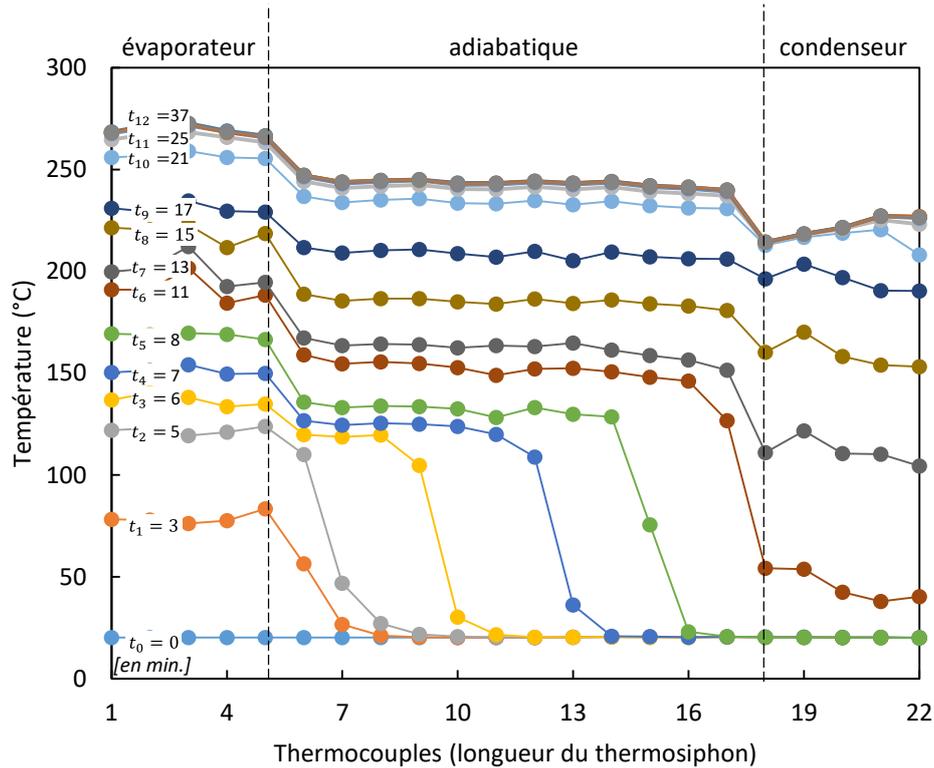


Figure 5-7 : Evolution spatiale des températures du thermosiphon pour différents instants des étapes I à V.

En définitive, l'évolution temporelle des températures du thermosiphon peut être présentée aussi en fonction de la position axiale le long du thermosiphon. Ainsi on obtient la représentation pour 12 instants différents instants représentatifs des phases I à V des profils axiaux en indiquant aussi les 3 zones spatiales du thermosiphon : zone 1 à 5 (évaporateur), zone 6 à 17 (zone adiabatique) et zone 18 à 22 (condenseur), comme l'indique la Figure 5-7.

Les différents profils spatiaux montrent en effet la montée progressive en température du thermosiphon d'abord à l'évaporateur, puis dans la zone adiabatique et enfin au condenseur. A partir de $t = 21$ min, le profil axial de température a déjà presque atteint le régime stationnaire, car celui-ci ne varie quasiment plus de $t = 25$ min à $t = 37$ min. A partir de ces données, peut-on dire à partir de quel instant le fonctionnement du thermosiphon est en régime stationnaire ? Il est donc nécessaire d'évaluer les temps de réponse du caloduc dans les trois zones, et d'estimer alors le temps nécessaire pour aboutir au régime stationnaire du thermosiphon complet.

Les températures locales $T_{e_i}(t)$, $T_{a_i}(t)$ et $T_{c_i}(t)$ sont obtenues par la procédure d'acquisition présentée dans le chapitre précédent à une fréquence de 2 Hz.

On procède ensuite à l'évaluation de la moyenne spatiale dans chaque zone à chaque instant de mesure en appliquant simplement la moyenne arithmétique de ces températures $T_{i(t)}$ où i représente l'indice du thermocouple ($1 \leq i \leq 22$). Ainsi à chaque instant, on peut évaluer trois températures moyennes, respectivement une à l'évaporateur, une pour la zone adiabatique et une au condenseur :

$$T_e(t) = \frac{1}{5} \sum_{j=1}^5 T_{e,j}(t) \quad (\text{Eq. 5-1})$$

$$T_a(t) = \frac{1}{12} \sum_{j=1}^{12} T_{a,j}(t) \quad (\text{Eq. 5-2})$$

$$T_c(t) = \frac{1}{5} \sum_{j=1}^5 T_{c,j}(t) \quad (\text{Eq. 5-3})$$

Ainsi la Figure 5-8 permet de mettre en évidence le comportement « moyen » du thermosiphon dans ces trois zones caractéristiques au cours du temps.

	Zone Evaporateur	Zone Adiabatique	Zone Condenseur
<i>Températures</i>			
$T_{(t=0)}$	20,1°C	20,1°C	20,3°C
$T_{(t=60 \text{ min})}$	269,6°C	244,1°C	221,6°C
$\Delta T = T_{(t=60 \text{ min})} - T_{(t=0)}$	249,5°C	224,0°C	201,3°C
<i>Temps caractéristiques</i>			
$1\tau = \Delta T \cdot 0,632$	8 min 10 s	11 min 40 s	13 min 50 s
$3\tau = \Delta T \cdot 0,950$	20 min 30 s	20 min 12 s	18 min 50 s
$5\tau = \Delta T \cdot 0,993$	26 min 40 s	27 min 30 s	24 min 30 s

Tableau 5-2 : Temps caractéristiques des 3 zones du thermosiphon.

L'interpolation de chacune de ces trois courbes par une fonction de type exponentielle d'ordre 1 (modèle de réponse approchée) permet alors d'évaluer les ordres de grandeurs des temps caractéristiques τ , 3τ et 5τ . Les résultats d'interpolation sont présentés dans le Tableau 5-2.

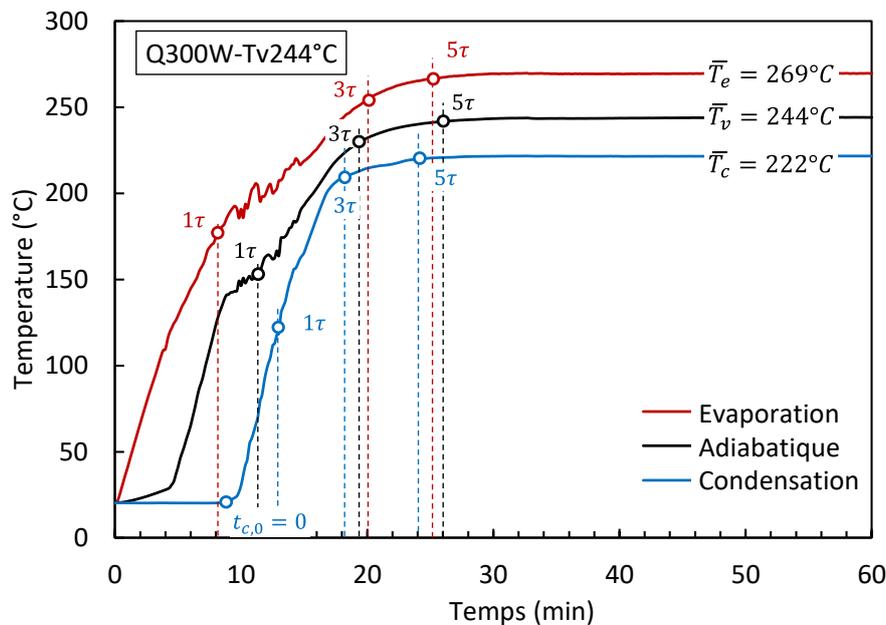


Figure 5-8 : Temps d'établissement thermique.

Le temps d'établissement thermique des trois zones ($t = 5\tau$) est relativement proche et compris entre 24 min 30 s et 27 min 30 s. Dès lors, le fonctionnement du thermosiphon est donc considéré à **l'équilibre thermique** à partir de l'instant ($t = 5\tau$) le plus grand des trois, à savoir ici dans les conditions opératoires de ce point de référence, 27 min 30 s. Nous retiendrons donc un temps d'établissement de 30 minutes pour la suite de l'étude dans ces conditions opératoires.

Finalement, on constate que globalement :

- Il existe deux étapes temporelles d'évolution des températures du système : une phase transitoire de 30 min, puis une phase d'équilibre thermique, stable.
- Les trois zones caractéristiques d'un caloduc sont bien identifiées : évaporateur, zone adiabatique, condenseur, comme dans un thermosiphon à fluide de travail habituel.
- Chaque zone est bien différenciée en température, et on notera alors une température de vapeur de 244,1°C (pour une consigne de 244°C). Enfin l'évaporateur présente un écart de +25,5°C par rapport à la température adiabatique et réciproquement un écart de -22,5°C au condenseur.
- L'analyse de ces écarts va permettre d'évaluer les performances du thermosiphon.

5.1.3 Analyse des performances du thermosiphon en régime stationnaire

En régime stationnaire, on peut alors déterminer une température moyenne locale. C'est l'intérêt de notre montage contrairement à un modèle classiquement retenu à trois zones (évaporateur, zone adiabatique et condenseur). Ici, on dispose de 22 informations de températures locales. Celles-ci permettent d'évaluer une température moyenne basée sur la moyenne arithmétique temporelle des températures pour chacune des positions de thermocouples. On pose ainsi :

$$\bar{T}_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N T_i(t) \quad (\text{Eq. 5-4})$$

où i représente l'indice du thermocouple ($1 \leq i \leq 22$), et j le nombre d'échantillons temporels acquis durant la phase stationnaire (ici les moyennes sont faites sur 100 échantillons). Il est possible d'utiliser la température de paroi ainsi obtenue comme indicateur de la température de fonctionnement interne du thermosiphon, en particulier la température de la zone adiabatique.

La Figure 5-9 montre la distribution de température en fonction de la longueur du thermosiphon, où $x = 0$ correspond au début de l'évaporateur et $x = 100$ cm correspond à l'extrémité du condenseur. Enfin, la moyenne arithmétique des températures locales issues des thermocouples placés dans chaque zone permet d'obtenir la température moyenne de la zone considérée : \bar{T}_e pour l'évaporateur, \bar{T}_a pour la zone adiabatique et \bar{T}_c pour le condenseur.

Ces valeurs ainsi obtenues sont indiquées sur la Figure 5-9.

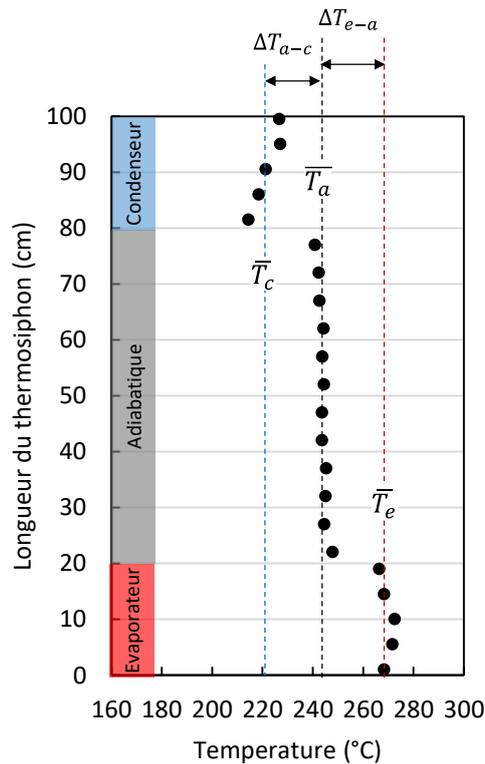


Figure 5-9 : Profil de température du thermosiphon à l'équilibre $Q_e = 300 \text{ W}$ et $T_v = 244^\circ\text{C}$.

L'observation de cette figure indique que chaque zone présente un profil de température spécifique et différencié. L'évaporateur voit sa température située entre 267°C et 274°C , avec une moyenne de $269,5^\circ\text{C}$. Le maximum est obtenu au centre de la zone évaporateur probablement en raison des pertes légères qui s'opèrent aux extrémités des cartouches chauffantes ($x = 0$ et $x = 20 \text{ mm}$). La zone condenseur présente un profil de diminution de température avec la hauteur, ce qui signifie que la température de paroi au condenseur n'est pas constante, ce à quoi nous nous attendions : nous reviendrons ultérieurement sur la forme de ce profil et le lien avec la condensation qui s'opère au condenseur. En moyenne, le condenseur est à $221,6^\circ\text{C}$. Enfin, dans la partie adiabatique, où les transferts aux parois sont négligeables, la température est quant à elle quasiment constante et égale à la consigne souhaitée : $244,1^\circ\text{C}$, sauf à l'interface évaporateur/zone adiabatique ($x = 22 \text{ cm}$).

Les valeurs des températures obtenues tout le long du thermosiphon sont alors utilisées pour calculer les caractéristiques thermiques du système et évaluer ses performances. Quelles sont-elles ? A partir des températures moyennes au condenseur, dans la zone adiabatique et à l'évaporateur, de la puissance injectée à l'évaporateur et des pertes thermiques, on cherche à obtenir : les résistances dans les zones fluides, les coefficients de transferts associés, et les conductances thermiques.

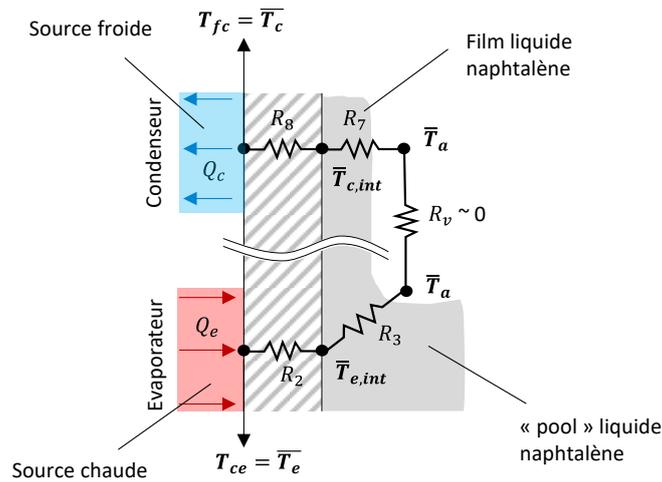


Figure 5-10 : Schéma du circuit thermique simplifié pour le modèle - Température et résistances à l'évaporateur et du condenseur

A l'évaporateur :

La capacité de transfert de chaleur de la section de l'évaporateur est déterminée par sa conductance notée G_e . Nous rappelons ici le modèle de résistance retenu dans cette zone (cf. Figure 5-10). La conductance à l'évaporateur (G_e) est obtenue à partir de la température de paroi externe (\bar{T}_e), de la température de vapeur (\bar{T}_a) équivalente à la température de paroi de la zone adiabatique et de la puissance thermique transférée :

$$G_e = \frac{Q_e - \text{pertes}}{\bar{T}_e - \bar{T}_a} = \frac{1}{R_2 + R_3} \quad (\text{Eq. 5-5})$$

L'expression (Eq. 3-53) permet de calculer R_2 . La connaissance de G_e et de R_2 permet d'évaluer R_3 (Eq. 1-5). La température moyenne intérieure de l'évaporateur peut être déterminée par :

$$\bar{T}_{e,int} = \bar{T}_e - Q_e \cdot R_2 \quad (\text{Eq. 5-6})$$

Enfin, la connaissance de R_3 et $\bar{T}_{e,int}$ conduit au calcul du coefficient d'échange d'ébullition \bar{h}_e (Eq. 3-54) où $S_e = \pi \cdot D_i \cdot L_e$ est la surface d'échange de l'évaporateur.

$$\bar{h}_e = \frac{1}{R_3 \cdot S_e} = \frac{Q_e - \text{pertes}}{(\bar{T}_{e,int} - \bar{T}_a) \cdot S_e} \quad (\text{Eq. 5-7})$$

Au condenseur :

La capacité d'évacuation de la chaleur de la section du condenseur est également reflétée par la conductance thermique du condenseur. Celle-ci est associée à la conduction à travers le film liquide à l'intérieur du thermosiphon. Nous rappelons ici le modèle de résistance retenu dans cette zone (cf. Figure 5-10).

Comme le montre dans la Figure 5-10, la chaleur traverse la paroi du condenseur par conduction puis est transmise à la source froide. La conductance au condenseur (G_c) est obtenue à partir de la température de vapeur (\bar{T}_a), de la température de paroi externe (\bar{T}_c) et de la puissance thermique transférée (Q_c) qui est supposée égale à la puissance à l'évaporateur Q_e :

$$G_c = \frac{Q_c - \text{pertes}}{\bar{T}_a - \bar{T}_c} = \frac{1}{R_7 + R_8} \quad (\text{Eq. 5-8})$$

L'expression (Eq. 3-56) permet de calculer R_8 . La connaissance de G_c et de R_8 permet d'évaluer R_7 (Eq. 5-6). La température moyenne intérieure du condenseur peut être déterminée par :

$$\bar{T}_{c,int} = \bar{T}_c + Q_e \cdot R_8 \quad (\text{Eq. 5-9})$$

Enfin, la connaissance de R_7 et $T_{c,int}$ conduit au calcul de h_i (expression 3-55).

$$\bar{h}_c = \frac{1}{R_7 \cdot S_c} = \frac{Q_c - \text{pertes}}{(\bar{T}_a - \bar{T}_{c,int}) \cdot S_c} \quad (\text{Eq. 5-10})$$

où $S_c = \pi \cdot D_i \cdot L_c$ est la surface d'échange du condenseur.

Pour le thermosiphon :

La conductance globale permet très simplement d'évaluer la performance globale du thermosiphon. Elle peut être évaluée en utilisant l'expression suivante :

$$G_{tot} = \frac{Q_e - \text{pertes}}{\bar{T}_e - \bar{T}_c} = \frac{1}{(R_2 + R_3) + (R_7 + R_8)} \quad (\text{Eq. 5-11})$$

En définitive, les caractéristiques thermiques de chaque zone du thermosiphon sont présentées dans le Tableau 5-3 pour le cas de référence ($Q_e = 302 \text{ W}$ et $T_v = 244,1 \text{ °C}$).

Evaporateur		
Q_e	W	302
\bar{T}_e	°C	269,5
\bar{h}_e	W/m ² K	817
R_e	K/W	0,085
G_e	W/K	11,8
Zone adiabatique		
$\bar{T}_a(T_v)$	°C	244,1
Condenseur		
\bar{T}_c	°C	221,6
\bar{h}_c	W/m ² K	976
R_c	K/W	0,075
G_c	W/K	13,3
Thermosiphon		
$\overline{\Delta T}_{e-a}$	°C	25,4
$\overline{\Delta T}_{a-c}$	°C	22,5
$\overline{\Delta T}_{e-c}$	°C	47,8
R_{tot}	K/W	0,161
G_{tot}	W/K	6,21

Tableau 5-3 : Bilan des performances expérimentales pour le cas de référence $Q_e = 300 \text{ W}$ et $T_v = 245 \text{ °C}$.

L'état d'équilibre thermique du thermosiphon conduit un écart de température de 25,4°C par rapport à la température de vapeur de la zone adiabatique, et un écart de température de 22,5°C au condenseur. La différence de température entre les deux sources (chaude et froide) est donc de 47,9°C.

Dans ces conditions, les résistances thermiques sont de 0,085 K/W à l'évaporateur et 0,075 K/W au condenseur, donc une résistance globale de 0,16 K/W. Ces valeurs sont conformes à des valeurs habituellement connues pour les caloducs : traditionnellement elles peuvent être comprises entre 0,1 et 0,5 K/W.

Les conductances thermiques à l'évaporateur et au condenseur sont respectivement de 11,8 W/K et 13,3 W/K. Ces valeurs indiquent que l'évaporateur est un peu moins efficace que le condenseur, donc que c'est l'évaporateur qui limite en fait le transfert de chaleur. Globalement, la conductance du thermosiphon qui exprime le potentiel de transfert de la chaleur est de 6,21 W/K. Comparons cette valeur à celle d'un tube plein ou d'un tube creux de mêmes dimensions à savoir $L=1$ m, de diamètre extérieur $D_e = 26,9$ mm et de diamètre intérieur $D_i = 23,9$ mm (cf. Tableau 5-4).

Type de tube	Conductivité thermique	Puissance transférée	Gain (caloduc)
Inox creux	15 W/m.K	0,11 W	x 2815
Inox plein	15 W/m.K	0,51 W	x 593
Aluminium plein	175 W/m.K	5,94 W	x 51
Cuivre plein	402 W/m.K	13,65 W	x 22
Thermosiphon au naphthalène	15 W/m.K	302 W	...

Tableau 5-4 : Comparaison de performances d'échangeurs.

Les résultats du Tableau 5-4 indiquent simplement que les performances du caloduc thermosiphon au naphthalène sont 593 fois plus efficaces que les transferts qui pourraient s'opérer dans un tube plein en inox, ou 51 fois en tube plein en aluminium ou bien encore 22 fois ceux en tube plein en cuivre. Ceci témoigne de l'efficacité du thermosiphon par rapport à un système « classique ».

Avant d'explorer les effets de sollicitations externes autres que celles présentées dans ce cas de référence, nous allons finaliser l'expertise de ces résultats en analysant la précision de ces résultats.

5.1.4 Analyse d'erreur et d'incertitude des mesures et des performances

Dans les expériences, le terme « erreur » signifie l'incertitude inévitable qui accompagne toutes les mesures expérimentales [76] en raison de l'utilisation de l'équipement. Les fournisseurs d'équipement expérimental et d'instruments de mesure établissent une évaluation de l'erreur et la communiquent généralement dans leurs spécifications. Le Tableau 5-5 présente les formules mathématiques qui permettent d'évaluer l'erreur associée aux valeurs calculées à partir des erreurs de pourcentage attendues indiquées dans les fiches de spécifications.

Description	Opération	Erreur associée
Incertitude dans les sommes et les différences	$y = a + b + \dots$	$S_y = \sqrt{(S_a)^2 + (S_b)^2}$
Incertitude dans le produit et le quotient	$y = a \cdot b + c$	$S_y = y \cdot \sqrt{\left(\frac{S_a}{a}\right)^2 + \left(\frac{S_b}{b}\right)^2}$

Incertitude dans les fonctions puissance	$y = a^b$	$S_y = y \cdot b \cdot \left(\frac{S_a}{a}\right)$
--	-----------	--

Tableau 5-5 : Méthode d'évaluation des erreurs.

La principale source d'incertitude pour les évaluations des conductances G ou des résistances R provient de la lecture des températures mesurées par les thermocouples de type N dont l'erreur de mesure exprimée est de $\pm 0,02$ % soit environ $\pm 0,3$ °C. L'erreur dépend aussi de la précision de la puissance transférée par effet joule à l'évaporateur.

Pour le cas de référence, les incertitudes sont évaluées pour chaque paramètre et sont répertoriées dans le Tableau 5.6.

Alimentation	Unité	Valeur	$\pm S_y$	(\pm %)
I	A	4,008	0,048	1,20 %
U	V	75,156	0,902	1,20 %
Q_e	W	301,22	5,11	1,70 %
Evaporateur				
\bar{T}_e	°C	269,5	3,07	1,14 %
Zone Adiabatique				
$\bar{T}_a(T_v)$	°C	244,1	4,42	1,81 %
Condenseur				
\bar{T}_c	°C	221,6	2,72	1,23%
Conductances thermiques				
ΔT_{e-c}	°C	47,8	4,10	8,48 %
G_c	W/K	13,12	1,73	13,18 %
ΔT_{e-a}	°C	25,4	3,33	13,12 %
G_e	W/K	11,80	1,56	13,23 %
ΔT_{a-c}	°C	22,5	3,01	13,07 %
G_{tot}	W/K	6,21	0,54	8,64 %
Résistances thermiques				
R_{tot}	K/W	0,161	0,014	8,64 %
Coefficient d'échange				
h_c	W/m ² .K	976	125,10	13,18 %
h_e	W/m ² .K	817	107,49	13,23 %

Tableau 5-6 : Incertitudes des caractéristiques du cas de référence.

Ces résultats donnent deux informations importantes. Tout d'abord concernant les mesures de températures, elles sont évaluées entre 2,7 °C et 4,4 °C près (en intégrant toute la chaîne de mesure), ce qui reste acceptable puisque de l'ordre de 1 à 2%. Par contre leur impact sur l'évaluation des résistances et des conductances est de l'ordre de 13,2 % pour le condenseur et l'évaporateur, et de 8,6% pour le thermosiphon. Ceci montre que malgré tous nos efforts de conception, de réalisation et les précautions prises, il est fort difficile d'évaluer avec une très grande précision les performances du thermosiphon. Nous garderons donc ceci en tête pour la suite de notre étude.

5.2 Confrontation des prédictions du modèle aux résultats expérimentaux - cas de référence

Afin d'évaluer la validité du modèle théorique présenté dans le chapitre 3, un calcul a été effectué pour évaluer les valeurs des paramètres du modèle du thermosiphon au naphthalène dans les conditions opératoires identiques au cas test expérimental de référence ($Q_e = 301,22 \text{ W}$ et $T_v = 244,1^\circ\text{C}$).

Dans le cadre de cette étude, les mesures précises pour déterminer et valider les valeurs des propriétés du naphthalène sont impossibles à effectuer. Bien que les données de Mantelli soient plus complètes que celles de Pioro (cf. §4.4), l'incertitude sur les valeurs des paramètres thermophysiques du naphthalène perdure. En conséquence, les deux jeux de paramètres ont été utilisés dans le calcul à la température de vapeur $T_v = 244^\circ\text{C}$. La comparaison des résultats de calcul évalués pour chaque jeu de paramètre, avec les résultats expérimentaux permettra d'évaluer la fiabilité de la source de données thermophysiques du fluide. Enfin, notons qu'il manque des valeurs thermophysiques de la phase vapeur nécessaires au calcul dans la base de données proposée par Pioro [140] : ce sont la viscosité de la vapeur μ_v , la conductivité thermique de la vapeur λ_v et la capacité calorifique de la vapeur Cp_v . Pour le calcul, nous rappelons ici les paramètres d'entrée du modèle définis dans les conditions opératoires (cf. 5.1).

Paramètre	Propriétés du Naphthalène à $T_v = 244^\circ\text{C}$			Données géométriques du tube ANSI-316L			Conditions aux limites imposées		
	Unité	*[Pioro]	*[Mantelli]						
ρ_l	kg/m ³	854,8	792	D_i	m	0,0239	Q_e	W	302
ρ_v	kg/m ³	5,08	5,25	D_e	m	0,0269	T_v	°C	244,1
μ_l	Pa.s	$3,03 \cdot 10^{-4}$	$3,43 \cdot 10^{-4}$	e	mm	1,5			
μ_v	Pa.s	-	$1,27 \cdot 10^{-5}$	L_e	m	0,20			
λ_l	W/m.K	$9,81 \cdot 10^{-2}$	$7,71 \cdot 10^{-2}$	L_a	m	0,60			
λ_v	W/m.K	-	$1,05 \cdot 10^{-2}$	L_c	m	0,20			
C_l	J/kg.K	2864	2360	λ	W/mK	15			
Cp_v	J/kg.K	-	1760						
P_v	Pa	$1,8 \cdot 10^5$	$1,76 \cdot 10^5$						
h_{lv}	J/kg	$3,28 \cdot 10^5$	$3,20 \cdot 10^5$						
σ	N/m	$1,54 \cdot 10^{-2}$	$1,78 \cdot 10^{-2}$						
β	K ⁻¹	$4,10 \cdot 10^{-3}$	$4,10 \cdot 10^{-3}$						

Tableau 5-7 : Données d'entrée du calcul du thermosiphon au naphthalène.

Rappelons que le circuit thermique simplifié est utilisé pour prédire le fonctionnement du thermosiphon comme le montre la Figure 5-10. Les données d'entrée principales sont Q_e (301,22 W) et T_v (244,1 °C). Cependant le modèle fonctionne par itérations successives en partant d'une température de la source froide. A partir de là, il permet d'estimer les caractéristiques du film de condensation. En s'appuyant sur le modèle de Nusselt (à densité de flux imposé) présenté dans le chapitre 3 (cf. §3.4), nous estimons une température de vapeur. Tant que celle-ci n'est pas égale à la consigne, nous itérons le calcul. Après itérations sur cette étape de calcul, on aboutit à la température de vapeur souhaitée. Enfin, la dernière étape consiste à calculer alors les caractéristiques de l'ébullition au niveau de l'évaporateur.

On évalue aussi les températures internes de paroi à l'évaporateur et au condenseur, ainsi que les résistances et les conductances à l'évaporateur et au condenseur, puis globalement celles du thermosiphon. L'ensemble des calculs a été effectué pour chaque source de données du naphthalène. Les

principaux résultats sont présentés dans le Tableau 5-8.

Condenseur (Modèle Nusselt)							
Paramètres	Unité	Données expérimentales	Résultats *[Pioro]		Résultats *[Mantelli]		Equation
T_c	°C	221,6	226,6	+5°C	220,3	-1,3°C	-
$T_{c,int}$	°C		228,5		222,3		
$T_{c,v}$	°C	244,1	244,1		244,1		
ΔT_{a-c}	°C	22,5	17,5	-22,2%	23,8	+5,8%	
R_8	K/W	$6,27 \cdot 10^{-3}$	$6,27 \cdot 10^{-3}$		$6,27 \cdot 10^{-3}$		
R_7	K/W	$6,82 \cdot 10^{-2}$	$5,2 \cdot 10^{-2}$		$7,2 \cdot 10^{-2}$		
R_c	K/W	$7,5 \cdot 10^{-2}$	$5,8 \cdot 10^{-2}$	-22,6%	$7,9 \cdot 10^{-2}$	+5,3%	
G_c	W/K	13,3	17,2	+29,3%	12,66	-4,8%	
h_c	W/m ² K	976	1292	+32,4%	920,3	-5,7%	(Eq. 3.42)
$\delta_l(L_c)$	m		$1,14 \cdot 10^{-4}$		$1,26 \cdot 10^{-4}$		(Eq. 3.36)
$Re_l(L_c)$	-		161 [laminaire]		146 [laminaire]		
φ_c	W/m ²	20 059	20 059		20 059		
Adiabatique							
v_v	m/s	-	0,40		0,40		
v_l	m/s	-	0,13		0,13		
R_v	K/W	-	-		$8,59 \cdot 10^{-7}$		
$\Delta P_{v,vi}$	Pa	-	-		0,23		
$\Delta P_{v,ci}$	Pa	-	0,60		0,61		
Evaporateur							
$T_{e,v}$	°C	244,1	-		244,0		
$T_{e,int}$	°C		-		270,0		
T_e	°C	269,5	-	-	271,8	+2,3°C	
ΔT_{e-a}	°C	25,4	-	-	27,79	+9,4%	
R_2	K/W	$9,05 \cdot 10^{-2}$	-		$8,6 \cdot 10^{-2}$		
R_3	K/W	$6,27 \cdot 10^{-3}$	$6,27 \cdot 10^{-3}$		$6,27 \cdot 10^{-3}$		
R_e	K/W	$8,5 \cdot 10^{-2}$	-	-	$9,2 \cdot 10^{-2}$	+8,2%	
G_e	W/K	11,8	-	-	10,83	-8,2%	
L_B	m	-	$1,36 \cdot 10^{-3}$		$1,52 \cdot 10^{-3}$		
$l_{le(0)}$	m	0,200	0,200		0,200		
$l_{le(T_v)}$	m	-	0,171		0,184		
K_{zn}	-	-	-		$2,4 \cdot 10^7$ [ébullition]		(Eq. 3.9)
Nu_e	-	-	-		232,34		(Eq. 3.16)
h_e	W/m ² K	817	-	-	749,9	-8,2%	
q_e	W/m ²	20 060	23 046		21 803		
Thermosiphon ($Q_e = 301,22 \text{ W}$ – $T_v = 244,1^\circ\text{C}$)							
ΔT_{e-a}	°C	47,8	-		51,45	+7,6%	
R_{tot}	K/W	0,161	-		0,171	+6,2%	
G_{tot}	W/K	6,21	-		5,85	-5,8%	

Tableau 5-8 : Résultats du modèle théorique selon l'origine des données thermophysiques – Comparaisons avec les résultats expérimentaux dans le cas de référence

Comme mentionné ci-dessus, les données du naphthalène proposées par Pioro sont incomplètes : cela explique pourquoi dans le tableau des résultats, de nombreux paramètres ne sont pas calculés, notamment dans la zone d'évaporation. Pour la zone de condensation, les résultats du modèle ont pu être évalués avec les deux séries de données et ils sont comparés avec les valeurs expérimentales obtenues et indiquées précédemment (cf. §5.1.3).

Analysons cette comparaison :

- Au condenseur, les résultats basés sur les données de Pioro surestiment la température de 5°C ce qui contribue à un écart de l'ordre de -22,6% à +32,3% respectivement sur la résistance et la conductance moyenne dans cette zone par rapport aux mesures expérimentales. Ces écarts sont manifestement trop importants pour donner du crédit aux données de Pioro. Le naphthalène caractérisé par Pioro était-il de nature légèrement différente avec celui que nous avons utilisé ? Par contre les résultats basés sur les données de Mantelli, indiquent des écarts beaucoup plus restreints de -1,3°C pour la température de vapeur, -5,7% pour la résistance et -4,8% pour la conductance. Au regard de l'évaluation des erreurs expérimentales (cf. §5.1.4), ces écarts se situent en dessous des incertitudes de mesures, donc les résultats de modélisation à partir des paramètres de Mantelli au condenseur semblent tous à fait acceptables.
- Dans la zone adiabatique, nous retrouvons bien entendu la température de vapeur souhaitée, puisque ce paramètre constitue la valeur à atteindre dans le processus itératif des modèles. Au passage, les gradients de pression sont très faibles, ce qui engendre de très faibles variations de température au sein de la phase vapeur.
- A l'évaporateur, nous ne disposons que des résultats du modèle, basés sur les données de Mantelli. La température de l'évaporateur est surestimée de 2,3°C par le modèle, donc de +9,4% de l'écart de température entre l'évaporateur et la phase vapeur. En conséquence, la résistance et la conductance thermique indiquent des écarts de +/- 8,2% respectivement, là encore inférieurs aux incertitudes de mesures.
- Enfin, la modélisation globale du thermosiphon avec les données de Mantelli est en très bon accord avec les résultats expérimentaux comme le montre les valeurs finales du Tableau 5-8.

Après cette première confrontation modèles avec les mesures, il s'avère que les modèles appuyés les paramètres thermophysiques fournies par Mantelli permettent de bien décrire le comportement global du caloduc thermosiphon au naphthalène expérimentales dans ce cas de référence. Désormais, et sans attendre d'autres confrontations, les données thermophysiques du naphthalène fournies par Mantelli seront utilisées pour tous les calculs présentés par la suite.

La modélisation permet d'évaluer quelques paramètres complémentaires et d'identifier un peu plus localement les phénomènes physiques qui se développent au sein du thermosiphon. Voyons ce qu'il en est, zone par zone.

Au condenseur :

Comme indiqué dans le chapitre 3, le modèle théorique pour prédire le phénomène de condensation du naphthalène en film liquide est basé sur le modèle du film de condensation de Nusselt

à densité de flux constante. Celui-ci permet d'évaluer l'épaisseur du film locale $\delta_l(x)$ à la position x correspondant à la distance à l'origine du film liquide (sommet du caloduc en $x = 0$) par l'expression (Eq. 3-15). L'épaisseur de film varie avec x et elle est de $126 \mu\text{m}$ à l'extrémité basse de la zone condenseur ($x = L_c$). A partir de cette épaisseur du film liquide, il est possible d'estimer le coefficient d'échange thermique local $h_l(x)$ ainsi que la température locale à partir de l'expression (Eq. 3-16). Le Tableau 5-9 montre les résultats calculés pour le cas de référence au condenseur.

x (m)	$\delta(x) = \left(\frac{3 \cdot \mu_l \cdot \dot{q}_c \cdot x}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv}} \right)^{1/3}$ (m)	$h(x) = \frac{\lambda_l}{\delta(x)}$ (W/m ² .K)	$\Delta T(x) = \frac{\dot{q}_c}{h(x)}$ (°C)	T(x) (°C)	Re(x) -
0	0	-	0	244	0
0,01	$4,68 \cdot 10^{-5}$	1667	12,12	232,0	7
0,03	$6,75 \cdot 10^{-5}$	1156	17,48	226,7	22
0,05	$8,01 \cdot 10^{-5}$	975	20,72	223,5	37
0,07	$8,96 \cdot 10^{-5}$	871	23,18	221,1	51
0,09	$9,74 \cdot 10^{-5}$	801	25,21	219,1	66
0,11	$1,04 \cdot 10^{-4}$	750	26,95	217,3	80
0,13	$1,10 \cdot 10^{-4}$	709	28,50	215,8	95
0,15	$1,15 \cdot 10^{-4}$	676	29,89	214,4	108
0,17	$1,20 \cdot 10^{-4}$	648	31,16	213,2	123
0,19	$1,25 \cdot 10^{-4}$	625	32,34	212,0	139
0,20	$1,27 \cdot 10^{-4}$	614	32,90	211,5	146

Tableau 5-9 : Résultats de modélisation du film liquide – cas de référence.

Le modèle indique un comportement de condensation en film en régime laminaire où le nombre de Reynolds du film liquide est toujours inférieur à 150. La Figure 5-13 présente les courbes de l'épaisseur du film liquide et du coefficient d'échange local prédites par le modèle tout le long de la zone condenseur.

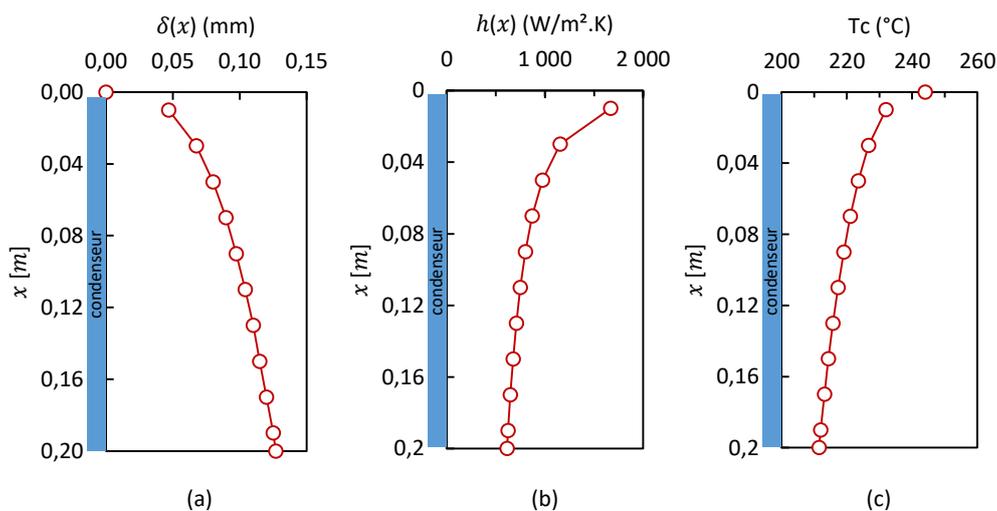


Figure 5-11 : Evolution axiale des caractéristiques du film liquide.

L'évolution de l'épaisseur du film liquide prédite par le modèle de Nusselt (Figure 5-11a) est

basée sur les hypothèses appliquées dans le modèle théorique : le point du condenseur situé en $x = 0$ présente pas de différence de température entre la vapeur et la paroi interne du thermosiphon ; le flux thermique à la paroi est constant. En position $x = 0$ (extrémité supérieure du thermosiphon), l'épaisseur de film est nulle. Celle-ci augmente le long du condenseur, $127 \mu\text{m}$ à l'extrémité du condenseur ($x = L_c$). L'épaisseur du film atteint la valeur maximale en $x = L_c$, reste constante dans la zone adiabatique puis atteint la zone évaporateur. L'intégration spatiale de cette évolution du film permet d'estimer le volume de naphthalène liquide ainsi formé dans la zone du condenseur : il est de $1,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

Naturellement avec l'augmentation de l'épaisseur de condensat avec x , la valeur du coefficient d'échange diminue, puisqu'on reste en régime laminaire et diminue jusqu'à une valeur de $614 \text{ W/m}^2\text{K}$ en $x = L_c$.

La température interne de la paroi du condenseur est égale à la température de vapeur du naphthalène en $x = 0$ (pas de condensat). Avec le développement du film, on mesure l'effet de résistance du film sur le transfert de chaleur qui engendre alors une diminution de la température de paroi avec x . En moyenne, la différence de température entre la paroi externe du condenseur et la température de vapeur du naphthalène est de $22,5^\circ\text{C}$ (expérimental) et de $23,8^\circ\text{C}$ (modèle).

Dans la zone adiabatique :

Il n'y a pas d'échange de chaleur dans cette région. A l'intérieur, la région adiabatique comprend deux parties distinctes : le naphthalène liquide s'écoule par effets gravitaires du bas du condenseur ($x = L_c$) jusqu'au sommet de l'évaporateur ($x = L_c + L_a$) avec une épaisseur constante égale à $\delta(x = L_c)$. Plus au centre, l'écoulement de naphthalène sous forme vapeur se déplace dans la direction verticale ascendante opposée. La température mesurée sur la paroi extérieure du tube est approximativement la température du film liquide en équilibre avec la vapeur dans cette zone, vapeur dont la température est T_v .

Le volume du naphthalène liquide qui s'écoule le long de la paroi du tube dans cette zone est $5,63 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. La vitesse du film de liquide calculée est de $0,13 \text{ m/s}$, ce qui signifie qu'il faut $4,6$ secondes au liquide pour atteindre la longueur totale de la fin de la zone adiabatique. Le naphthalène vapeur se déplace de bas en haut à une vitesse de $0,40 \text{ m/s}$, plus rapidement que le liquide, ce qui signifie qu'il faut $1,5$ secondes pour arriver vers le condenseur.

Enfin, le calcul de la résistance thermique de vapeur (R_5) est fait sur la base des pertes de charges de la vapeur entre l'évaporateur et le condenseur. Ici, R_5 est extrêmement faible et vaut $8,59 \cdot 10^{-7} \text{ K/W}$. Cela confirme d'une part l'hypothèse qui a consisté à négliger cette résistance, et d'autre part explique pourquoi l'écart de température de vapeur de l'évaporateur au condenseur est très faible. Le profil de température mesuré à partir de l'expérience est également uniforme.

A l'évaporateur :

Le modèle permet d'évaluer les mécanismes physiques au sein du liquide en « pool ». Le nombre K_{ZN} est calculé à partir de l'expression (Eq. 3-26) et vaut $2,4 \cdot 10^7$: il est donc supérieur à la valeur critique de $2,1 \cdot 10^7$ ce qui permet de conclure que le mode d'évaporation du naphthalène liquide est un régime dit « ébullition » (cf. §3.2 et Figure 3.20).

A partir de là, nous évaluons le nombre de Nusselt d'évaporation (Eq. 3-27). Le volume de naphthalène restant dans l'évaporateur est de $8,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, ce qui correspond à une réduction de la hauteur moyenne du « pool » de $0,20 \text{ m}$ initialement à $0,184 \text{ m}$. Ainsi, la région de l'évaporateur est divisée en

deux zones : une première zone de hauteur 0,016 m relativement petite par rapport au reste du « pool » est occupée par le film liquide provenant de la zone adiabatique et est située juste en dessous de la zone adiabatique ; une seconde zone de hauteur 0,184 m correspond à la zone de « pool » dans laquelle se développe l'ébullition du naphthalène liquide. En réalité cette distinction entre les deux zones n'est pas si évidente, mais la modélisation permet d'évaluer la hauteur de ces deux zones. Enfin, la différence de température entre la paroi extérieure de l'évaporateur et la température de la vapeur de naphthalène est alors de 25,4 °C (expérimental) et de 27,79 °C (prédiction).

La Figure 5-12 présente un schéma de la situation obtenue au sein du caloduc thermosiphon au naphthalène dans le cas de référence.

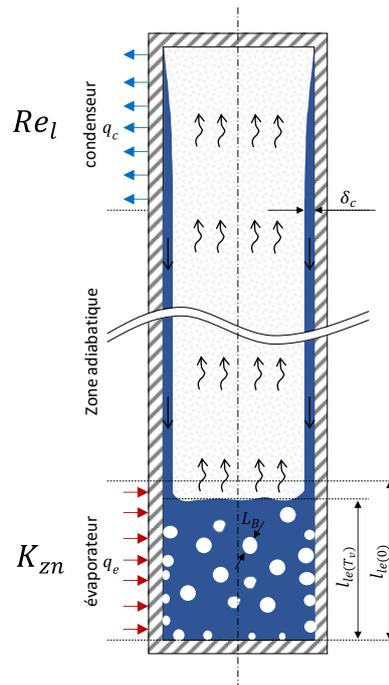


Figure 5-12 : Mode stationnaire du thermosiphon au Naphthalène

Globalement sur l'ensemble du thermosiphon :

L'analyse des résultats expérimentaux et leur confrontation aux résultats issus du modèle théorique permet de conclure que nous sommes en mesure d'identifier le comportement d'un caloduc thermosiphon au naphthalène dans les conditions de référence ($Q_e = 301,22$ W et $T_v = 244,1$ °C). Nous avons pu mettre en évidence expérimentalement l'évolution transitoire (phase de démarrage) du caloduc jusqu'à l'obtention d'un état stationnaire. La modélisation, quant à elle, ne permet de caractériser que le régime stationnaire.

Cependant la prédiction est relativement précise pour prédire correctement le comportement du thermosiphon. Ainsi, en utilisant le modèle théorique, le niveau de température moyenne de chaque zone du thermosiphon (évaporateur, adiabatique et condenseur) peut être prédit. Mais en plus, pour la zone de condensation, le modèle utilisé permet de déterminer la température locale à partir de la connaissance de l'épaisseur de film liquide sur la paroi interne. Ceci a été fait ici dans notre cas et les températures locales ont pu être calculées sur toute la hauteur du condenseur et en particulier aux positions axiales correspondant à l'emplacement des 5 thermocouples du banc d'essais. Les profils de température sont présentés sur la Figure 5.13 sur l'ensemble du thermosiphon (figure de gauche) et au

niveau du condenseur (figure de droite).

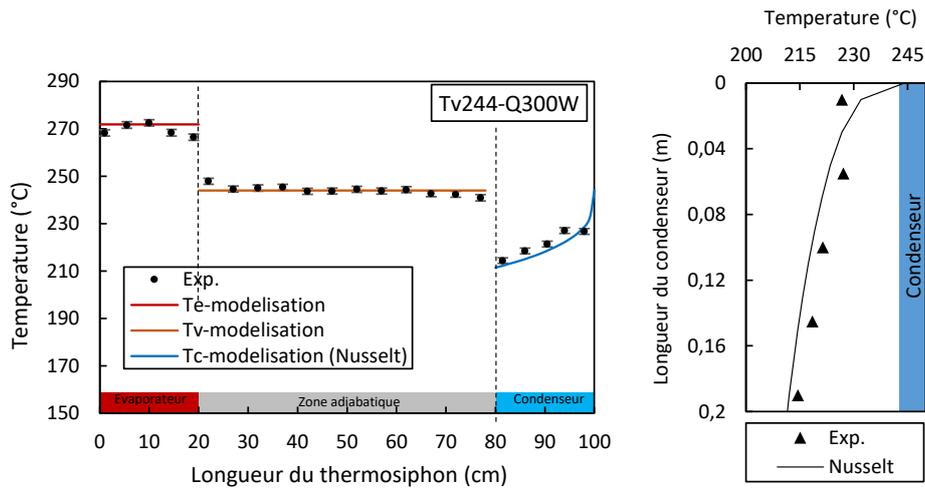


Figure 5-13 : Comparaison des profils de température expérimental et par modélisation selon le modèle de Nusselt – cas de référence.

Les profils de température sont assez similaires bien que les résultats du modèle ne permettent d'évaluer qu'une température moyenne à l'évaporateur, comme dans la zone adiabatique, tandis que les mesures expérimentales (22 thermocouples) traduisent l'évolution de la température locale du fluide le long du thermosiphon. Nous remarquons donc :

- A l'évaporateur, le profil expérimental présente un maximum au centre ($x = 10$ cm). La différence de température entre la prédiction et les mesures varie de quelques degrés. Cependant, les températures moyennes obtenues par expérimentation ou par modélisation sont assez proches et respectivement de $269,5^{\circ}\text{C}$ et $271,88^{\circ}\text{C}$. Là encore la différence entre ces deux valeurs est inférieure à l'incertitude de mesure expérimentale.
- Dans la zone adiabatique, la modélisation indique $244,1^{\circ}\text{C}$ (donnée consigne après itération). L'expérience indique une légère variation le long de cette zone, mais la température au centre mesurée par PT100 est de $244,1^{\circ}\text{C}$ (consigne expérimentale) et la moyenne des 12 thermocouples dans cette zone indique aussi $244,1^{\circ}\text{C}$.
- Au condenseur nous observons une certaine similitude des profils de température, notamment sur les 4 points de mesure les plus bas au condenseur (de T_{c1} à T_{c4} : $6\text{ cm} < x < 19\text{ cm}$). Les températures diminuent bien dans les deux cas et les écarts entre le modèle et les mesures expérimentales sont comprises entre 1°C et $2,3^{\circ}\text{C}$: le modèle sous-estime les températures de paroi. Par contre la température indiquée en $x = 1$ cm présente une différence significative et l'écart est alors de $-1,3^{\circ}\text{C}$. Les hypothèses définies dans le modèle Nusselt, indiquent que le point initial ($x = 0$) est le point de commencement de la génération du film liquide ; en conséquence le modèle retient qu'ici la température de la paroi est égale à la température de la vapeur ($244,1^{\circ}\text{C}$). En fait, dans la configuration expérimentale, cette hypothèse ne peut pas être satisfaite. La zone condenseur configurée comme indiqué dans le chapitre 4 (cf. §4.3) montre en détail la partie supérieure du caloduc à laquelle est connectée le système de remplissage en naphthalène. Malgré les précautions prises et le renforcement de l'isolation du

tube et du système de remplissage, celui-ci joue le rôle d'ailette pouvant entraîner des pertes thermiques et donc provoquer la chute de température au point de mesure ($x = 1 \text{ cm} : T_{c5}$).

Pour terminer cette comparaison modèle/expérience, nous avons poursuivi notre analyse jusqu'à calculer les températures des points « clés » du thermosiphon, soit en s'appuyant sur les expressions du modèle (cf. §3.2.3), soit en s'appuyant sur les bilans thermiques au condenseur et à l'évaporateur. Le Tableau 5-10 résume brièvement les résultats importants obtenus par les deux méthodes dans le cas de référence.

	Paramètre	Unité	Expérience	Modèle
	h_c	W/m ² K	975,82	920,72
	$T_{c,ext}$	°C	221,6	220,3
	R_8	K/W	$6,27 \cdot 10^{-3}$	$6,27 \cdot 10^{-3}$
	$T_{c,int}$	°C	223,5	222,2
	R_7	K/W	$6,82 \cdot 10^{-2}$	$7,23 \cdot 10^{-2}$
	$T_{v,cond}$	°C	244,1	244,1
	R_v	K/W	-	$8,56 \cdot 10^{-7}$
	$T_{v,evap}$	°C	244,1	244,1
	R_3	K/W	$9,05 \cdot 10^{-2}$	$8,64 \cdot 10^{-2}$
	$T_{e,int}$	°C	271,4	270,0
	R_2	K/W	$6,27 \cdot 10^{-3}$	$6,27 \cdot 10^{-3}$
	$T_{e,ext}$	°C	269,5	271,9
	h_e	W/m ² K	817,27	748,09

Tableau 5-10 : Comparaison des principales températures moyennes au condenseur et à l'évaporateur issues du modèle avec les résultats expérimentaux.

En définitive, force est de constater que le modèle analytique retenu, basé sur les données thermophysiques de Mantelli, permet de prédire de manière très satisfaisante le comportement moyen et même local pour le condenseur du thermosiphon au naphthalène. Nous restons cependant prudents car cette conclusion ne porte que sur la configuration de référence.

5.3 Comportement du caloduc thermosiphon au naphthalène en régime de démarrage

5.3.1 Approche théorique du « démarrage ».

Après avoir décrit le comportement complet du thermosiphon au naphthalène en régime transitoire puis surtout en régime stationnaire, permettant ainsi d'évaluer les performances, on s'interroge ici sur le temps de réponse du système en fonction des sollicitations externes. Si l'équilibre thermique est atteint après 30 minutes dans le cas de référence, quand est-il dans d'autres configurations ?

La description du comportement d'un caloduc en régime transitoire relève généralement d'une des deux motivations suivantes :

- Le passage d'un état d'équilibre à un autre,
- Le suivi de l'évolution en puissance et en température jusqu'au point de consigne, ou en température à flux donné. En particulier, lorsque le démarrage s'effectue avec un fluide de

travail solidifié, un écoulement visqueux et un écoulement moléculaire [19] [20] peuvent coexister dans l'espace vapeur.

Ce type de problème se pose ainsi pour le démarrage des caloducs et des thermosiphons à métaux liquides du fait de la pression de vapeur faible aux températures moyennes, et pour les microcaloducs en raison du faible diamètre hydraulique du canal. La Figure 5-14 illustre les cinétiques de démarrage d'un caloduc en général, ou d'un thermosiphon en particulier, rencontrées dans le cas d'un chauffage à flux imposé [121].

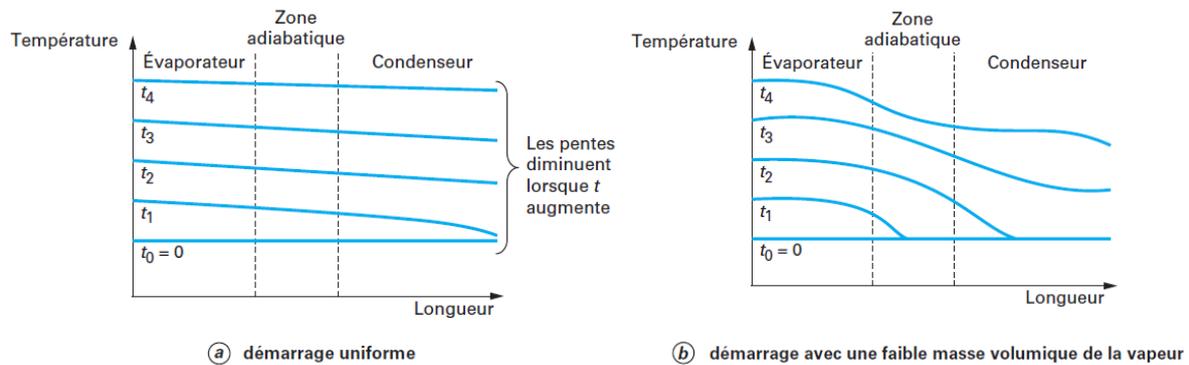


Figure 5-14 : Cinétique de démarrage d'un caloduc à flux imposé – Evolution temporelle des profils de température axiale de vapeur.

Les évolutions des profils de température de vapeur au sein d'un caloduc en fonction des temps présentés sur cette figure montrent un comportement différent et une réponse différente du caloduc selon deux modes :

- Démarrage uniforme (Figure 5-14a). Ce type de démarrage se produit pour des caloducs remplis avec un fluide de travail dont la masse volumique de vapeur est initialement assez élevée.
- Démarrage avec un front de vapeur variable (Figure 5-14b). Ce type de démarrage se produit notamment avec les caloducs à métaux liquides : le front chaud se déplace progressivement de l'évaporateur vers le condenseur. Au démarrage, à faible température, la masse volumique de la vapeur est faible et le libre parcours moyen est grand devant le diamètre du caloduc : la chaleur est transmise uniquement par conduction le long de la paroi. Le transfert par conduction et le transfert par convection de la vapeur deviennent équivalents lorsque la pression atteint environ 1 Pa. Ce dernier mode de transfert est prédominant dès que la pression de la vapeur est supérieure à 100 Pa. La modélisation de la phase de démarrage est, on le voit, particulièrement complexe.

5.3.2 Analyse des temps de démarrage en fonction de la puissance à l'évaporateur.

Dans notre cas, pour le point de fonctionnement de référence (flux thermique imposé), la Figure 5-15 présente l'évolution des profils de température le long du thermosiphon en fonction du temps pour différents instants sur les 37 premières minutes de fonctionnement, et indique le comportement du thermosiphon en régime de démarrage.

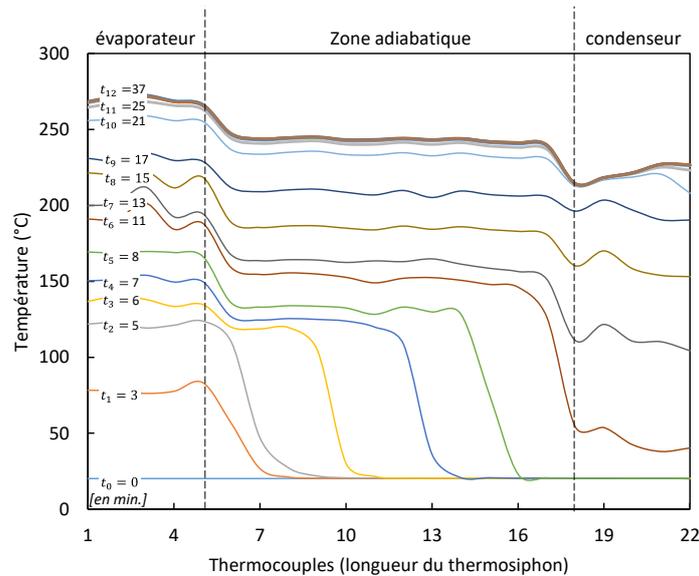


Figure 5-15 : Caractérisation du démarrage du thermosiphon – Cas de référence.

Par analogie avec la Figure 5-14, l'évolution des profils de température indique que nous sommes plutôt dans la seconde configuration, c'est-à-dire dans le cas d'un « démarrage avec un front de vapeur variable » à métaux liquides. Rien d'illogique compte tenu de la nature solide du naphthalène dans les conditions d'ambiance, qui nécessite un certain niveau de température pour devenir liquide d'une part, mais surtout des caractéristiques thermophysiques du naphthalène notamment du rapport entre masse volumique liquide et vapeur : $\rho_l/\rho_v \approx 60$.

Nous reproduisons cette démarche pour d'autres puissances à l'évaporateur comprises entre 200 W (valeur supérieure à la valeur minimum) et 1500 W (valeur maximum du montage). Les évolutions de température sont illustrées sur la Figure 5-16 pour les puissances différentes.

Nous observons ici, que plus la puissance à l'évaporateur est élevée, plus le démarrage et la mise en fonctionnement du système se réduit. Deux instants sont importants dans cette approche de démarrage du thermosiphon :

- L'instant à partir duquel la température en partie basse de la zone adiabatique commence à changer. Cela signifie que le flux de chaleur apporté à l'évaporateur a produit de la vapeur qui se propage vers le condenseur. En réalité, le premier thermocouple de la zone adiabatique (T_{a1}) a un comportement très proche du dernier thermocouple de la zone évaporateur (T_{e5}). On lui préfère plutôt le second (T_{a2}) dont le profil est plus représentatif de la zone adiabatique. On notera donc t_a le temps à partir duquel le profil de température T_{a2} présente un changement brusque de pente, traduisant le « démarrage » du thermosiphon en début de zone adiabatique.
- Les instants suivants t_a sont représentatifs de la propagation de la vapeur le long du caloduc jusqu'au condenseur. Nous observons que, quelle que soit la puissance à l'évaporateur, les profils de température de la zone adiabatique suivent une phase assez rapide jusqu'à présenter un second changement brusque. Dans ce cas, le thermocouple placé à l'extrémité de la zone adiabatique (T_{a12}) indique une température bien supérieure à 80 °C (température de fusion) et que la vapeur a dépassé cette position géométrique du thermosiphon. Nous noterons cet instant le temps de « démarrage » complet du thermosiphon t_d .

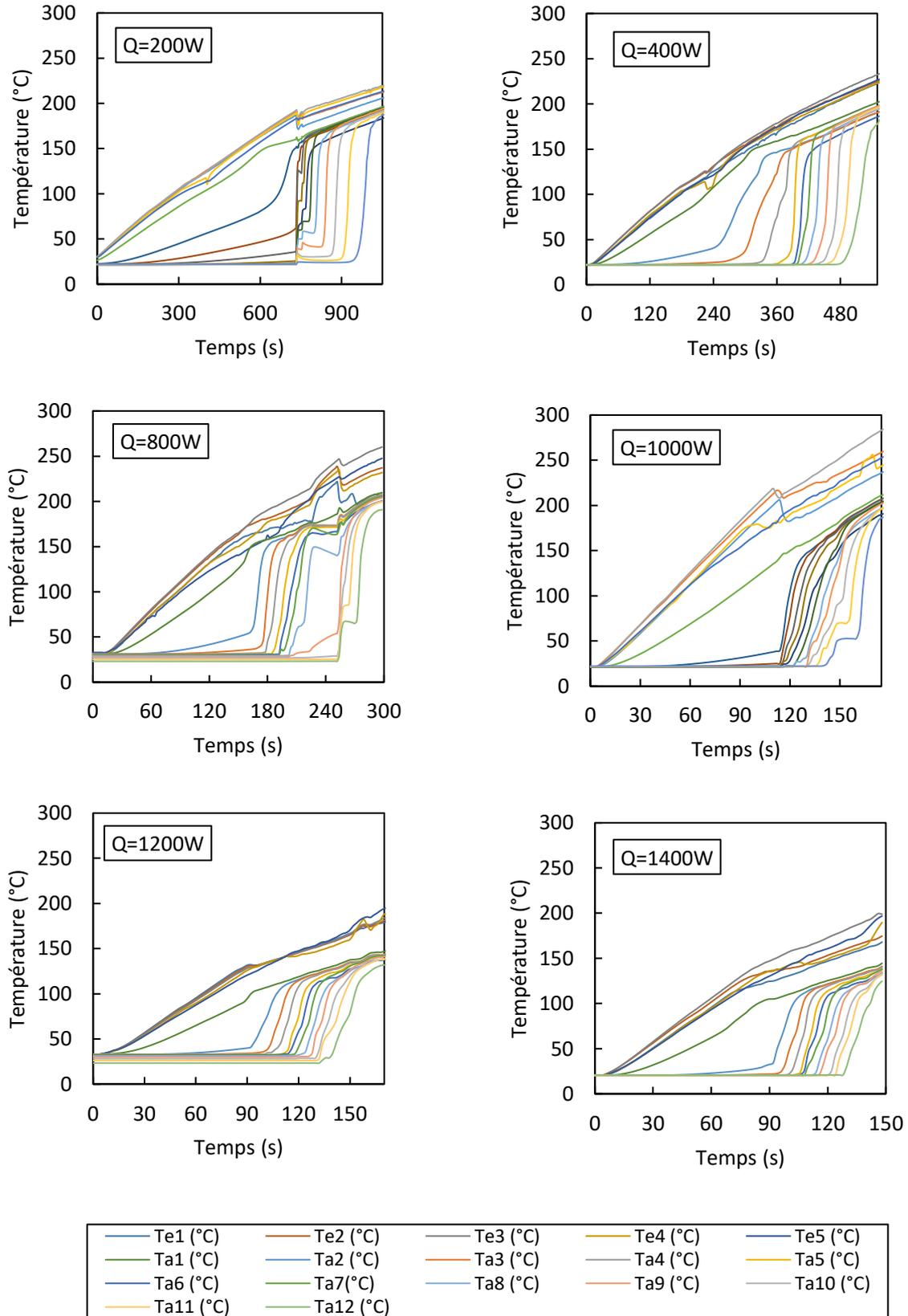


Figure 5-16 : Evolution des profils de température en régime de démarrage pour différentes puissance thermique.

La Figure 5-17 récapitule ces différents instants pour les 8 puissances testées.

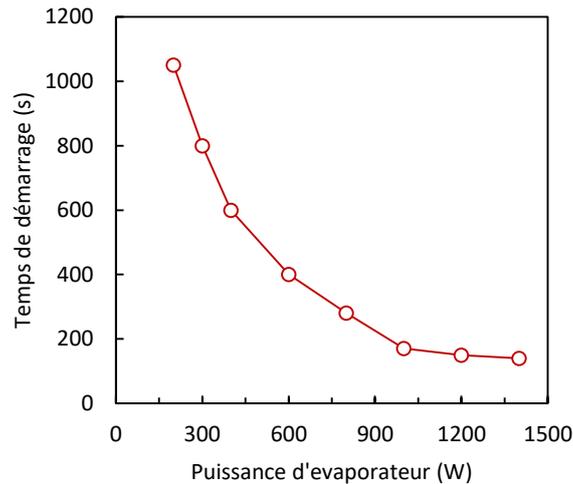


Figure 5-17 : Evolution du « temps de démarrage » du thermosiphon au naphthalène en fonction de la puissance à l'évaporateur.

Cette courbe résume les temps d'évolution de la mise en régime du thermosiphon, et montre que plus la puissance de chauffe est importante à l'évaporateur, plus le temps de démarrage est court : environ 1050 s pour 200 W, au contraire environ 135 s pour 1400 W. Ce temps de démarrage ne traduit, en fait, que la réponse du système aux sollicitations de puissance à l'évaporateur. Elle comprend, d'une part, la réponse des deux blocs de cuivre constituant l'évaporateur, et d'autre part, la réponse du naphthalène au sein du tube. Cependant, on peut penser que le temps t_a correspond plutôt au temps de réponse des blocs évaporateur (T_{e1} à T_{e5} et T_{a1}) : il est très court. Le temps t_d correspond plutôt au temps de réponse du naphthalène (T_{a1} à T_{a12}) qui inclue le temps nécessaire à la fusion de celui-ci : il est plus important que t_a . Ceci laisse à penser que la réponse du naphthalène est plus grande que celle des blocs évaporateur, et que c'est elle qui traduit le mieux la réponse du système expérimental ainsi conçu. Enfin, cette information est importante pour mieux comprendre et évaluer l'efficacité du système en terme de temps de réponse (court ou plus long), notamment si on souhaite l'intégrer dans une application industrielle. Pour tous les essais qui suivront dans ce chapitre, nous nous efforcerons de respecter une durée d'essais minimum correspondant au temps de réponse le plus long. C'est la raison pour laquelle tous les essais sont effectués sur une durée d'au moins 1 heure.

Désormais, munis de ces informations (temps de démarrage, temps d'établissement), nous procédons à une étape supplémentaire pour la détermination des performances du caloduc thermosiphon au naphthalène en variant des paramètres d'entrée. Ce sont : puissance à l'évaporateur (Q_e) et température de vapeur (T_v) qui intégrera le cas de référence présenté précédemment.

5.4 Comportement du caloduc thermosiphon au naphthalène en régime stationnaire - Influence de la puissance et de la température de vapeur

5.4.1 Conditions opératoires retenues

Nous venons d'analyser le comportement et les performances du thermosiphon pour un premier point de fonctionnement. Cette analyse est poursuivie dans ce paragraphe pour différentes températures de saturation (température de vapeur) comprises entre 220°C et 300°C, et pour différentes puissances à

l'évaporateur (puissance électrique) comprises entre 200 W et 1200 W. Compte tenu de notre système de refroidissement qui limite la gamme de température du fluide froid au condenseur, nous présentons ici les points de mesure différents caractérisés par les couples (Q_e , T_v) et la température de fluide froid obtenue par régulation (Tableau 5-11).

		Puissance à l'évaporateur (W)								
		200	300	400	500	600	800	1000	1100	1200
Température de vapeur (°C)	225	193,5°C	174°C	152,5°C		109°C	64,5°C			
	244		196°C	176,5°C		132,5°C	88,5°C	42°C		
	260			193,5°C		152°C	110,5°C	65,5°C		19°C
	280				196,5°C	175,5°C	134°C	90,5°C		42,5°C
	300					197,5°C	158°C	115°C	91,5°C	68°C

Tableau 5-11 : Conditions opératoires – Températures de vapeur, température de fluide froid et puissance à l'évaporateur.

Indiquons que ces points de fonctionnement ont été testés pour certains à plusieurs reprises, afin de vérifier leur reproductibilité. A chaque fois, le point de fonctionnement présente pour les mêmes consignes (Q_e , T_v) une température de fluide froid identique aux incertitudes de mesures et de précision du dispositif. En définitive, l'analyse qui suit ne porte que sur **25 points de fonctionnement** différents, **en régime stationnaire**, à taux de remplissage de 100%, comme l'indique ce tableau.

5.4.2 Analyse à $T_v = 244^\circ\text{C}$ fixée et puissance variable à l'évaporateur

Pour cette température de vapeur saturée, la puissance injectée à l'évaporateur varie entre 300 W et 1000 W. La Figure 5-18 présente les profils de température le long du thermosiphon au naphthalène. Le profil à $Q_e = 301$ W correspond au profil de référence.

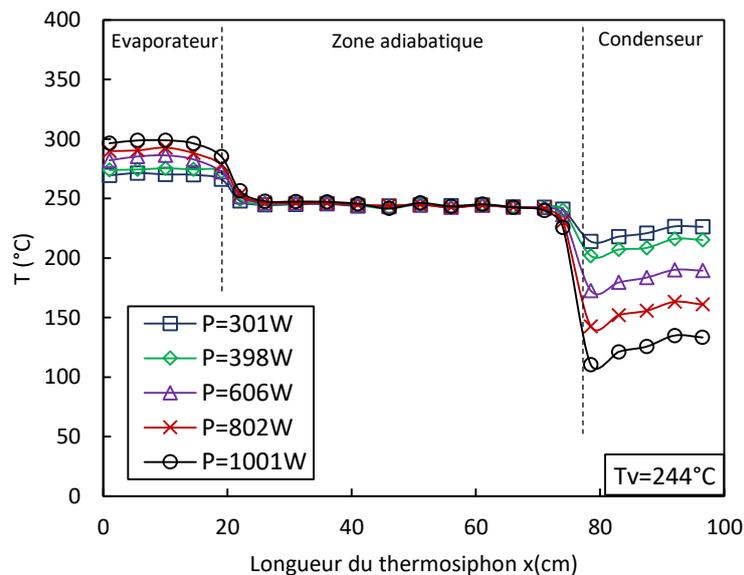


Figure 5-18 : Profil de température le long du thermosiphon à $T_v = 244^\circ\text{C}$ - la puissance injectée à l'évaporateur varie entre 300 W et 1000 W.

Les températures de paroi à l'évaporateur augmentent logiquement à l'évaporateur où se situe la source chaude, avec l'augmentation de la puissance. Dans la zone adiabatique, il n'en est pas de même : les profils sont quasi confondus et la température est quasi constante sur l'ensemble de cette zone quelle que soit la puissance injectée : il s'agit de la température de vapeur T_v . Le système mis en place respecte bien, d'une part, la température de consigne, et d'autre part, le fonctionnement du thermosiphon témoigne d'un comportement correct dans la zone adiabatique (pas d'échange thermique donc température constante). Enfin, les profils au condenseur changent, les températures diminuent, ainsi que, la température moyenne pour chaque augmentation de puissance : en fait, le condenseur s'adapte pour assurer le transfert. Remarquons que la distribution de température du condenseur est conforme au film de condensat de Nusselt : dans chaque cas, il y a bien un gradient de température au condenseur depuis sa base ($x = 80$ cm) jusqu'à son sommet ($x = 100$ cm).

En conséquence, les écarts de température moyenne entre l'évaporateur et le condenseur augmentent avec l'augmentation de la puissance injectée. Quelles en sont les conséquences sur les performances du thermosiphon ? Tout d'abord, nous montrons les évolutions de la conductance thermique au condenseur et à l'évaporateur (cf. Figure 5-19a et Figure 5-19b).

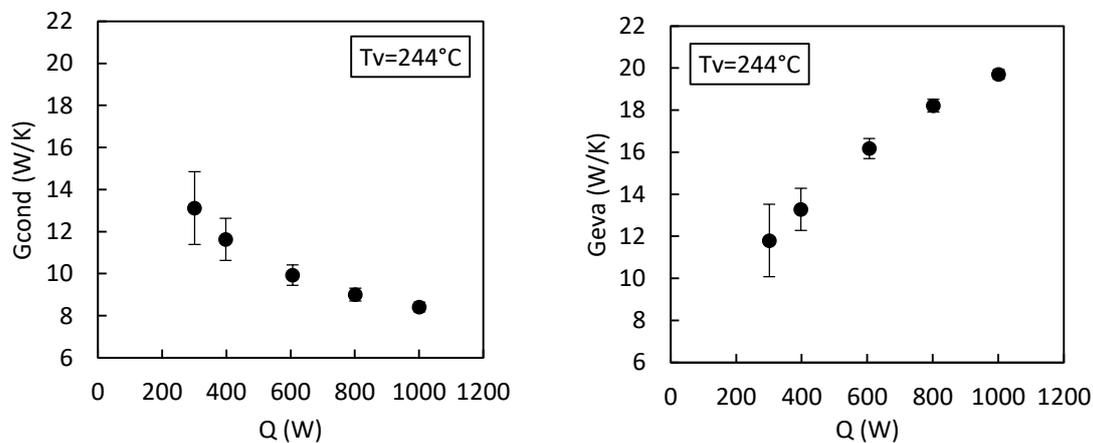


Figure 5-19 : Evolution de la conductance thermique en fonction de la puissance à l'évaporateur – $T_v = 244^\circ\text{C}$.

A l'évaporateur, la conductance évolue continûment avec la puissance, ce qui montre que le flux passe dans le thermosiphon sans réelle difficulté. Le transfert de la chaleur contribue à une augmentation du mécanisme d'ébullition du naphthalène au sein du tube. La pente de l'évolution de G_{eva} en fonction de la puissance n'est cependant pas linéaire, ce qui indique que le système présente une limitation légère du transfert avec la puissance.

Au condenseur, il n'est en pas de même. Bien au contraire, la conductance diminue avec la puissance dans de fortes proportions : elle diminue de 13 W/K à 300 W, à 8,5 W/K à 1200 W, ce qui représente -34%. En fait, avec l'augmentation de la puissance, il a augmentation de production de vapeur, ce qui se traduit au condenseur par un gain de condensat : l'épaisseur du film liquide est probablement plus importante, ce qui contribue à une augmentation de la résistance au transfert entre la vapeur et la paroi du condenseur. Les valeurs des conductances présentent des incertitudes qui diminuent quant à elles avec le gain de puissance : autour de 20% à 300 W, mais seulement 4% à 1200 W. Dans ses conditions, leurs effets sur la conductance globale du thermosiphon sont examinés (Figure 5-20).

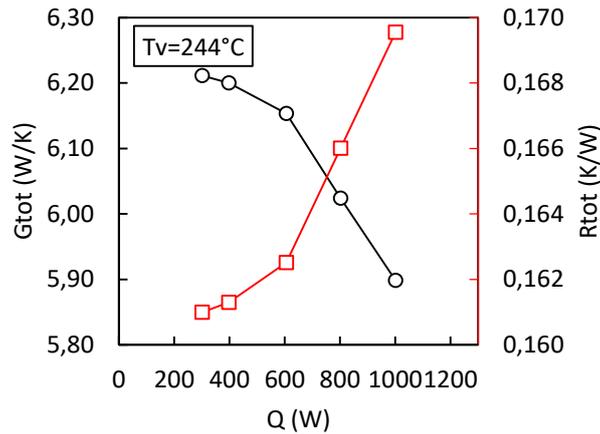


Figure 5-20 : Evolution de la conductance thermique globale du thermosiphon en fonction de la puissance à l'évaporateur – $T_v = 244^\circ\text{C}$.

L'augmentation de la conductance à l'évaporateur couplée à la diminution de la conductance au condenseur avec la croissance de la puissance thermique imposée se traduisent par une diminution globale de la conductance du thermosiphon : G_{tot} passe de 6,23 W/K pour $Q_e = 200$ W à 5,90 W/K pour $Q_e = 1000$ W. Globalement, l'augmentation de puissance à l'évaporateur à T_v constante se concrétise donc par une diminution du transfert de chaleur de l'ordre de 5,3 %, ce qui reste modeste malgré tout.

5.4.3 Analyse à T_v fixée et puissance variable à l'évaporateur

Cette même procédure est reproduite pour quatre autres températures de vapeur, comme indiquée dans le Tableau 5-11. Nous nous sommes fixés une valeur de T_v inférieure à la température de référence (225°C) et trois températures supérieures à la température de référence (260°C , 280°C et 300°C). Les Figures 5-21a, b, c et d présentent les évolutions de températures axiales du thermosiphon pour ces quatre températures de vapeur en fonction de la puissance imposée à l'évaporateur.

L'organisation des profils de température observés pour le cas de référence est reproduite ici pour les autres couples de points de fonctionnement (Q_e , T_v). En effet, nous constatons que :

- Les zones d'évaporation, adiabatique et de condensation sont très nettement différenciées par leurs températures moyennes ainsi que par l'évolution de leurs profils de température.
- La zone évaporateur est à température quasi constante pour chaque point de fonctionnement. De plus, avec l'augmentation de la température de vapeur, les écarts de température obtenus pour différentes puissances diminuent : 30°C pour $T_v = 225^\circ\text{C}$, et seulement 15°C pour $T_v = 300^\circ\text{C}$. Là encore, on se rapproche des limites de fonctionnement à l'évaporateur.
- Pour la zone adiabatique, la température est constante, excepté à ses extrémités avec la zone évaporateur (T_{a1}) ou avec la zone condenseur (T_{a12}).

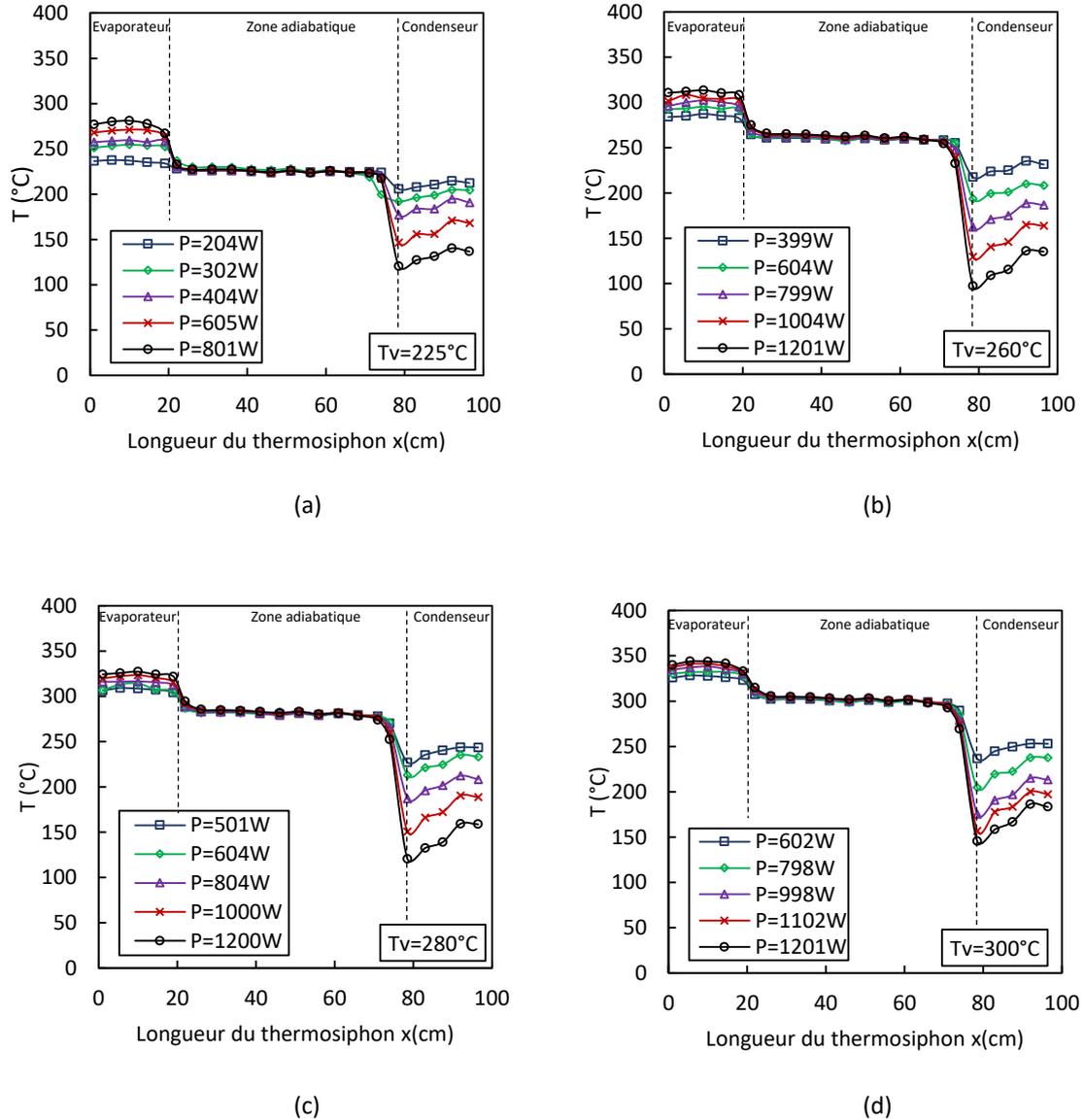


Figure 5-21 : Profil de température le long du thermosiphon pour quatre T_v différentes (225°C , 260°C , 280°C et 300°C).

- Enfin, au condenseur, les profils présentent tous un gradient important entre $x = 80$ cm et $x = 100$ cm, et ce d'autant plus que la puissance augmente. A T_v constante, les gradients sont plus marqués pour les puissances les plus grandes : par exemple à $T_v = 300^\circ\text{C}$, le gradient le plus grand se produit à $Q_e = 1201$ W et vaut 35°C .
- Enfin, les différences de températures moyennes sont plus importantes entre le condenseur et la zone adiabatique, qu'entre la zone adiabatique et l'évaporateur. Cela signifie que la résistance au transfert est plus importante au condenseur qu'à l'évaporateur.

Examinons cela plus en détail à travers l'analyse de conductances à l'évaporateur et au condenseur pour ces 25 points de fonctionnement.

5.4.4 Analyse des performances selon les valeurs du couple (T_v , Q_e)

La Figure 5-22a et la Figure 5-22b montrent tout d'abord l'évolution de la conductance à l'évaporateur respectivement selon la puissance Q_e à T_v fixée, ou selon la température T_v à Q_e fixée.

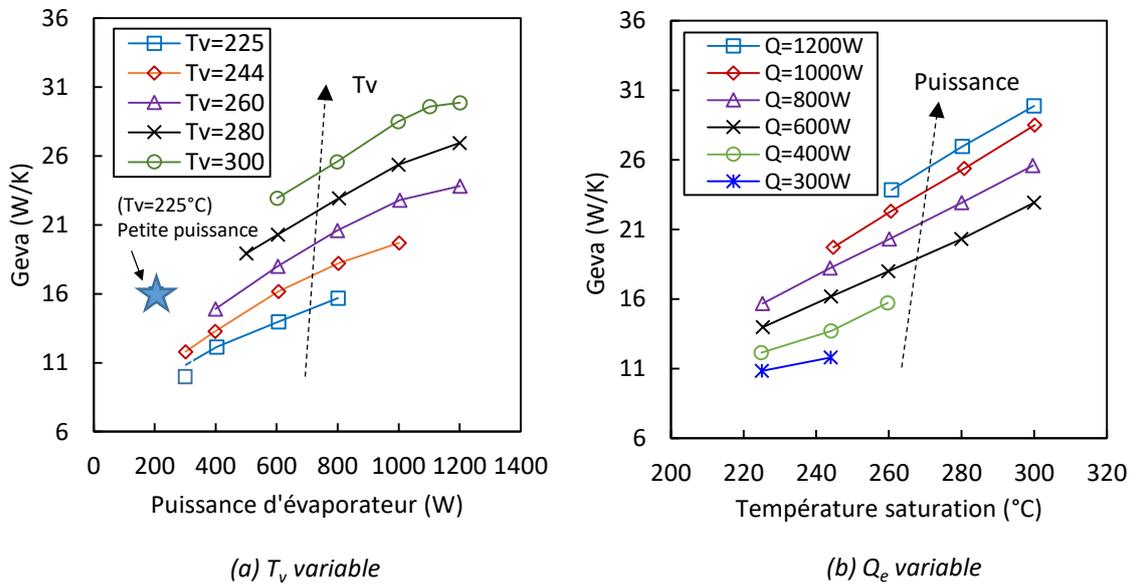


Figure 5-22 : Profils de conductance à l'évaporateur.

L'ensemble des résultats démontre un comportement semblable à l'évaporateur avec l'accroissement de la puissance à transférer et la température de vapeur : plus Q_e et T_v augmentent, plus la conductance est importante, ce qui confirme la « facilité » de la chaleur à être apportée à l'évaporateur, donc à assurer l'ébullition du liquide dans la zone de « pool » et à produire de la vapeur. Un seul point semble ne pas être conforme aux évolutions. Il s'agit du point de fonctionnement à $T_v = 225^\circ\text{C}$ et à $Q_e = 200\text{ W}$, qui en fait est caractérisé par un régime d'ébullition mixte, et pas d'ébullition nucléée comme pour tous les autres points. Il est représenté ci par une étoile « bleue ».

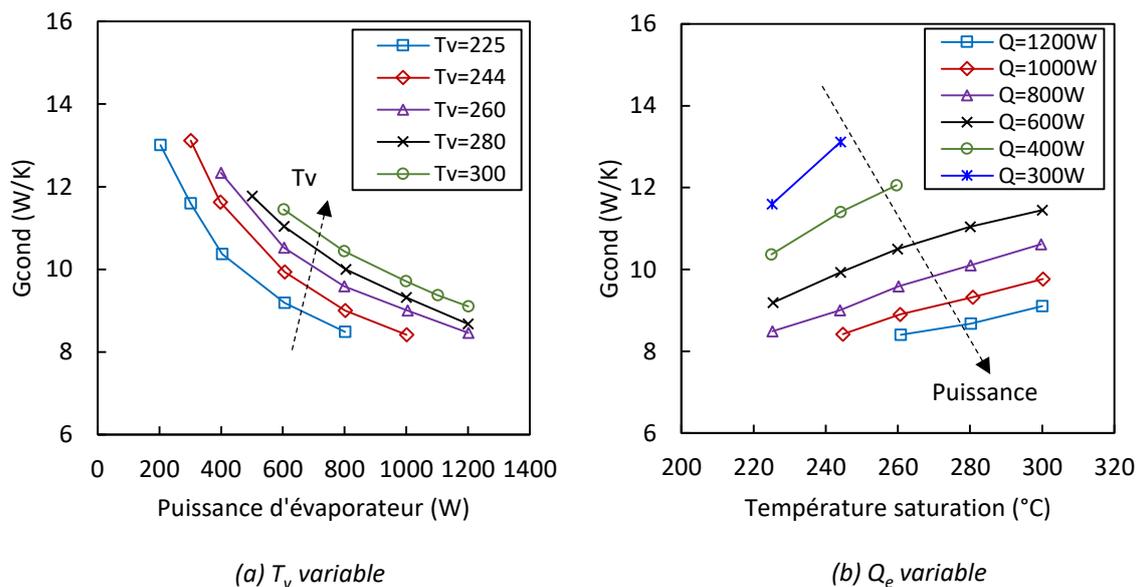


Figure 5-23 : Profils de conductance au condenseur.

La Figure 5-23a et la Figure 5-23b montrent ensuite l'évolution de la conductance au condenseur respectivement selon la puissance Q_e à T_v fixée, ou selon la température T_v à Q_e fixée.

Coté condenseur, la conductance ne présente pas une évolution identique à celle de l'évaporateur. A température de vapeur constante (cf. Figure 5-23a), la conductance diminue avec la puissance. Cela signifie que l'augmentation de puissance limite les transferts : probablement que le gain de production de film liquide s'accompagne d'une augmentation de la résistance au transfert ce qui limite le transfert vers le fluide froid. Le retour du liquide est peut-être affecté par cette production de vapeur.

Par contre, à puissance constante, la conductance augmente avec la température de vapeur (cf. Figure 5-23b) mais dans des proportions plus faibles. Là, la production de vapeur est identique mais les conditions opératoires étant différentes, pression et température plus élevées, l'augmentation de pression contribue à un meilleur échange entre les zones et en particulier au condenseur.

Enfin, l'évolution de la conductance globale du thermosiphon est illustrée sur la Figure 5-24a et sur la Figure 5-24b respectivement selon la puissance Q_e à T_v fixée, ou selon la température T_v à Q_e fixée.

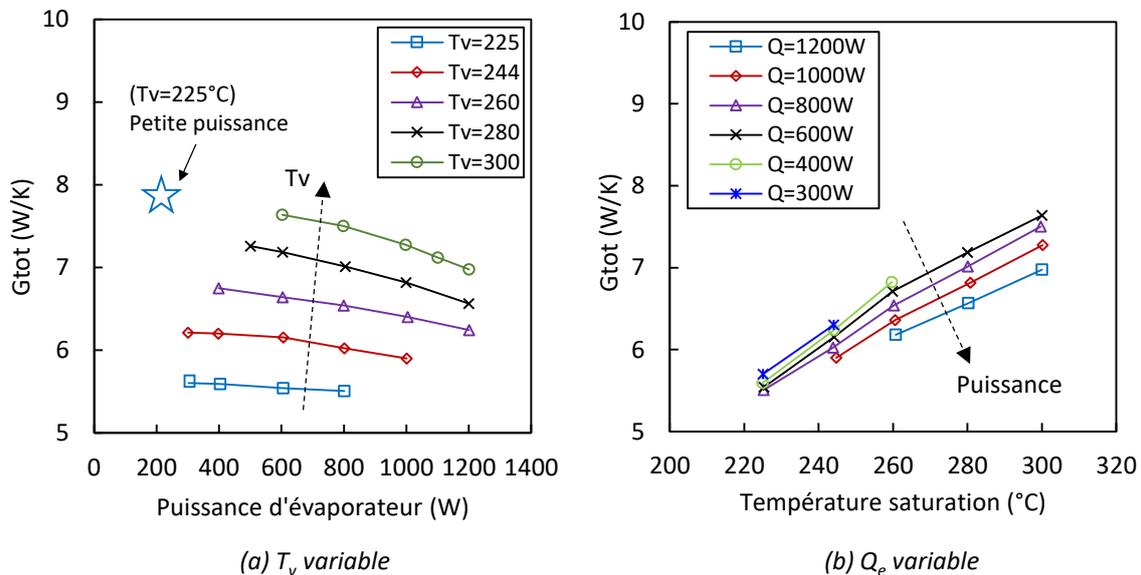


Figure 5-24 : Profils de conductance globale du thermosiphon.

La confrontation des résultats expérimentaux avec le modèle basé sur les données thermophysiques de Mantelli a donné un bon accord pour le point de fonctionnement. Analysons maintenant ce qu'il en est pour les 25 points de fonctionnement.

5.4.5 Comparaison expérience / modèle pour tous les points de fonctionnement

La confrontation des résultats expérimentaux avec le modèle est présentée ici pour le condenseur (cf. Figure 5-25) puis pour l'évaporateur (cf. Figure 5-26).

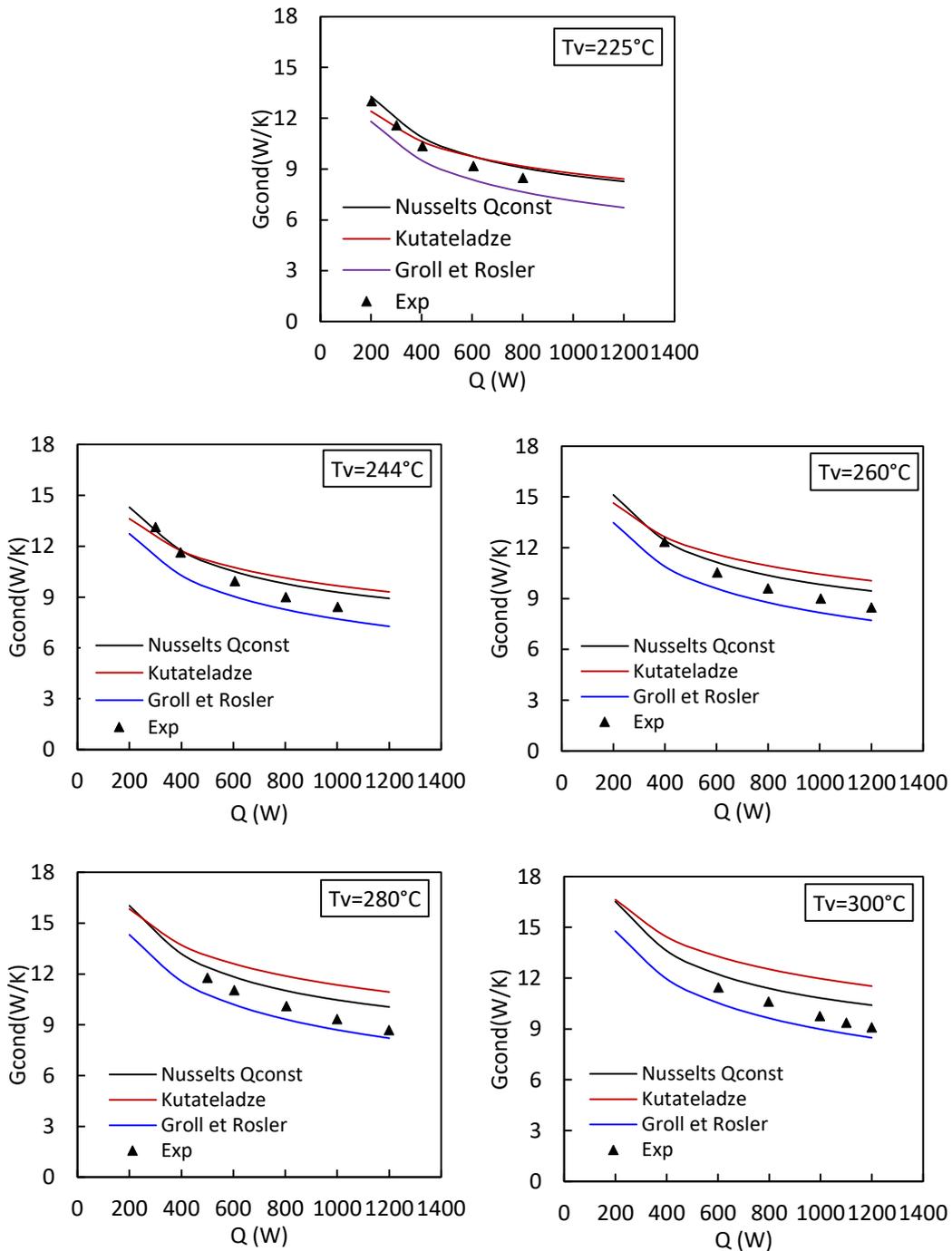


Figure 5-25 : Profil de conductance au condenseur – Comparaison des modèles avec l'expérience.

Globalement, le modèle de Nusselt suit relativement bien les résultats expérimentaux pour les faibles puissances thermiques et les faibles températures de vapeur ($T_v = 244 \text{ °C}$ et $Q_e = 400 \text{ W}$). Avec l'augmentation de la puissance, et ce quelle que soit la température de vapeur, le modèle de Nusselt fournit des valeurs surestimées de la conductance.

Par contre, le modèle qui décrit le mieux le comportement puissance et température élevées est le modèle de Groll et Rosler. On rappelle que Groll et Rosler ont travaillé sur un caloduc thermosiphon à fluide plus classique : à partir de mesures expérimentales, ils ont proposé une corrélation exprimant le nombre de Nusselt moyen au condenseur en fonction des conditions opératoires et des propriétés thermophysiques de plusieurs fluides. L'utilisation de cette corrélation pour le naphthalène conduit à

des résultats présentés dans la figure précédente. L'écart entre résultats expérimentaux et la corrélation de Groll et Rosler se réduit à moins de 5% pour $T_v = 280^\circ\text{C}$ ou $T_v = 300^\circ\text{C}$ lorsque Q_e est supérieure à 600 W.

A l'évaporateur, la comparaison des conductances expérimentales avec les résultats obtenus à partir de différentes corrélations d'ébullition dont celles présentées dans notre modèle est illustrée par les graphiques de la Figure 5-26.

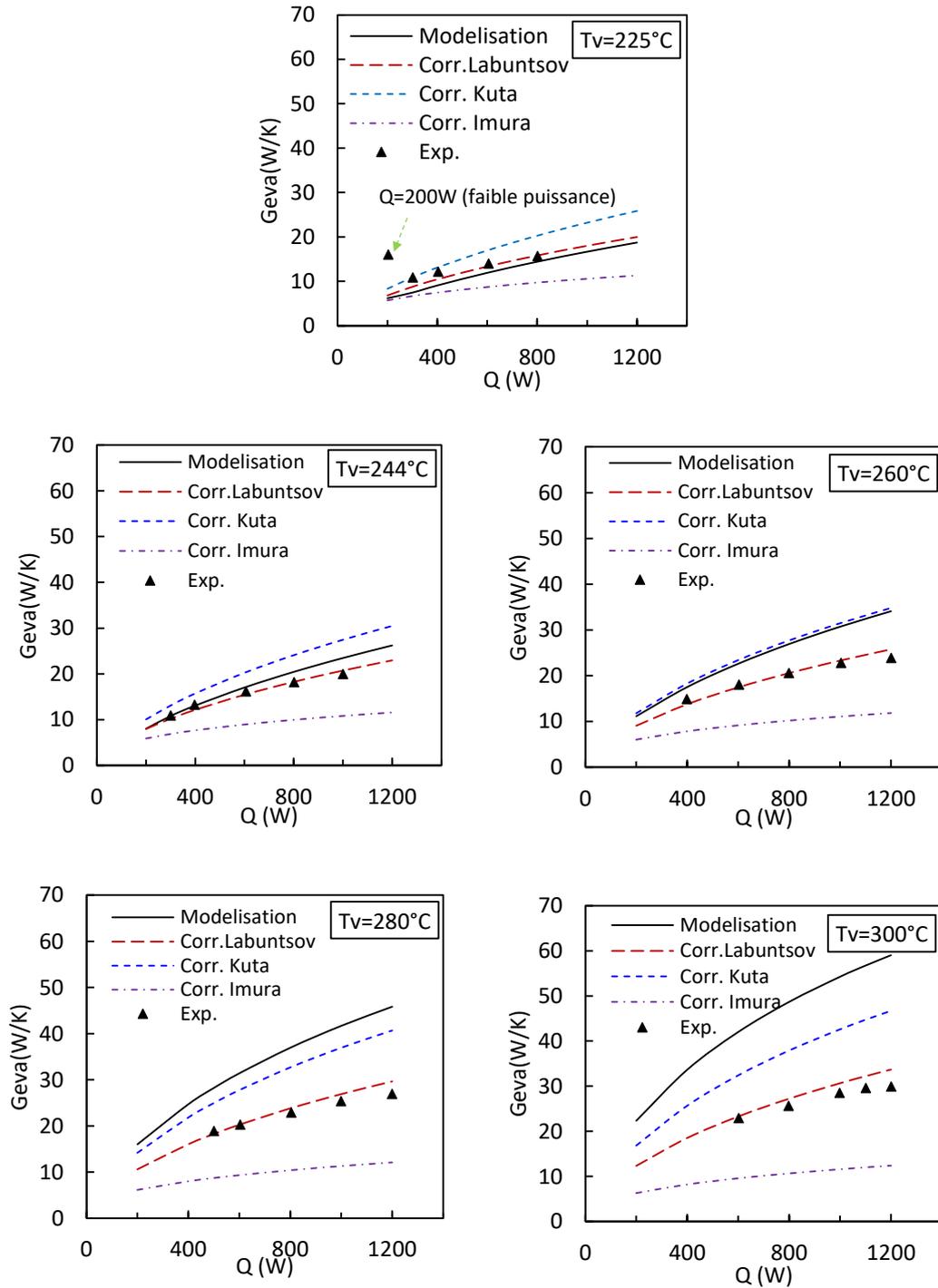


Figure 5-26 : Profil de conductance à l'évaporateur – Comparaison des modèles avec l'expérience.

Tout d'abord, nous constatons que si le modèle présenté dans le chapitre 3 donne des résultats assez proches pour les faibles températures de vapeur et puissances thermiques ($T_v = 225^\circ\text{C}$ et $244^\circ\text{C} - 200\text{ W} < Q_e < 400\text{ W}$), il n'en est plus du tout de même pour tous les autres points de configuration. Parmi les corrélations présentées, celle de Imura sous-estime totalement les valeurs expérimentales, au contraire de celle de Kuta qui les surestiment. Finalement le modèle de Labuntsov donne des résultats extrêmement proches des valeurs expérimentales et ce quelles que soient les puissances mises en jeu et les températures de vapeur testées : les écarts sont toujours inférieurs à 4%. On rappelle que Labuntsov a effectué des travaux pour évaluer des coefficients de transfert de chaleur avec ébullition nucléée de liquides sur des surfaces chauffantes métalliques en mettant l'accent sur les problèmes créés par les effets des conditions de surface du chauffage. L'auteur conclut qu'une méthode suffisamment fiable est alors disponible pour calculer le niveau moyen de transfert de chaleur lors de l'ébullition de liquides normaux (non métalliques) dans la zone de pressions modérées. Cependant, Labuntsov précise que ces travaux nécessitent d'être poursuivis pour une meilleure prise en compte des effets des conditions de surface, et améliorer la précision des calculs de dimensionnement des échangeurs de chaleur pour les centrales thermiques et nucléaires, domaine d'application de ses travaux.

Pour terminer la confrontation des modèles avec les résultats expérimentaux, nous proposons de comparer les coefficients d'échange aux deux zones évaporateur et condenseur. A l'évaporateur, le coefficient d'échange est calculé par différentes corrélations issues de la littérature. Au condenseur, les coefficients d'échange locaux sont calculés à partir de la théorie de Nusselt.

Il s'agit de quantifier l'écart des coefficients proposés par les modèles développés dans le chapitre 3 et les coefficients expérimentaux obtenus à partir du bilan thermique. La Figure 5-27 présente la dispersion des coefficients d'échange au condenseur issu des modèles par rapport aux coefficients expérimentaux.

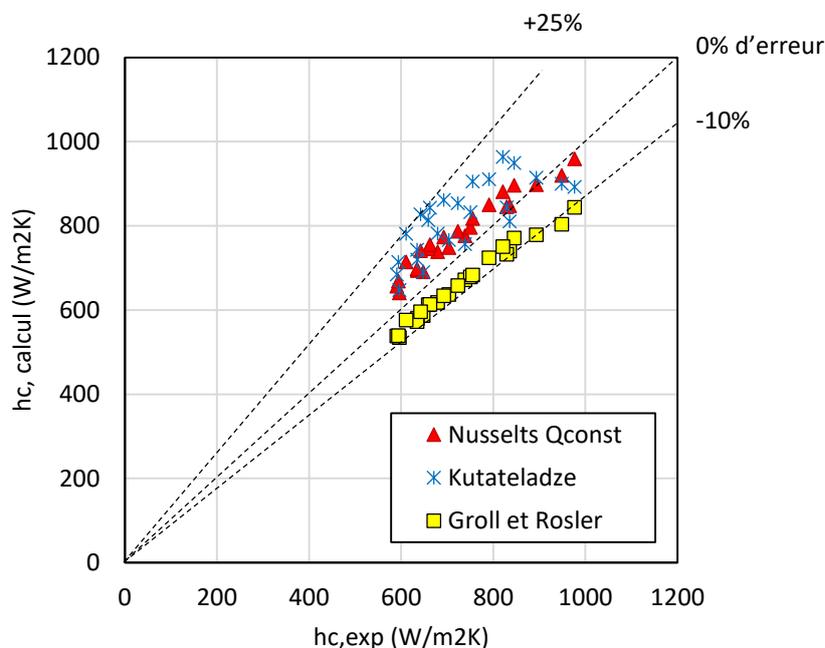


Figure 5-27 : Comparaison des modèles avec l'expérience – Coefficients d'échange au condenseur.

Au condenseur, la comparaison entre les coefficients théoriques et les coefficients expérimentaux indique, quel que soit le modèle retenu, la dispersion est toujours inférieure à 25% (lignes pointillées).

Cependant, le modèle de Nusselt comme le modèle de Groll et Rosler sont les plus représentatifs à moins de 10% pour le premier et moins de 10% pour le second. Cela confirme que le modèle de Groll et Rosler est le plus adapté pour modéliser notre système de caloduc thermosiphon au naphthalène au condenseur.

A l'évaporateur (Figure 5-28), les modèles ne sont pas vraiment en accord avec les résultats expérimentaux comme nous l'avons souligné pour la conductance. Le modèle de Imura sous évalue les transferts de 30 à plus de 50%.... Le modèle de Kuta les surestime de 10% à plus de 40%. Quant à notre modèle il sous-estime les valeurs à basse puissance, et au contraire surestime les valeurs à plus de 100% à forte puissance. Finalement seul le modèle de Labuntsov est en accord avec nos résultats expérimentaux et reste autour de -5 à +20% par rapports à nos coefficients expérimentaux.

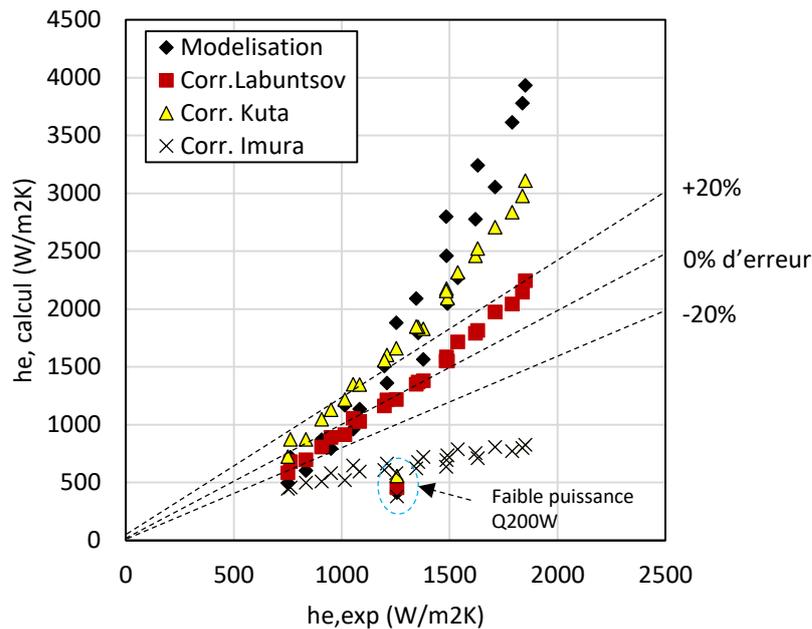


Figure 5-28 : Comparaison des modèles avec l'expérience – Coefficients d'échange à l'évaporateur.

Ces résultats démontrent la difficulté de « caler » un modèle avec des résultats issus de mesures expérimentales. Malgré tout, nous pouvons constater que certains modèles permettent de prédire le fonctionnement de notre caloduc thermosiphon au naphthalène :

- Modèle de Nusselt au condenseur pour la faible puissance (< 400 W),
- Modèle de Groll et Rosler au condenseur pour la forte puissance,
- Modèle de Labuntsov à l'évaporateur.

Dans ce cas le modèle retenu permet de décrire le fonctionnement du thermosiphon à moins de 10% en termes de conductance globale, donc de prédire les performances du thermosiphon dans des conditions acceptables.

5.5 Influence de l'inclinaison du thermosiphon

5.5.1 Conditions opératoires retenues

Nous venons d'analyser le comportement et les performances du thermosiphon pour une série de points de fonctionnement à température vapeur variable et puissance à l'évaporateur variable. L'ensemble de ces 25 points expérimentaux permet de constituer une base de données qui contribue à mieux évaluer les performances du caloduc thermosiphon au naphthalène. Cependant ces résultats ont été obtenus pour une position verticale du caloduc qui optimise les effets gravitaires, donc de thermosiphon. Qu'en est-il si celui-ci est en position inclinée ?

Pour cela, nous avons montré dans le chapitre 4 (cf. §4.2.7) que le système conçu permet d'incliner le caloduc par rapport à la position verticale. On note θ l'angle d'inclinaison par rapport à l'axe vertical, qui peut varier tous les 6° de 0° (position verticale) jusqu'à 90° (position horizontale). Quelques configurations d'inclinaison possibles sont présentées sur la Figure 5-29.

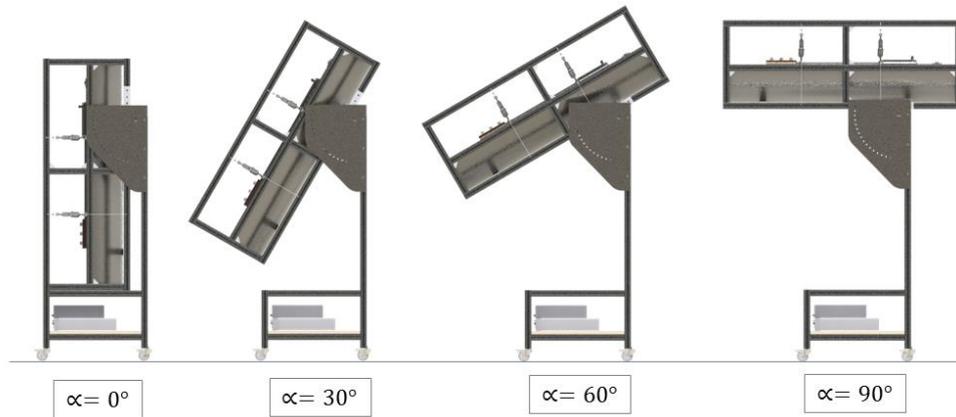


Figure 5-29: Exemple d'inclinaison du banc caloduc thermosiphon au naphthalène.

Pour évaluer l'influence de l'inclinaison, nous nous limiterons à deux points de fonctionnement déjà analysés précédemment : $Q_e = 300 \text{ W}$ et $T_v = 244 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q_e = 1000 \text{ W}$ et $T_v = 300 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour chacun de ses deux points, le protocole de fonctionnement est le suivant :

- Mise en fonctionnement à la consigne de puissance à l'évaporateur (300 W ou 1000 W).
- Attente du régime stationnaire en position verticale ($\theta = 0^\circ$). Ainsi la prise de température au centre de la zone adiabatique (PT-100 entre T_{a6} et T_{a7}) régule la température au condenseur. Dans le premier cas la température du fluide froid est de 196°C ; dans le second elle est de 115°C . Lorsque ce point est atteint on bloque la température du fluide froid au cryostat, laissant libre court aux échanges au sein du caloduc par rapport à l'état d'équilibre initial.
- Inclinaison du caloduc par pas de 6° ou de 12° . Attente de la mise en équilibre du caloduc pour chacune des inclinaisons : le temps d'équilibre est de quelques minutes pour la plus forte puissance et de quelques dizaines de minutes pour la plus faible. Nous nous sommes donc fixés un changement d'inclinaison toutes les heures.

En définitive, cette partie de l'étude porte sur 2 points de fonctionnement initiaux et 16 angles d'orientations différents, soit 32 points de fonctionnements différents. Les paragraphes suivants ne décrivent pas la totalité des résultats obtenus, mais ne reprennent que les résultats qui nous ont paru les plus significatifs.

5.5.2 Analyse de l'inclinaison à faible puissance

Dans cette partie, nous présentons les résultats de l'évolution des températures du caloduc thermosiphon au naphthalène soumis à une puissance de 300 W, pour 9 des 16 inclinaisons possibles comme en témoigne la Figure 5-30.

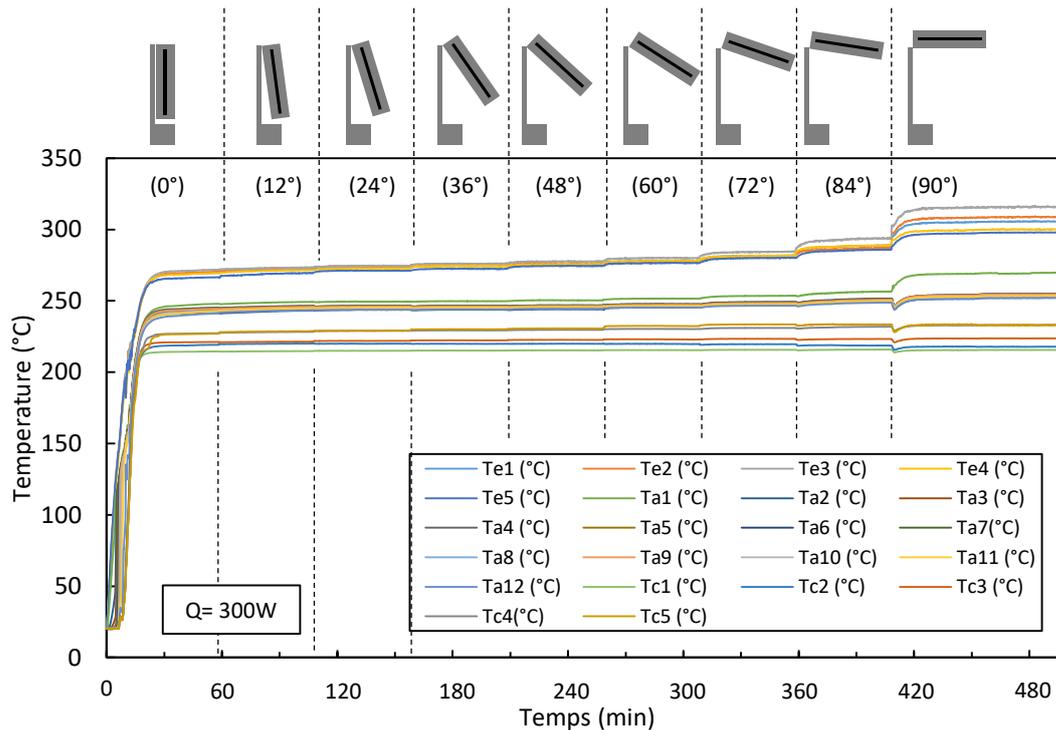


Figure 5-30 : Evolution temporelle des températures du thermosiphon de l'angle d'inclinaison θ - Puissance imposée à l'évaporateur 300W.

L'établissement des conditions stationnaires pour la position verticale est de l'ordre de 27 min (cf. §5.1.2). Ici nous constatons en effet un équilibre thermique au bout de 20 minutes environ et ce jusqu'à $t = 1\text{h}$. Au-delà, la variation de l'angle d'inclinaison par pas de 12° , de $\theta = 0^\circ$ à $\theta = 84^\circ$, induit une très légère augmentation des températures de paroi au condenseur et dans la zone adiabatique. Cet effet est plus important par contre à l'évaporateur, notamment à partir de $\theta = 72^\circ$. Dans la position horizontale ($\theta = 90^\circ$), le thermosiphon fonctionne encore, mais les profils de température sont modifiés : celles au condenseur diminuent faiblement, mais celles de la zone adiabatique et de l'évaporateur notamment augmentent très sensiblement.

Voyons quelles en sont les conséquences sur les profils axiaux : pour cela nous traçons l'évolution des profils de température axiale du caloduc après chaque heure de test (cf. Figure 5-31).

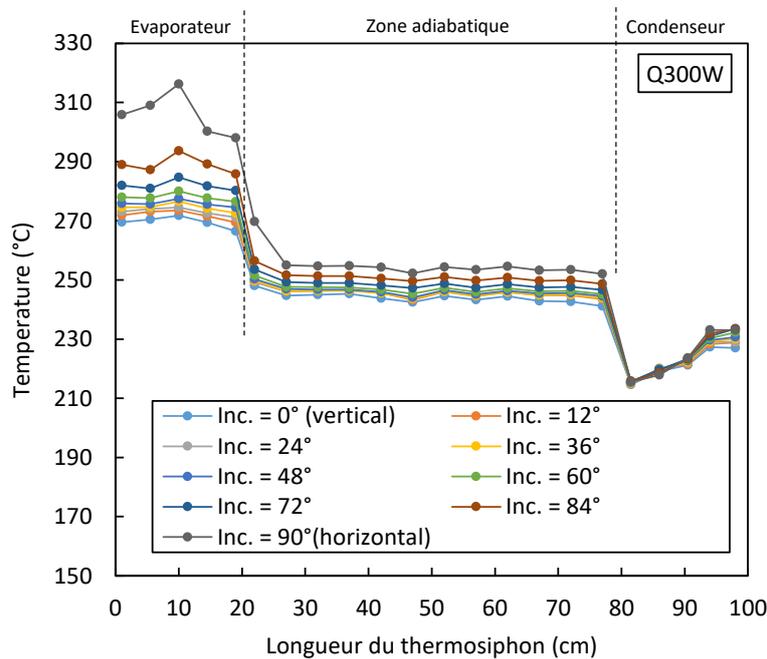


Figure 5-31 : Evolution spatiale des profils de températures du thermosiphon en fonction de l'angle d'inclinaison θ - Puissance imposée à l'évaporateur 300W.

Comme nous nous y attendions, la faible inclinaison du caloduc n'a que peu d'influence sur les profils de température et ce jusqu'à $\theta = 60^\circ$, bien qu'une augmentation continue soit observée à l'évaporateur. Ce phénomène est renforcé pour $\theta = 72^\circ$ et $\theta = 84^\circ$, et même en zone adiabatique, la température de vapeur augmente. Enfin, l'inclinaison $\theta = 90^\circ$ induit une surchauffe importante à l'évaporateur notamment en $x = 10$ cm, qui correspond au milieu de cette zone. Il est fort possible que la circulation des fluides (vapeur et liquide) de l'évaporateur vers le condenseur et réciproquement ne soient plus pilotés par les seuls effets gravitaires : le régime d'écoulement est plutôt celui d'un caloduc « classique » où les effets capillaires ne sont alors plus négligeables.

5.5.3 Analyse de l'inclinaison à forte puissance

De la même façon que pour le paragraphe précédent, nous opérons cette fois avec une puissance de 1000 W. La Figure 5-32 présente l'évolution des températures du caloduc pour 7 des 16 inclinaisons possibles, les plus significatives. Le temps entre chaque changement d'inclinaison est toujours de 1h.

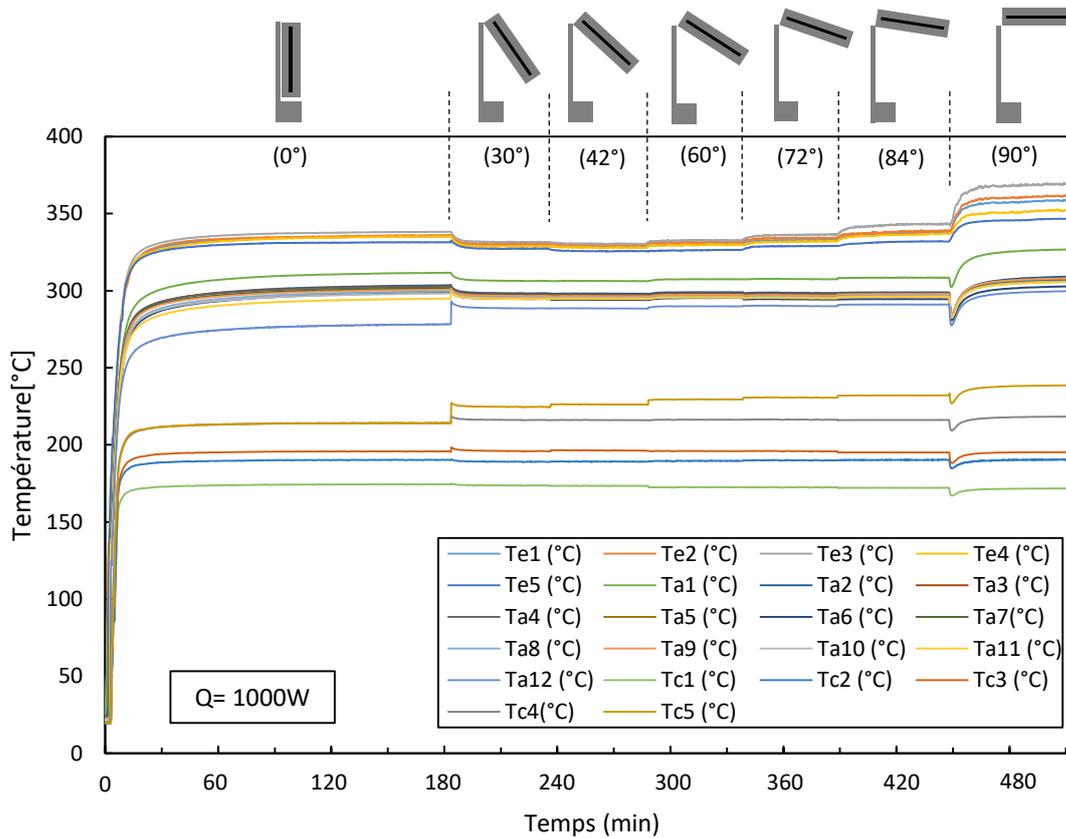


Figure 5-32 : Evolution temporelle des températures du thermosiphon de l'angle d'inclinaison θ - Puissance imposée à l'évaporateur 1000W.

Le premier point de fonctionnement ($t = 1$ h) est parfaitement reproductible avec les tests précédemment présentés (cf. §5.1.3). Le changement important d'angle de $\theta = 0^\circ$ (vertical) à $\theta = 30^\circ$ induit un changement brusque des profils pour les trois zones du caloduc : augmentation légère des températures au condenseur ; diminution non négligeable dans la zone adiabatique et à l'évaporateur. Au-delà, on retrouve le même comportement des variations des températures que pour le cas précédent (cf. §5.5.2). Enfin, la mise à l'horizontal s'accompagne d'une surchauffe importante dans les trois zones du caloduc.

Les profils de températures sont exploités de manière à suivre leur évolution spatiale au sein du caloduc (cf. Figure 5-33). Là encore, le profil initial ($\theta = 0^\circ$) ne change pas beaucoup malgré l'inclinaison jusqu'à un angle de 60° . A partir de $\theta = 72^\circ$, et plus encore à $\theta = 84^\circ$, une augmentation de la température locale et moyenne est très nettement mise en évidence dans la zone adiabatique et surtout à l'évaporateur : la température de vapeur augmente de 5°C à 15°C . Enfin, l'inclinaison $\theta = 90^\circ$ induit là, encore une surchauffe importante à l'évaporateur notamment en $x = 10$ cm pour les mêmes raisons que précédemment : changement probable de régime de fonctionnement interne au caloduc.

L'analyse des performances est finalement présentée pour les deux puissances dans le paragraphe suivant.

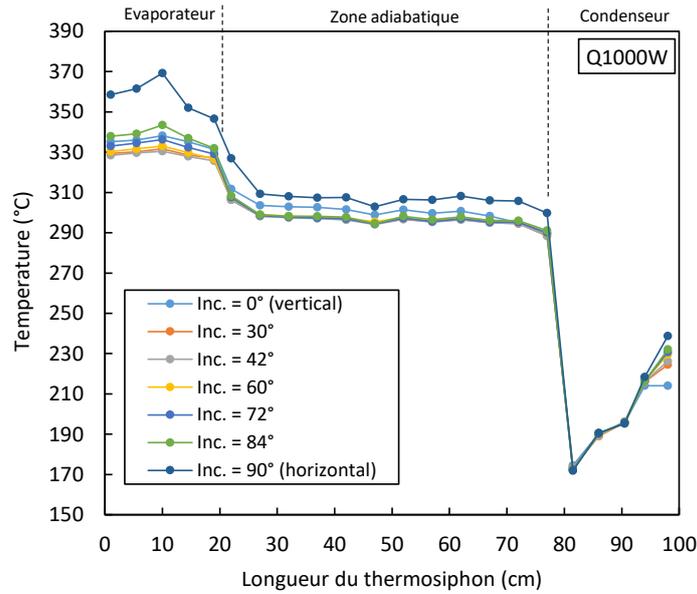


Figure 5-33 : Evolution spatiale des profils de températures du thermosiphon en fonction de l'angle d'inclinaison θ - Puissance imposée à l'évaporateur 1000W.

5.5.4 Analyse des performances selon l'inclinaison du caloduc

En ce qui concerne la variation de la température de vapeur avec l'angle d'inclinaison, elle est très faible de l'ordre de $\pm 5^\circ\text{C}$ pour $0^\circ < \theta < 72^\circ$. Cependant, pour $Q_e = 300\text{ W}$ la température de vapeur augmente légèrement tandis que pour $Q_e = 1000\text{ W}$ elle diminue légèrement. Ce changement de variation est peut-être dû au régime d'ébullition qui se développe au sein du caloduc, ou bien à l'apparition d'une certaine dissymétrie du film liquide le long du tube. Enfin pour les positions proches de l'horizontale, ($\theta \geq 72^\circ$ pour $Q_e = 300\text{ W}$ et $\theta \geq 84^\circ$ pour $Q_e = 1000\text{ W}$), il se produit une augmentation significative de la température de vapeur, ce qui doit traduire un « certain blocage » du transfert de chaleur et une modification des phénomènes physiques au sein du thermosiphon.

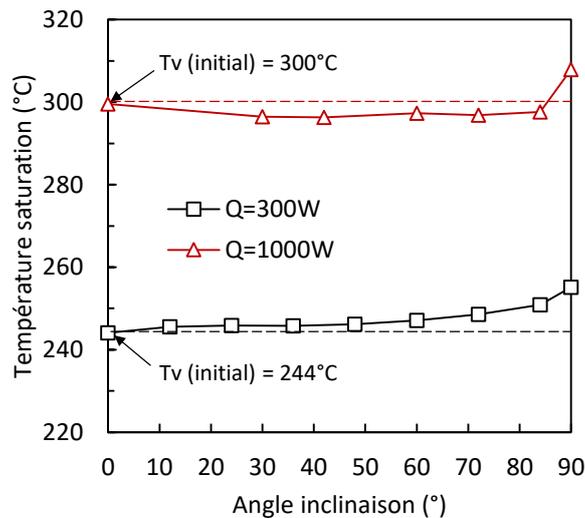


Figure 5-34 : Changement de la température de vapeur (saturation) en fonction l'angle inclinaison pour les deux puissances $Q_e = 300\text{ W}$ et 1000 W .

Nous terminons cette analyse par le suivi des conductances, présentées par la Figure 5-35. Au condenseur, la conductance augmente pour la puissance $Q_e = 300$ W jusqu'à 10,5 W/K (+7%) sauf à l'horizontale. Ceci signifie que les transferts vers le liquide de refroidissement au niveau du condenseur s'effectuent plus facilement avec l'inclinaison. Par contre, c'est le contraire pour $Q_e = 1000$ W où la conductance diminue quelle que soit l'inclinaison du thermosiphon jusqu'à perdre 27% de la valeur à la verticale. En effet, à forte puissance l'épaisseur du film liquide est importante mais subit, de manière différenciée, les effets gravitaires sur les parois du tube : les effets de la gravité sont probablement plus importants sur le film situé sur la face supérieure du tube.

A l'évaporateur, c'est le contraire de la situation au condenseur. A faible puissance, la conductance diminue avec l'angle d'inclinaison (-54% au maximum), tandis qu'à forte puissance la conductance augmente puis diminue et présente donc un angle d'inclinaison optimal ($\theta = 48^\circ$) pour lequel nous noterons un gain de 12%. Au-delà de cet optimum, la conductance chute fortement dû à la réduction de la surface d'échange su pool, lorsque le tube est incliné.

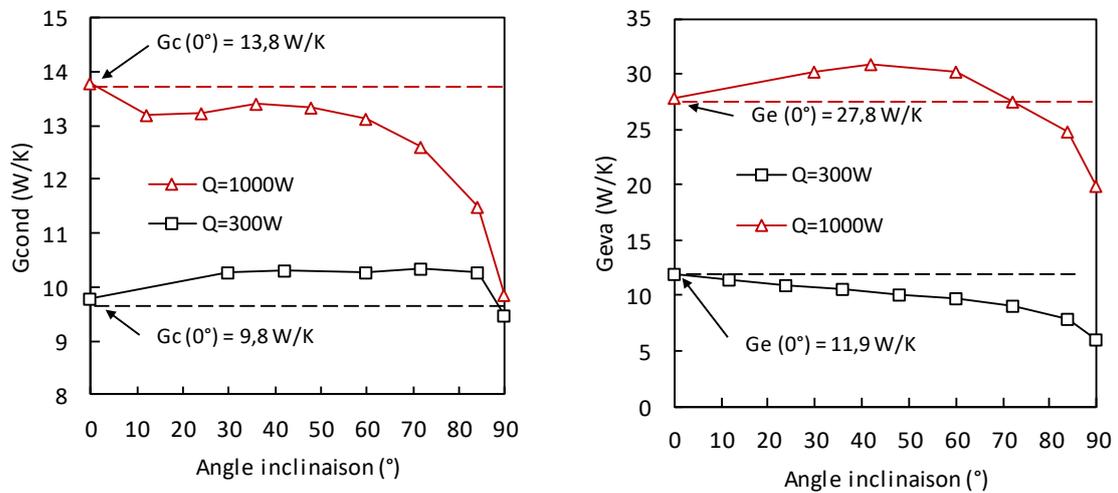


Figure 5-35 : Profils de conductance au condenseur et à l'évaporateur selon l'inclinaison du caloduc.

En définitive, pour le caloduc complet, son inclinaison conduit à des variations non négligeables de ses performances (cf. Figure 5-36).

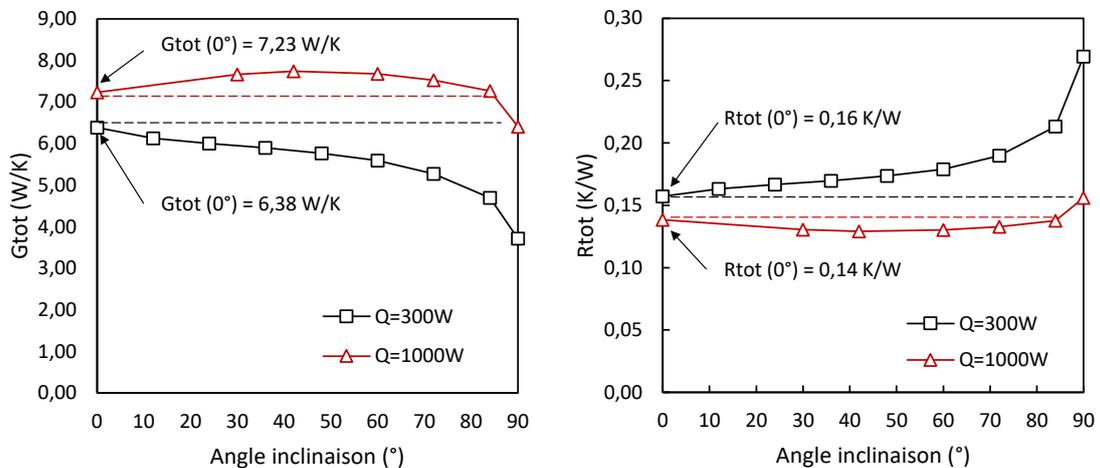


Figure 5-36 : Performances globales du thermosiphon selon l'angle d'inclinaison..

Finalement, l'effet de l'inclinaison n'est pas le même selon la puissance étudiée. A faible puissance (300 W), l'inclinaison du thermosiphon réduit ses performances puisque la conductance globale se réduit continument : elle diminue de 41,8% en passant de la position verticale à la position horizontale. A forte puissance, cette situation est différente, et la conductance globale présente un optimum pour un angle d'inclinaison autour de 48° : le gain est de 7% environ. Au-delà la conductance diminue, et retrouve son niveau de la position verticale pour $\theta = 84^\circ$. Enfin elle chute en passant à l'horizontale (-11,3%).

En résumé, à faible puissance, il semble que la position verticale offre les meilleures conditions de fonctionnement du thermosiphon. Au contraire à forte puissance, il s'avère que le thermosiphon présente un fonctionnement optimal à une certaine inclinaison : ici autour de 48° par rapport à la verticale.

Ces résultats mériteraient d'être complétés par d'autres séries d'essais pour d'autres puissances à l'évaporateur. En effet, cela permettrait d'élargir la gamme de points de fonctionnement et de confirmer cette tendance d'optimisation du thermosiphon à naphtalène développée ici.

5.6 Limite de fonctionnement – orientation en position verticale

Enfin, nous ne voulions pas terminer ce document sans évoquer les limites de fonctionnement de notre banc caloduc thermosiphon au naphtalène. Tous les essais présentés dans ce document ont été réalisés dans des conditions sans gaz non condensables : ils constituent la base de données mentionnée ci-dessous intitulée « Exp. Configuration 2 - carrées rouges », et correspondent aux 25 points de fonctionnement présentés précédemment. On suit (cf. Figure 5-37) le positionnement des 25 points en termes de température de vapeur et de puissance transférée.

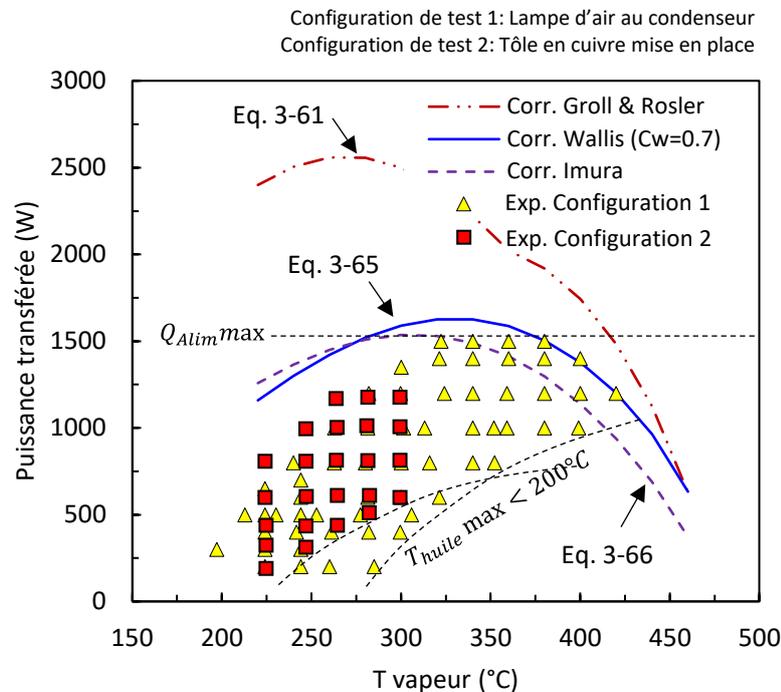


Figure 5-37 : Bilan des performances du thermosiphon.

Pour ces 25 points de fonctionnement nous sommes allés jusqu'à 1200 W de puissance et 300 °C de température de vapeur.

D'autres points de mesures ont été réalisés dans des conditions moins « contrôlées » notamment avec probablement la présence de gaz non condensables. L'objectif a été de tester la capacité de notre système à pouvoir atteindre ses limites. Les autres points non exploités, mais réalisés, constituent la base de données mentionnée ci-dessus intitulée « Exp.Configuration 1 - triangle jaunes ». Avec ces tests, il a été possible de dépasser les gammes de la configuration précédente, et de repousser les limites de notre montage à 425°C en température de vapeur et à 1500 W en puissance à l'évaporateur.

L'ensemble de ces données a été confronté aux formulations classiques des limites d'entraînement (Groll et Rosler ; Wallis ; Imura : cf. §3.3). Tous les points de fonctionnement de ce caloduc à naphthalène sont situés en dessous des limites préconisées par les corrélations. D'après cela, il doit être possible d'augmenter encore la puissance d'évaporateur imposée pour la gamme de température retenue (300°C – 450 °C).

5.7 Synthèse du chapitre.

Une étude fondamentale d'un caloduc thermosiphon au naphthalène a été menée dans ce chapitre. Très peu de publications de la littérature mentionnent la modélisation du transfert de chaleur ou l'expérimentation sur banc test pour le fluide de travail retenu, à savoir le naphthalène.

Un montage expérimental fondamental, capable de contrôler la puissance fournie à l'évaporateur (Q_e) et le niveau de la température de vapeur du fluide (T_v) a été conçu, mis en place et utilisé dans ce travail, pour comprendre le comportement d'un thermosiphon au naphthalène et analyser ses performances, selon l'influence des paramètres suivants : puissance à l'évaporateur, température de vapeur, angle d'inclinaison. Les données expérimentales recueillies pour différents points de fonctionnement ont pu faire l'objet de comparaisons avec les résultats de la modélisation, et permettent d'identifier les corrélations les plus adaptées à notre système.

Conclusion & Perspectives

Conclusions

L'énergie perdue dans les gaz d'échappement d'un moteur thermique représente une part non négligeable du bilan énergétique. La récupération de cette énergie est un enjeu important pour le monde industriel, et, en particulier, celui des constructeurs automobiles.

L'ensemble des travaux exposés dans ce mémoire concerne l'étude de la récupération de chaleur à haute température comprise entre 250°C et 450°C sur gaz chauds par échangeur à caloduc : nous avons effectué ces travaux suivant une approche expérimentale appuyée d'une modélisation associée.

Le premier chapitre rappelle le contexte industriel de l'étude : les différentes méthodes de récupération qui ont été envisagées par quelques constructeurs sont présentées. Une analyse des projets, méthodes utilisées et données disponibles nous a conduits à envisager une « extraction » de la chaleur perdue dans la ligne d'échappement pour la transférer vers un convertisseur de type thermoacoustique. Le procédé retenu se compose à terme d'un échangeur intégrant un système de transfert particulièrement efficace et simple, le caloduc thermosiphon. Ainsi, notre travail s'est décomposé en deux volets complémentaires :

- Concevoir et développer un banc d'essais susceptible de reproduire la génération de gaz d'échappement de véhicule automobile,
- Concevoir et développer un banc de test de caloduc et évaluer ses performances en termes de récupération de chaleur.

Dans la deuxième partie, nous avons donc présenté le dispositif expérimental, modélisant la ligne d'échappement, que nous avons développé et mis au point, et présentant les caractéristiques principales suivantes conformes au cahier des charges de PSA : température de 300 à 450°C, débit massique de gaz de 7 à 22 g/s et une pression de l'ordre de 0,14 MPa. Ce dispositif est doté des moyens métrologiques nécessaires à caractériser le fonctionnement aussi bien en régime stationnaire qu'en phase transitoire.

Le choix de l'échangeur pour récupérer la chaleur sur la ligne d'échappement fait l'objet du chapitre trois de notre étude. Nous avons opté pour un caloduc-thermosiphon fonctionnant au **naphthalène**, dont les caractéristiques semblent les mieux adaptées aux conditions de fonctionnement. Dans cette partie, nous avons présenté de manière détaillée le fonctionnement théorique d'un tel système, ce qui nous permet d'en établir un modèle que nous avons testé relativement à des résultats de la littérature dans un premier temps.

N'ayant pas de résultats concernant le fonctionnement de caloduc-thermosiphon au **naphthalène** dans nos conditions d'utilisation, nous avons dû développer un banc de mesures propre à ce type d'objet pour le caractériser. Ceci a fait l'objet du chapitre quatre.

Enfin, comme nous l'avons présenté au chapitre cinq, les différents développements nous amènent à tirer les principaux enseignements suivants :

- Le comportement du caloduc doté de naphthalène est très satisfaisant et en particulier capable de gérer de fortes puissances thermiques (1500 W) en conservant une très bonne efficacité, la résistance thermique reste inférieure à $0,17 \text{ }^\circ\text{C/W}$.
- Comme attendu, les transferts à l'évaporateur s'améliorent avec la puissance à l'inverse de ce que l'on note au condenseur.
- Nous avons pu analyser également la performance au démarrage, le naphthalène étant solide au repos dans nos conditions. Il se dégage deux périodes clés soit courte et pilotée par l'enveloppe, soit plus longue due au fluide.
- Faisant suite aux travaux de modélisation et à leur comparaison aux différentes mesures effectuées, plusieurs conclusions s'imposent. Au condenseur, un modèle de film de Nusselt classique s'avère suffisant aux faibles puissances mais est mis en défaut quand celle-ci augmente. La relation de Groll et Rosler semble mieux corrélérer les résultats. A l'évaporateur l'évaluation des transferts est très bien retranscrite si la relation issue des travaux de Labuntsov est adoptée. Ainsi, utilisant ces informations, le modèle bâti permet d'apprécier les transferts globaux à mieux que 15% près.
- Finalement, l'influence de l'inclinaison du caloduc a été mesurée et il ressort qu'entre la position verticale ($\theta = 0^\circ$) et $\theta = 60^\circ$, il n'y a une très faible influence marquée cependant par un optimum de performances pour θ de l'ordre de 48° . Au-delà de $\theta = 72^\circ$, les performances se dégradent mais relativement faiblement. A l'horizontale le caloduc thermosiphon fonctionne toujours ! avec bien sûr des mécanismes internes différents.

Ce travail de thèse engagé sur 3 ans, n'a pas permis d'aller totalement au bout du projet industriel, consistant à récupérer d'une part et à valoriser d'autre part l'énergie des gaz chauds. Si la récupération et le transfert semblent opérationnels via le caloduc thermosiphon à naphthalène, ils restent limités aux conditions testées sur ce banc d'essais, mais pas en conditions de ligne d'échappement. Une suite pourrait être donnée à ces travaux à travers des perspectives qui s'organisent autour d'approches complémentaires.

Perspectives

Dans un premier temps, l'exploration du comportement de ce caloduc au naphthalène reste à poursuivre, en particulier vis-à-vis des de l'influence de paramètres géométriques figés dans nos travaux : nature et dimensions du tube, rugosité et structuration de la surface interne, présence de gaz non condensables, taux de remplissage... Parmi ces paramètres, la présence de gaz non condensables ainsi que la modification du taux de remplissage nous semblent les paramètres à étudier en priorité. De plus, les gammes de température et de puissance investiguées pourraient également être étendues. Aucune limite de fonctionnement n'a été atteinte même si la limite d'entraînement semble proche.

Ensuite, une seconde étape pourrait consister à réaliser un prototype d'échangeur récupérateur mono ou multi-caloducs au naphthalène, intégré dans la ligne gaz chauds que nous avons développée. Les figures ci-dessous présentent le principe de la mise en place d'un tel système au sein du laboratoire. Cette étape pourrait permettre de nourrir la réflexion de PSA quant à la faisabilité sur ligne d'échappement réelle.

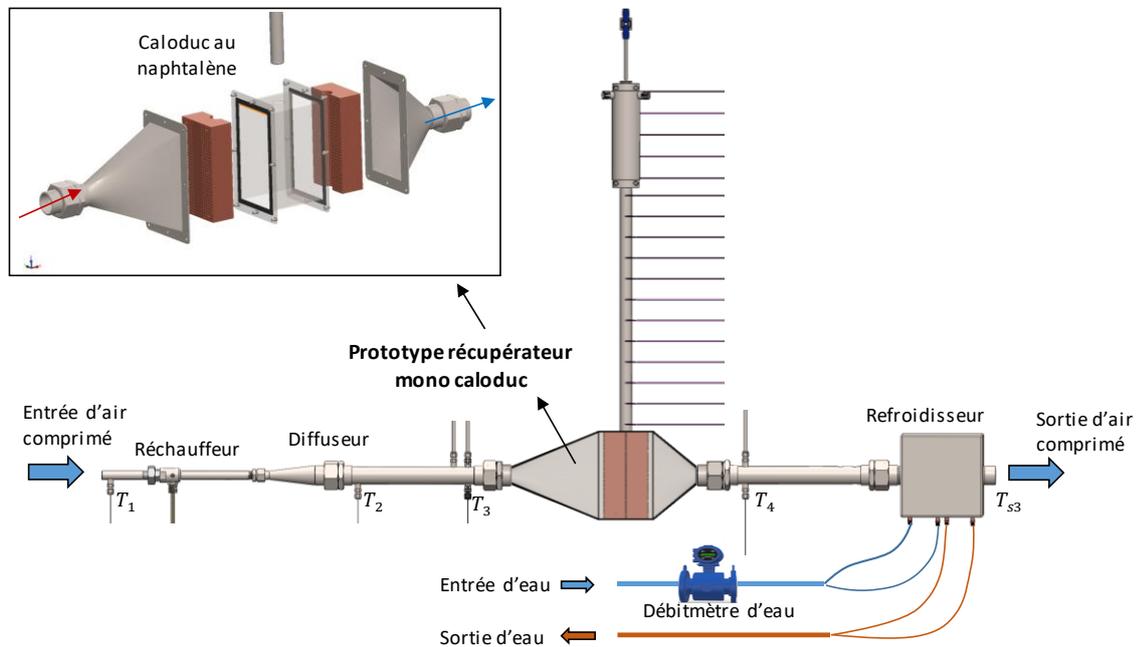


Figure P₁ : Schéma de principe de la mise en place d'un échangeur récupérateur mono caloduc à naphthalène sur la ligne gaz chauds.

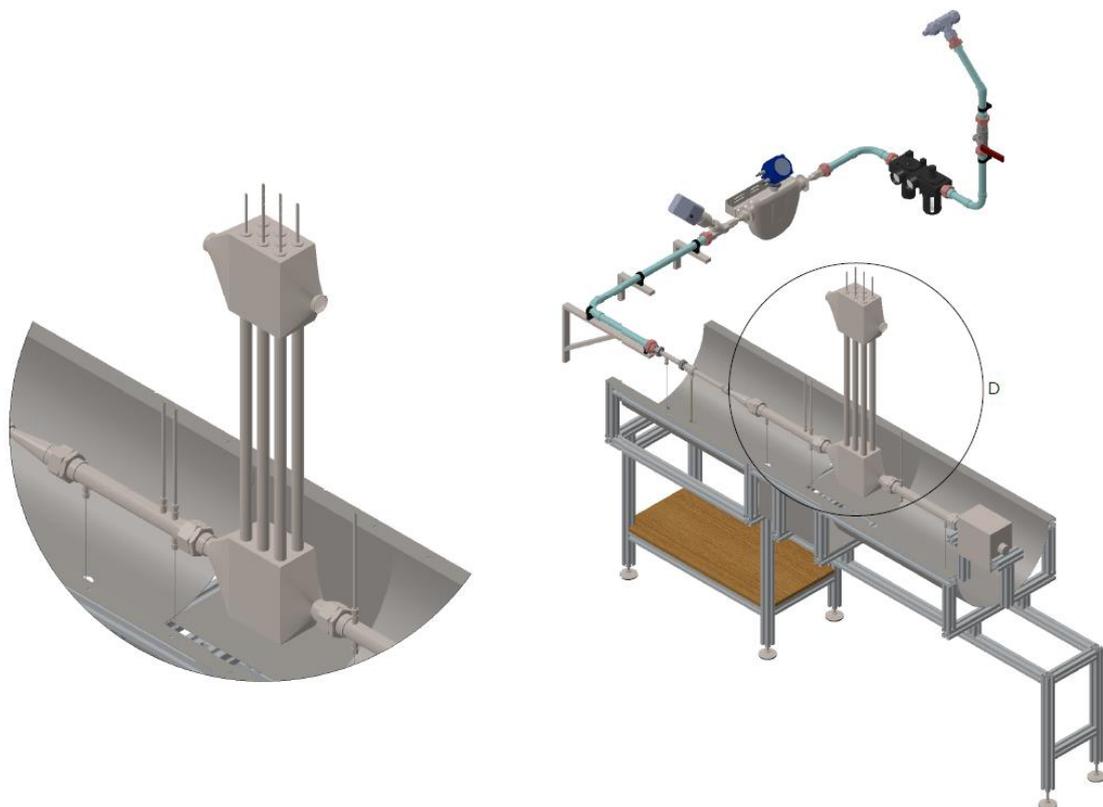


Figure P₂ : Schéma de principe de la mise en place d'un échangeur récupérateur multi-caloducs à naphthalène sur la ligne gaz chauds.

Enfin la dernière étape consisterait au couplage du système précédent à un convertisseur thermo-acoustique, qu'il conviendrait de développer et de mettre au point jusqu'à sa phase opérationnelle. La figure ci-dessous illustre le principe d'un tel dispositif à réaliser.

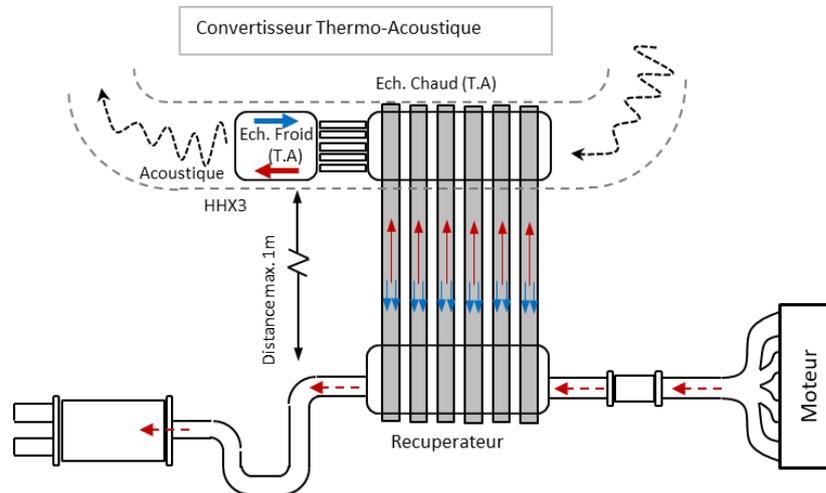


Figure P₃ : Schéma de principe de couplage du système de récupération de chaleur sur les gaz chauds avec un convertisseur thermoacoustique.

L'ensemble de ces travaux devront naturellement appréhender les interactions entre les différents étages du système, depuis la source chaude (ligne gaz chauds), vers le fluide récupérateur (naphtalène du caloduc), puis vers le fluide convertisseur thermoacoustique (hélium ou autre fluide), et enfin au générateur électrique. Ces travaux devront être menés que ce soit en régime stabilisé, ou en régime transitoire.

Bibliographie

- [1] J. Parrain, “Récupération d’énergie des gaz d’échappement d’un moteur thermique automobile,” Rapport de stage Master TAT, Ensi poitiers, sept. 2014.
- [2] T. Hoang, “Système de récupération et valorisation d’énergie thermique des gaz chauds,” Rapport intermédiaire d’avancement de thèse, juin 2014.
- [3] F. Le Roy, B. Morel, M. Vincent, “Récupération et valorisation de la chaleur des gaz d’échappement dans les véhicules automobiles par systèmes diphasiques” Rapport de projet bibliographique Utilisation rationnelle de l’Energie, ENSI Poitiers, décembre 2015.
- [4] <http://fracademic.com/dic.nsf/frwiki/2053551>.
- [5] L. Selles, “Emissions des véhicules dans l’Union Européenne et dans le monde.,” *conf. Assem. Natl. 2005*.
- [6] <http://www.auto-moto.com>.
- [7] C. Constant, “Les législations sur les polluants, expliquées.,” [http //www.car-engineer.com/fr](http://www.car-engineer.com/fr), 2013.
- [8] T. L. P. Adrien Bétrancourt, M.-X. Emmanuel Chabut, *et al.*, “Valorisation des rejets thermiques des moteurs à combustion interne pour une production d’électricité ou de froid,” *Journées SFT/SFA Paris*, pp. 1–30, 2010.
- [9] W. Bou-Nader, “Thermal heat recovery – spécifications,” *Technical report, PSA Peugeot Citroën, Dir. Rech. Développement*, 2014.
- [10] A. Obieglo, J. Ringler, and M. Seifert, *Future efficient dynamics with heat recovery, Conference report, BMW group research and technology*. 2009.
- [11] L. Arnaud, G. Ludovic, D. Mouad, Z. Hamid, et L. Vincent, “Comparison and impact of waste heat recovery technologies on passenger car fuel Zconsumption in a normalized driving cycle,” *Energies*, vol. 7, no. 8, pp. 5273–5290, 2014.
- [12] D. N. S. Baleshwar Kumar Singh, “Exhaust Gas Heat Recovery for C.I Engine-A Review,” *Int. J. Automot. Eng.* 4, pp. 33–40, 2014.
- [13] J. S. Jadhao, D. G. Thombare, P. G. Student, and D. Sangali, “Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I. C. Engine,” *Int. J. Eng. Innov. Technol.*, vol. 2, no. 12, pp. 93–100, 2013.
- [14] I. Journal and O. F. Engineering, “A Review of Exhaust Gas Heat Recovery for C.I Engine” - *Int. J. Eng. Sciences & Research Technology*, vol. 3, no. 11, pp. 27–32, 2014.
- [15] S. L. Nadaf and P. B. Gangavati, “A review on waste heat recovery and utilization from diesel engines,” *Int. J. Adv. Eng. Technol*, vol. 31, p. 39-45, 2014.
- [16] Gasumyants, V. E., Elizarova, M. V., & Patrina, I. B. . "Thermoelectric power and band spectrum transformation in Y1-xCaxBa2-xLaxCu3Oy". *Superconductor Science and Technology*, Vol. 13, n° 12, 2000.

- [17] R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. H. Hassan, S. Paria, and M. Hasanuzzaman, "Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 5649–5659, 2012.
- [18] H. L. Talom and A. Beyene, "Heat recovery from automotive engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 439–444, 2009.
- [19] F. Will, "Comparison of Advanced Waste Heat Recovery Systems with a Novel Oil Heating System," *Int. J. Eng. Sci. Res. Technol.*, vol. 4, pp. 33–40, 2013.
- [20] G. P. Meisner, "Skutterudite Thermoelectric Generator For Automotive Waste Heat Recovery," *3rd Thermoelectr. Appl. Work. Balt. Maryl.*, 2012.
- [21] N. Z. Wojtas, "Microfluidic Thermoelectric Heat Exchangers for Low-Temperature Waste Heat Recovery," no. 21783, 2014.
- [22] C. Lu, S. Wang, C. Chen, and Y. Li, "Effects of heat enhancement for exhaust heat exchanger on the performance of thermoelectric generator," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 270–279, 2015.
- [23] Y. Zhang *et al.*, "High-temperature and high-power-density nanostructured thermoelectric generator for automotive waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 946–950, 2015.
- [24] B. Orr, J. Taglieri, L. C. Ding, and A. Akbarzadeh, "Validating an alternative method to predict thermoelectric generator performance," *Energy Convers. Manag.*, vol. 116, pp. 134–141, 2016.
- [25] B. G. Orr, "Power production from a car exhaust heat recovery system utilising thermoelectric generators and heat pipes," no. October, 2016.
- [26] G. J. Snyder, "Materials strategies for improving the overall device ZT Carrier Concentration," *Materials For Sustainable Energy: A Collection of Peer-Reviewed Research and Review Articles from Nature Publishing Group. p. 101-110.* vol. 526, 2011.
- [27] A. K. Agrawal, "Thermal Strategies for High Efficiency Thermoelectric Power Generation Portable Power Generation." <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/agrawal.pdf>
- [28] C. Caylor, "Nanostructured High Temperature Bulk Thermoelectric Energy Conversion for Efficient Waste Heat Recovery," *DOE 3rd Thermoelectrics Applications Workshop* March 2012.
- [29] P. I. M. Cleary, "Nanostructured High Temperature Bulk Thermoelectric Energy Conversion for Efficient Waste Heat Recovery," *Annual Merit Review and Peer Evaluation Meeting*. 2014.
- [30] P. K. Goodson, M. T. Barako, A. Marconnet, W. Park, and S. Leblanc, "Novel Nanostructured Interface Solution for Automotive Thermoelectric Modules Application" *Publications Appearing or Submitted in First Year of DOE-NSF Sponsorship*, 2013.
- [31] S. Huxtable and S. Priya, "NSF / DOE Thermoelectrics Partnership : An integrated approach towards efficient , scalable , and low cost thermoelectric waste heat recovery devices for vehicles Our project addresses 5 key elements towards realization of TEGs for vehicles," pp. 1–17, 2012.
- [32] Parker, David, and David J. Singh. "High-temperature thermoelectric performance of heavily doped PbSe." *Physical Review B* 82.3, 2010.
- [33] Crane, Doug, et al. "TEG on-vehicle performance and model validation and what it means for further TEG development." *Journal of electronic materials* vol 42, n°7, p. 1582-1591, 2013.
- [34] Crane, D. T., and J. W. LaGrandeur. "Progress report on BSST-led US Department of Energy automotive waste heat recovery program." *Journal of electronic materials* vol.39, n°9, p. 2142-2148, 2010.
- [35] Fairbanks, John. "Thermoelectric applications in vehicles status 2008." *US Department of Energy*, 2008.
- [36] Fairbanks, John W. "Vehicular thermoelectrics: a new green technology." *Proceedings of the 2nd Thermoelectrics Applications Workshop*. 2011.

- [37] Friedrich, Horst, et al. "Electricity from exhausts—development of thermoelectric generators for use in vehicles." *ATZ worldwide* vol 112, n°4 : p48-54. 2010
- [38] Fairbanks, John W. "Thermoelectric developments for vehicular applications." *Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference. Detroit.* 2006.
- [39] Q. E. Hussain, D. R. Brigham, and C. W. Maranville, "Thermoelectric Exhaust Heat Recovery for Hybrid Vehicles," *SAE International Journal of Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 1132–1142, 2009.
- [40] J. Lagrandeur, "DOE FCVT Merit Review : BSST Waste Heat Recovery Program FCVT Annual Review" : *BSST Program*, 2008.
- [41] Mazar, B. "State of the art prototype vehicle with a thermoelectric generator." *TE Application Workshop, Baltimore*, March. 2012.
- [42] H. Nasarullah, B. Richard, and S. Abdul, "A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 2249–2259, 2012.
- [43] Yu, R., L. Aixala, and C. De Vault. "Waste heat recovery by thermoelectricity on passenger car and heavy-duty truck diesel engine: the RENOTER project."
- [44] L. Aixala, "RENOTER Project Introduction - Volvo Group," *Renaud*, no. January, pp. 3–6, 2011.
- [45] Schock, Harold, et al. "Thermoelectric conversion of waste heat to electricity in an IC engine powered vehicle." *US Department of Energy, Washington, DC, Quarterly Report*, October 29 (2010).
- [46] Pokharel, M., et al. "Enhancing the Figure of Merit in Te-doped FeSb₂ through nanostructuring." *arXiv preprint arXiv:1303.3869* (2013).
- [47] Böttner, H. "Thermoelectric Activities of European Community within Framework Programme 7 and additional activities in Germany." *3rd TE Application Workshop, Baltimore, 20th 23rd March (2012-2)*. 2012.
- [48] Fairbanks, John W. "Vehicular thermoelectrics: a new green technology." *Proceedings of the 2nd Thermoelectrics Applications Workshop*. 2011..
- [49] Magonetto, D., and G. Vidiella. "Reduced energy consumption by massive thermoelectric waste heat recovery in light duty trucks." *AIP Conference Proceedings*. Vol. 1449. No. 1. AIP, 2012.
- [50] Lopes, Jose, et al. Review of rankine cycle systems components for hybrid engines waste heat recovery. *SAE Technical Paper*, No. 2012-01-1942., 2012.
- [51] Bellanger, Philippe. Etude de l'influence des paramètres nano et microstructuraux sur les propriétés thermoélectriques des siliciures de magnésium Mg₂ (Si, Sn) de type-n. 2014. Thèse de doctorat. Bordeaux.
- [52] Crane, D. "Thermoelectric Generator Performance for Passenger Vehicle." *Thermoelectric Applications Workshop*. 2012.
- [53] P. I. D. Crane, "Thermoelectric Waste Heat Recovery Program for Passenger Vehicles."
- [54] C. Sprouse and C. Depcik, "Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 711–722, 2013.
- [55] T. C. Hung, "98/01752 A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat: Hung, T. C. et al. *Energy*, 1997, 22, (7), 661–667," *Fuel Energy Abstr.*, vol. 39, no. 2, p. 151-, 1998.
- [56] P. Leduc, P., & Smague, "Rankine system for heat recovery: An interesting way to reduce fuel consumption," *Ing. L'automob*, 2013, vol. 826, p. 34-39, 2013.

- [57] Elliot, D. G. Theory and tests of two-phase turbines. No. DOE/ER-10614-1; JPL-PUB-81-105. Jet Propulsion Lab., Pasadena, CA (USA); *National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC (USA)*, 1982.
- [58] Lion, S., Michos, C. N., Vlaskos, I., Rouaud, C., & Taccani, R.. A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 691-708. (2017).
- [59] Endo, Tsuneo, et al. Study on maximizing exergy in automotive engines. No. 2007-01-0257. *SAE Technical Paper*, 2007.
- [60] Yamamoto, Takahisa, et al. "Design and testing of the organic Rankine cycle." *Energy* 26.3 (2001): 239-251.
- [61] Seher, Dieter, et al. "Waste heat recovery for commercial vehicles with a Rankine process." 21st Aachen Colloquium on Automobile and Engine Technology, *Aachen, Germany*, Oct. 2012.
- [62] Nguyen, V. M., P. S. Doherty, and S. B. Riffat. "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system." *Applied Thermal Engineering* 21.2 (2001): 169-181.
- [63] Quoilin, Sylvain. Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale cogeneration. *Diss. Université de Liège*, 2007.
- [64] <https://www.turboden.com/>.
- [65] Dolz, V., et al. "HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy." *Applied Thermal Engineering*, vol 36, pp. 269-278. 2012
- [66] A. M. Delgado-torres and L. García-rodríguez, "Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)," vol. 51, pp. 2846–2856, 2010.
- [67] J. Sun and W. Li, "Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 11–12, pp. 2032–2041, 2011.
- [68] Wijewardane, M. Anusha. Exhaust system energy management of internal combustion engines. *Diss. © M. Anusha Wijewardane*, 2012.
- [69] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1809–1817, 2009.
- [70] Johansson, Maria T., and Mats Söderström. "Electricity generation from low-temperature industrial excess heat—an opportunity for the steel industry." *Energy efficiency Vol. 7*, n° 2 pp.203-215. 2014.
- [71] Quoilin, Sylvain, et al. "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , Vol. 22, pp.168-186. 2013
- [72] Ksayer, E. Bou Lawz. "Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water." *Energy Procedia* 6 (2011): 389-395.
- [73] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, and Y. Dai, "Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm," *Energy Convers. Manag.*, vol. 71, pp. 146–158, 2013.
- [74] F. Campana *et al.*, "ORC waste heat recovery in European energy intensive industries : Energy and GHG savings," *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, pp. 244–252, 2013.
- [75] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, and Y. Dai, "Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source," *Energy*, vol. 49, pp. 356–365, 2013.

- [76] G. Poignand *et al.*, "Thermoacoustique", *11ème Rencontre nationale des mécaniciens du CNRS* pp. 1–21, 2010.
- [77] Olivier, C., Penelet, G., Poignand, G., & Lotton, P.. "Active control of thermoacoustic amplification in a thermo-acousto-electric engine". *Journal of Applied Physics*, vol 115, n° 1, 2014
- [78] T. Warbeck, "Systèmes thermoacoustiques pour l'automobile," *Tech. rep., Inst. P Prime*, 2012.
- [79] S. et G. S. Backhaus, "A thermoacoustic-Stirling heat engine : detailed study," *J. Acoust. Soc. Am. vol. 107*, pp. 3148–3166, 2000.
- [80] J. A. Mumith, C. Makatsoris, and T. G. Karayiannis, "Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste heat recovery in food manufacturing: A thermoacoustic device for heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 65, no. 1–2, pp. 588–596, 2014.
- [81] Gardner, David L., and Carl Q. Howard. "Waste-heat-driven thermoacoustic engine and refrigerator." *Proceedings of acoustics*. 2009.
- [82] M. E. H. Tijani and S. Spoelstra, "A hot air driven thermoacoustic-Stirling engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 866–870, 2013.
- [83] Backhaus, Scott N., and Robert Keolian. "In-line Stirling energy system." *U.S. Patent No. 7,908,856*. 22 Mar. 2011.
- [84] Backhaus, Scott, and G. W. Swift. "New varieties of thermoacoustic engines." *Proceedings of the Ninth International Congress on Sound and Vibration*. 2002.
- [85] Swift, Greg, and Scott Backhaus. "Gas Diodes for Thermoacoustic Self-circulating Heat Exchangers." *AIP Conference Proceedings. Vol. 838*. No. 1. AIP, 2006.
- [86] De Blok, Kees. "Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery." *Journal of the Acoustical Society of America* 123.5 (2008): 3541-3541.
- [87] Debesse, Philippe, et al. "Analyse expérimentale des effets non linéaires dans les systèmes thermoacoustiques." CFM 2007. *18ème Congrès Français de Mécanique* (2007).
- [88] Symko, Orest G., et al. "Design and development of high-frequency thermoacoustic engines for thermal management in microelectronics." *Microelectronics Journal* 35.2 (2004): 185-191.
- [89] A. Bétrancourt and T. Le Pollès, "Valorisation des rejets thermiques des moteurs à combustion interne pour une production d'électricité ou de froid," *Journée SFT/SFA Paris*, 10 décembre 2010 pp. 1–30, 2010.
- [90] D. Couton, "Analyse des transferts d'énergie d'un écoulement cisaille génère par injection pariétale – aspect instationnaire," Thèse, *Univerité Poitiers -E.N.S.M.A*, 1996.
- [91] <https://greth.fr/>.
- [92] M. Giacalone, "Mise au point d'un banc d'essais simulant les conditions d'une ligne d'échappement automobile – Première caractérisation d'un échangeur en termes de performance de récupération de chaleur," *Rapport de stage de fin d'étude*, Ensi Poitiers, 2017.
- [93] Reay, David, Ryan McGlen, and Peter Kew. "Heat pipes: theory, design and applications." *Butterworth-Heinemann*, 2013.
- [94] D. A. Reay, "The heat pipe: its development, and its aerospace applications," *Aeronaut. J.*, vol. 78, no. 765, pp. 414–423, 1974.
- [95] J. Duffy and J. W. Wang, "Heat Pipe Application," *Heat Pipes Vap. Chamb.*, no. August, pp. 807–813, 2007.
- [96] A. Faghri, *Heat pipe science and technology*. Global Digital Press, ISBN 1560323833, 9781560323839, 874 pages 1995.

- [97] C. Silverstein, *Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange*. CRC Press, 1992.
- [98] W. Srimuang and P. Amatachaya, “A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 6, pp. 4303–4315, 2012.
- [99] L. Lachassagne, V. Ayel, C. Romestant, and Y. Bertin, “Etude de l’influence du fluide caloporteur sur les dimensions des conduites d’une boucle diphasique à pompage thermocapillaire,” in *SFT 2008*, 2008, pp. 539–544.
- [100] A. Bensalem, C. Romestant, A. Alexandre, Y. Bertin, and M. Lallemand, “Comportement thermo-hydraulique d’un caloduc oscillant (PHP): premiers résultats expérimentaux,” in *Congrès Français de Thermique, SFT 2006*, 2006, vol. 1, pp. 69–74.
- [101] S. Lips, V. Sartre, F. Lefevre, S. Khandekar, and J. Bonjour, “Overview of heat pipe studies during the period 2010- 2015,” *Interfacial Phenom. Heat Transf.*, vol. 4, no. 1, 2016.
- [102] L. L. Vasiliev and S. Kakaç, *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications*. CRC Press, 2013.
- [103] J. Sotani and C. Sasaki, “Heat pipe type heat-exchanger for the ventilation.” *Google Patents*, 1990.
- [104] W. H. Kent and A. P. Nardi, “Geothermal energy pump monitor and telemetric system.” *Google Patents*, 1980.
- [105] L. Vasiliev *et al.*, “Loop heat pipe for cooling of high-power electronic components,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 1–2, pp. 301–308, 2009.
- [106] G. P. Peterson, “An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications,” 1994.
- [107] V. P. Carey, “Liquid-vapor phase change phenomena, an introduction of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment.” *Taylor and Francis, Series in Chemical and Mechanical Engineering*, 1992.
- [108] ESDU., “Heat pipes - performance of two-phase closed thermosyphons,” *ESDU Man. 81038 1983*.
- [109] Romestant, Cyril. Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations. *Diss. Université de Poitiers*, 2000.
- [110] A. Cengel, “HEAT TRANSFER,” 1998.
- [111] M. S. El-Genk and H. H. Saber, “An investigation of the breakup of an evaporating liquid film, falling down a vertical, uniformly heated wall,” *J. Heat Transfer*, vol. 124, no. 1, pp. 39–50, 2002.
- [112] M. Groll and S. Rösler, “Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons,” *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, vol. 17, no. 2, pp. 91–151, 1992.
- [113] S. Nukiyama, “The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 9, no. 12, pp. 1419–1433, 1966.
- [114] M. S. El-Genk and H. H. Saber, “Flooding limit in closed, two-phase flow thermosyphons,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 9, pp. 2147–2164, 1997.
- [115] D. A. Labuntsov, “Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids,” *Therm. Eng.(USSR)(Engl. Transl.)*, v. 19, no. 9, pp. 21-28, 1973.
- [116] H. Imura, H. Kusuda, J.-I. Ogata, T. Miyazaki, and N. Sakamoto, “Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons,” *JSME Trans.*, vol. 45, pp. 712–722, 1979.
- [117] S. S. Kutateladze, “Heat transfer and hydrodynamic resistance,” *Energoatomizdat, Moscow*, p. 151, 1990.

- [118] H. Teng, P. Cheng, and T. S. Zhao, "Instability of condensate film and capillary blocking in small-diameter-thermosiphon condensers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 42, no. 16, pp. 3071–3083, 1999.
- [119] M. B. H. Mantelli, "Thermosiphon technology for industrial applications," *Heat Pipes Solid Sorption Transform.*, pp. 411–464, 2013.
- [120] H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kozai, and S. Numata, "Critical heat flux in a closed two-phase thermosiphon," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 26, no. 8, pp. 1181–1188, 1983.
- [121] T. Kambe, *Elementary fluid mechanics*. World Scientific, 2007.
- [122] C. A. Busse, "Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 16, no. 1, pp. 169–186, 1973.
- [123] M. K. Bezrodnyi and A. I. Beloivan, "Investigation of the maximum heat-transfer capacity of closed two-phase thermosiphons," *J. Eng. Phys. Thermophys.*, vol. 30, no. 4, pp. 377–383, 1976.
- [124] G. A. Savchenkov and Z. R. Gorbis, "Boiling Heat Transfer in Low Temperature Evaporating Thermosiphons," in *Proc. 5th All-Union Conf. Heat Mass Transf.*, 1976, vol. 13, pp. 87–91.
- [125] W. G. Anderson, J. H. Rosenfeld, D. Angirasa, and Y. Mi, "Evaluation of Heat Pipe Working Fluids In The Temperature Range 450 to 700 K," no. 1970, 2004.
- [126] W. G. Anderson and W. G. Anderson, "Thermo-Physical Properties of Intermediate Temperature Heat Pipe Fluids Sest, Inc., Middleburg Heights, Ohio," no. February 2005, 2005.
- [127] W. Anderson, R. Bonner, P. Dussinger, J. Hartenstine, D. Sarraf, and I. Locci, "Intermediate Temperature Fluids Life Tests - Experiments," in *5th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2007.
- [128] X. Yang, Y. Y. Yan, and D. Mullen, "Recent developments of lightweight, high performance heat pipes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, pp. 1–14, 2012.
- [129] Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999
- [130] Groll, M. "Heat pipe research and development in Western Europe." *Heat Recovery Systems and CHP 9.1* (1989): 19-66.
- [131] E. W. Saaski and L. Tower, "Two-Phase Working Fluids for the Temperature Range 50 to 350 C," *Heat Transf. Therm. Control Syst.*, 1978.
- [132] M. Groll, O. Brost, D. Heine, and T. Spindel, "Heat transfer, vapor-liquid flow interaction and materials compatibility in two-phase thermosiphons," in *Energy Conservation in Industry—Combustion, Heat Recovery and Rankine Cycle Machines*, Springer, 1983, pp. 66–81.
- [133] L. L. Vasil'Ev, G. M. Volokhov, A. S. Gigevich, and M. I. Rabetskii, "Heat pipes based on naphthalene," *J. Eng. Phys. Thermophys.*, vol. 54, no. 6, pp. 623–626, 1988.
- [134] Grzyll, L. R., et al. Characterization and Testing of Novel Two-Phase Working Fluids for Spacecraft Thermal Management Operating Between 300 Deg. C and 400 Deg. C. *Mainstream engineering corp rockledge fl chemical systems div*, 1994.
- [135] Vasiliev, Leonard L. "Heat pipes in modern heat exchangers." *Applied thermal engineering 25.1* (2005): 1-19.
- [136] Park, Min Kyu, and Joon Hong Boo. "Thermal performance of a heat pipe with two dissimilar condensers for a medium-temperature thermal storage system." *淡江理工學刊 15.2* (2012): 123-129.
- [137] C. T. Kniess *et al.*, "Experimental study of mercury and naphthalene thermosiphons," in *14th International Heat pipe Conference, Florianopolis, Brazil*, 2007.

- [138] M. Barbosa, H. Mantelli, W. Barbosa, and T. Borges, "International Journal of Heat and Mass Transfer Performance of naphthalene thermosyphons with non-condensable gases – Theoretical study and comparison with data," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 17–18, pp. 3414–3428, 2010.
- [139] Anderson, William. "Intermediate temperature fluids for heat pipes and loop heat pipes." *5th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)* p.4836. 2007.
- [140] Piroo, L. S., and I. L. Piroo. "Industrial Two-Phase Thermosyphons, ISBN 1567000649, 9781567000641 *Begell House*, 1997."
- [141] Bonjour, J., Lefèvre, F., Sartre, V., Bertin, Y., Romestant, C., Ayel, V., & Platel, V. "Systèmes diphasiques de contrôle thermique. Thermosiphons et caloducs." *Les Techniques de l'Ingénieur - Traité de Génie Energétique*, BE9545, Les Techniques de l'Ingénieur 26-pages. 2010.

Annexes

Sommaire

<i>Annexe A : La thermoélectricité</i>	<i>- 10 -</i>
<i>Annexe B : Le cycle de Rankine.....</i>	<i>- 11 -</i>
<i>Annexe C : La thermoacoustique.....</i>	<i>- 12 -</i>
<i>Annexe D : Les échangeurs « chauds » d'un système thermoacoustique.....</i>	<i>- 13 -</i>
<i>Annexe E : Caractéristiques du débitmètre à effet Coriolis CFMS40M.....</i>	<i>- 15 -</i>
<i>Annexe F : Isolant thermique Ilsulfrax LT Blanket haute température.....</i>	<i>- 18 -</i>
<i>Annexe G : Fluide de travail Naphtalène.....</i>	<i>- 21 -</i>
<i>Annexe H : Calcul la pression maximale du tube.....</i>	<i>- 23 -</i>
<i>Annexe I : Cryostat HUBER Uni390W.....</i>	<i>- 24 -</i>
<i>Annexe J : Calculs les incertitudes de mesures</i>	<i>- 25 -</i>
<i>Annexe K : Plans techniques.....</i>	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>

Annexe A : La thermoélectricité

Thermoélectricité																
N.B. : NR = Non Renseigné																
Titres	Auteurs	Années	Type de géométrie	Modélisation / Banc d'essai / Véhicule	Entreprises	Voitures de test	Puissance électrique produite (W)	Pertes charges (kPa)	Encombres	Masse (kg)	Températures (°C) ΔT_{c-p} ou T GE	Flux (chauds/froids, massiques)	Fluide froid	Matériaux	ZT	Rendements
BSST waste heat recovery program (DOE FCVT Merit Review)	John LaGrandeur	27/02/2008	Carré plusieurs étages (1er modèle)	Banc d'essai	BSST, Visteon, BMW/Mini et universités	NR	550 (17 ampères)	NR	4800 cm ³	NR	202 - (-5) = 207	NR	eau glycolée (-5 °C)	Bi ₂ Te ₃	0,8	NR
Thermoelectric generator performance for passenger vehicles	Doug Crane John LaGrandeur	20/03/2012	Cylindrique intégré	Banc d'essai Véhicule	Amerigon/BSST/ZT Plus, BMW, Ford Motor et Faurecia Exhaust Systems	BMW X6 Ford Lincoln MKT AWD	608 (banc essai) 450 (intégré)	4,137	NR	NR	620 - 20 = 600 (banc) 450 - 80 = 370 (int)	48/330 g/s (banc)	NR	NR	NR	NR
Thermoelectric waste heat recovery program for passenger vehicles	Doug Crane	17/05/2013	Cartouche	Banc d'essai	Gentherm, BMW, Ford, Tenneco, Caltech et NREL	BMW X3 Ford Explorer	25 pour 4 modules	NR	NR	NR	600 - 20 = 580	1133 (40 cfm)/2 L/min	eau à 20°C	Skutterudites (Yb _{0,3} Co ₂ Sb ₁₂)	1	NR
Nanostructured high temperature bulk thermoelectric energy conversion for efficient waste heat recovery	Chris Caylor et al.	22/03/2012	Progressif	Modélisation Banc d'essai	GMZ Energy, BOSCH, Boston College et Oak Ridge national laboratory	Chevrolet	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	Half-Heusler Bi ₂ Te ₃	0,8 1	NR
Multi-physics modeling of thermoelectric generators for waste heat recovery applications	Y. Zhang, J. D'Angelo, X. Wang et J. Yang	18/10/2012	Rectangulaire à ailettes	Modélisation	GMZ Energy, BOSCH, Boston College et Oak Ridge national laboratory	Chevrolet HHR	400	1	NR	NR	600°C gaz chauds	30 g/s gaz chauds	NR	Half-Heusler	0,8	NR
Skutterudite thermoelectric generator for automotive waste heat recovery	Gregory Meisner	21/03/2012	Rectangulaire intégré	Véhicule	General Motors	Chevrolet Suburban	252	NR	NR	NR	420 - 100 = 320 305 - 100 = 205	cycle d'homologation	Eau de refroidissement	Skutterudites Bi-Te	1 1	NR
Thermoelectric generators for automotive waste heat recovery systems part 1	S. Kumar, S. Heister, X. Xu, J. Salvador et G. Meisner	20/02/2013	Longitudinal	Modélisation	General Motors et Purdue University	Chevrolet Suburban	552	0,2685	3592 cm ³ (3,6 L)	NR	550 moy gaz chauds	35 g/s chaud	liquide de refroid. Moteur	Skutterudites	0,88	TE: 5,5 % syst: 3,3 %
Thermoelectric generators for automotive waste heat recovery systems part 2	S. Kumar, S. Heister, X. Xu, J. Salvador et G. Meisner	05/03/2013	1) Longitudinal 2) Transversal 3) Hexagonal 4) Cylindrique	Modélisation	General Motors et Purdue University	Chevrolet Suburban	1) 698,3 2) 729,8 3) 634,4 4) 718,10	1) 0,2685 2) 0,1827 3) 0,7753 4) 0,7537	3593 cm ³ (3,6 L)	NR	551 moy gaz chauds	36 g/s chaud	liquide de refroid. moteur	Skut/Bi ₂ Te ₃	1,2/0,95	1) TE: 6,4 (68 % ech) 2) TE: 6,7 (67,1 %) 3) TE: 6,2 (63,6 %) 4) TE: 6,6 (67,5 %)
Heat exchanger design for waste heat recovery from automobile exhaust using Thermoelectric generators	Jaideep Pandit, Megan Dove, Srinath Ekkad et Scott Huxtable	09/01/2012	1) oval basique 2) oval guidé 3) oval jets	Modélisation	Virginia Tech	NR	NR	1) 77 Pa gaz et 1,55 Pa eau 2) 77 Pa gaz et 38 Pa eau 3) NR	NR	NR	variation de ΔT (TE) 1) [167; 185] 2) [178; 202] 3) [182; 209]	20 m/S (gaz entré) à 400°C 10 l/min (froid) à 100°C	liquide de refroid. moteur	Bi ₂ Te ₃	NR	NR
Model of heat exchangers for waste heat recovery from diesel engine exhaust for thermoelectric power generation	Chad Baker, Prem Vuppuluri, Li Shi et Matthew Hall	05/01/2012	Multi couches	Modélisation	University of Texas	NR	1060	NR	16 500 cm ³ (16,5 L)	NR	Gaz: 527°C (800K) Froid: 27°C (300K)	enthalpy gaz: 122 kW gaz: 270 L/s froid: 1 L/s	liquide de refroid. moteur	p: MnSi _{1,75} n: MgSi _{0,5} Sb _{0,5}	NR	syst: 0,87 %

Annexe B : Le cycle de Rankine

Cycle de Rankine

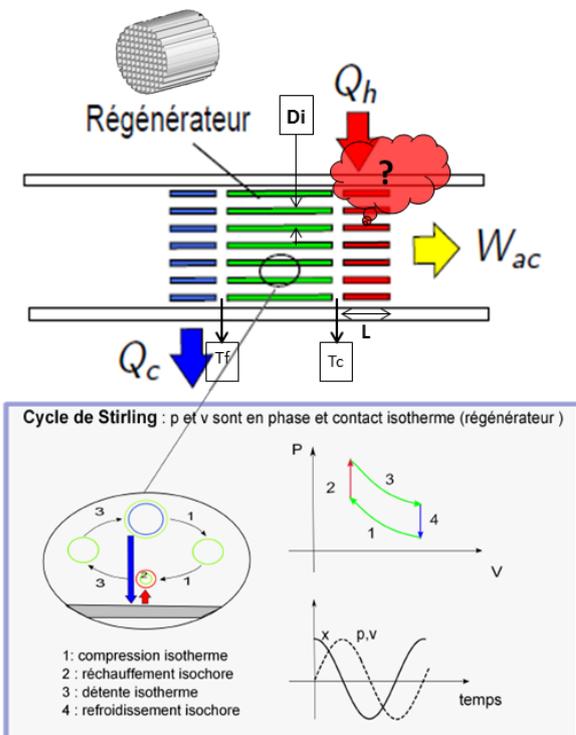
Titres		Auteurs		Années		Modélisation/Banc d'essai/Véhicule		Entreprises/Universités		Voitures de test		Puissance (W)		Pertes charges (Pa) ligne d'échappement		Encadrements		Masse (kg)		Températures (°C)		Flux (chauds/froids, massiques)		Fluide de travail		Pression de travail		Fluide froid		Type d'évaporateur dimensions (l/d)		Efficacités/échanges		Rendements systèmes totaux					
Rankine system for heat recovery: an interesting way to reduce fuel consumption		P. Juedic et P. Smaque	08/05/2013	Essais sur banc complet	Renault Kangoo	130 kW (électrique)	NR	51.600 cm ³ (boiler)	25 kg eau moins	GE: 687/884 / In/out: 667/205 / GE: 673/232 / GE: eau (cool): 550 / 86.3 / GE: eau (cool): 790 / 87.7	12.8 kW entrée bouilleur / 34.3 kW // // // 49.6 kW // // //	Eau	30 bar	Plaque pour gaz et tubes pour l'eau (73 cm / 30 cm)	1.7 % / 1.7 % / 1.6 %																								
Heat recovery for next generation of hybrid vehicles		A. Dourachy, P. Juedic, G. Bourhis et C. Terrel	14/05/2009	Simulation: 70 km/h / 200 km/h	Toyota Prius / Honda Insight	1.06/0.02 kW / 5.58/0.06 kW	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR			
Study on maximizing energy automotive engines		T. Erko, S. Kevsiri, Y. Kocoguz, M. Hekim, T. Babic et S. Ibaraki	2007	3D virtuelle: décarburatylise	Honda R&D	2500 en sortie de turbine	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR		
Prediction of dynamic Rankine cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential		T. Horst, W. Tegethoff, P. Ellis et J. Koehler	28/11/2013	sur véhicule: performance et intégration	BMW Série 5 / Université de Braunschweig	960 W (2 kW max) / 500 W (45W pompe)	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR		
Heat recovery systems for passenger vehicles		Y. Givelskaya, G. Olivier, O. F. Shonda et P. Potevin	NR	Retourne des différences systèmes	Renault, CMAAM et Université de Pitești	4.4-5.1 kW/mécanique en sortie de turbine	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR		
Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling		N. Espinosa, L. Timan, V. Lemort, S. Quelin, B. Lombard	01/05/2010	Modélisation d'un cycle de Rankine en particulier le condenseur	Volvo / Powertrain (France) et Université de Liège	1) 7.5 kWmax méca (pour Peve 5 bar) / 2) 30 kWmax méca (pour P=60 bar) / 3) 7 kW à 20 bars	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	
A comprehensive study on waste heat recovery from internal combustion engines using organic Rankine cycle		M. Tahani, S. Javan et M. Biglar	01/04/2012	Configuration par véhicule: préchauffage eau moteur	Tehran University, Center Tehran / Mehr, Serman / University	Perles: Pransa pump / 13.25 kW / 2) 42.25 kW / 3) 36.26 kW - 2.65 kW	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	
Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle		J. Larjola	28/11/1994	Construction d'un ORC pour centrale	Lappeenranta University of Technology (Finland)	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	
The re- economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles		S. Quelin, S. Declaye, B. F. Tchanche et V. Lemort	11/05/2011	Régénération sur gaz d'échappement avec ORC à petite échelle	Université de Liège et Université d'Agriculture d'Athènes	1) 4.648 W / 2) 4.852 W / 3) 4.462 W / 4) 4.577 W / 4.583 W / 5) 4.764 W	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR
HFC-245FA working fluid in organic Rankine cycle: a safe and economic way to generate electricity from waste heat		G. J. Zylowski, A. P. Brown et A. Achutha	15/05/2010	calculs théoriques de performances à l'aide du logiciel du NIST Refprop	Honeywell	1) 605.983 kW / 2) iso: 533 kW / HFC: 646.5 kW	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR
Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles		N. A. Lai, M. Wendland et J. Fischer	07/12/2010	Simulation: Utilisation d'un régénérateur (échangeur interne) dans le cycle	Université de Bodenkultur (Autriche)	Source froide: 30°C / sources chaudes: 1) 90°C / 2) 120°C	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	
Optimum working fluid selection for automotive cogeneration system		C. Wonsiri, K. Kibum, C. Kyungsook et L. Khyung	2010	Comparaison de 4 fluides de travail	hanyang University (Corée du sud)	1 MW	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	
A review of organic Rankine cycle for the recovery of low-grade waste heat		T. C. Hung, T. Y. Shai et S. K. Wang	12/06/1996	Comparaison des différents fluides	Kaohsing Polytechnic Institute, Taiwan	1 MW	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	

Annexe C : La thermoacoustique

Thermoacoustique																			
Utilisation:																			
Installation sur véhicule																			
Récupération sur gaz chauds																			
Titres	Auteurs	Années	Entreprises	Appareil	Type (exp/calculs)	Fluide de travail + pressions (bars) + fréquences	Encadrements	Masse (kg)	Températures (°C)	DT entre source chaude et froide	Source froide	Type d'échangeurs froids (ambiants)	Tailles échangeurs froids (ambiants) (cm)	Type d'échangeurs chauds	Tailles échangeurs chauds (cm)	Flux (chauds/froids, massiques)	Drive ratio (%) (Pacastoc/pmov)	Puissance (W) (Wb: acoustique) (We: électrique)	Rendement global
Faisabilité d'un moteur thermo-acoustique automobile	G. Poignand	08/11/2003	LAUM et PSA	Récupération de chaleur sur GE automobile	Modifications sur ordinateur (Deltec)	Helium (40 bar) à 145 Hz, 150 Hz et 488 Hz	1) 65 L 2) 162 L 3) 73 L	1) 6,3 kg min 2) 13,3 kg min 3) 3 kg min	Température à l'entrée du chaud: 442°C à l'entrée du froid: 25°C	eau ou air??	Plaque trouée	1) 5 cm de long sur 3) 5 cm de long	Plaque trouée	1) 2,5 cm de long sur 3) 2,5 cm de long	1) 492 W/h en entrée 2) 875 W/h en entrée 3) 500 W/h en entrée	1) 9% 2) 9% 3) 9%	1) 700 We 2) 1500 We 3) 900 We	1) 39% 2) 39% 3) 39%	
Acousto-thermoacoustique engine	D. G. Gouffier et G.W. Swift	04/09/2003	Los Alamos	4 stages (L, L, L, L)	test expérimental	argon (24 bar)	78 m de long	NR	NR	NR	eau à température ambiante	1) 7,67 / 14,3 cm 2) 13,2 / 10,1 cm 3) 4,3 / 21 cm	1) 2, 3 cylindres chauffants électriques 2) 132 / 101 cm 3) 102 / 71 cm	NR	NR	Exemple mesuré Entrée: 732 W Sortie: 2179 W	29,30%		
A high performance thermoacoustic engine	M.E.H. Tijani et S. Spokota	10/11/2011	ECN (Energy research centre) Center of the Netherlands	Récupération de chaleur de GE	test expérimental	Helium (40 bar, 130 Hz)	50 cm de haut 3 m de long	NR	Température chaude: 380°C	50°C si T _{in} = 20°C	eau à température ambiante	Cylindre d'acier troué avec courbes chauffées	3 cm de long	Cylindre d'acier troué avec courbes chauffées	NR	8,4%	Entrée: 732 W Sortie: 2179 W	30,20%	
A hot driven thermoacoustic engine	M.E.H. Tijani et S. Spokota	09/05/2013	ECN (Energy research centre) Center of the Netherlands	Récupération de chaleur de GE	test expérimental	Helium (40 bar, 130 Hz)	50 cm de haut 3 m de long	NR	Température chaude: 380°C	60°C si T _{in} = 20°C	eau à température ambiante	Cylindre en laiton troué de 300 canaux	3 cm de long	Cylindre en laiton troué de 300 canaux	NR	6%	Entrée: 200 W Sortie: 300 W	43% de Carot = 27,2% total	
Thermoacoustic power (Wp): industrial waste electricity conversion	K. de Blok	09/12/2000	Aster Thermoacoustic Heurlebrun industrial	Récupération de chaleur de GE industriels	Prototype construit et installé sur des installations	Helium (6 bar, 400 Hz)	3 m x 1,8 m x 1,2 m	NR	Bu chaude: 200°C Bu froide: 180°C	160°C	eau à température ambiante	NR	NR	NR	NR	NR	Entrée: 11 MW Sortie: 112 MW	11,20%	
Thermoacoustic engine for low temperature waste conversion	S. Bockhaert et G.W. Swift	14/07/2000	Los Alamos	Pretest appareil à grande échelle	Prototype expérimental	Helium (30 bar, 157 Hz)	45 cm de haut 3 m de long 2800 cm ³ de vol	NR	Bu chaude: 200°C Bu froide: 15°C	70°C	eau froide	NR	NR	NR	NR	NR	Entrée: 5,5 kW max Sortie: 700 W Sortie: 890 W	1) 30% 2) 22%	
Thermoacoustic engine for low temperature waste conversion	S. Bockhaert et R.M. Kelton	après 2011	Los Alamos et Université de Berkeley	Récupération de chaleur de GE automobile (camion/Culture)	Marché académique	Helium (80 bar, 400 Hz) (pas certain)	1) 0,39 m ³ (100 W/h) 2) 0,033 m ³ (33 W/h)	1) 1,80 kg (50 W/h) 2) 17 kg (50 W/h)	eau froide: 30°C	NR	eau	NR	NR	NR	NR	NR	Moyen/Max 1) 4 / 8 W 2) 0,5 / 1 kW	1) 34% 2) 20%	
Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste conversion in food manufacturing	J.A. Mumby, C. Makors et J.G. Karayannis	28/01/2004	Brunel University (Angleterre)	Récupération de chaleur pour des gaz chauds à faible température	Simulation sur logiciel Deltec	Helium (30 bar, 157 Hz)	NR	NR	froid 6°C Chaud: 150°C	140°C	air	NR	NR	NR	NR	NR	NR	entrée: 19 kW sortie: 10291 W	54,2%
Development of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste conversion in food manufacturing	Zhanghua Wu, Min Zhang, Wei Dai et Erang Luo	30/03/2004	Chinese Academy of Sciences (Beijing, Chine)	3 étages identiques	Prototype expérimental	Helium (50 bar, 86 Hz)	1 m de diagonale, 30 cm pour systèmes (stacks/échangeurs) et 40 cm pour alternateur 2 = 0,4 m	NR	eau froide: 30°C chaudes: < 50°C	NR	eau à température ambiante	ambiants: 4 / 5 cm	NR	NR	NR	NR	entrée: 9,34 kW (3x3) sortie: 1,57 Mw	max: 16,8%	
Novel stage traveling wave thermoacoustic power generator	K. de Blok	01/07/2008	Aster Thermoacoustic	Utilise eau comme source chaude	Prototype expérimental	air (1 bar, 32 Hz)	NR	NR	eau froide: 28°C eau chaude: 148°C (10 bar)	120°C entre sources 65°C au stack	eau à température ambiante	NR	NR	NR	NR	NR	sortie: 2 Mw	NR	
Wave heat driven thermoacoustic engine and refrigerator	D.L. Gardner and C.G. Howard	24/11/2009	Université d'Adelphi	Récupération de chaleur sur GE d'un moteur Mitsubishi	Modifications sur ordinateur (Deltec)	Helium (16 bar, 315 Hz)	1) NR 2) Helium (21 bar) système: 10,6 dm ³	NR	eau ambi: 27°C GE: 700°C	AT au régimeateur 50° - 8° = 59°C	eau à température ambiante	3,6 cm de long (ailette) 15 tubes (3 x 5)	NR	NR	NR	NR	NR	entrée: 5750 W sortie: 500 W	8,70%

Annexe D : Les échangeurs « chauds » d'un système thermoacoustique

3. Questions sur la TA



Questions

- Source de la chaleur?
- Configuration d'échangeur chaud?
- **Fluide?** (helium, argon...) Pression?
- Fréquence, dimensions ?
- $T_c, T_f, \Delta T = ?$
- $Di = ?$
- $L = ?$
- Combien de blocs [AHX – Stack – HHX]?
- Niveaux de températures de chaque HHXi sont identiques ou différents?

1 ← Récupération et valorisation d'énergie thermique sur gaz chauds – Approche expérimentale et numérique



Biblio. Bilan d'échangeur chaud HHX

Chauffage électrique

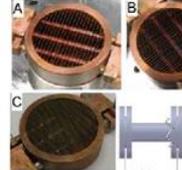
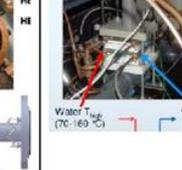
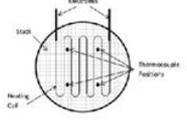
- Matthieu Guodra et al. Université du Maine, 2015
- Konstantin N. Tourkov et al. 2013 University of Pittsburgh
- Zhibin Yu a, Artur J. Jaworski a, Scott Backhaus b Los Alamos National Laboratory, 2012
- Timothy S. Ryan University of Pittsburgh, 2009
- Philippe DEBESSE UNIVERSITE PIERRE ET MARIE CURIE, 2008
- Guillaume PENELET Université du Maine, 2004
- Michael Petach1, Emanuel Tward1, and Scott Backhaus2 2004
- Swift et ses collaborateurs du Los Alamos National Laboratory aux États-Unis 1992

fluide chaud

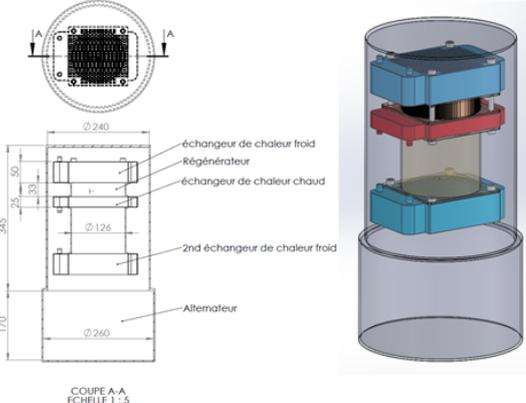
- Cynthia Haddad 2014, HEKYOM,
- M.E.H. Tjani*, S. Spoelstra 2013, Energy Research Centre of the Netherlands (ECN).
- Sophie Collard 2012, Helsinki Metropolia University of Applied Sciences
- Project acronym: THATEA 2012
- Kees de Blok, Aster

2 ← Récupération et valorisation d'énergie thermique sur gaz chauds – Approche expérimentale et numérique



Biblio. Bilan d'échangeur chaud HHX/ Fluide Chaud					
M.E.H. Tjani*, S. Spoelstra 2013, Energy Research Centre of the Netherlands (ECN)	Sophie Collard 2012, Helsinki Metropolia University of Applied Sciences	Project acronym: THATEA 2012	Project acronym: THATEA 2012	Kees de Blok, Aster	
fin-fin cross-flow heat exchanger Minimal pressure drop. Stainless steel fins are brazed in the slots Helium side 50 fins/inch direction of 5 cm and a height of 1 mm. Air side 20 fins/inch Direction of 4.5 cm, and a height of 2 mm. Exchange 2 kW of heat between the hot air and helium gas	Type: aluminium crossflow heat exchangers (similar to car radiators) Run on hot water 158 x 120 x 30 mm (without the hose connectors 12 mm long and had a diameter of 9.3 mm.) weighed about 212 grams.	Table 1. Dimensions of the HHX stack Table 2. Dimensions of the HHX stack Table 3. Dimensions of the HHX stack Table 4. Dimensions of the HHX stack Table 5. Dimensions of the HHX stack Table 6. Dimensions of the HHX stack Table 7. Dimensions of the HHX stack Table 8. Dimensions of the HHX stack Table 9. Dimensions of the HHX stack Table 10. Dimensions of the HHX stack	Study of heat exchangers in macro-scale Three fin-and-tube heat exchangers have been designed and constructed with three different fin spacings (0.7, 1.4, and 2.1 mm). heated by the hot water flow	Water circuits High temperature • Gas fired water heater • Max 160 °C (10 bar) Low temperature • Car radiator to air • Flow 1.5 Lmin-1 • 20-30 °C	
TBT HHX REG-holder 					
Biblio. Bilan d'échangeur chaud HHX/ Chauffage Electrique					
Matthieu Guedra et al. Université du Maine, 2015	Konstantin N. Tourkov et al. 2013 University of Pittsburgh	Zhibin Yu, Artur J. Jaworski, Scott Backhaus Los Alamos National Laboratory, 2012	Timothy S. Ryan University of Pittsburgh, 2009	Philippe DEBESSE UNIVERSITE PIERRE ET MARIE CURIE, 2008	Michael Petach1, Emanuel Tward1, and Scott Backhaus2 2004
The hot exchanger is made of a piece of ceramic sample with squared pores of density 600 CPSI (Cells Per Square Inch). The heat power is supplied to the system by means of a Nickel - Chromium resistant wire which is regularly coiled across the whole cross section of the exchanger	The stack was heated with 22-WG nickel-chrome wire and an DC power source.	The hot heat exchanger is made using a standard cable heater manufactured by WATLOW. It has 3.17 mm diameter and a length of 2.4 m. Its rated power is 1 kW and the rated voltage is 240 V.	A heat exchanger for placement at the hot end of the stack was created from copper mesh and tubing. Several 4-inch diameter circles of copper mesh were cut from a sheet and soldered together to increase the surface area in contact with the working gas	L'échangeur chaud est constitué d'un milieu poreux homogène cylindrique en cuivre (porosité homogène de 30%) La longueur de cet échangeur est de 82mm, les canaux le constituant ont un diamètre de 2mm Il est enroulé d'une résistance chauffante Thermoacox, connectée à une alimentation non stabilisée fournissant du courant alternatif, qui délivre une puissance maximale de 6 kW.	the top of the loop is a 2-mm gap between two parallel plates forming the hot heat exchanger. The plates are made of Inconel 625, and are 10.5-cm long and 5.2-cm wide. High-temperature heat enters the system by solid conduction through the top plate. There are many 3.5-mm-diameter pins machined into the bottom plate and welded into holes through the top plate.
					

Travaux de Gaëlle Poignand



Alternateur	Qdrive 1S175M	Qdrive IS24TM	Sica 6N2.5PL
Longueur échangeur chaud [cm]	2.5	2.5	2.5
Rayon hydraulique pore échangeur chaud [cm]	0.2	0.2	0.2
Longueur échangeur froid [cm]	5	5	5
Rayon hydraulique échangeur froid [cm]	0.1	0.1	0.1
Longueur du stack [cm]	3.9	3.3	1.2
Rayon hydraulique des pores du stack [µm]	26.6	44	15
Longueur du TBT [cm]	29.9	10.7	8.5
Longueur de la compliance [cm]	7	3.9	1
Longueur de l'inertance [cm]	41	23.8	18.4
Longueur partie thermoac. [cm]	48	27.7	19.4
Diamètre du stack [cm]	8.4	12.6	9.8
Diamètre partie thermoac. [cm]	9.6	14.6	14.8
Longueur cavité avant alternateur [cm]	2.38	5.8	1
Diamètre cavité avant alternateur [cm]	13	24	17
Longueur cavité arrière alternateur [cm]	17	17	8.5
Diamètre cavité arrière alternateur [cm]	18.4	26	17
Performance			
Fréquence [Hz]	165	150	458
Drive ratio [%]	9	9	9
Puissance thermique [W]	4192	8575	5000
Différence de température [K]	417	417	417
Puissance électrique [W]	750	1500	900
Efficacité alternateur	0.57	0.47	0.55
Efficacité thermo-acoustique	0.38	0.46	0.45
Efficacité globale	0.18	0.18	0.18
Volume et Masse			
Volume partie thermoac. [L]	3.5	4.6	3.3
Volume alternateur [L]	5.0	11.6	4.0
Volume total [L]	8.5	16.2	7.3
Masse totale [kg]	6.3+?	13.3+?	12*1.5+?

TABLE 3.2 – Récapitulatif des spécificités des différents modèles proposés.

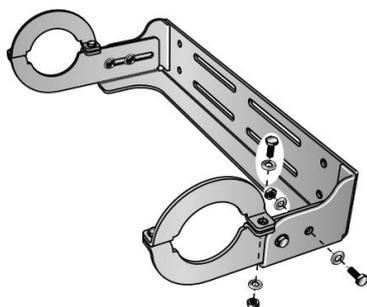
Questions sur la TA	Réponses
1, Source de la chaleur?	Énergie thermique (WHR)
2, Configuration d'échangeur chaud?	? (en simulation 1D)
3, Fluide? (hélium, argon...) Pression?	Hélium 40 bars (pression statique)
4, Fréquence? Diamètre du stack?	150 Hz 126 mm
5, Tc, Tf, ΔT = ?	25°C; 442°C; 417°C
6, Rayon hydraulique pore échangeur chaud?	2 mm
7, Longueur échangeur chaud?	25 mm
8, Combien de blocs [AHX-Stack-HHX] ?	1

Ref: Gaëlle Poignand
Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine, UMR CNRS 6613
avenue Olivier Messiaen, 72085 Le Mans cedex 9, France

Annexe E : Caractéristiques du débitmètre à effet Coriolis CFMS40M

Les tubes de mesure sont contraints d'osciller, ce qui produit deux signaux sinusoïdaux. Lorsque le débit est nul, les deux tubes vibrent en phase. En présence d'un écoulement, les forces de Coriolis génèrent une torsion des tubes, ce qui entraîne un déphasage. Le déphasage en temps entre les signaux sinusoïdaux est mesuré et est directement proportionnel au débit massique.

Figure 2-11: Assembled wall mounting bracket for CMFS025, CMFS040, and CMFS050

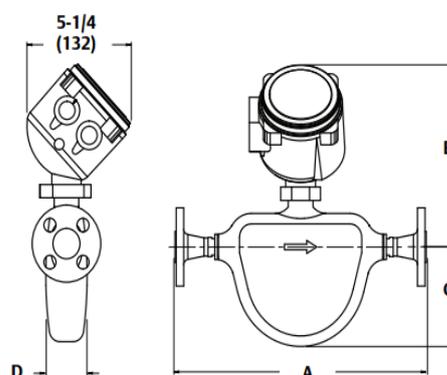


Attach the bracket to the wall using fasteners appropriate for the mounting surface.

Figure 2-12: CMFS025, CMFS040, or CMFS050 wall mounted using bracket



Example dimensions for CMFS models



Model	Dim. A		Dim. B		Dim. C		Dim. D	
	Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm
CMFS007	12-5/8	321	8-1/8	207	4-7/16	113	2-1/8	54
CMFS010	12-5/8	321	8-1/8	207	4-7/16	113	2-1/8	54
CMFS015	12-5/8	321	8-1/8	207	4-7/16	113	2-1/8	54
CMFS025	19-7/16	494	9-7/16	240	7-7/16	189	3-1/4	82
CMFS040	19-7/16	494	9-7/16	240	7-7/16	189	3-1/4	82
CMFS050	19-7/16	494	9-7/16	240	7-7/16	189	3-1/4	82
CMFS075	23-1/2	598	10-1/16	256	9-1/2	241	4	102
CMFS100	23-1/2	598	10-1/16	256	9-1/2	241	4	102
CMFS150	23-1/2	598	10-1/16	256	9-1/2	241	4	102

Nominal flow rate

Micro Motion has adopted the term nominal flow rate, which is the flow rate at which water at reference conditions causes approximately 14.5 psig (1 barg) of pressure drop across the meter.

Mass flow rates for stainless steel models: 304L (L), 316L (M/A), and Super Duplex (Y)

Style	Model	Nominal line size		Nominal flow rate		Maximum flow rate	
		inch	mm	lb/min	kg/h	lb/min	kg/h
	CMFS007M	1/12"	DN1	1.28	35.0	1.50	40.9
	CMFS010M	1/10"	DN2	3.56	97.0	4.03	110
	CMFS015M	1/6"	DN3	11.4	310	12.1	330
	CMFS025M	1/4"	DN6	38.5	1050	77.0	2100
	CMFS040M	3/8"	DN10	85.0	2,320	170	4,640
	CMFS050M	1/2"	DN15	125	3,410	250	6,820
	CMFS075M	3/4"	DN20	230	6,270	460	12,500
	CMFS100M	1"	DN25	475	13,000	950	25,900
	CMFS150M	1-1/2"	DN40	990	27,000	1,980	54,000

Style	Model	Nominal flow rate			Maximum flow rate		
		gal/min	barrels/h	l/h	gal/min	barrels/h	l/h
	CMFS007M	0.154	0.220	35.0	0.180	0.257	40.9
	CMFS010M	0.426	0.609	97.0	0.484	0.691	110
	CMFS015M	1.36	1.95	310	1.45	2.07	330
	CMFS025M	4.62	6.59	1,050	9.23	13.2	2,100
	CMFS040M	10.2	14.6	2,320	20.4	29.1	4,640
	CMFS050M	15.0	21.4	3,410	30.0	42.8	6,820
	CMFS075M	27.6	39.4	6,270	55.2	78.8	12,500
	CMFS100M	57.0	81.4	13,000	114	163	25,900
	CMFS150M	119	170	27,000	237	339	54,000

Gas flow rates for all models

Model	Mass		Volume	
	lb/min	kg/h	SCFM	Nm ³ /h
CMFS010M	1.1	30	24	42
CMFS010H/P	0.97	26	22	37
CMFS015M	2.7	76	62	106
CMFS015H/P	2.1	58	48	81
CMFS025M	9	240	200	340
CMFS025H/P	7.7	210	170	290
CMFS040M	19	540	440	750
CMFS050M	28	770	640	1,000

Incertitude et répétabilité sur les gaz

Caractéristiques métrologiques	Modèles standard
Incertitude sur le débit massique ⁽¹⁾	±0,25 % de la mesure
Répétabilité du débit massique	0,20 % de la mesure
Incertitude de la mesure de température	±1 °C ±0,5 % de la mesure ; Classe BS1904, DIN43760 Classe A (±0,15 +0,002 x T °C)

Caractéristiques métrologiques	Modèles standard
Répétabilité de la mesure de température	0,2 °C

(1) L'incertitude de mesure en débit inclut les erreurs de répétabilité, de linéarité, d'hystérésis, d'orientation et autres non-linéarités.

Géométrie	Modèle	Diamètre de ligne nominal		Débit nominal		Débit maximal	
		pouces	mm	lb/min	kg/h	lb/min	kg/h
	CMFS025M	1/4"	DN6	38,5	1 050	77,0	2 100
	CMFS040M	3/8"	DN10	85,0	2 320	170	4 640
	CMFS050M	1/2"	DN15	125	3 410	250	6 820
	CMFS075M	3/4"	DN20	230	6 270	460	12 500
	CMFS100M	1"	DN25	475	13 000	950	25 900
	CMFS150M	1-1/2"	DN40	990	27 000	1 980	54 000

Annexe F : Isolant thermique Insulfrax LT Blanket haute température



Enhanced insulation

Insulfrax LT Blanket boasts upgraded thermal performance and improved handling properties compared with standard AES blanket products. Key process developments at our facilities have enabled engineers to significantly increase fibre content – by minimising the size and amount of unfiberised ‘shot’ particles.

‘Shot’ is the non-fibre by-product of the manufacturing process. In standard fibre blankets it can make up almost half the product weight. But, unlike fibre, it’s not an efficient blocker of thermal radiation. So to optimise thermal performance we’ve not just reduced shot content, but also the size of the shot.

Insulfrax LT Blanket typically contains 28 per cent less shot than Insulfrax S blanket and 10-15 per cent less larger shot (greater than 125 microns diameter). This gives us a 20 per cent reduction in thermal conductivity.

Insulfrax LT
the greener solution

Thermal conductivity

Thermal conductivity is the measure of a material’s ability to transfer heat. Low thermal conductivity makes a material more effective at restricting heat flow through its thickness. So Insulfrax LT’s 20 per cent lower conductivity means a 20 per cent improvement in insulating performance. It gives reduced temperatures on cold face surfaces and less energy loss through a lining system.

The graph (right) illustrates the improvements over the previous industry standard – Insulfrax S Blanket.

Mean Temperature (°C)	Insulfrax S Blanket (W/mK)	Insulfrax LT Blanket (W/mK)
200	~0.07	~0.05
400	~0.10	~0.07
600	~0.15	~0.10
800	~0.22	~0.15
1000	~0.30	~0.22

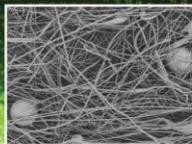
High fibre index

New process developments, bringing greater control of fibre manufacturing, have given us a product with not only an improved ratio of fibre to shot – but also a reduced shot size.

Insulfrax LT blankets contain up to 30 per cent more fibres. This higher fibre index gives the blanket outstanding insulation properties.

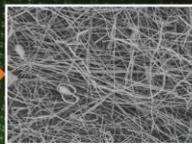
More fibre means other benefits too, such as greater tensile strength – increased by up to 15 per cent compared with standard AES blankets.

Standard AES wool
Large Unfibred "Shot"



➔

Insulfrax LT
More Finer Fibre and Less Shot



Insulfrax LT
for on-going savings

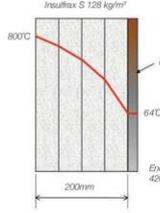


Save energy

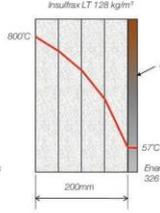
Ever-increasing energy prices, as well as demands on industry to reduce carbon emissions, make Insulfrax LT Blanket a natural choice for end users looking to boost thermal efficiency and cut costs. It enables users to reduce their energy consumption – now and into the future – without increasing the mass or thickness of insulation.

The diagram (right) shows how Insulfrax LT can reduce heat loss by more than 20 per cent compared with standard AES blankets in a typical layered lining system.

Insulfrax S 128 kg/m²



Insulfrax LT 128 kg/m²



Parameters: Lining 200mm, Hot face 800°C, Ambient 25°C, Still air, Emissivity 0.9

Improved handling

More – and longer – fibres mean we've been able to significantly improve Insulfrax LT Blanket's handling characteristics. Typical tensile strengths have been increased by up to 20 per cent compared with the popular Insulfrax S blanket.

Lower shot content and smaller shot size also bring improvements to the blanket surface – giving it a smoother, softer and 'cleaner' feel. Operators will certainly appreciate the benefits of reduced dustiness, less irritation and easier handling.

Resistance to vibration

Fewer large shot particles, and 30 per cent more fibre per unit mass, allows the remaining small shot to be 'locked away' from the surface. It results in minimal free particles in the fibre matrix.

Combined with its higher tensile strength, Insulfrax LT Blanket boasts significant performance improvements and a longer lifetime in high vibration – high temperature environments.

Insulfrax LT
softer and stronger insulation

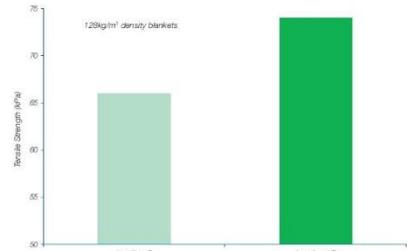


Greater tensile strength

The needling of fibre mat during manufacture generates interlinking of fibres which provides the blanket with additional tensile strength. So by increasing the number of fibres we've been able to make the blanket stronger too.

Insulfrax LT blanket typically has 30 per cent more fibre than standard AES blankets increasing the tensile strength. The chart (right) shows the typical values for Insulfrax LT Blankets compared to Insulfrax S.

Again, it makes life easier for installers. Stronger blankets are more difficult to pull apart – and are better able to withstand the rigours of installation.



Blanket Type	Tensile Strength (N/m²)
Insulfrax S	~62
Insulfrax LT	~73

Lightening the load

Insulfrax LT blanket delivers high performance with less mass or blanket thickness than other standard AES blankets. Consequently users can use less insulation and make weight and cost savings.

A lighter insulation blanket, such as Insulfrax LT 96kg/m³, can provide the same insulation as a standard 128kg/m³ blanket – adding up to a 25 per cent weight saving. This gives particular advantages in marine fire protection systems – please refer to our Fire Protection brochure for details on FyreWrap LT.

Make some space

Alternatively users can reduce lining thickness. For example 150mm of Insulfrax LT blanket can provide the equivalent thermal performance to 200mm of a standard AES insulation of the same density.

This frees up valuable space in furnaces and ovens, and can even save on associated materials, such as stainless steel cladding, by reducing overall surface area.

Insulfrax LT
available to order now



Wider availability

Insulfrax LT Blanket is now not only better – but there's a wider choice too. Thanks to manufacturing advances we've increased the range of blanket grades to add a 6mm thick LT blanket in 96 kg/m³ and 128 kg/m³ densities. These two new grades come in 22 metre long rolls with one roll per standard carton.

This product is ideal for use as an expansion joint material or any application where a thin and consistent mat is required.



Annexe G : Fluide de travail Naphtalène**Base de données FICHES TOXICOLOGIQUES****Naphtalène**

Fiche toxicologique synthétique n° 204 - Edition 2007

Pour plus d'information se référer à la fiche toxicologique complète.

Formule Chimique	Nom	Numéro CAS	Numéro CE	Numéro index	Synonymes
C ₁₀ H ₈	Naphtalène	91-20-3	202-049-5	601-052-00-2	Naphtaline, Camphre de goudron

NAPHTALÈNE

Attention

- H302 - Nocif en cas d'ingestion
- H351 - Susceptible de provoquer le cancer
- H410 - Très toxique pour les organismes aquatiques, entraîne des effets néfastes à long terme

Les conseils de prudence P sont sélectionnés selon les critères de l'annexe 1 du règlement CE n° 1272/2008.
202-049-5

Propriétés physiques

Nom Substance	N° CAS	Etat Physique	Point de fusion	Point d'ébullition	Pression de vapeur	Point d'éclair
Naphtalène	91-20-3	Solide	80,2 - 80,3 °C	217,9 °C	7,2 Pa à 20 °C 10,5 Pa à 25 °C 768 Pa à 75 °C 2,5 kPa à 100 °C 16,2 kPa à 150 °C	79 à 88 °C (selon les sources)

À 25 °C et 101,3 kPa, 1 ppm = 5,24 mg/m³.

Méthodes de détection et de détermination dans l'air

Les méthodes de mesurage comprennent un prélèvement par pompage sur un support de collecte (tube à adsorption ou média filtrant en cassette), la désorption au solvant, le dosage par chromatographie en phase liquide avec détection UV. Elles n'ont pas toutes été validées pour l'évaluation des expositions professionnelles.

Valeurs Limites d'Exposition Professionnelle

Des valeurs limites d'exposition professionnelle (VLEP) dans l'air des lieux de travail ont été établies pour le naphtalène.

Substance	PAYS	VME (ppm)	VME (mg/m ³)	VLCT (ppm)
Naphtalène	France (VLEP indicative - circulaire)	10	50	-
Naphtalène	Etats-Unis (ACGIH)	10	-	15

Pathologie - Toxicologie**Toxicocinétique - Métabolisme**

Le naphtalène, après absorption, est oxydé par l'organisme et éliminé dans les urines sous forme de plusieurs métabolites dont le 1-naphtol qui est en relation, chez l'homme, avec la concentration en naphtalène inhalé.



Toxicité expérimentale

Toxicité aiguë

La toxicité aiguë du naphthalène est modérée par voie orale. Il est peu ou pas irritant.

Toxicité subchronique, chronique

Une exposition répétée ou prolongée induit des réponses différentes selon les espèces : irritation, cataracte ou anémie hémolytique.

Effets génotoxiques

Le naphthalène n'induit pas de génotoxicité in vitro et in vivo dans les tests pratiqués.

Effets cancérogènes

Le naphthalène est cancérogène pour le rat au niveau des localisations de l'inflammation déclenchée par l'inhalation.

Effets sur la reproduction

Le naphthalène ne provoque pas de modification dans les organes reproducteurs des rongeurs ; il est fœtotoxique à des doses fortement toxiques pour les mères.

Toxicité sur l'Homme

Chez l'homme, les effets constatés après exposition aiguë ou chronique sont essentiellement des symptômes digestifs, ainsi que ceux dus à une hémolyse. Ils sont particulièrement fréquents et sévères chez les personnes présentant un déficit en G6PD (glucose-6-phosphate déshydrogénase). Le produit est également susceptible d'entraîner des opacités du cristallin. Il est sans doute légèrement irritant pour la peau et l'œil.

Recommandations

Au point vue technique

Stockage

- Compte tenu de son inflammabilité, stocker le naphthalène, surtout si on le garde sous forme fondue, dans des locaux frais et bien ventilés, à l'abri des rayonnements solaires et de toute source de chaleur ou d'ignition (flammes, étincelles...) et à l'écart des produits incompatibles (matières inflammables, oxydants).
- Fermer soigneusement les récipients, les protéger des chocs et les étiqueter correctement. Reproduire l'étiquetage en cas de fractionnement des emballages.
- Des appareils de protection respiratoire isolants autonomes seront prévus à proximité des locaux pour les interventions d'urgence.

Manipulation

- Prévenir toute inhalation de poussières, vapeurs ou fumées. Effectuer en appareil clos toute opération industrielle qui s'y prête. Prévoir une aspiration des vapeurs, poussières ou fumées à leur source d'émission ainsi qu'une ventilation générale des locaux. Prévoir également des appareils de protection respiratoire pour certains travaux de courte durée ; leur choix dépend des conditions de travail. Si un appareil filtrant peut être utilisé, il doit être muni d'un filtre de type A2P2. Pour des interventions d'urgence, le port d'un appareil respiratoire autonome isolant est nécessaire.
- Contrôler régulièrement la teneur de l'atmosphère en naphthalène.
- Éviter tout contact du produit avec la peau et les yeux. Mettre à la disposition du personnel des équipements de protection individuelle : vêtements de travail, gants imperméables (Teflon™) et lunettes de sécurité. Ces effets seront maintenus en bon état et nettoyés après chaque usage.
- Prévoir l'installation de douches de sécurité et de fontaines oculaires dans les ateliers où le produit est manipulé.

Conduite médicale à tenir

- Des recommandations médicales spécifiques existent concernant certains organes cibles.
- Recommander aux porteurs de lentilles de contact, plus particulièrement les souples, d'utiliser des verres correcteurs lors des travaux où ils peuvent être exposés.
- Lors d'accidents aigus, demander dans tous les cas l'avis d'un médecin ou du centre antipoison régional ou des services de secours médicalisés d'urgence.
- En cas de contact cutané, laver immédiatement et abondamment à l'eau pendant 15 minutes. Retirer les vêtements souillés. Si la contamination est étendue ou prolongée et/ou s'il apparaît des lésions cutanées et/ou si le sujet est porteur d'un déficit en G6PD, consulter un médecin.
- En cas de projection oculaire, laver immédiatement et abondamment à l'eau pendant 15 minutes. Consulter un ophtalmologiste.
- En cas d'inhalation massive de vapeurs ou d'aérosols, retirer le sujet de la zone polluée après avoir pris toutes les précautions nécessaires pour les sauveteurs. Consulter un médecin qui jugera de la nécessité ou non de faire hospitaliser.
- En cas d'ingestion, ne pas faire vomir. Transférer en milieu hospitalier pour bilan des lésions, surveillance et traitement symptomatique si nécessaire.
- Dans les deux cas précédents, placer la victime en position latérale de sécurité si elle est inconsciente et mettre en œuvre, s'il y a lieu, des manœuvres de réanimation.

Annexe H : Calcul la pression maximale du tube

Pour déterminer les pressions nominales à haute température du tube, multipliez les valeurs de pression indiquées par les facteurs indiqués dans le tableau ci-dessous :

Température (°C)	Matériau 304/304L
93	1.00
204	0.93
315	0.82
426	0.76
537	0.69

Tableau : Facteurs pour déterminer les pressions nominales à haute température du tube

Un tube 304L-D 26,9x1,5 a été choisi.

Le facteur de température élevé pour 450°C est 0,73.

La pression admissible du tube à la température ambiante est de 200 bars x 0,73 = 152 bars.

Annexe I : Cryostat HUBER Uni390W

Plage de température de fonctionnement -	90 ... 200°C
Stabilité à la température à -10 ° C	0,02 K
Résolution de l'affichage	0,1 K
Capteur de température interne	Pt100
Connexion externe du capteur	Pt100
Entrée de commande	14-24V
Puissance de chauffage	6 kW
Liquide de refroidissement	Eau
Pompe de circulation:	max. livraison 35 l / min
	max. pression 1,5 bar
Raccord de pompe	M30x1,5
Raccord de pompe pour tuyau	NW20
Raccord d'eau de refroidissement	1/2 "
Raccord d'eau de refroidissement pour tuyau	3/8 "
Consommation d'eau de refroidissement à l'eau 15 °C	470 l / h
min. pression différentielle de l'eau de refroidissement	3 bar
max. pression de l'eau de refroidissement	6 bar
min. capacité de remplissage	6,4 l
Capacité de remplissage réservoir d'expansion	6 l
Dimensions LxPxH	600x700x1560 mm
Poids net	424 kg
Alimentation (3 phases)	400V 3 ~ N 50Hz
max. courant (3 phases)	21,5 A
Fusible (3 phases)	3x25 A
min. température ambiante	5 ° C

Tableau : Spécifications techniques du cryostat Huber 390W

Annexe J : Calculs les incertitudes de mesures

Cette annexe fournit un exemple de calcul d'erreurs et d'incertitudes pour un ensemble des lectures expérimentales pour le thermosiphon chargé d'eau. La même procédure a été obtenue pour les autres séries de lectures. L'ensemble des lectures expérimentales pour $Q = 301,25 \text{ W}$ a été sélectionné et présenté dans le tableau B-1.

Chaque lecture présentée dans le tableau ci-dessus aura une erreur associée et, par conséquent, chacun d'entre eux devra être déterminé. Les erreurs pour les quantités obtenues par sommes ou différences peuvent être déterminées :

$$S_y = \sqrt{(S_a)^2 + (S_b)^2} \quad (\text{Eq. L-1})$$

Les erreurs pour les quantités obtenues à partir des produits et des quotients peuvent être déterminées :

$$S_y = y \cdot \sqrt{\left(\frac{S_a}{a}\right)^2 + \left(\frac{S_b}{b}\right)^2} \quad (\text{Eq. L-2})$$

Les incertitudes sur les dimensions du tube thermosiphon sont réunies dans le tableau suivant :

Longueur du condenseur	$L_c=200\text{mm}$	ΔL_c (mm)	0,1	0.05%
Longueur de l'adiabatique	$L_a=600\text{mm}$	ΔL_a (mm)	0,1	0.02%
Longueur de l'évaporateur	$L_e=200\text{mm}$	ΔL_e (mm)	0,1	0.05%
Diamètre intérieur	$D_i=23,9\text{mm}$	ΔD_i (mm)	0,01	0.04%
Epaisseur de la paroi	$e=1,5\text{mm}$	Δe (mm)	0,001	0.07%

Les incertitudes sur les paramètres géométriques sont définies par les relations suivantes :

$$S_A = A \cdot \sqrt{\left(\frac{S_{D_i}}{D_i}\right)^2 + \left(\frac{S_L}{L}\right)^2} \quad (\text{Eq. L-3})$$

L'erreur pour la tension et le current peut-être déterminée :

$$S_{V_{vol}/I_{elec.}} = \pm 0,12\% \quad (\text{Eq. L-4})$$

L'erreur pour la puissance calculée être déterminée :

$$S_Q = Q \cdot \sqrt{\left(\frac{S_U}{U}\right)^2 + \left(\frac{S_I}{I}\right)^2} \quad (\text{Eq. L-5})$$

L'erreur pour les lectures de température peut être déterminée :

$$S_T = \sqrt{S_{lec.}^2 + S_{aff}^2 + S_{eto}^2} \quad (\text{Eq. L-6})$$

Toutes les mesures de températures sont effectuées par des thermocouples de type N reliés à une centrale d'acquisition. $S_{lec.} = 0,02\% \cdot T + 0,3^\circ\text{C}$

La résolution de l'affichage de la centrale étant de $S_{aff} = \pm 0,1^\circ\text{C}$.

Au niveau du capteur, l'incertitude à prendre en compte est fournie par les tables internationales IEC 584-2 :1982 ([4]). Soit pour un thermocouple de type N et de classe 1 pour des températures comprises entre -40°C et 1000°C . $S_{eto} = \text{MAX}(1,5; 0,004 \cdot |T|)$.

Basé sur l'équation (...), l'erreur pour la température de paroi moyenne calculée des sections de l'évaporateur, de l'adiabatique et du condenseur peut être déterminée :

$$S_{T_{e,moy}} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 (S_{T_{e,i}})^2} \quad (\text{Eq. L-7})$$

$$S_{T_{a,moy}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{12} (S_{T_{a,i}})^2} \quad (\text{Eq. L-8})$$

$$S_{T_{c,moy}} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 (S_{T_{c,i}})^2} \quad (\text{Eq. L-9})$$

L'erreur pour la différence de température calculée entre chaque section du thermosiphon peut être déterminée en utilisant Eq. (B-7) et Eq. (B-8), respectivement :

$$S_{\Delta T_{e-a}} = \sqrt{(S_{T_{e,moy}})^2 + (S_{T_{a,moy}})^2} \quad (\text{Eq. L-10})$$

$$S_{\Delta T_{a-c}} = \sqrt{(S_{T_c, moy})^2 + (S_{T_a, moy})^2} \quad (\text{Eq. L-11})$$

$$S_{\Delta T_{e-c}} = \sqrt{(S_{T_c, moy})^2 + (S_{T_e, moy})^2} \quad (\text{Eq. L-12})$$

L'erreur pour la conductance thermique calculée être déterminée :

$$S_G = G. \sqrt{\left(\frac{S_Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{S_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} \quad (\text{Eq. L-13})$$

$$S_h = h. \sqrt{\left(\frac{S_Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{S_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{S_A}{A}\right)^2} \quad (\text{Eq. L-14})$$

CONTRIBUTION A LA RECUPERATION D'ENERGIE THERMIQUE SUR GAZ CHAUDS PAR ECHANGEUR A CALODUC : APPROCHE EXPERIMENTALE ET MODELISATION.

Résumé :

L'objectif de la thèse porte sur l'analyse de la récupération de l'énergie thermique sur gaz chauds à température élevée (250°C - 450°C). Pour cela, la technologie de récupérateur à caloduc de type thermosiphon a été retenue. L'un des points cruciaux porte sur le choix d'un fluide de travail adapté à ces niveaux de température. Une analyse bibliographique a permis d'identifier le naphthalène comme élément de fluide potentiel pour cette gamme de température. Cependant le manque d'informations sur son comportement et ses capacités de transport a nécessité le développement d'un montage fondamental spécifique.

Un caloduc thermosiphon chargé en naphthalène et de la forme d'un tube inox lisse de diamètre 23,9 mm, de longueur 1 m (zone évaporateur : 20 cm ; zone condenseur : 20 cm) a été réalisé et testé. Les résultats expérimentaux obtenus démontrent tout d'abord la faisabilité d'un tel système dans cette gamme de température et pour les puissances thermiques envisagées. Ils révèlent un comportement inhabituel du thermosiphon lors des phases de démarrage (régime transitoire). En régime permanent, l'analyse a porté sur l'influence de la température de saturation, la puissance transférée ainsi que l'inclinaison. En termes de performances, les conductances thermiques (évaporateur, condenseur, système) augmentent avec la température vapeur et diminuent avec la puissance apportée à l'évaporateur. La puissance transférée peut s'échelonner de 0,2 kW à 1,5 kW, soit 1 à 8 W/cm² à l'évaporateur. Une faible sensibilité à l'inclinaison a été constatée lors des tests (0°-78°), un peu plus marqué pour 84°. Enfin pour une orientation à l'horizontale (90°), le caloduc fonctionne malgré tout et sa capacité de transfert reste élevée bien qu'éloignée du mode thermosiphon. En parallèle, un modèle de thermosiphon a été développé dans lequel les coefficients d'échanges locaux (évaporateur et condenseur) sont calculés par différentes corrélations issues de la littérature. La comparaison avec les résultats expérimentaux a permis de valider les modèles physiques retenus avec un bon accord, et de prédire le fonctionnement du caloduc pour d'autres sollicitations. Ainsi et enfin, un premier prototype récupérateur à thermosiphon au naphthalène a été conçu, fabriqué et couplé sur la veine « gaz chauds » conçue et développée aussi au sein du laboratoire. Les premiers résultats obtenus du système complet permettent de développer des stratégies de récupération et de valorisation de l'énergie thermique sur la ligne d'échappement, dans un contexte d'application automobile.

Mots-clés: Récupération d'énergie thermique, Caloduc, Thermosiphon, Naphthalène, Transfert chaleur, Ligne d'échappement automobile, Modélisation.

CONTRIBUTION TO THERMAL ENERGY RECOVERY ON HOT GASES BY HEAT PIPE HEAT EXCHANGER - EXPERIMENTAL APPROACH AND MODELING.

Abstract:

The aim of the thesis is to analyze the heat recovery on hot gases at intermediate temperature range (250°C - 450°C). For this purpose, the thermosyphon heat exchanger recuperation technology has been chosen. The choice of a working fluid adapted to these temperature levels is one of the crucial points. A literature review identified naphthalene as a potential fluid for this temperature range. However, because of the lack of information about naphthalene heat pipes, the development of a fundamental test-rig was necessary to fully characterize the thermal behavior and transport capacities of this fluid.

A thermosyphon heat-pipe charged with naphthalene in the shape of a smooth stainless steel tube with a diameter of 23.9 mm, a length of 1 m (evaporator zone: 20 cm, condenser zone: 20 cm) has been manufactured and tested. The experimental results obtained demonstrate the feasibility of such system in this temperature range and for the thermal powers required. They reveal an unusual behavior of the thermosyphon during the start-up process. In steady state, the analysis deals with the influence of the saturation temperatures, the transferred heat power and the thermosyphon inclination. In terms of performances, the thermal conductance (evaporator, condenser, system) increases with the vapor temperature and decreases with the heat power supplied to the evaporator. The heat flow rate can be applied from 0.2 to 1.5 kW, or 1 to 8 W/cm² at the evaporator. During the tests, the system is found to be less sensitive to inclination (0° to 78°), but more important for 84°. In the horizontal position, the thermosyphon operates, but its heat transfer remains high even far away from the thermosyphon mode. A theoretical model has been developed in which the local heat transfer coefficients (evaporator and condenser) are evaluated by different correlations from literature. The comparison with the experimental results allowed to validate the models retained with good agreement, and to make it possible to predict the heat pipe operation for other solicitations.

Thus, and finally, a first thermosyphon charged naphthalene recuperator prototype was designed, manufactured and coupled to the "hot gas" line designed and performed in the laboratory. The first results obtained from the complete system allowed us to develop a strategy for heat recovery system on the exhaust line of an automotive application.

Keywords: Heat recovery system, Heat pipes, Thermosyphon, Naphthalene, Heat transfer, Exhaust line, Modeling.