

Analyse expérimentale du comportement thermo-hydraulique de caloduc oscillant (Pulsating Heat Pipe (PHP) en environnement sévère : Application aux systèmes embarqués

David Dufraisse

▶ **To cite this version:**

David Dufraisse. Analyse expérimentale du comportement thermo-hydraulique de caloduc oscillant (Pulsating Heat Pipe (PHP) en environnement sévère : Application aux systèmes embarqués. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechique - Poitiers, 2017. Français. NNT : 2017ESMA0007 . tel-02612390

HAL Id: tel-02612390
https://theses.hal.science/tel-02612390

Submitted on 19 May 2020

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.

THESE

pour l'obtention du Grade de
DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE MECANIQUE ET D'AEROTECHNIQUE

(Diplôme National - Arrêté du 25 mai 2016)

Ecole Doctorale : Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et Aéronautique.

Secteur de Recherche : Energie, Thermique, Combustion.

Présentée par :

David DUFRAISSE

****

ANALYSE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT THERMO-HYDRAULIQUE DE CALODUC OSCILLANT (PULSATING HEAT PIPE PHP) EN ENVIRONNEMENT SEVERE : APPLICATION AUX SYSTEMES EMBARQUES

****

Directeur de Thèse : Yves BERTIN
Co-encadrant : Vincent AYEL

****

Soutenue le 21 mars 2017

devant la Commission d'Examen

****

JURY

Rapporteurs :

Hasna LOUAHLIA	Professeur (Université de Caen Normandie)
Frédéric LEFEVRE	Professeur (INSA, Lyon)

Membres du jury :

Yves BERTIN	Professeur (ISAE-ENSMA, Poitiers)
Vincent AYEL	Maître de conférences (ISAE-ENSMA, Poitiers)
Vadim NIKOLAYEV	Chargé de recherche HDR (CEA Saclay)
Olivier TEBAR	Ingénieur (LIEBHERR-Aerospace, Toulouse)

Résumé

Le caloduc oscillant est étudié depuis plus d'une vingtaine d'années, mais n'est utilisé, pour l'instant, que pour le refroidissement de composants électroniques. Il y a actuellement un engouement pour élargir l'utilisation de cette technologie au refroidissement d'équipements dissipatifs embarqués. Toutefois, malgré de nombreuses études expérimentales et numériques, le comportement chaotique d'un caloduc oscillant rend difficile la prévision de son fonctionnement dans des conditions encore jamais rencontrées. Avant de pouvoir l'implémenter dans une application liée au transport, il est nécessaire de s'intéresser aux conditions sévères qu'un caloduc oscillant pourrait rencontrer dans un tel contexte.

La présente étude porte sur la validation expérimentale de l'utilisation d'un caloduc oscillant sous diverses conditions sévères. Pour cela, un premier dispositif permet l'observation du comportement du caloduc oscillant lors de variations temporelles des conditions opératoires observées durant un trajet aérien type, ou durant la présence de vibrations mécaniques. Le caloduc oscillant prouve ainsi son utilisation possible dans ce contexte. Deux autres dispositifs permettent l'analyse des performances et limites de fonctionnement pour des puissances (8,4 kW) et densités de puissances thermiques (53 W/cm²) bien supérieures à ce qui est observé classiquement dans la littérature. L'eau s'est montrée le fluide le plus propice à ces niveaux de puissances, comparée au pentane et au méthanol. Ces deux dispositifs permettent également l'observation du comportement lors d'une répartition uniforme ou non de la puissance thermique injectée sur différentes sources chaudes. Des études paramétriques ont été menées sur les différents dispositifs pour les trois fluides de travail, couplées à des visualisations infrarouges, et permettent d'approfondir la compréhension de l'influence des conditions opératoires : le taux de remplissage, la répartition de la puissance et la température de source froide influencent de façon importante non seulement les performances, mais aussi la limite d'assèchement du caloduc oscillant.

Mots-Clés: caloduc oscillant, PHP, échangeurs de chaleur, écoulement diphasique, capillarité, changement de phase liquide/vapeur, oscillations, transports aériens, essais dynamiques, imagerie infrarouge, vibrations – essais

Abstract

The pulsating heat pipe has been studied for more than twenty years, but is, for the time being, only used for the cooling of electronic components. There is currently a keen interest in expanding the use of this technology to the cooling of embedded dissipative equipment. However, despite numerous experimental and numerical studies, the chaotic behavior of an pulsating heat pipe makes it difficult to predict its functioning under conditions never before encountered. Before being able to implement it in a transport-related application, it is necessary to consider the severe conditions that a pulsating heat pipe could encounter in such a context.

The present study deals with the experimental validation of the use of a pulsating heat pipe under various severe conditions. For this purpose, a first device is made to observe the behavior of the pulsating heat pipe during temporal variations of the operating conditions observed during a typical flight or during the presence of mechanical vibrations. The pulsating heat pipe thus proves its possible use in this context. Two other devices serve the analysis of performance and operating limits for powers (8.4 kW) and heat flux densities (53 W / cm²) much higher than conventionally observed in the literature. Water is the most favorable fluid at these power levels, compared to pentane and methanol. These two devices also make it possible to observe the behavior during a uniform or non-uniform distribution of the injected thermal power on various hot sources. Parametric studies have been carried out on the various devices for the three working fluids, coupled with infrared visualizations, to deepen the understanding of the influence of the operating conditions: the filling ratio, power distribution and cold source temperature not only significantly influence performance but also the drying limit of the pulsating heat pipe.

Keywords: pulsating heat pipe, heat exchanger, two-phase flow, capillarity, liquid/vapor phase change, oscillations, air transport, dynamic study, infrared visualization, vibration study

Remerciements

Comme tout travail de recherche, cette thèse n'aurait jamais pu être menée à son terme sans l'aide et la collaboration d'un grand nombre de personnes. Je tiens à remercier tous ceux et celles qui ont contribué à son aboutissement, même si je suis sûr d'en oublier.

Je commence tout d'abord les remerciements par mes deux rapporteurs, Hasna Louahlia et Frédéric Lefèvre pour l'intérêt et la dévotion accordés à l'évaluation de ce mémoire. Je remercie également l'ensemble des membres de mon jury, Vadim Nikolayev, pour l'avoir présidé et pour ses commentaires avisés quant au comportement du caloduc oscillant. Merci à Sandrine Garcia, Olivier Tébar et Grégoire Hanss de Liebherr-Aerospace Toulouse pour leur encadrement successif et l'intérêt porté à ce projet dont la gestion a été assurée par Fabrice Vidal de PSA. J'espère que ce projet sera très fructueux à tous.

Ma gratitude va ensuite à mon directeur de thèse Yves Bertin et mon co-encadrant, voire co-directeur, Vincent Ayel pour le temps précieux qu'ils m'ont accordé et leurs expériences formatrices notamment dans la synthèse, la rédaction et la présentation de mes travaux. Ma reconnaissance va également à tous ceux qui ont contribué à ce que les différents dispositifs expérimentaux vitaux à mes travaux soient opérationnels. Que ce soit lors du dimensionnement et dans bien d'autres aspects, Cyril Romestant m'a apporté son expérience technique. Je remercie également Jean-Carles Rousseau pour son support lors de la réalisation de plans via CAO. Ces dispositifs expérimentaux n'auraient jamais pu voir le jour sans les contributions essentielles de Yahn Thomas pour les différentes soudures et brasages, Jean-Christophe Fraudau pour l'usinage des différentes pièces et Hervé Arlaud pour l'instrumentation. Je remercie par la même occasion Damien Eysseric pour son soutien sur Labview ainsi que Nicolas Chauris et Balkrishna Mehta, les post-doctorants qui ont également travaillé dans le cadre du projet AARDECO sur les caloducs oscillants et avec lesquels j'ai beaucoup échangé. Je suis également fort reconnaissant envers Jean-François Bonnenfant, dont les travaux sont les prémices des miens, pour la formation qu'il m'a apportée au début de ma thèse sur le caloduc oscillant. Une thèse n'est toutefois pas que technique, et pour cela je remercie Catherine Lavallade, secrétaire dévouée à l'axe COST, mais également l'ensemble du personnel de l'ENSMA et de l'ED SIMMEA pour tout le support logistique et administratif qui m'a été fourni.

Voici venu le moment de remercier tous les doctorants, étudiants et post-doctorants avec qui j'ai partagé les joies et déboires d'être doctorant, tout d'abord ceux qui ont eu le même directeur de thèse : F. Menu, S. Bodjona., F. Pagnoni, A. Voirand, N. Blet ou dans mon axe de recherche : P. Chorin, M. Le-Bohec, M. Huynh, T. Trinh, Y. Meynet, P. Dang, K. Grissa et P. Belleoud. Un grand merci aux membres qui ont contribué à la construction de l'ADDICT, association des doctorants du D2 : A. Techer, C. Gouriou, H. Prod'homme, T. Orrière, B. Coudour, A. Hervé, J. Bardeau. Merci à mes collègues, qui même si je n'ai pas eu l'honneur de travailler avec, j'ai partagé des fabuleux moments de convivialités : M. Reynaud, G. Jarsalé, A. Baramili, C. Benito, F. Bakulu, S. Taileb, C. Mercadé, A. Er-Raily, R. Boukharfane, S. Costa et bien d'autres encore. Ma gratitude va également à mes amis de longue date : A. Rase-Pourchon, M. Lopes, A. Sirko, J. Batsch, S. Ronsard, A. Boujema et R. Abdelwahed pour leur soutien sans faille.

Mes ultimes et plus profonds remerciements vont à toute ma famille pour leur amour et soutien constant, notamment mes parents, mon frère, mon grand-père, mes cousins et cousines. A ma grand-mère qui n'aura pas pu me voir finir ma thèse. Merci à tous !

Table des matières

Table des matières 1
Liste des figures....5
Liste des tableaux....14
Nomenclature 15
Liste des symboles....15
Symboles grecs....16
Indices 16

INTRODUCTION GENERALE....17

CHAPITRE 1 : LE CALODUC OSCILLANT, SOURCE DE DEFIS 20
1.1 Présentation du caloduc oscillant 20
1.2 Mécanismes fondamentaux de fonctionnement....23
1.2.1 Capillarité....23
1.2.2 Longueur capillaire 24
1.2.3 Ebullition et évaporation en film 26
1.2.4 Condensation 27
1.2.5 Multiples régimes d'écoulement quasi-permanent....27
1.2.6 Avancées sur la caractérisation des phénomènes propres au caloduc oscillant dans le cadre du projet ANR AARDECO 30
1.3 Une synthèse des développements technologiques 34
1.4 Paramètres d'influence sur les performances et sur les limites de fonctionnement d'un PHP39
1.4.1 Propriétés thermo-physiques 41
1.4.2 Conditions opératoires 42
1.4.2.1 Flux de chaleur apporté à l'évaporateur 42
1.4.2.1.1 Type de démarrage....42
1.4.2.1.2 Régime fluidique 44
1.4.2.1.3 Assèchement....44
1.4.2.1.4 Puissance thermique répartie non-uniformément le long du caloduc oscillant 45
1.4.2.2 Température de source froide....46
1.4.2.3 Influence de la gravité 47
1.4.2.3.1 Orientation dans le champ de gravité 47
1.4.2.3.2 Microgravité et gravité augmentée 49
1.4.2.4 Taux de remplissage (*TR*) 51
1.4.2.5 Influence des vibrations....53
1.4.3 Paramètres géométriques....54
1.4.3.1 Diamètre de tube 54
1.4.3.2 Nombre de boucles....55
1.4.3.3 Longueur de l'évaporateur....56
1.5 Analyse fréquentielle des oscillations dans un PHP 58
1.5.1 Caloduc oscillant monotube 58
1.5.2 Caloduc oscillant avec une boucle unique 62
1.5.3 Caloduc oscillant avec plusieurs coudes....66
Conclusion 67

CHAPITRE 2 : DISPOSITIF A UNE SOURCE CHAUDE EN CONDITIONS REPRESENTATIVES D'UN ENVIRONNEMENT AERONAUTIQUE....68
Introduction 68
2.1 Projet OPTIMAL 68

2.1.1 Présentation du dispositif expérimental 68
2.1.2 Instrumentation 69
2.1.3 Conductance globale 71
2.2 Performances globales pour des paramètres fixes dans le temps 71
2.2.1 Influence du bouclage 72
2.2.2 Performances générales 72
2.2.3 Influence de la température 74
2.2.4 Orientation/inclinaison par rapport au champ de gravité 76
2.2.5 Influence du taux de remplissage 78
2.3 Analyse d'essais de démarrage 78
2.3.1 Influence des paramètres opératoires sur la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations 79
2.3.2 Influence du bouclage sur la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations 80
2.3.3 Détermination précise de la puissance de démarrage 81
2.3.4 Influence de l'incrément de puissance sur la différence de température entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations 82
2.4 Evolution temporelle des performances 83
2.4.1 Stabilité et répétabilité des performances 83
2.4.2 Hystérésis des performances selon la puissance injectée 84
2.4.3 Essais de longue durée 85
2.5 Comportement dynamique face aux changements de conditions opératoires 86
2.5.1 Réponse à un changement d'orientation 86
2.5.2 Réponse à un changement de la puissance imposée 87
2.5.3 Comportement d'un caloduc oscillant durant un trajet aérien typique 88
2.6 Vibrations 90
2.6.1 Présentation du dispositif vibratoire 90
2.6.2 Influence des fréquences de résonance du dispositif 92
2.6.3 Influence de la fréquence des vibrations 93
Conclusion 94

CHAPITRE 3 : DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX DE CALODUC OSCILLANT POUR LE REFROIDISSEMENT DE PLUSIEURS ELEMENTS CHAUFFANTS 95
Introduction 95
3.1 Objectifs de l'étude expérimentale 96
3.2 Choix de l'architecture 97
3.3 Dispositif à sources multiples en série 98
3.3.1 Présentation du dispositif 3SC 98
3.3.2 Méthode de chauffe 101
3.3.3 Méthode de refroidissement 102
3.3.4 Instrumentation 102
3.3.5 Calcul des performances 103
3.3.6 Conditions opératoires 104
3.3.7 Visualisations 104
3.4 Dispositif à source unique pour comparaison 105
3.4.1 Présentation générale du dispositif 1SC 105
3.4.2 Instrumentation 105

CHAPITRE 4 : RESULTATS ET ANALYSES DU DISPOSITIF A 3 SOURCES CHAUDES (3SC) : PUISSANCE UNIFORMEMENT REPARTIE 106
Introduction 106
4.1 Potentiel de performances du dispositif à sources multiples (3SC) 106
4.1.1 Présentation d'une campagne représentative (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) 106
4.1.2 Analyse par visualisations infrarouge de l'influence de la puissance 108
4.1.3 Influence de la température lors d'un remplissage avec de l'eau à TR = 50 % 112

4.1.3.1 Influence de la température pour différents dispositifs 112
4.1.3.2 Analyse par visualisations IR de l'influence de la température de source froide 114
4.2 Campagne avec du pentane à un taux de remplissage fixé à 50 % 118
4.2.1 Présentation d'une campagne représentative sur le dispositif 3SC (T_{cryo} = 10°C) 118
4.2.2 Influence de la température de source froide lors d'un remplissage au pentane 119
4.3 Influence du taux de remplissage : comparaison des deux dispositifs remplis au pentane 122
4.3.1 Dispositif 3SC 122
4.3.1.1 Comportement à faible taux de remplissage 122
4.3.1.2 Influence du taux de remplissage pour des valeurs supérieures à l'optimum 123
4.3.2 Dispositif 1SC 124
4.3.3 Analyse d'un cas particulier (pentane) 125
4.4 Comparaison des performances pour différents fluides de travail 127
4.4.1 Analyse paramétrique du caloduc oscillant rempli au méthanol 127
4.4.2 Analyse paramétrique du caloduc oscillant rempli à l'eau 128
4.4.3 Comparaison des performances pour les trois fluides de travail 129
4.4.4 Analyse par visualisations infrarouge de l'influence du fluide utilisé 131
4.5 Limite d'assèchement 134
4.5.1 Déclenchement de l'assèchement pour le dispositif 3SC 135
4.5.2 Comparaison avec le dispositif 1SC 137
Conclusion 140

CHAPITRE 5 : RESULTATS ET ANALYSES DU DISPOSITIF A 3 SOURCES CHAUDES (3SC) : PUISSANCE NON UNIFORMEMENT REPARTIE 141
5.1 Analyse du comportement du dispositif 3SC lors d'une puissance répartie sur une ou deux des trois sources 141
5.1.1 Présentation d'une campagne représentative (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) 141
5.1.1.1 Vérification de l'équivalence entre les sources 141
5.1.1.2 Puissance distribuée sur une seule des trois sources (1SC/3) 142
5.1.1.3 Puissance distribuée sur deux des trois sources (2SC/3) 143
5.1.2 Analyse par visualisations infrarouge 145
5.1.3 Influence de la température 147
5.1.3.1 Influence de la température de source froide lors de la répartition de la puissance sur une seule source (1SC/3) 147
5.1.3.2 Influence de la température de source froide lors de la répartition de la puissance sur 2 des 3 sources (2SC/3) 148
5.1.4 Comparaison entre dispositifs 149
5.1.4.1 Pentane 149
5.1.4.2 Méthanol 150
5.1.4.3 Eau 151
5.1.5 Influence du taux de remplissage 152
5.1.5.1 Influence de *TR* lors de la répartition de la puissance sur une seule source (1SC/3) 152
5.1.5.2 Influence de *TR* lors de la répartition de la puissance sur deux sources (2SC/3) 153
5.1.5.3 Comparaison entre configurations 154
5.2 Comportement pour une puissance distribuée non uniformément sur les 3 sources 156
5.2.1 Présentation d'une campagne sur le dispositif 3SC (pentane, T_{cryo} = 10°C) 156
5.2.1.1 Augmentation de la puissance dans une source avec puissance constante dans les deux autres 156
5.2.1.2 Diminution de la puissance dans une source avec une puissance constante dans les deux autres 158
5.2.2 Influence de la répartition de la puissance 159
5.2.2.1 Comportement pour deux sources fixes 159
5.2.2.2 Comportement pour une source fixe 161
5.2.3 Influence de la température de source froide 162
5.2.3.1 Situation 1 : T_{cryo} = 40°C et 70°C (pentane, *TR* = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 100 W) 162
5.2.3.2 Situation 2 : T_{cryo} = 10°C et 40°C (pentane, *TR* = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 200 W) 163
5.2.3.3 Situation 3 : T_{cryo} = 10°C et 40°C (pentane, *TR* = 70 %, $Q_1 = Q_3$ = 200 W) 163

5.2.4 Influence du taux de remplissage 164
5.2.5 Comparaison entre configurations 165
5.3 Limite d'assèchement pour une puissance non-uniformément répartie 167
5.3.1 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur une ou deux des trois sources 167
5.3.1.1 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur une des trois sources (configuration 1SC/3) 167
5.3.1.1.1 Influence couplé du taux de remplissage et de la température de source froide 167
5.3.1.1.2 Influence de la température de source froide pour différents fluides 168
5.3.1.1.3 Analyses par visualisation IR (configuration 1SC/3) 169
5.3.1.2 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur deux des trois sources (configuration 2SC/3) 171
5.3.1.3 Influence du nombre de sources actives 171
5.3.2 Limite d'assèchement lors de l'augmentation de puissance dans une seule source avec puissance fixe dans les deux autres 172
5.3.2.1 Influence couplée de la puissance des sources fixes et du taux de remplissage 172
5.3.2.2 Influence couplée de la température de source froide et de la puissance des sources fixes pour différents fluides 174
Conclusion 176

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES 177

BIBLIOGRAPHIE 180

ANNEXES 185

Annexe A 186
Brevets 186

Annexe B 187
Evolution des propriétés thermo-physiques de fluides usuels avec la température 187

Annexe C 190
Fréquences naturelles de vibrations pour des éléments continus 190

Annexe D 192
Pression de service 192

Annexe E 193
Dimensionnement du bloc condenseur 193
Bilan thermique 193
Pertes de charges 195
Pertes de charges linéiques 195
Pertes de charges linéiques dans les canaux 195
Pertes de charges linéiques dans les raccords 195
Pertes de charges singulières 195
Pertes de charges pour les coudes 195
Pertes de charge par rétrécissement/élargissement 196
Conclusion 196

Annexe F 197
Visualisation Infrarouge 197
Hypothèse du corps mince 197
Atténuation d'un signal sinusoïdal à travers un milieu continu 198

Liste des figures

Figure 1 : Schéma de principe du caloduc oscillant (10)_____ 20
Figure 2 : Processus du mouvement du fluide dans un caloduc oscillant (11) _____ 21
Figure 3 : Caloduc oscillant non-bouclé (a) et bouclé (b) (12) _____ 22
Figure 4 : Contribution des phénomènes dans une bulle de Taylor (13) _____ 23
Figure 5 : Schéma des différentes interfaces possibles d'une goutte de liquide sur une surface solide _____ 24
Figure 6 : Schéma d'une surface avec deux rayons de courbures _____ 24
Figure 7 : Nombre de Bond et bulle de Taylor (14) _____ 25
Figure 8 : Type de fonctionnement selon diamètre critique (15) _____ 25
Figure 9 : Courbe d'ébullition au niveau d'une paroi immergée en température imposée (16) _____ 26
Figure 10 : Visualisation des différents régimes fluidiques (14)_____ 28
Figure 11 : Performance et localisation des régimes fluidiques en fonction du flux imposé (18)_____ 28
Figure 12 : Evolution des températures à l'évaporateur et de la pression à différents moments de quatre essais typique d'un caloduc oscillant présentant différents états quasi-stationnaires (10)_____ 29
Figure 13 : Schéma du dispositif expérimental monobranche horizontal cryogénique (22) 30
Figure 14 : Mesures de température dans la vapeur et température de saturation correspondant à la pression mesurée (22) _____ 30
Figure 15 : Schéma du dispositif expérimental d'observation de la disparition d'un film (23) _____ 31
Figure 16 : Représentation schématique d'un film en cours de démouillage (23) _____ 31
Figure 17 : Schéma du dispositif expérimental d'observation d'oscillations thermiquement induites (25) _____ 32
Figure 18 : Evolution temporelle de la pression dans la vapeur lors du déplacement d'un ménisque (25)_____ 32
Figure 19 : Schéma du dispositif expérimental d'observation de l'évaporation d'un film liquide déposé par un ménisque (26) _____ 33
Figure 20 : Comparaison entre numérique et expérience de la température de paroi en fonction du temps (26) _____ 33
Figure 21 : Schéma du dispositif breveté par Smyrnov et Savchenkov (5) _____ 34
Figure 22 : Exemples de caloducs oscillants brevetés par Akachi (6)_____ 34
Figure 23 : Photo de TS Heatronics NCU-1000 CPU cooler et SCR325-2F Radiator Heatsink (28)_____ 35
Figure 24 : Dispositif Kenzan (29) (30) _____ 35
Figure 25 : Brevet utilisant le caloduc oscillant pour échanger de la chaleur entre des gaz (37) _____ 36
Figure 26 : Schéma du brevet d'un caloduc oscillant à deux tubes (41)._____ 37
Figure 27 : Brevet d'un caloduc oscillant utilisé comme diffuseur thermique pour une application laser (43) _____ 37
Figure 28 : Brevet utilisant un caloduc oscillant pour le refroidissement de circuits imprimés (45)_____ 38
Figure 29 : Force s'opposant au mouvement dû à l'hystérèse de l'angle de contact (13)___ 41
Figure 30 : Résistance thermique jusqu'à assèchement en fonction de la puissance injectée pour trois orientations (52) _____ 42

Figure 31 : Démarrage des oscillations de températures avec dépassement de la température de régime permanent pour Q = 200 W (a) et sans dépassement pour Q = 250 W (b) (51) _ 43
Figure 32 : Influence de la puissance sur les critères de performances du démarrage des oscillations (51) _____ 43
Figure 33 : Evolution de la température moyenne de l'évaporateur en fonction de la puissance thermique à évacuer pour 3 inclinaisons différentes (52) _____ 45
Figure 34 : Chauffage non-uniforme le long d'un caloduc oscillant (53) _____ 45
Figure 35 : Chauffage différent d'un tube à l'autre (54) _____ 46
Figure 36 : Chauffage d'un tube sur deux d'un caloduc oscillant (55) _____ 46
Figure 37 : Evolution de la résistance thermique globale avec la variation de la température de source froide (fluide : eau) (56) _____ 47
Figure 38 : Evolution de la résistance thermique globale en fonction de la puissance pour différentes orientations (58)_____ 48
Figure 39 : Conductivité thermique équivalente en fonction de l'orientation pour 3 températures différentes de source froide (59) _____ 48
Figure 40 : Puissance nécessaire au démarrage en fonction de l'angle d'orientation (51) _ 49
Figure 41 : Température moyenne de l'évaporateur lors de l'augmentation de la puissance injectée de 40 à 60 W pour différentes orientations (éthanol, T_{cryo} = 20°C) (74) _____ 49
Figure 42 : Evolution temporelle des températures pour un PHP plat testé en position verticale favorable à 90 W et 150 W: comparaison entre (a) vol parabolique PF et (b) test au sol (62) _____ 50
Figure 43 : Mode de fonctionnement et résistance thermique en fonction du taux de remplissage pour trois puissances injectées différentes (14)_____ 51
Figure 44 : Evolution de la résistance thermique minimum en fonction du taux de remplissage pour deux diamètres différents (52)_____ 52
Figure 45 : Evolution de la puissance maximale transférée en fonction du taux de remplissage pour trois orientations différentes (63) _____ 52
Figure 46 : *TR* optimal pour différents articles (76) _____ 53
Figure 47 : Influence du *TR* (α) sur la puissance nécessaire au démarrage (51) _____ 53
Figure 48 : Influence du diamètre du tube sur la résistance thermique globale rapportée à la surface interne du tube à l'évaporateur en fonction de la température évaporateur pour différents diamètres (eau (a), éthanol (b)) (66) _____ 54
Figure 49 : Influence du nombre de boucles sur la température de démarrage pour deux longueurs d'évaporateur et 3 diamètres internes différents (66) _____ 55
Figure 50 : Influence du nombre de boucles sur la résistance thermique pour différentes valeurs de diamètre intérieur (66) _____ 55
Figure 51 : Influence du nombre de boucles sur la différence de température évaporateur-condenseur nécessaire au démarrage (67) _____ 56
Figure 52 : Comparaison de l'évolution des performances avec la longueur évaporateur pour différents fluides (66) _____ 56
Figure 53 : Evolution de la résistance thermique avec la longueur d'évaporateur et en fonction du *TR* (66) _____ 57
Figure 54 : Evolution de la résistance thermique globale pour différents ratio de longueur de l'évaporateur (65)_____ 57
Figure 55 : Influence de la longueur évaporateur sur la différence de température évaporateur-condenseur nécessaire au démarrage (67) _____ 57
Figure 56 : Schéma du dispositif d'observation d'un ménisque au travers d'un condenseur transparent (69) _____ 58
Figure 57 : Mesures du déplacement et de la pression (P_r = 90 kPa, T_{evap} = 45°C, T_{cond} = 10°C) (69)_____ 58
Figure 58 : Simulation numérique du déplacement et de la pression correspondant au cas de la Figure 57 (69) _____ 58

Figure 59 : Mesures du déplacement et de la pression (P_r = 90 kPa, T_{evap} = 65°C, T_{cond} = 0°C) (69)_____ 59
Figure 60 : Simulation numérique du déplacement et de la pression correspondant au cas de la Figure 59 (69) _____ 59
Figure 61 : Dispositif expérimental d'observation des oscillations de pression dans un écoulement avec ébullition et condensation (79)_____ 60
Figure 62 : Oscillations de pressions pour Q = 40 W (f) et Q = 46 W (g) (79)_____ 61
Figure 63 : Analyse du spectre de fréquence trouvées dans le signal de pression par transformée en ondelettes et par FFT (79)_____ 62
Figure 64 : Analyse du spectre de fréquence trouvées dans le signal de température par transformée en ondelettes et par FFT (79)_____ 62
Figure 65 : Densité de puissance spectrale pour l'état SS1 (10) _____ 62
Figure 66 : Densité de puissance spectrale pour l'état SS3 (10) _____ 63
Figure 67 : Densité de puissance spectrale pour l'état T (10) _____ 63
Figure 68 : Densité de puissance spectrale dans un PHP à une boucle pour des concentrations différentes en nanoparticules de cuivres (70) _____ 64
Figure 69 : Densité de puissance spectrale dans la température (Q = 14 W) (71) _____ 64
Figure 70 : Température et vitesse d'un bouchon de liquide en fonction du temps et densités spectrale de puissance correspondantes (71) _____ 65
Figure 71 : Mesures de température en trois points d'un PHP pour Q = 12 W et Q = 25,6 W (72)_____ 66
Figure 72 : Répartition de la densité de puissance spectrale de la pression mesurée pour différentes puissances (73) _____ 67
Figure 73 : Vue d'ensemble du système PHP (9)_____ 69
Figure 74 : Schéma des principales positions d'orientation_____ 69
Figure 75 : Schéma des branches instrumentées sur une vue en coupe_____ 70
Figure 76 : Schéma global du dispositif expérimental _____ 70
Figure 77 : Schéma du bilan thermique global de notre caloduc oscillant _____ 71
Figure 78 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée pour une configuration bouclée et non-bouclée (éthanol, TR = 40%, T_{cryo} = 10°C, horizontale) _____ 72
Figure 79 : Conductance globale en fonction de la puissance (W) pour trois orientations, pentane (rond bleu), éthanol (carré rouge), TR = 40 % (gauche) et TR = 50 % (droite), T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b) et 70°C (c) _____ 73
Figure 80 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, TR = 40 %, horizontale)_____ 75
Figure 81 : Température évaporateur en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, TR = 40 %, horizontale) _____ 75
Figure 82 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, TR = 40 %, verticale défavorable) _____ 75
Figure 83 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, TR = 40 %, verticale favorable)_____ 75
Figure 84 : Evolution temporelle de la température évaporateur (100 W, pentane, _____ 76
Figure 85 : Evolution temporelle de la température évaporateur (250 W, pentane, _____ 76
Figure 86 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée pour différentes orientations (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b), et 70°C (c))_____ 77
Figure 87 : Conductance en fonction de la puissance pour différentes orientations et différents taux de remplissages (pentane, T_{cryo} = 10°C)_____ 78
Figure 88 : Evolution des températures en fonction du temps après un échelon de 50W __ 79
Figure 89 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur à l'amorçage les oscillations en fonction de la température de cryostat pour trois orientations différentes (pentane et éthanol, TR = 50 %) _____ 80

Figure 90 : Comparaison des écarts de températures nécessaire au démarrage des oscillations en fonction du bouclage (pentane, TR = 40 %) _____ 80
Figure 91 : Comparaisons des températures moyennes dans la zone évaporateur de différentes branches entre les configurations bouclée (a) et non-bouclée (b) (éthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 81
Figure 92 : Evolution des conductances en fonction de la puissance pour 3 orientations différentes (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C, configuration bouclée) _____ 81
Figure 93 : Conductance pour des essais successifs à deux puissances injectées différentes (pentane, TR = 40 %, verticale favorable, T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b), et 70°C (c))_____ 83
Figure 94 : Conductance globale lors d'une montée et descente progressive de la puissance injectée (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 70°C, verticale favorable) _____ 84
Figure 95 : Conductance globale lors d'une montée progressive de la puissance injectée et pour des puissances injectées aléatoirement (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 40°C, vert. défa.) _____ 84
Figure 96 : Conductance globale pour des essais de montée et descente en puissance (pentane TR = 40 %, verticale défavorable, T_{cryo} = 40°C) _____ 85
Figure 97 : Evolution de la conductance globale dans le temps _____ 85
Figure 98 : Réponse thermique du PHP à un changement d'orientation de verticale favorable à horizontale (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 150 W) _____ 87
Figure 99 : Réponse dynamique du PHP à différentes sollicitations (pentane, T_{cryo} = 10°C, horizontal) _____ 87
Figure 100 : Réponse transitoire en température pour deux scénarios de puissance appliquée (pentane, T_{cryo} = 10°C, horizontal)_____ 88
Figure 101 : Schéma des différentes phases lors d'un vol _____ 88
Figure 102 : Réponse à un essai plan de vol : influence de l'orientation _____ 89
Figure 103 : Réponse à un essai plan de vol : comparaison avec une puissance fixe de 250 W _____ 89
Figure 104 : Photo du banc expérimental vibratoire _____ 90
Figure 105 : Schéma du support pour étude vibratoire _____ 90
Figure 106 : Courbe qualifiante pour zone de fuselage_____ 91
Figure 107 : Schéma des axes de vibrations sur le dispositif _____ 91
Figure 108 : Influence du niveau vibratoire sur le signal de pression_____ 92
Figure 109 : Influence de la fréquence sur le signal de pression (1g, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W) _____ 93
Figure 110 : Influence du niveau vibratoire sur le signal de température _____ 93
Figure 111 : Vue 3D du caloduc oscillant à source unique de référence (1SC) _____ 97
Figure 112 : Schéma de caloduc oscillant avec trois sources en parallèle (gauche) et en série (droite) _____ 98
Figure 113 : Schéma du dispositif expérimental 3SC._____ 98
Figure 114 : Photo du dispositif expérimental (durant la phase de nettoyage/oxydation du tube). _____ 99
Figure 115 : Photo du dispositif expérimental à sources multiples avec isolation._____ 100
Figure 116 : Evolution du diamètre critique en fonction de la température pour le pentane (vert), le méthanol (bleu) et l'eau (rouge) _____ 101
Figure 117 : Schéma bloc de chauffe_____ 101
Figure 118 : Vue du dessus du bloc condenseur _____ 102
Figure 119 : Schéma du dispositif expérimental et disposition des thermocouples._____ 103
Figure 120 : Schéma de la disposition de la caméra IR_____ 104
Figure 121 : Vue 3D du caloduc oscillant à source unique pour comparaisons _____ 105
Figure 122 : Evolution de la température durant un essai typique (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 107

Figure 123 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée (eau, TR = 50%, T_{cryo} = 10°C)_____ 107
Figure 124 : Image IR relevée en régime stabilisé (eau, TR = 50 %, Q = 300 W, T_{cryo} = 10°C) _____ 108
Figure 125 : Placement des points de mesures _____ 109
Figure 126 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W)_____ 110
Figure 127 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 2100 W)_____ 110
Figure 128 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W)_____ 110
Figure 129 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 8400 W)_____ 110
Figure 130: Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W) _____ 111
Figure 131 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 2100 W) _____ 111
Figure 132 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W) _____ 111
Figure 133 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 8400 W) _____ 111
Figure 134 : Vue 3D du caloduc oscillant 3SC _____ 112
Figure 135 : Vue 3D du caloduc oscillant 1SC _____ 112
Figure 136 : Vue 3D du caloduc oscillant construit par Bensalem *et al.* (75)_____ 112
Figure 137 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, TR = 50 %) _____ 113
Figure 138 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, TR = 50 %, 40°C) _____ 114
Figure 139 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W)_____ 115
Figure 140 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W)_____ 115
Figure 141 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W)_____ 115
Figure 142 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 4500 W)_____ 115
Figure 143: Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W) _____ 116
Figure 144 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W) _____ 116
Figure 145 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W) _____ 116
Figure 146 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W) _____ 116
Figure 147 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W) _____ 117
Figure 148 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 4500 W) _____ 117
Figure 149 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W) _____ 117
Figure 150 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 4500 W) _____ 117

Figure 151 : Evolution de la température durant un essai typique (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 118
Figure 152 : Conductance globale avec la puissance (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) 119
Figure 153 : Vue 3D du dispositif OPTIMAL (9) _____ 120
Figure 154 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs (pentane, TR = 50 %) _____ 120
Figure 155 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs (pentane, TR = 50 %) _____ 121
Figure 156 : Conductance par source en fonction de la puissance injectée par source (pentane, TR = 20 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 122
Figure 157 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 10 °C) _____ 123
Figure 158 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40 °C) _____ 123
Figure 159 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 70 °C) _____ 123
Figure 160 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, dispositif 1SC) _____ 124
Figure 161 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour 3 températures de source froide (pentane, TR = 70 %)_____ 125
Figure 162 : Température d'évaporateur et de condenseur en fonction de la puissance injectée pour 3 températures de source froide (pentane, TR = 70 %) _____ 126
Figure 163 : Température d'évaporateur en fonction de la puissance injectée pour 4 températures de source froide (pentane, TR = 50 %, dispositif Bensalem *et al.* (75)) ___ 127
Figure 164 : Conductance en fonction de la puissance pour 3 températures de source froide et deux taux de remplissage (méthanol) _____ 128
Figure 165 : Conductance en fonction de la puissance pour 3 températures de source froide et deux taux de remplissage (eau) _____ 128
Figure 166 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 10°C) _____ 129
Figure 167 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 40°C) _____ 130
Figure 168 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 70°C) _____ 131
Figure 169 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W) _____ 132
Figure 170 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (méthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W)_____ 132
Figure 171 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 1500 W) _____ 132
Figure 172 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (méthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 1500 W)_____ 132
Figure 173 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W) _____ 133
Figure 174 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (méthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W)_____ 133
Figure 175 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 1500 W) _____ 133
Figure 176 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (méthanol, TR = 50 %,_____ 133
Figure 177 : Température d'évaporateur et puissance à l'assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, TR = 70%) _____ 136

Figure 178 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur et puissance à l'assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, *TR* = 70%) ____ 136
Figure 179 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 70 % et *TR* = 85 % (pentane) _____ 136
Figure 180 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 70 % et *TR* = 85 % (pentane) _____ 136
Figure 181 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux dispositifs (pentane, *TR* = 70%) _____ 138
Figure 182 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux dispositifs (pentane, *TR* = 70%) _____ 138
Figure 183 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 50 % et *TR* = 70 % (pentane) _____ 138
Figure 184 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction en fonction de la température de source froide pour *TR* = 50 % et *TR* = 70 % (pentane)_____ 138
Figure 185 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (*TR* = 50 %) _____ 139
Figure 186 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (*TR* = 50 %) _____ 139
Figure 187 : Conductance de la source active en fonction de la puissance _____ 141
Figure 188 : Température dans chaque source de l'évaporateur et chaque face du condenseur en fonction de la puissance injectée dans la source 1 (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q_2 = Q_3 = 0 W)_____ 143
Figure 189 : Conductance des sources actives en fonction de la puissance injectée par source _____ 144
Figure 190 : Température dans chaque source de l'évaporateur et chaque faces du condenseur en fonction de la puissance injectée dans la source 1 et 2 (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q_3 = 0 W)_____ 144
Figure 191 : Echelle de température et disposition des points de mesure _____ 145
Figure 192 : Evolution temporelle des températures au niveau des points de mesures___ 145
Figure 193 : Images IR avant démarrage à 36s (a) et après démarrage à 85s (b) _____ 146
Figure 194 : Conductance de la source active lorsque la puissance est injectée dans une seule source pour différentes températures de source froide (pentane, méthanol, eau, *TR* = 50 %, Q_1 = Q_2 = 0 W) _____ 147
Figure 195 : Zoom sur la conductance de la source active lorsque la puissance est injectée dans une seule source pour différentes températures de source froide (pentane, méthanol, eau, *TR* = 50 %, Q_1 = Q_2 = 0 W) _____ 148
Figure 196 : Conductance des sources actives lorsque la puissance est injectée dans deux sources (pentane Q_3 = 0 W et méthanol Q_1 = 0 W, *TR* = 50 %) _____ 148
Figure 197 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 50 %)_____ 149
Figure 198 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 50 %)_ 150
Figure 199 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (méthanol, TR = 50 %) _____ 150
Figure 200 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, *TR* = 50 %) _____ 151
Figure 201 : Conductance G_1 en fonction de la puissance injectée (Q_2 = Q_3 = 0 W, T_{cryo} = 10°C) _____ 152
Figure 202 : Conductance G_1 en fonction de la puissance injectée (Q_3 = 0 W, pentane) _ 153
Figure 203 : Zoom sur la conductance G_1 en fonction de la puissance injectée (Q_3 = 0 W, pentane) _____ 154

Figure 204 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40°C) _____ 155
Figure 205 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40°C) _____ 155
Figure 206 : Evolution temporelle des températures dans les différents évaporateurs lorsque la puissance est augmentée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$ = 500 W) 156
Figure 207 : Evolution temporelle des températures dans les différentes faces du condenseur lorsque la puissance est augmentée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$ = 500 W) _____ 157
Figure 208 : Evolution temporelle des températures dans les différentes faces évaporateur lorsque la puissance est diminuée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$ = 1 kW) _____ 158
Figure 209 : Evolution temporelle de la température dans les différentes faces évaporateur lorsque la puissance est diminuée dans S3 (pentane, TR = 50%, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$ = 500 W) _____ 159
Figure 210 : Conductance des trois sources en fonction de la puissance variable pour deux sources fixes (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 160
Figure 211 : Conductance des trois sources en fonction de la puissance variable pour deux sources fixes (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C) _____ 160
Figure 212 : Conductance par source en fonction de la puissance injectée par source dans les sources à puissance variable (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 161
Figure 213 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 _____ 162
Figure 214 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 _____ 163
Figure 215 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 _____ 164
Figure 216 : Conductance par source en fonction de la puissance variable (pentane, T_{cryo} = 40°C, Q_{fixe} = 200 W) _____ 165
Figure 217 : Conductance dans la source S2 pour différentes configurations de la répartition de la puissance (Pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 166
Figure 218 : Puissance avant l'assèchement en fonction du taux de remplissage pour différentes températures de sources froides (pentane)_____ 167
Figure 219 : Température d'évaporateur avant assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane) _____ 167
Figure 220 : Puissance avant l'assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane) _____ 167
Figure 221 : $\Delta T_{évap\text{-}cryo}$ avant assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane) _____ 167
Figure 222 : Température et puissance déclenchant l'assèchement en fonction de la température de source froide pour différents fluides (TR = 50 %) _____ 168
Figure 223 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur et puissance déclenchant l'assèchement en fonction de la température de source froide pour différents fluides (TR = 50 %) _____ 169
Figure 224 : Placement des points de mesures IR _____ 169
Figure 225 : Relevés de températures mesurées par visualisation IR (méthanol, TR = 70 %, T_{cryo} = 10°C)_____ 170
Figure 226 : Relevés de températures mesurées par visualisation IR (méthanol, TR = 70 %, T_{cryo} = 40°C)_____ 170
Figure 227 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, TR = 50 %, 2SC/3) _____ 171
Figure 228 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, TR = 50 %, 2SC/3)_____ 171
Figure 229 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux configurations (pentane, TR = 50 %) _____ 172

Figure 230 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux configurations (pentane, TR = 50 %) _____ 172
Figure 231 : Différence de puissance déclenchant avant assèchement en fonction du taux de remplissage pour différentes puissances des sources fixe (pentane, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$) _____ 172
Figure 232 : Limites d'assèchement pour différentes températures de source froide en fonction du taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$) _____ 173
Figure 233 : Limites d'assèchement pour différents fluides et températures de source froide en fonction de la puissance dans les sources fixes (TR = 50% $Q_1 = Q_2$)_____ 174
Figure 234 : Limite d'assèchement pour différents fluides en fonction de T_{cryo} (TR = 50%) _____ 175
Figure 235 : Evolution de la viscosité dynamique avec la température de fluides usuels_ 187
Figure 236 : Evolution de la courbe de saturation liquide – vapeur avec la température de fluides usuels _____ 187
Figure 237 : Evolution de la chaleur latente avec la température de fluides usuels _____ 188
Figure 238 : Evolution de la tension de surface avec la température de fluides usuels __ 188
Figure 239 : Evolution de la chaleur sensible de la vapeur avec la température de fluides usuels _____ 189
Figure 240 : Evolution de la chaleur sensible du liquide avec la température de fluides usuels _____ 189
Figure 241 : Vue 3D du dispositif 3SC _____ 193
Figure 242 : Schéma d'une paroi solide en contact avec un fluide et du bilan thermique correspondant_____ 197
Figure 243 : Schéma de l'atténuation d'une oscillation thermique _____ 198
Figure 244 : Evolution du coefficient d'atténuation du signal en fonction de la fréquence 199

Liste des tableaux

Tableau 1 : Tableau des caractéristiques techniques des PHP de la littérature _____ 40
Tableau 2 : Contraintes du projet OPTIMAL _____ 68
Tableau 3 : Tableau récapitulatif des essais de démarrage avec différents incréments de puissance (pentane, verticale défavorable, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 82
Tableau 4 : Paramètre durant le vol _____ 89
Tableau 5 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C) _____ 111
Tableau 6 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, TR = 50 %, Q = 300 W) _____ 116
Tableau 7 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, TR = 50 %, Q = 4500 W) _____ 117
Tableau 8 : Alimentation électrique maximale disponible suivant le remplissage _____ 119
Tableau 9 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR _____ 133
Tableau 10 : Propriétés thermo-physiques de l'eau et du méthanol à 20 et 80°C _____ 134
Tableau 11 : Brevets _____ 186
Tableau 12: Fréquences vibratoires naturelles pour des éléments continus _____ 190
Tableau 13 : Pression de saturation pour les différents fluides à 200°C _____ 192

Nomenclature

Liste des symboles

A	Coefficient d'atténuation	[-]
Bo	Nombre de Bond	[-]
Bi	Nombre de Biot	[-]
C	Contrainte de traction	[Pa]
Cp	Chaleur massique à pression constante	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
D, d	Diamètre	[m]
e	Epaisseur	[m]
E	Module d'élasticité	[Pa]
Eö	Nombre d'Eötvös	[-]
f	Fréquence	[Hz]
F	Débit volumique	[$m^3.s^{-1}$]
g	Accélération de la pesanteur	[$m.s^{-2}$]
G	Conductance thermique	[$W.K^{-1}$]
h	Coefficient global de transfert thermique	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]
H	Chaleur latente	[$J.kg^{-1}$]
I	Moment d'inertie surfacique	[m^4]
k	Coefficient de pertes de charges	[-]
l	Hauteur	[m]
L	Longueur	[m]
$\dot{m}$	Débit massique	[$kg.s^{-1}$]
N	Nombre de boucles	[boucles]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
P	Pression	[Pa ou Bars]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Q	Puissance thermique	[W]
$\dot{q}$	Densité de puissance thermique	[$W.m^{-2}$]
r	Rayon	[m]
R	Résistance thermique	[$K.W^{-1}$]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Surface	[m²]
t	Temps	[s]
T	Température	[°C ou K]
TR	Taux de remplissage	[%]
U	Tension	[V]
v	Vitesse	[$m.s^{-1}$]
V	Volume	[m^3]
W	Charge par unité de longueur	[N]
x	Position	[m]

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique	$[m^2.s^{-1}]$
δ	Profondeur de peau thermique	[m]
η	Viscosité dynamique	$[Pa.s^{-1}]$
θ	Angle de mouillage	[°]
λ	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
υ	Viscosité cinématique	$[m^2.s^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
σ	Tension superficielle	$[N.m^{-1}]$
ω	Pulsation	$[rad.s^{-1}]$
Ω	Résistance électrique	[Ω]

Indices

air	Air ambiant
alu	Aluminium
adia, ad	Adiabatique
alim	Alimentation
amorçage	A l'amorçage
c	Conduction
ca	Canal
cu	Cuivre
cap	Capillaire
cond, co	Condenseur
crit	Critique
cryo	Cryostat
ent	Entrée
evap, ev	Evaporateur
ext	Extérieur
fixe	Fixe dans le temps
h	Hydraulique
int	Intérieur
lv	Liquide/vapeur
lin	Linéiques
liq	Liquide
max	Maximum
moy	Moyen
PHP	Caloduc oscillant
pertes	Pertes thermiques
r	Réservoir
rac	Raccord
sing	Singulières
sort	Sortie
sat	A saturation
shunt	De Shunt
tot	Total
transf	Transfert thermique
vap	Vapeur

Introduction générale

Depuis son origine, le développement de l'humanité est corrélé à l'énergie qu'elle a à sa disposition, depuis l'énergie physiologique métabolisée lors de la digestion d'aliments à l'énergie obtenue par fission d'atomes au cœur des centrales nucléaires. L'énergie nous sert à repousser les limites de ce qui est humainement réalisable, il est maintenant possible de discuter avec une personne de l'autre côté de la Terre ou aller dans l'espace en quelques instants.

Toutefois, vouloir continuer à défier les lois de la nature nécessite toujours plus d'énergie et de puissance. Ainsi, différents secteurs industriels concernés par cette tendance pour l'avenir sont soumis à une problématique commune :

- les machines thermiques, comme les moteurs d'automobile, sont utilisées depuis plusieurs centaines d'années mais la volonté de réduire l'encombrement de celles-ci mène à l'augmentation continue de la densité de puissance thermique à évacuer ;
- la forme d'énergie qui voit son plus fort développement dans le secteur du transport, l'électricité, possède un inconvénient naturel majeur, l'effet Joule. Ainsi, malgré la volonté d'avoir de plus en plus de composants électriques toujours plus puissants, la chaleur générée qu'il est nécessaire d'évacuer pour éviter d'endommager les différents équipements, y fixe une limite. La gestion des dissipations thermiques est notamment un enjeu majeur pour la concrétisation de l'avion « plus électrique ».

Jusqu'à aujourd'hui, des échangeurs thermiques monophasiques permettaient de refroidir ces équipements. Toutefois, ceux-ci ont leurs limites, et la tendance actuelle aboutit à la nécessité de développer de nouveaux outils de gestion de chaleur pour les remplacer. Les systèmes diphasiques émergent alors comme de sérieux candidats.

L'utilisation de la propriété d'un fluide à pouvoir changer de phase pour développer des technologies permettant de transporter la chaleur n'est pas nouvelle. De nombreux dispositifs diphasiques ont petit à petit mené à l'émergence du caloduc oscillant.

Le thermosiphon dont l'invention peut être attribuée à la famille Perkins au 19ème siècle est un précurseur de ce que sera le caloduc. La version brevetée en 1936 (1) est un tube hermétique lisse contenant une petite quantité d'eau. Lors de la chauffe du bas de ce système, le liquide qui s'y trouve va s'évaporer, par gravité, la vapeur va alors s'élever et après condensation en haut du tube qui est plus froid, le liquide s'écoulera vers le bas, redémarrant le cycle.

Ce système est ainsi limité à une configuration où la source chaude est toujours en dessous de la source froide. Pour pouvoir ramener le fluide de la zone chaude « évaporateur » à la zone froide « condenseur » sans l'aide de la gravité, l'utilisation de la capillarité a été tout d'abord envisagée par un ingénieur américain, Gaugler travaillant chez General Motors Corporation®. Il a imaginé dans un brevet publié seulement en 1944 (2), un tube rempli de fibres de métal tressées permettant un pompage capillaire.

Ce n'est toutefois qu'en 1963 (3) que Grover et son équipe introduisent l'appellation « heat pipe » ou caloduc en français. Le terme caloduc vient de « calore » du latin pour chaleur et « ducere » pour l'action de transporter, conduire. Au vu de ses performances et de sa capacité à fonctionner en microgravité, son utilisation commença d'abord à se répandre dans l'industrie spatiale, puis à d'autres secteurs industriels.

La présence d'une structure capillaire sur l'ensemble du caloduc implique des pertes de charge de plus en plus conséquentes à mesure que la vitesse de l'écoulement et la longueur de celui-ci grandit, une technologie ne présentant une structure capillaire qu'à l'évaporateur et des canalisations lisses dans le reste a alors vu le jour, la boucle diphasique à pompage

capillaire brevetée en 1974 par Gerasimov *et al.* (4). Ce dispositif présente l'avantage de pouvoir évacuer de fortes puissances thermiques sur de grandes distances mais possède une problématique de désamorçage et de démarrage.

Même si l'idée d'utiliser comme moteur, le mouvement créé par un déséquilibre thermodynamique entretenu par l'apport de chaleur est plus ancienne (Smyrnov et Savchenkov, 1975 (5)). Le concept de caloduc oscillant comme présenté dans cette thèse n'a été réellement exploité que dans les années 1990 par Akachi *et al.* (6) (7) (8).

Les chercheurs ont développé et amélioré son concept, ce qui aujourd'hui permet de disposer d'une solution de contrôle thermique prometteuse. A tel point que, certains industriels du secteur automobile et aéronautique s'intéressent à son application effective comme nouvelle solution de refroidissement. Le caloduc oscillant présente des caractéristiques très intéressantes comme un fonctionnement passif et des performances de transfert élevées, tout en étant de réalisation simple et économique. Toutefois même s'il est communément désigné comme un caloduc, son fonctionnement est bien éloigné d'un caloduc conventionnel. Son comportement thermo-fluidique complexe en fait un objet qu'il est encore nécessaire d'étudier théoriquement et expérimentalement avant d'envisager de l'utiliser comme solution de refroidissement optimisée et garantie.

Un travail de thèse réalisé par Jean-François Bonnenfant à l'institut P' dans le cadre du projet FUI OPTIMAL (9) a permis d'aborder le développement de caloduc oscillant et l'analyse de ses performances dans un contexte ciblé à des applications aéronautiques. Ces premières analyses ont su convaincre de l'intérêt de ce nouvel outil de contrôle thermique et ont donc été précurseurs à nos travaux. Liebherr-Aerospace Toulouse®, qui élabore des systèmes de conditionnement d'air pour des constructeurs aéronautiques, souhaite développer de nouvelles turbomachines électriques. C'est pour cette raison que le projet OPTIMAL a été initié, avec pour objectif d'explorer différentes technologies innovantes dont le caloduc oscillant pour optimiser le refroidissement de ces machines motorisées.

Après l'intérêt qu'a suscité le caloduc oscillant, PSA® et Liebherr-Aerospace Toulouse® se sont regroupés avec plusieurs laboratoires dans le cadre du projet ANR-AARDECO (Automobile et Aéronautique Regroupement pour le DEveloppement de Caloducs Oscillants) dans le but de mieux comprendre son fonctionnement par le biais de modélisations et d'études expérimentales académiques locales et globales, et de prouver la capacité de cette technologie à répondre à leurs besoins.

Cette thèse s'inscrit dans ce projet et a pour objectif de mieux identifier l'utilisation potentielle du caloduc oscillant dans un contexte aéronautique et automobile par voie expérimentale.

Dans un premier chapitre nous verrons une description du caloduc oscillant et de ses mécanismes de fonctionnement. Nous verrons ensuite l'état de l'art actuel sur cette technologie et les principales caractérisations qui ont déjà été effectuées. Puis une étude bibliographique plus spécifique sera présentée visant à l'application du caloduc oscillant à un contexte aéronautique et automobile.

Le second chapitre sera consacré à l'impact de contraintes sévères rencontrées dans un environnement aéronautique et automobile sur le fonctionnement d'un caloduc oscillant, pour y justifier son utilisation. Cette étude sera menée à travers différentes expérimentations sur le caloduc oscillant réalisé dans le cadre du projet « OPTIMAL ». Tout d'abord, les limites de fonctionnement et comment les améliorer seront étudiées, notamment les conditions requises à son démarrage, ainsi que la répétabilité et stabilité de ses performances dans le temps. Mais

également l'impact de contraintes dynamiques, comme le changement brusque de l'orientation, de la puissance ou de la température de source froide afin d'évaluer le comportement d'un caloduc oscillant durant un trajet d'avion. En dernier lieu, l'influence de vibrations caractéristiques d'un avion sur les performances sera analysée à l'aide d'un banc oscillatoire.

Un troisième chapitre présente deux caloducs oscillants réalisés dans le cadre du projet AARDECO avec un double objectif. Le premier vise à étendre les caractérisations du caloduc oscillant à des puissances thermiques et densités de flux de chaleur plus importantes que ce qu'il est habituel de rencontrer. Cela permettra une comparaison entre trois fluides de travail et avec d'autres dispositifs tout en prouvant l'utilisation possible d'un caloduc oscillant à ces niveaux thermiques. L'étude de la gestion thermique de plusieurs sources chaudes refroidies par un même caloduc oscillant est notre deuxième objectif. Nous comparerons en termes de performances et de limites de fonctionnement, différents chauffages uniforme et non-uniforme. Nous pourrons ainsi conclure sur l'intérêt d'avoir un dispositif à plusieurs sources chaudes et l'importance de la répartition de chaleur.

Le chapitre suivant est consacré à l'étude du premier objectif défini dans le paragraphe précédent, nous y étudions les performances en termes de conductances mais également de limites d'assèchement des deux dispositifs. Avec différents fluides, nous avons mené des études paramétriques sur l'influence de la température de source et du taux de remplissage. A travers la comparaison entre différents dispositifs, et des visualisations IR permettant l'analyse des oscillations de températures, nous souhaitons approfondir la compréhension de la façon dont ces paramètres améliorent les performances et identifier ce qui est propre au caloduc oscillant ou aux conditions opératoires.

Dans notre dernier chapitre, nous essaierons de décrire le comportement en termes de performances et de limites d'assèchement d'un caloduc oscillant à sources multiples soumis à des répartitions de puissance non-uniforme. Tout d'abord, nous regarderons le comportement de celui-ci lorsque toutes les sources ne sont pas sollicitées. Nous regarderons ensuite une répartition non-uniforme de la puissance sur toutes les sources. Tout au long de ce chapitre, nous essaierons de comparer les résultats obtenues avec d'autres dispositifs, pour divers fluides et différentes conditions opératoires, approfondissant par la même occasion nos études paramétriques.

Enfin, nous rappellerons en conclusion générale l'essentiel de nos résultats, ainsi que les perspectives nombreuses à l'étude de ce système diphasique si particulier.

Chapitre 1 : Le caloduc oscillant, source de défis

1.1 Présentation du caloduc oscillant

Le caloduc est un objet qui transfère de la chaleur issue d'évaporation et de condensation entre une source chaude et une source froide. Le caloduc oscillant ou pulsé (en anglais, Pulsating Heat Pipe « PHP » ou Oscillating Heat Pipe « OHP ») se distingue du caloduc classique, par la façon dont ce transfert va opérer ; un transfert de chaleur sensible et de chaleur latente peuvent être constatés simultanément.

Le PHP se présente sous la forme d'un tube unique de dimension capillaire, enroulé entre une source chaude et une source froide, rempli par un fluide caloporteur (pur ou mélangé) à l'état de saturation. Le fluide va se répartir de façon aléatoire et sous forme d'un train de bulles de vapeur et de bouchons de liquide, maintenus par les forces de capillarité, pour remplir tout le volume et respecter les lois de la thermodynamique.

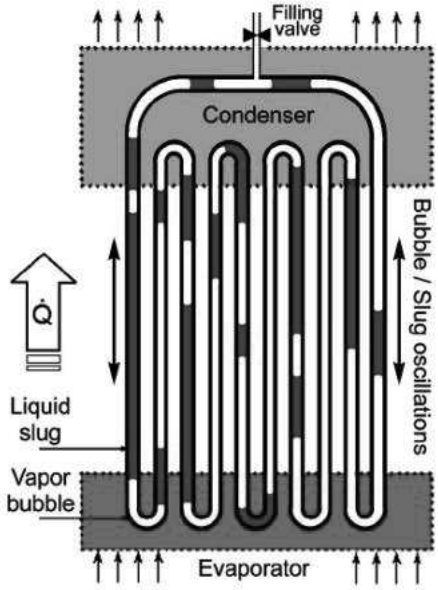


Figure 1 : Schéma de principe du caloduc oscillant (10)

La proportion de liquide présent, relativement au volume total, sera notée comme le taux de remplissage (*TR*) défini tel que :

$$\boldsymbol{TR} = \frac{\boldsymbol{V_{liq}}}{\boldsymbol{V_{tot}}} \quad \textbf{(1)}$$

avec V_{liq} le volume de liquide du fluide caloporteur injecté dans le caloduc oscillant à la température de référence (température ambiante), V_{tot} le volume intérieur total du tube.

Si une portion du tube est chauffée, le fluide caloporteur dans cette zone va voir sa température et sa pression augmenter, jusqu'à éventuellement l'évaporation complète du liquide, augmentant la taille des bulles s'y trouvant. Si dans le même temps, une autre zone

est refroidie, le phénomène inverse est observé avec de la vapeur passant à l'état liquide et refroidissement de ce liquide.

Du fait de la variation de pression créée dans la vapeur, le fluide se déplacera en oscillant localement, voire d'une zone, l'évaporateur, à l'autre, le condenseur. L'incompressibilité de la phase liquide et le bouclage du tube impliquera le remplacement du fluide qui aura quitté l'évaporateur ou le condenseur, et le processus pourra se prolonger (cf. figure 2).

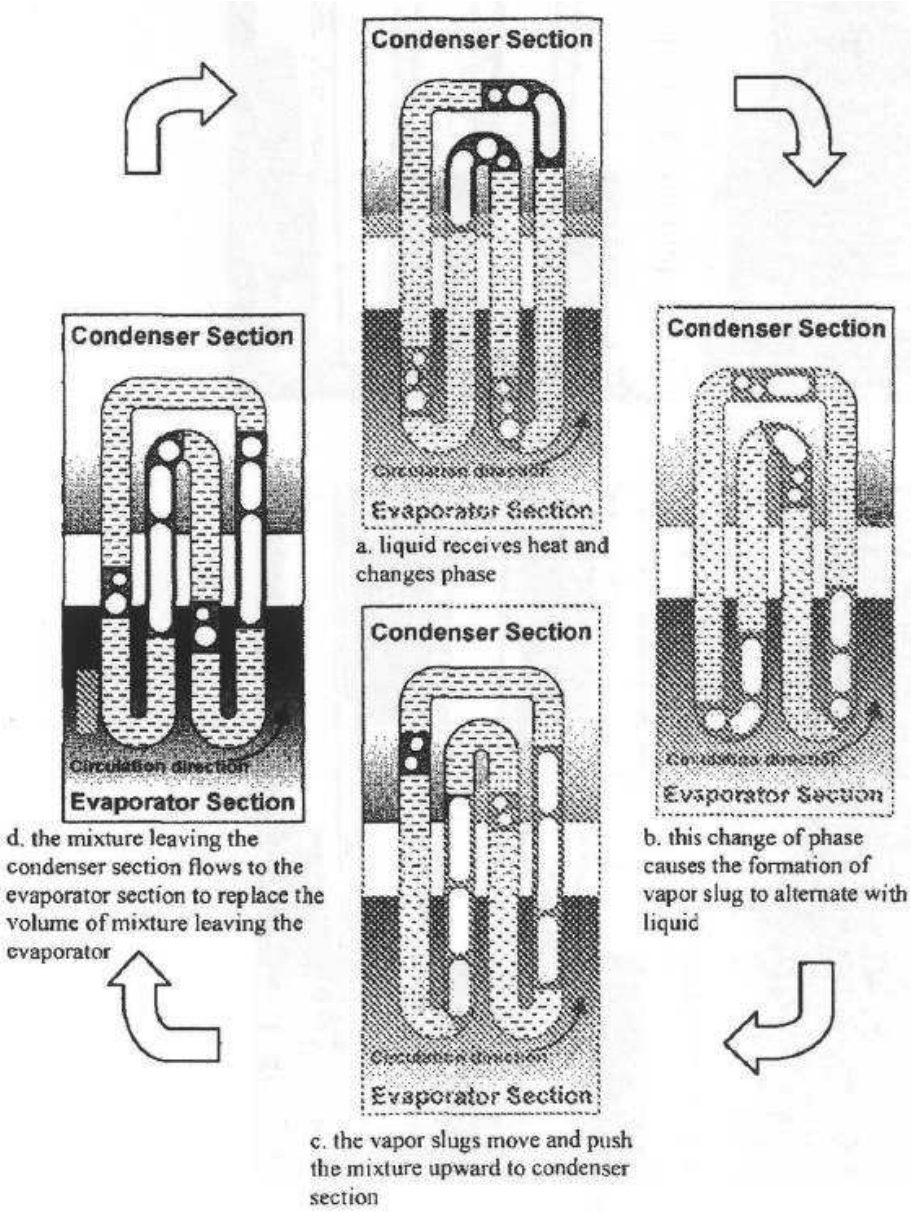


Figure 2 : Processus du mouvement du fluide dans un caloduc oscillant (11)

Durant ce processus, le transfert de la chaleur s'effectue sous forme sensible par le déplacement du fluide, notamment liquide, réchauffé au niveau de l'évaporateur et refroidi au condenseur, mais également sous forme latente par évaporation du liquide dans la zone évaporateur et condensation de la vapeur au niveau du condenseur. La proportion entre transferts par chaleur sensible et latente reste difficile à estimer encore aujourd'hui, car elle dépend de nombreux paramètres et des conditions opératoires.

Il est intéressant de noter qu'un sens de circulation unidirectionnel ou alterné peut être observé, ce qui explique le nom de caloduc oscillant, car une même bulle de vapeur ou bouchon de liquide peut effectuer des allers-retours entre évaporateur et condenseur. Un PHP se présente fréquemment sous la forme d'un serpentin avec une succession d'allers-retours du tube entre source chaude et froide, afin que la surface d'échange et le nombre de degrés de liberté soient augmentés, et par la même, le nombre d'instabilités propices au mouvement du fluide.

Un caloduc oscillant peut se présenter sous les formes non-bouclée (« Open-Loop PHP », figure 3 (a)) ou bouclée (« Closed-Loop PHP », figure 3 (b)) selon si ses extrémités sont reliées ou non. S'il présente un bouclage, une circulation unidirectionnelle globale du fluide est alors envisageable (alternée ou non), alors que seules des oscillations de plus ou moins grande intensité sont possibles dans la configuration non-bouclée.

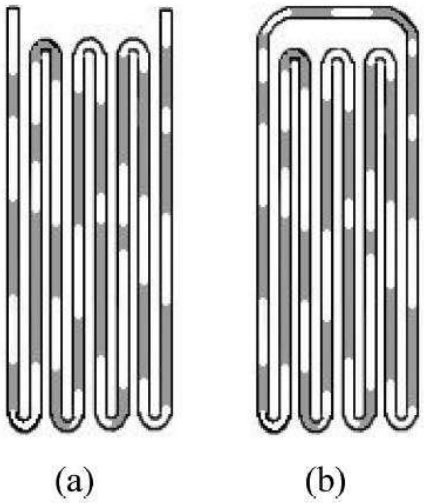


Figure 3 : Caloduc oscillant non-bouclé (a) et bouclé (b) (12)

1.2 Mécanismes fondamentaux de fonctionnement

L'existence de différentes forces et transferts de masse ou d'énergie entre les différentes zones du caloduc oscillant, et qui peuvent changer au cours du temps, rend difficiles la compréhension et la modélisation d'un tel système. Nous allons toutefois détailler les mécanismes qui nous semblent prépondérants pour la compréhension de son fonctionnement.

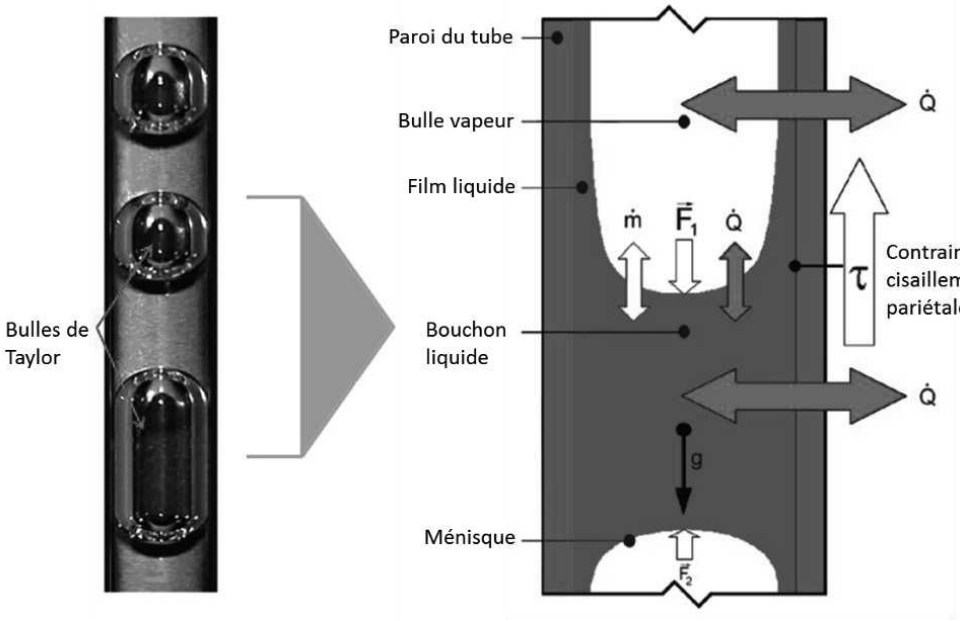


Figure 4 : Contribution des phénomènes dans une bulle de Taylor (13)

1.2.1 Capillarité

Un des phénomènes fondamentaux de fonctionnement dans le caloduc oscillant est la capillarité, née des interactions qui se produisent aux interfaces et pouvant être rencontrées dans notre cas pour 3 situations :

- entre la vapeur et le liquide ;
- entre le fluide (vapeur ou liquide) et la surface du tube ;
- sous la forme d'une ligne triple : contact entre solide, liquide et vapeur.

Dans un fluide à l'état liquide, chaque molécule exerce sur ses voisines des forces d'attraction et de répulsion (Van der Waals, électrostatique, liaison hydrogène). Ces forces regroupées sous le terme de « forces intermoléculaires » voient leur résultante nulle au sein d'un corps homogène. En effet, chaque molécule subit une attraction égale et provenant de toutes les directions de la part de ses voisines.

Les forces d'attraction entre un liquide et un gaz étant bien plus faibles qu'entre molécules de liquide, une molécule de liquide à l'interface avec du gaz tend à former des liaisons avec les molécules de liquide voisines, plutôt qu'avec celles du gaz. A l'interface, une molécule de liquide ayant moins de possibilités pour former des liaisons avec d'autres molécules de liquide, les liaisons avec les molécules disponibles seront plus fortes ; la surface du liquide sera ainsi plus énergétique que l'intérieur, ce qui crée le phénomène de tension de surface.

Pour minimiser cette surface très énergétique à volume constant et réduire l'énergie impliquée, l'interface s'organisera, lorsque les forces de pression sont homogènes, de façon sphérique, d'où dans notre cas l'organisation en bulle de vapeur au sein du liquide.

Au niveau d'une ligne triple, où l'une des phases est solide, des forces supplémentaires entre le liquide et le solide sont observables. Le rapport entre les forces d'attraction ou de répulsion déterminera la forme que prend le liquide à la surface du solide, ainsi que la façon dont il se comporte lors d'un mouvement.

Ce phénomène est appelé « mouillage » et on note θ l'angle de contact formé entre la surface liquide et la surface solide, permettant de mesurer la qualité de celui-ci. Plus les forces d'attraction sont importantes par rapport à celles de répulsions, plus le liquide va s'étaler, jusqu'à former un film si le mouillage est total.

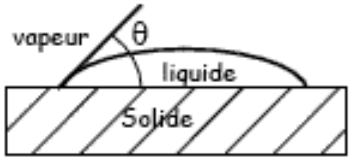


Figure 5 : Schéma des différentes interfaces possibles d'une goutte de liquide sur une surface solide

Dans un tube, ces différents phénomènes résultent par la formation d'un ménisque ; l'une des conséquences étant que la pression exercée sur la surface convexe, est inférieure à celle exercée sur la surface concave. La différence de pression peut être calculée selon la loi de Laplace comme suivant :

$$\Delta \boldsymbol{P_{cap}} = \boldsymbol{\sigma}(\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{r_1}} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{r_2}}) \qquad \textbf{(2)}$$

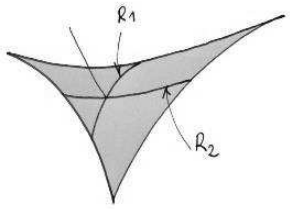


Figure 6 : Schéma d'une surface avec deux rayons de courbures

avec ΔP_{cap}, la différence de pression autour de l'interface, la pression dite capillaire ;
r_1 et r_2, les rayons de courbures dans deux directions orthogonales de l'espace ;
σ, la tension superficielle.

Due à cette différence de pression, un liquide mouillant dans un tube se verra « aspiré » le long du tube, malgré l'effet de la gravité ; c'est la manifestation usuelle du phénomène de capillarité.

1.2.2 Longueur capillaire

La tension de surface donne sa forme à une bulle de vapeur mais elle lui donne également sa taille, en fonction des équilibres de pression interne et externe. Dans un caloduc oscillant, le diamètre intérieur est un paramètre très important car le diamètre d'une bulle doit être suffisamment grand pour qu'elle encombre la section du tube. Lorsque c'est le cas, la bulle est allongée et un film de liquide sépare celle-ci du tube, une telle bulle est appelée bulle de Taylor.

La valeur associée au diamètre critique, permettant de prévoir si une bulle trouve dans cette situation, est gouvernée par une relation basée sur le nombre d'Eötvös ou sa racine le nombre de Bond (cf. Figure 7) représentant le rapport entre les forces de gravité et de tension superficielle :

$$\boldsymbol{E\ddot{o} = Bo^2 = \frac{D^2 g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma}} \quad \textbf{(3)}$$

Avec *D,* le diamètre interne du tube ;
g, l'accélération de la pesanteur ;
ρ_{liq}, la masse volumique de la phase liquide ;
ρ_{vap}, la masse volumique de la phase vapeur ;
σ, la tension superficielle.

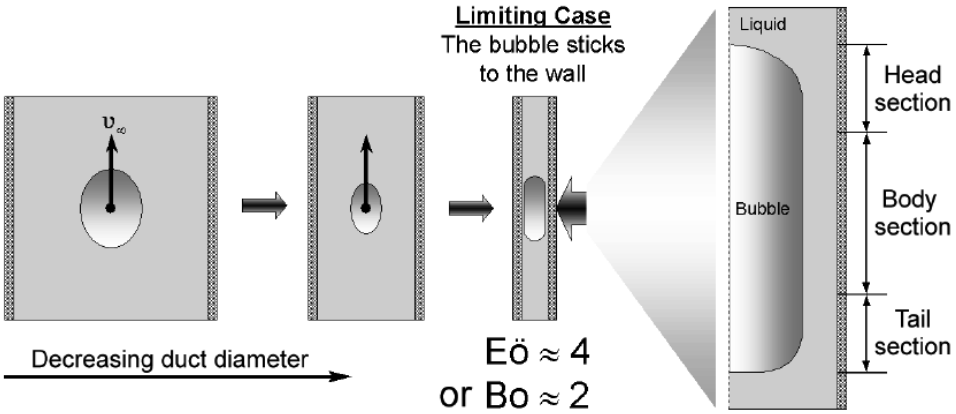


Figure 7 : Nombre de Bond et bulle de Taylor (14)

Selon une série d'expérience menées par White et Beardmore (1962) et résumées par Khandekar (14), la valeur critique du rapport est égale à 2, pour que les forces de tension de surface soient prédominantes devant celle de gravité et que la bulle soit immobile. Ils obtiennent ainsi :

$$\boldsymbol{D_{crit} = 2\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}}} \quad \textbf{(4)}$$

Si le diamètre du tube est supérieur à cette valeur critique, le fluide n'est pas réparti en un train de bulles et de bouchons liquides mais fonctionne comme un thermosiphon (cf. Figure 8.a). Si le diamètre du tube est inférieur, les bulles ne migrent pas sous l'effet de la gravité et la répartition de fluide est propice au fonctionnement d'un caloduc oscillant (régime bulles-bouchons, cf. figure 8 (b)).

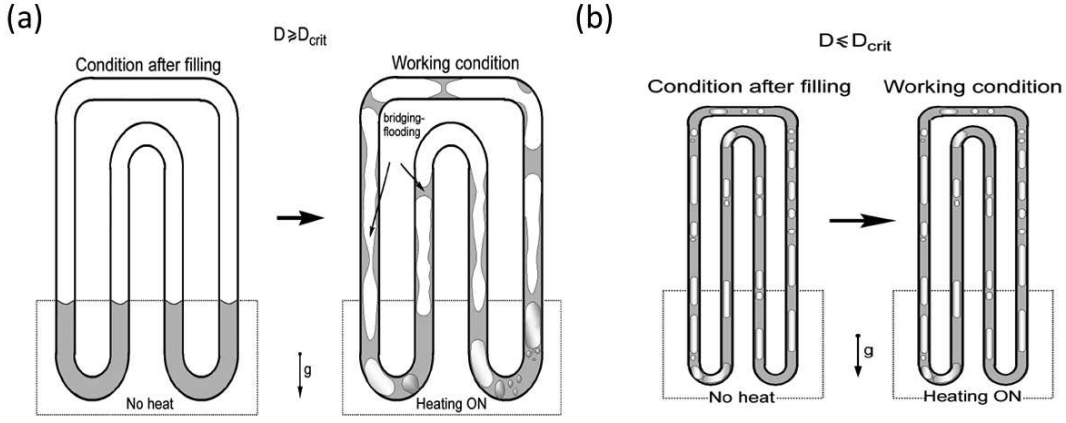


Figure 8 : Type de fonctionnement selon diamètre critique (15)

1.2.3 Ebullition et évaporation en film

Lorsque de la chaleur est apportée au caloduc oscillant, une partie de l'énergie va être utilisée pour qu'une portion du fluide passe de l'état liquide à l'état gazeux. Ceci peut se passer de façon progressive au niveau d'une interface entre liquide et vapeur ; appelé alors « évaporation ». C'est cette évaporation qui va entrainer une augmentation locale de pression dans les bulles, amenant un déséquilibre de pression entre elles, qui va être à l'origine d'un mouvement global dans le système.

Au repos dans un volume libre, un liquide voit une partie de ses molécules passer sous forme gazeuse, jusqu'à ce que la pression que celles-ci exercent sur le liquide (pression partielle de vapeur) permette un équilibre entre les deux phases. Lorsque les pressions sont équilibrées, la valeur obtenue est appelée « pression de vapeur saturante » et est dépendante de la température. Quand la température augmente, une partie du liquide va ainsi se transformer en vapeur pour égaler la valeur de pression de vapeur saturante qui est plus élevée, d'où le terme d'évaporation.

Lorsqu'un flux thermique plus important que ce qu'il est possible d'évacuer naturellement (par convection naturelle, par exemple) est appliqué à une paroi immergée, la température de celle-ci va augmenter et excéder celle de saturation correspondant à la pression dans le liquide l'immergeant.

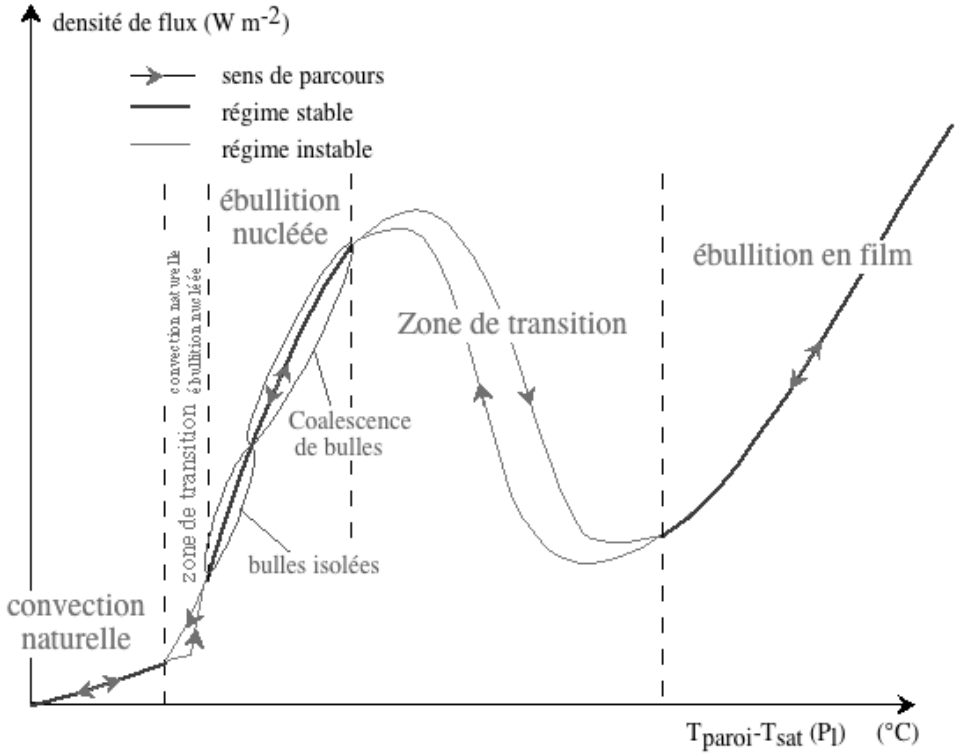


Figure 9 : Courbe d'ébullition au niveau d'une paroi immergée en température imposée (16)

Même si un état de saturation est observable au niveau de la paroi, la transformation de liquide en vapeur n'est pas immédiate. En effet, la tension de surface impose une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur d'une bulle. Cette surpression empêche la formation de bulles *ex-nihilo* car elles seraient immédiatement retransformées en liquide. Toutefois, une surface n'est, en pratique, jamais parfaitement lisse ; elle présente des rugosités ou micro-aspérités où des poches de gaz peuvent être prisonnières. Il est alors plus facile pour le liquide

de se vaporiser et d'augmenter la taille d'une bulle, jusqu'à ce qu'elle atteigne une taille critique et s'échappe de la micro-aspérité. Ces endroits sont appelés « sites de nucléation » ou « sites d'ébullition nucléée ».

Lorsque la densité de flux thermique à la paroi est augmentée, les bulles peuvent coalescer jusqu'à gêner le remouillage de la paroi par l'apparition d'un film de vapeur, c'est le phénomène d'assèchement (cf. figure 9 (16)) décrit dans les travaux de Nukiyama *et al.* (17).

Tout d'abord, un régime instable entre ébullition nucléée et évaporation en film est observable, jusqu'à ce que la température de la paroi soit trop élevée pour qu'un remouillage soit possible et que la paroi s'assèche complètement. Lorsque c'est le cas, la température augmente alors très rapidement, car les seuls transferts de chaleur possibles sont la conduction et le rayonnement à travers ce film de vapeur.

Même si la température de surface diminue après l'apparition d'un film totalement établi, le remouillage partiel n'est possible que pour des températures inférieures à celle d'apparition du film qu'il faut déstabiliser.

L'assèchement d'un caloduc oscillant risquant d'endommager celui-ci par une augmentation importante de la température, ce phénomène va être limitant pour son utilisation.

1.2.4 Condensation

De façon opposée, de la condensation est observable au niveau de la zone froide du caloduc oscillant, appelée alors « condenseur ». Ce phénomène est beaucoup plus stable qu'à l'évaporateur car il ne présente pas de bouleversements des phénomènes de transport. Nous pouvons penser qu'il n'y a pas de phénomène d'assèchement au condenseur. Dans ce cas, dû à la présence d'une interface au niveau d'un ménisque ou d'un film liquide, seuls les phénomènes de conduction et de convection permettent le transfert du flux de chaleur entre phase vapeur et liquide. Le débit de condensation étant d'autant plus fort que le film est mince (ce qui tend à uniformiser la taille de film puis à l'épaissir) ; ce phénomène peut être moteur d'une accumulation du liquide au niveau du condenseur plutôt qu'à l'évaporateur, pouvant mener à l'assèchement de ce dernier.

1.2.5 Multiples régimes d'écoulement quasi-permanent

Le diamètre capillaire varie, avec le changement des propriétés du fluide en fonction de la température, et le changement de régime d'évaporation en fonction de la densité de flux. Il n'est alors pas étonnant de pouvoir observer différents régimes fluidiques au sein d'un caloduc oscillant. Le régime fluidique à l'intérieur du système influençant grandement les performances, des auteurs se sont penchés sur les différents régimes observables et les performances auxquelles ils conduisent.

Khandekar *et al.* (14) ont pu mettre en évidence 4 types de régimes fluidiques (cf. figure 10), l'un avec ébullition nucléée sans bulles de Taylor (zone A), l'un avec succession de bulles de Taylor et de bouchons de liquide (zone B et C) et enfin une zone de transition semi-annulaire ou complètement annulaire (zone D).

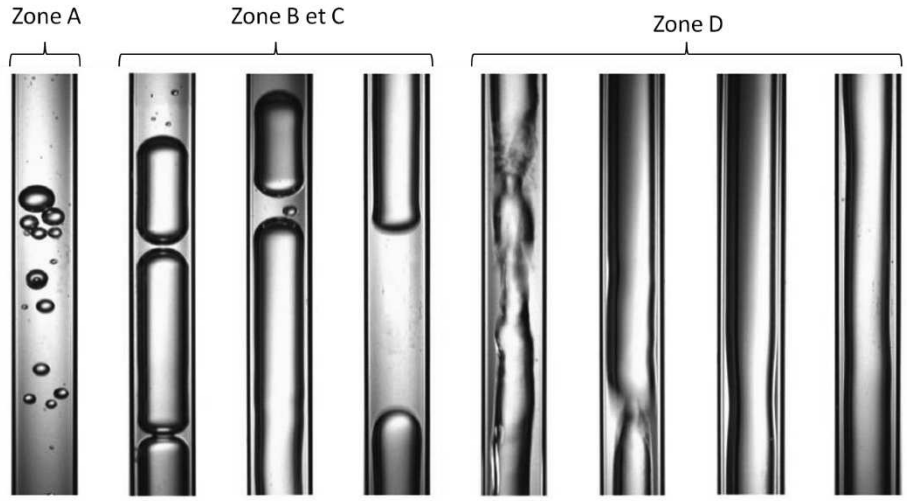


Figure 10 : Visualisation des différents régimes fluidiques (14)

Khandekar *et al.* (18) ont ensuite relié la prédominance d'un régime fluidique aux performances mesurées, malgré l'observation de la coexistence possible d'un régime différent d'un tube à l'autre.

La Figure 11 montre qu'une densité de flux thermique imposée trop faible, amène aucune ou seulement à de très faibles oscillations du fluide ; ce régime conduit à une résistance thermique élevée car seule la conduction à travers le tube et éventuellement la conduction et convection dans le fluide peuvent avoir lieu (zone A).

Lorsque la densité de flux augmente, les oscillations sont de plus en plus fréquentes et importantes (zone B), la résistance thermique diminue ainsi avec l'augmentation de la densité de flux, jusqu'à ce qu'une circulation globale soit observable dans une même direction (zone C), phénomène améliorant encore les performances. Finalement, une transition vers un régime annulaire (zone D), qui est le régime le plus performant, peut être observé lorsque l'inclinaison le permet ; ceci jusqu'à un assèchement (cf. § 1.2.3), la résistance augmente alors fortement (zone E).

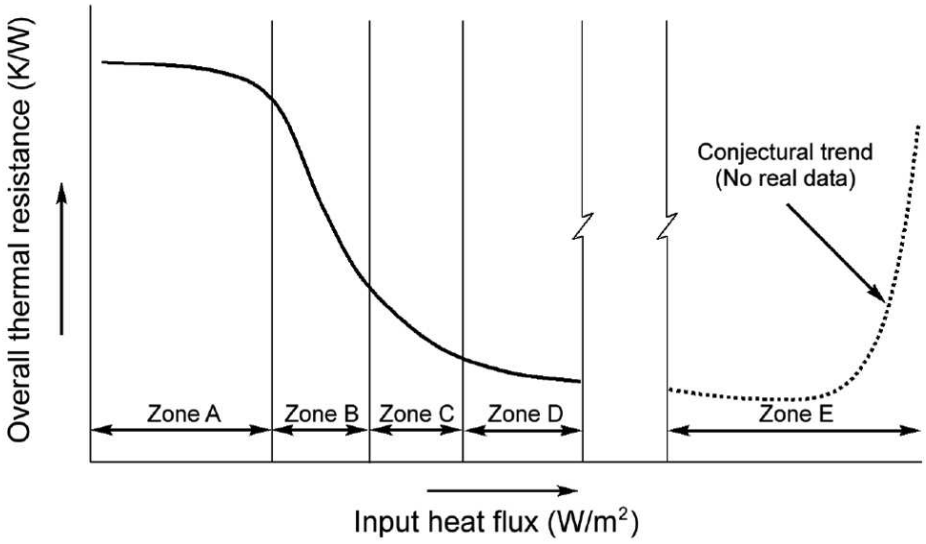


Figure 11 : Performance et localisation des régimes fluidiques en fonction du flux imposé (18)

Malgré la définition de ces différents régimes en fonction de la densité de flux, le caloduc peut présenter une instabilité temporelle avec une alternance entre plusieurs états quasi-stationnaires observée par Khandekar (10).

La phase de démarrage semble nécessiter un écart de température entre évaporateur et condenseur suffisamment élevé pour maintenir les oscillations du fluide entre les deux zones. Quand une densité de flux thermique à l'évaporateur est appliquée, la température va monter très rapidement, due à l'absence de mouvement du fluide et les conditions de démarrage seront ainsi rencontrées. Lors du mouvement du fluide, la température va chuter si le niveau thermique à évacuer est trop faible, pouvant passer en dessous du niveau nécessaire au maintien des oscillations. Le cycle va alors redémarrer. Il s'agit d'un état quasi-stationnaire (cf. SS1 figure 12) alternant périodes de mouvement et d'arrêt du fluide.

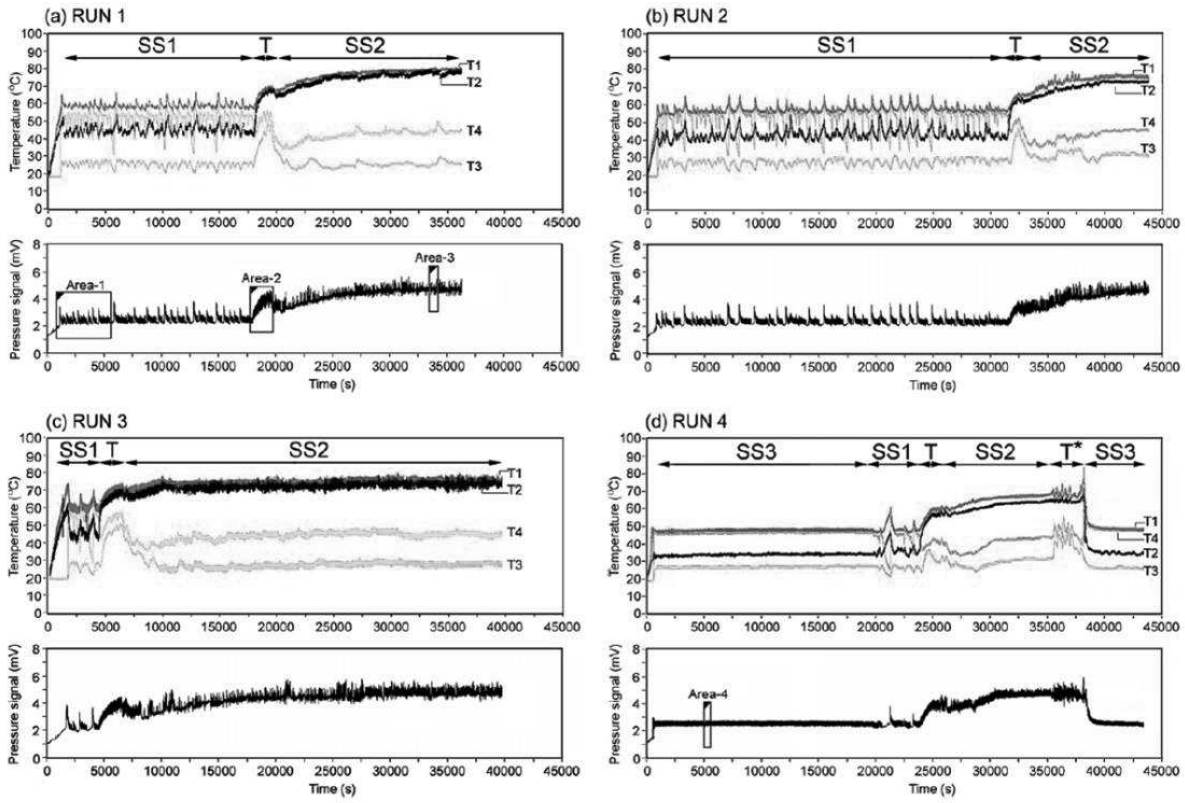


Figure 12 : Evolution des températures à l'évaporateur et de la pression à différents moments de quatre essais typique d'un caloduc oscillant présentant différents états quasi-stationnaires (10)

Le meilleur des états quasi-stationnaires en termes de performances est similaire à l'état stationnaire SS1 mais avec un niveau thermique suffisant pour qu'il n'y ait aucun arrêt du mouvement du fluide et une circulation globale unidirectionnelle de celui-ci (SS3).

Un autre état quasi-stationnaire (SS2) est obtenu lorsqu'une quantité élevée du fluide est contenue dans le condenseur et que l'évaporateur contient peu de liquide. Des mouvements de fluide bidirectionnels erratiques et aléatoires sont alors observables suivant les moments où le liquide parvient à l'évaporateur.

Cet état peut mener éventuellement au dernier état (SS4) qui est l'assèchement de l'évaporateur.

Ces états sont entrecoupés de phases transitoires où l'accumulation de fluide dans le condenseur peut entrainer la transition entre les états SS1 et SS2 ou SS3 et SS1.

1.2.6 Avancées sur la caractérisation des phénomènes propres au caloduc oscillant dans le cadre du projet ANR AARDECO

Dans le cadre du projet ANR AARDECO, Nikolayev *et al.* (19) ont établi que l'épaisseur des films dans un caloduc oscillant (≥ 10 µm) diffère des épaisseurs de films de remouillage rencontrées dans les caloducs classiques (~10 nm), en effet dans ce dernier cas, ils proviendraient du mouvement de récession d'un ménisque.

Nikolayev *et al.* (20) ont également assumé que de forts gradients de température peuvent exister au sein de la phase vapeur et que, tandis que l'interface liquide-vapeur reste à saturation, le reste de la vapeur peut être surchauffé ou sous-refroidi.

Grâce à l'élaboration d'un modèle 1D Nikolayev *et al.* (21) ont également étudié l'impact de la conduction à travers le tube du caloduc oscillant sur son démarrage. Ils ont notamment pu mettre en lumière que le critère de démarrage dépendait plus de la phase gazeuse que de la phase liquide et que contrairement à ce qui a été supposé dans d'autres études, le paramètre le plus important est le gradient de température le long du tube, plus spécifiquement, lorsque l'inertie thermique du tube est importante et que les variations temporelles peuvent être négligées. Le gradient de température est ainsi relié à la puissance injectée à l'évaporateur, mais indépendant de la température de condenseur. Selon son modèle les oscillations démarrent lorsque la puissance à l'évaporateur excède les causes de dissipation (conduction dans le solide ou le fluide, dissipations visqueuses), notamment cette puissance augmente avec la racine carrée de la section solide du tube multipliée par sa conductivité thermique.

Parallèlement, Gully *et al.* (22) ont tenté de déterminer expérimentalement la température de la vapeur dans un caloduc oscillant monobranche horizontal fonctionnant à l'oxygène sous conditions cryogéniques (cf. figure 13 et figure 14).

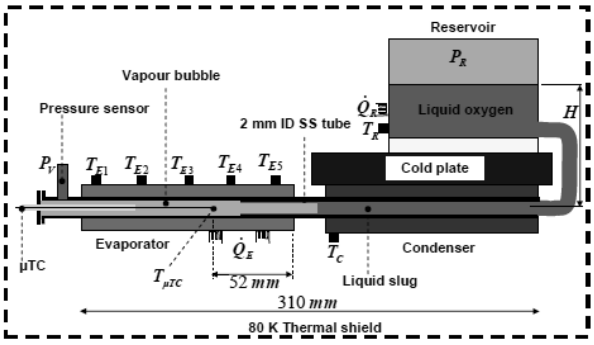


Figure 13 : Schéma du dispositif expérimental monobranche horizontal cryogénique (22)

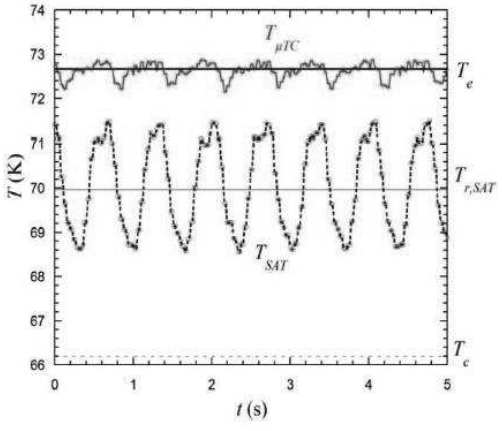


Figure 14 : Mesures de température dans la vapeur et température de saturation correspondant à la pression mesurée (22)

Ils ont pu observer que la vapeur était à l'état surchauffée et que la température de saturation correspondant à la pression mesurée dans la vapeur oscillait autour de celle correspondant à la pression mesurée dans le réservoir (cf. figure 13 et figure 14).

Fourgeaud *et al.* (23) ont étudié l'influence du démouillage et de l'évaporation sur la disparition d'un film liquide déposé sur une surface plane (cf. figure 16).

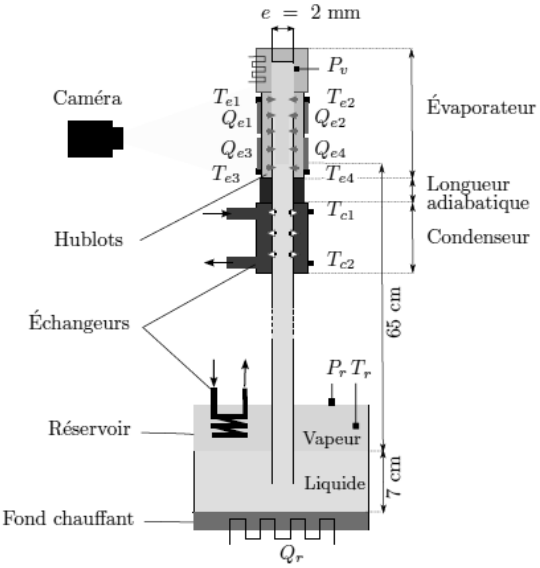


Figure 15 : Schéma du dispositif expérimental d'observation de la disparition d'un film (23)

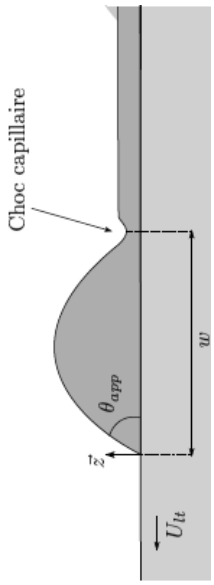


Figure 16 : Représentation schématique d'un film en cours de démouillage (23)

Dans son dispositif expérimental, une fenêtre rectangulaire de visualisation en saphir, qui peut être chauffée, permet d'observer la disparition d'un film ; par mesure optique il est alors possible d'accéder à l'épaisseur de celui-ci au cours du temps (cf. figure 15).

Une conclusion forte tirée de ces développements est qu'au lieu d'avoir un film dont l'épaisseur est croissante depuis la ligne triple, un bourrelet de liquide peut apparaitre à son extrémité lors du démouillage sous évaporation, changeant la conception du film dans le caloduc oscillant (cf. figure 16).

Lors de ce projet également, Rao *et al.* (24) ont analysé l'effet d'oscillations thermiquement induites et auto-entretenues d'un ménisque dans un caloduc oscillant monotube (cf. figure 17 et figure 18).

Cette étude a permis de relier pression et déplacement du fluide. La pression maximale a été observée non pas quand le ménisque atteint son point le plus haut dans l'évaporateur, situé en partie supérieure, mais à la fin de sa chute le long de l'évaporateur, avant d'atteindre la zone condenseur.

L'amplitude des oscillations de pression quasi-périodiques diminue, mais ces oscillations deviennent plus régulières et avec une période plus élevée lorsque la différence de température entre évaporateur et condenseur diminue. En effet, l'amplitude du mouvement de la vapeur dans le condenseur augmente, car une surface d'échange thermique plus grande est nécessaire pour condenser la vapeur générée lors de l'évaporation du film liquide.

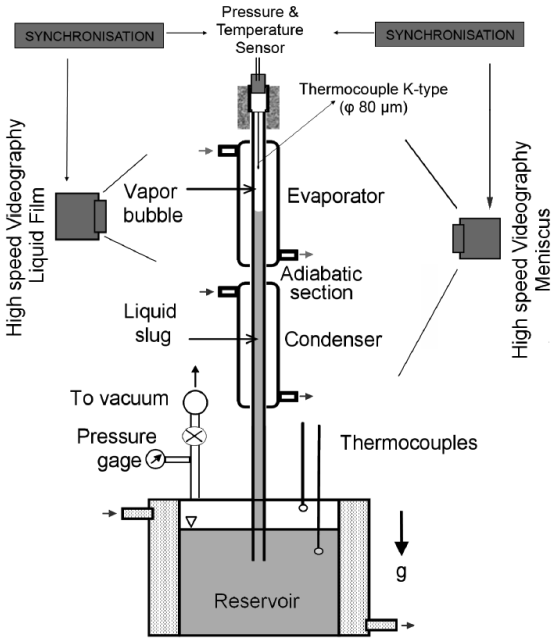


Figure 17 : Schéma du dispositif expérimental d'observation d'oscillations thermiquement induites (25)

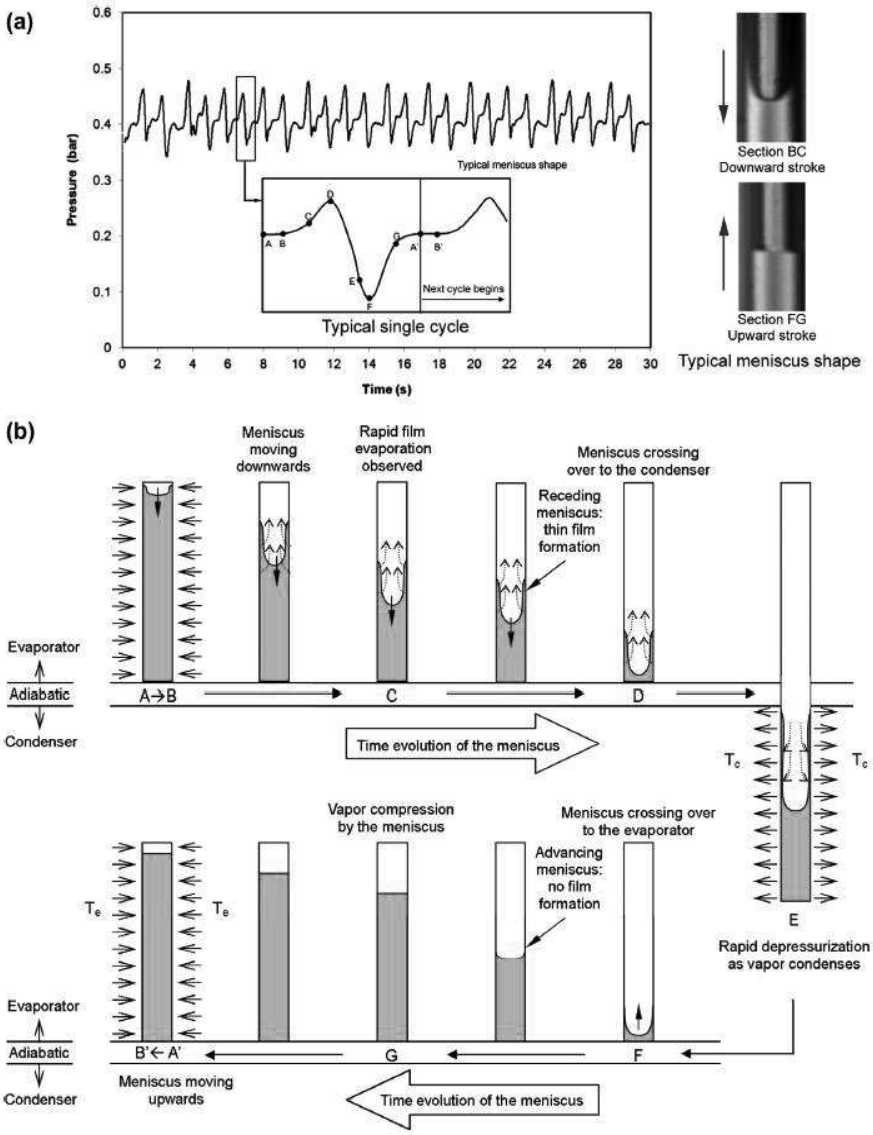


Figure 18 : Evolution temporelle de la pression dans la vapeur lors du déplacement d'un ménisque (25)

A l'institut P', Chauris *et al.* (26) ont étudié expérimentalement et numériquement l'évaporation d'un film de liquide déposé sur les parois d'un tube chauffé par le passage d'une interface liquide/vapeur séparant un bouchon liquide « infini » d'une bulle de vapeur « infinie ». L'exploitation expérimentale est réalisée par l'intermédiaire de visualisation des températures extérieures de la paroi du tube par une caméra IR (cf. figure 19).

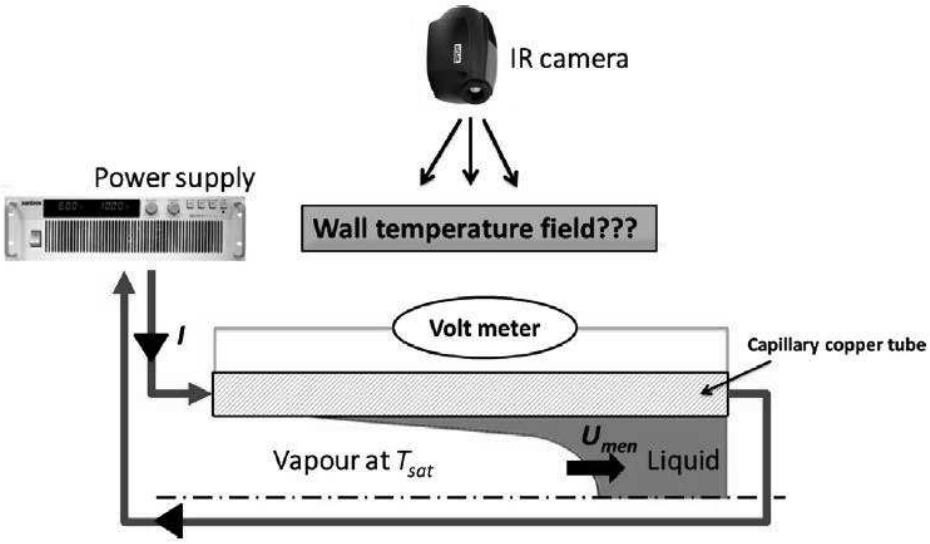


Figure 19 : Schéma du dispositif expérimental d'observation de l'évaporation d'un film liquide déposé par un ménisque (26)

Le modèle numérique développé a fourni des évolutions de températures de paroi très proches de l'expérience, il a permis de montrer que les transferts à travers ce dernier semblaient dominés par la conduction à travers le film ainsi que l'évaporation à l'interface. Cela a également permis de mettre en lumière l'importance de la prise en compte de l'énergie thermique accumulée dans le tube avant le passage du ménisque, sur les transferts par évaporation dans les caloducs oscillants (cf. figure 20). Par cette approche expérimentale, Chauris *et al.* ont pu accéder à l'épaisseur du film pour différentes conditions opératoires.

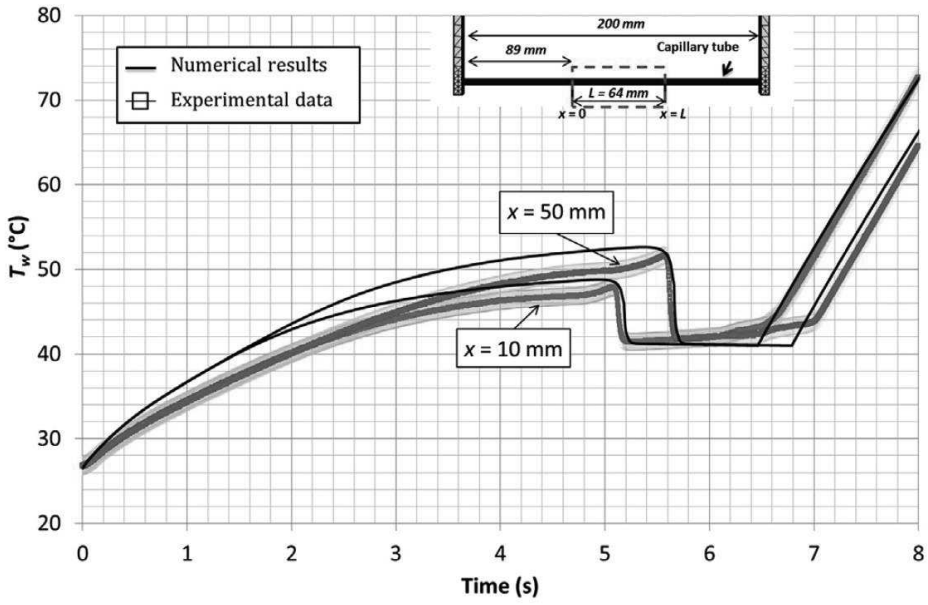


Figure 20 : Comparaison entre numérique et expérience de la température de paroi en fonction du temps (26)

1.3 Une synthèse des développements technologiques

La maturité et l'engouement pour le caloduc oscillant sont potentiellement évaluables à travers le nombre de brevets existants et à travers sa commercialisation. Si une entreprise comme Liebherr® souhaite utiliser des PHP en Allemagne, en Europe ou dans le Monde, elle sera potentiellement concernée par 27 brevets, un même brevet pouvant couvrir plusieurs zones (cf. Annexe A). Il existe toutefois plus de brevets concernant le caloduc oscillant mais couvrant des zones spécifiques comme les Etats-Unis ou la Chine.

En 1975, Smyrnov et Savchenkov (5) ont déposé l'idée d'utiliser comme moteur le mouvement créé par un déséquilibre thermodynamique entretenu par l'apport de chaleur. Initialement, leur dispositif est composé d'un tube rempli de liquide qui relie deux réservoirs de fluide (cf. figure 21), l'un deux étant l'évaporateur où le flux thermique sera appliqué, et l'autre, le condenseur contenant une partie de liquide et d'un gaz passif qui sera refroidi. Le flux de chaleur imposé à l'évaporateur génère de la vapeur qui pousse le liquide contenu dans le tube vers le condenseur, par compression du gaz inerte contenu dans celui-ci. Lorsque la vapeur atteint le condenseur, elle se condense, entrainant une diminution locale de la pression. Le gaz compressé dans le condenseur peut alors repousser le liquide accumulé dans le condenseur jusqu'à l'évaporateur, le retour à la situation initiale permet alors au cycle de redémarrer.

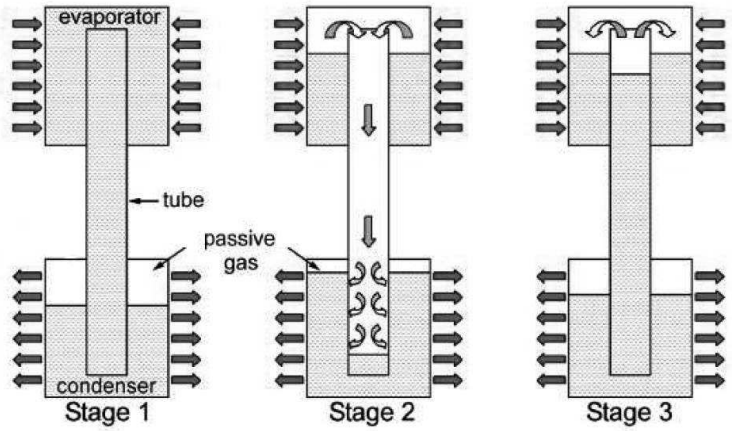


Figure 21 : Schéma du dispositif breveté par Smyrnov et Savchenkov (5)

Ce n'est qu'après les années 1990, qu'Akachi *et al.* (6) (7) (8) ont déposé plusieurs brevets sur le caloduc oscillant. Ils y décrivent 24 types de caloducs oscillants et leurs qualités comparées aux caloducs conventionnels. Ceux-ci posent les bases du caloduc oscillant tel que connu aujourd'hui (cf. figure 22).

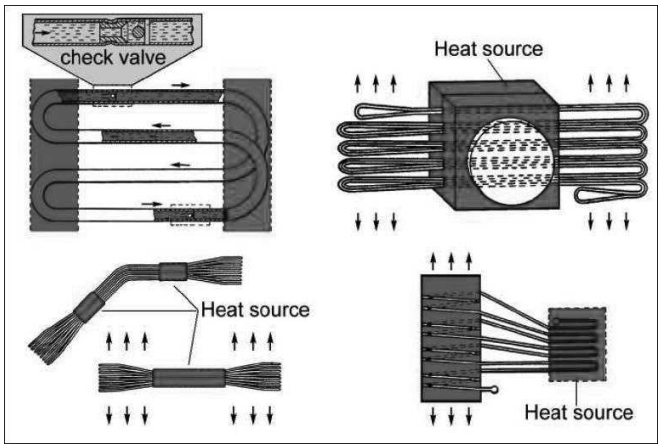


Figure 22 : Exemples de caloducs oscillants brevetés par Akachi (6)

Ces brevets ont également permis la production de différents produits au sein de l'entreprise japonaise TSHeatronics LTD® (cf. figure 23) qui, couplés à un ventilateur, permettent le refroidissement de micro-processeurs (gamme « Heat Lane ») ou d'électronique de puissance (gamme « Kenzan »).

Les PHP gamme « Heat Lane » évacuent des dissipations thermiques d'environ 100 W sur une surface d'échange de 30 × 30 mm², soit une densité de flux thermique à évacuer de 11 W/cm² avec une résistance thermique de 0,5 K/W (27).

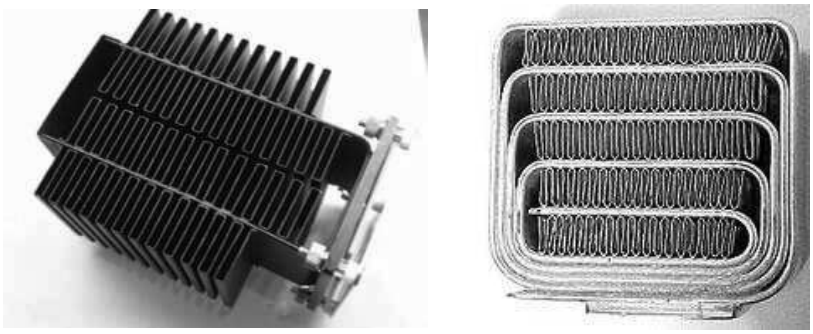


Figure 23 : Photo de TS Heatronics NCU-1000 CPU cooler et SCR325-2F Radiator Heatsink (28)

Un dispositif plus imposant pour le refroidissement de composants électroniques de puissance type IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) a été également envisagé par Akachi *et al.* (29) (30) dont les performances et caractéristiques sont affichées en Figure 24.

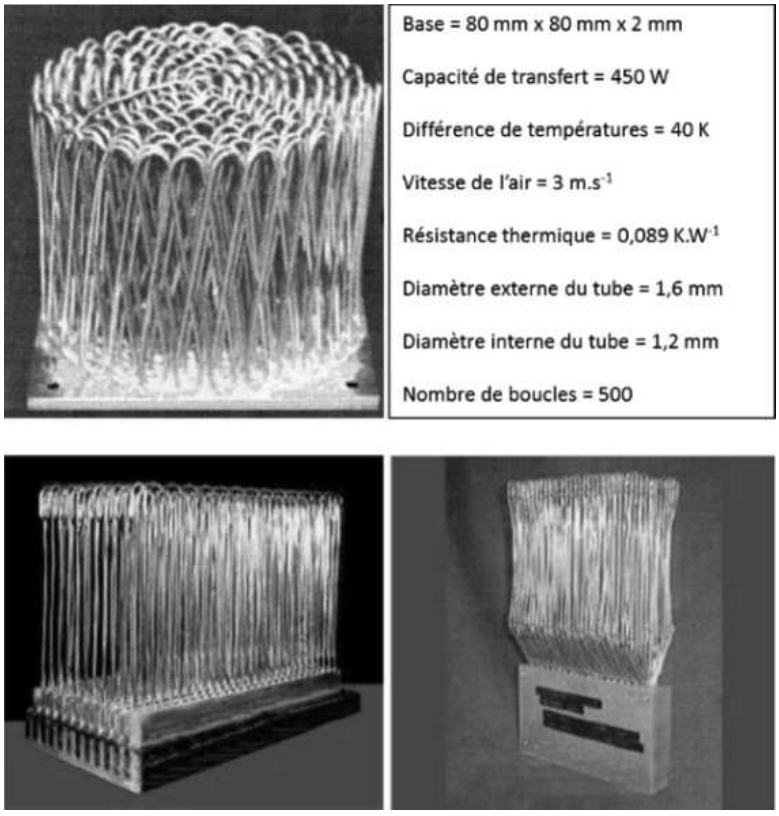


Figure 24 : Dispositif Kenzan (29) (30)

Dans un article, Rittidech *et al.* (31) s'intéressent à l'utilisation du caloduc oscillant pour préchauffer l'air d'un sécheur ; Arab *et al.* (32) ont, quant à eux, envisagé l'utilisation d'un caloduc oscillant dans un chauffage solaire. Chumnumwat *et al.* (33) ont testé

l'utilisation d'une caloduc oscillant pour le refroidissement d'une cuve de stockage alimentaire.

Dans les années 2000-2010 des groupes de recherche en lien avec l'industrie ont pu capitaliser leurs recherches pour proposer des brevets étendant l'utilisation du caloduc oscillant, comme le CEA pour l'utilisation d'un caloduc oscillant comme outil de transfert de chaleur sous conditions cryogéniques (34).

Palo Alto Research Center Incorporated® propose l'utilisation du caloduc oscillant pour homogénéiser la diffusion de la chaleur dans les têtes d'impression d'une imprimante (35). Ils proposent également l'utilisation du caloduc oscillant pour dissiper la chaleur extraite d'un composant d'électronique (36).

Des industriels possédant leur propre centre de recherches s'intéressent à cette technologie, notamment dans le secteur de l'énergie ou de l'automation, comme ABB® qui envisage l'utilisation d'un caloduc oscillant comme échangeur de chaleur entre gaz via des intercalaires (cf. figure 25) (37). Ils proposent également son utilisation pour un échangeur de chaleur entre deux fluides (38) ou comme outil de refroidissement de composants électroniques avec deux condenseurs (39).

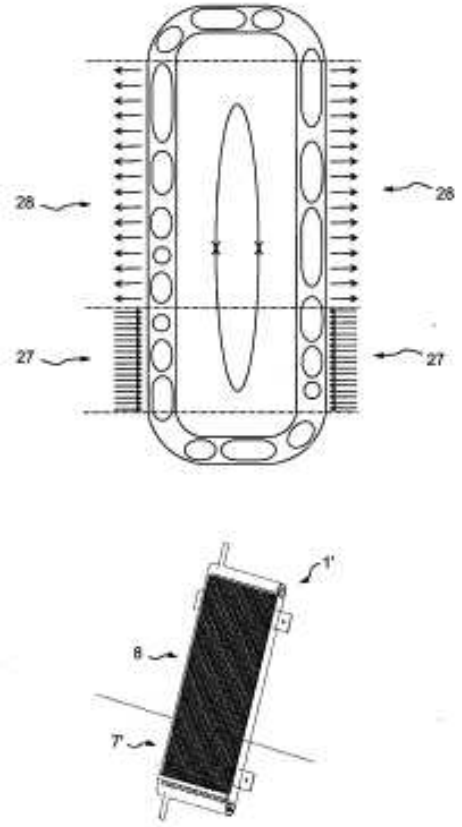


Figure 25 : Brevet utilisant le caloduc oscillant pour échanger de la chaleur entre des gaz (37)

Uniheat®, une entreprise travaillant dans le domaine du transfert thermique, souhaite breveter l'utilisation d'un matériau polymère conducteur dans la conception d'un échangeur de chaleur basé sur un caloduc oscillant (40).

Thermavant technologies®, travaillant dans le même domaine, envisage l'utilisation d'un caloduc oscillant avec deux tubes indépendants pouvant être remplis par des fluides différents (cf. figure 26). L'utilisation simultanée de deux fluides différents peut permettre

d'augmenter les performances et la plage de fonctionnement en tant que diffuseur thermique pour un circuit imprimé (41).

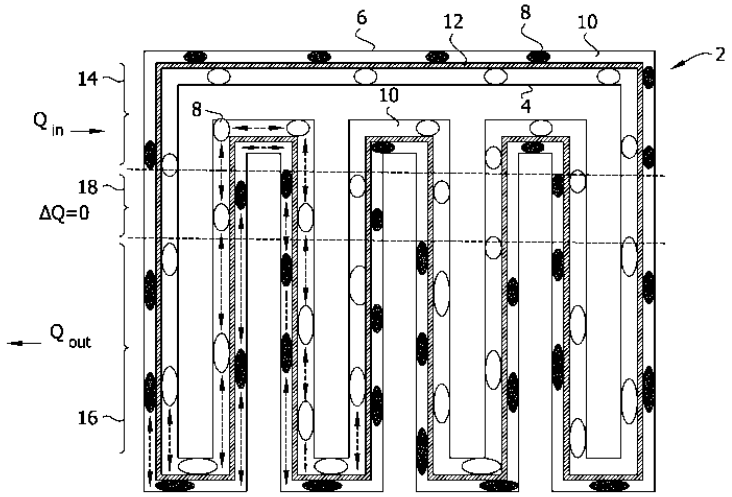


Figure 26 : Schéma du brevet d'un caloduc oscillant à deux tubes (41).

Thermal Corporation® a breveté l'utilisation du caloduc oscillant dans leur architecture de management thermique intégrée comme diffuseur thermique pour des composants électroniques de haute puissance (42).

Integral Laser Solutions® a breveté l'utilisation du caloduc oscillant comme diffuseur thermique pour le milieu solide excité servant de source pour un laser (cf. figure 27) (43).

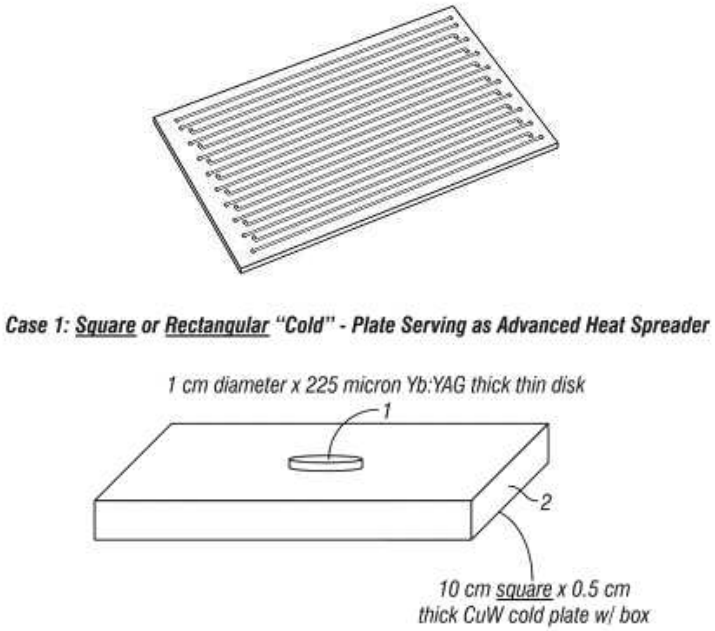


Figure 27 : Brevet d'un caloduc oscillant utilisé comme diffuseur thermique pour une application laser (43)

Philips® s'intéresse au caloduc oscillant pour une application spécifique dans l'électronique. Elle compte breveter une méthode de fixation basée sur un moule permettant l'incorporation d'un caloduc oscillant dans l'élément chauffant. Un autre moule sert de capot pourra recouvrir le PHP (44).

Boeing® a breveté l'utilisation de caloduc oscillant pour le refroidissement de circuits imprimés (cf. figure 28) (45).

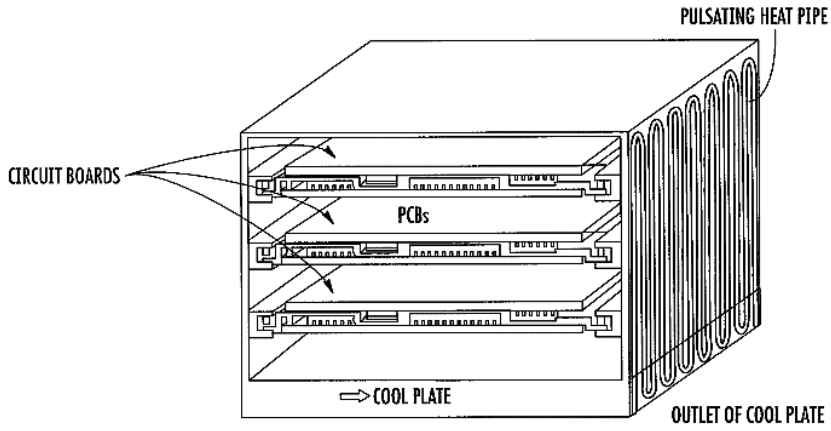


Figure 28 : Brevet utilisant un caloduc oscillant pour le refroidissement de circuits imprimés (45)

Gallmetzer *et al.* (46) ont envisagé l'utilisation d'un caloduc oscillant comme circuit de transport de chaleur dans une chambre de combustion à lit fluidisé avec gazéification.

L'Institut supérieur coréen des sciences et technologies (47) développe la fabrication de micro-caloduc oscillant plat en silicone avec un diamètre variable à l'aide de micro-technologies, dans le but de refroidir des composants de micro-électronique.

Honeywell International Inc.® envisage d'intégrer le caloduc oscillant dans un système de récupération d'énergie provenant de vibrations (48).

Zaonzi Co. Ltd® ont breveté l'utilisation du caloduc oscillant pour des composants électriques, notamment des dispositifs d'éclairage à LED (49).

United Technologies Corporation® envisage le caloduc oscillant dans le management thermique d'une turbine à gaz (50).

Globalement, de nombreux chercheurs s'intéressant au caloduc oscillant ont permis son développement, à tel point que des industriels l'envisagent comme technologie principale, notamment en tant qu'échangeur ou dissipateur thermique, ou alors pouvant être incluse dans une application spécifique. D'autres, reconnaissant son potentiel, préfèrent breveter leur méthode de fabrication ou d'incorporation du caloduc oscillant comme outil de gestion thermique, notamment pour des applications électroniques.

1.4 Paramètres d'influence sur les performances et sur les limites de fonctionnement d'un PHP

Les paramètres influençant les performances peuvent être regroupés en trois catégories :

- les caractéristiques thermo-physiques du fluide caloporteur ;
- les conditions opératoires (puissance thermique injectée, température de source froide, inclinaison, taux de remplissage…) ;
- les paramètres géométriques (diamètre de tube, longueurs, nombre de boucles).

Pour pouvoir apprécier les performances, il convient tout d'abord de définir un moyen de les évaluer. Dans notre contexte, la performance intéressante est pour une application globale allant de la source de chaleur jusqu'au moyen d'évacuation *in-situ* des dissipations. Il aurait également pu être judicieux, pour une analyse fine du comportement d'un PHP, de définir des caractéristiques locales (coefficient d'échanges thermiques à l'évaporateur, au condenseur, épaisseur et étendue des films liquides, voire nombre de bulles, etc…). Toutefois, celles-ci sont soit inaccessibles, soit intégrées dans la performance globale, soit encore sans intérêt au premier ordre ici. Ainsi, nous utiliserons la conductance thermique G (ou son inverse, la résistance thermique R) qui est la plus pertinente pour évaluer des performances globales. Elle est déterminée usuellement telle que :

$$\boldsymbol{G = \frac{Q}{T_{evap} - T_{cond}}} \qquad \textbf{(5)}$$

où Q est la puissance thermique injectée, T_{evap} et T_{cond} sont les moyennes des températures mesurées à l'évaporateur et au condenseur.

La limite d'utilisation d'une grandeur telle que G est la dépendance aux températures prises en compte, alors qu'un caloduc oscillant présente de fortes fluctuations de température inhérentes à son fonctionnement. La volonté d'avoir une valeur de conductance représentative explique l'utilisation de moyennes temporelles et spatiales des températures sur des étendues suffisamment grandes. En l'absence de modèle plus précis, c'est le paramètre le plus utilisé dans la littérature pour définir les performances.

Il est également important d'évaluer l'influence de ces différents paramètres sur les limites de fonctionnement du caloduc oscillant comme la puissance minimale nécessaire au démarrage des oscillations (critère de démarrage) ou la puissance maximale évacuable avant son assèchement (critère d'assèchement).

L'ensemble des caractéristiques techniques des PHP de la littérature présentées dans les parties qui suivent est synthétisé dans le tableau 1. Nous invitons le lecteur à s'y référer lorsqu'il souhaite connaitre le détail des PHP dont les performances sont montrées par la suite.

N° réf.	Auteur (*et al.*)	Matière	L_{evap} mm	L_{aadia} mm	L_{cond} mm	Q_{max} W	D_i mm	N boucles	Fluides
(10)	Khandekar	Cuivre/verre	135	190	135	20	2	1	Ethanol
(14)	Khandekar	Cuivre/verre	31,4	100	26,4	15	2	5	Ethanol/eau
(22)	Gully	Cuivre	150	10	150	1,5	2	Mono	Oxygène
(24)	Rao	Verre	100	10	200	55°C	2	Mono	FC-72
(51)	Liu	Cuivre	100	100	100	300	2,6	5	Éthanol/ méthanol/eau
(52)	Yang	Cuivre	13,3/ 12,8	0	120	570	1/2	20	R-123
(53)	Kammuang-lue	Cuivre	150	150	150	400	1,06/ 1,5/ 2,03	32	R-123/éthanol
(54)	Jiansheng	Modèle	40	60	40	50	Modèle	5	Eau
(55)	Mangini	Aluminium/ verre	20/0	20/40	165	160	3	5	FC-72
(56)	Ayel	Cuivre	180	190	200	4500	1,2/2,5	40/20	Acétone/eau/ éthanol/ pentane
(57)	Borgmeyer	Cuivre	76/38	102	76/63	400	1,65	20/10	Eau
(58)	Mameli	Cuivre	11,2	20	180	100	1,1	31	FC-72
(59)	Xian	Cuivre	200	200	200	370	3	10	Eau/éthanol
(60)	Mameli	Cuivre	11,2	20	180	100	1,1	31	FC-72
(61)	Ayel	Cuivre	45	130	67	300	2*2	10	Eau
(62)	Ayel	Cuivre	10	25	165	180	1,6*1,7	12	FC-72
(63)	Yang	Aluminium/ silicone	30	90	60	400	2*2/1* 1	20/ 33	Ethanol
(64)	Peng	Modèle/ cuivre	96	32	96	1632	4	8	Ammoniac/ eau/acétone
(65)	Qu	Silicone	5/8/8	14/23 /23	9,5/1 5/15	11	0,251/ 0,352/ 0,394	5/7/5	Eau/éthanol/ FC-72/R-113
(66)	Charoensaw an	Cuivre	50-150	égale	égale	23	1-1,5-2	5-11-16-26	Eau/éthanol
(67)	Promdam	Cuivre	50-100-150	égale	égale	40	2,03	5-10-15	R-123, acétone, eau
(68)	Qu	Cuivre	30/50 /70	120/ 100/8 0	70	127	1,2/2/2, 4	6	Eau/éthanol
(69)	Das	Cuivre/verre	150	10	250	65°C	2	mono	Pentane
(70)	Nine	Cuivre/ acrylique	100	30	100	120	2,4	1	Nanoparticule Cu+eau
(71)	Spinato	Laiton/verre	180	40	180	54	1*1	1	R245fa
(72)	Xu	Cuivre	50	0	130	25	2	3	FC-72
(73)	Mameli	Cuivre/ verre de borosilicate	25	202	35	100	2	2	Ethanol
(74)	Ayel	Cuivre/verre	45	130	67	100	2*2	10	Ethanol
(75)	Bensalem	Cuivre	180	190	200	4500	1,2/2,5	40/20	Eau/acétone

Tableau 1 : Tableau des caractéristiques techniques des PHP de la littérature

1.4.1 Propriétés thermo-physiques

Si la puissance thermique influence directement les performances à travers les flux d'évaporation et de condensation, elle peut également influencer indirectement les performances, à travers des changements des niveaux de températures du système, modifiant par la même les propriétés thermo-physiques du fluide :

- viscosité : une faible viscosité permet de réduire les frottements visqueux diminuant l'énergie nécessaire au mouvement, notamment des bouchons liquides ;
- *dp/dT* : le taux d'augmentation de pression par rapport à la température à saturation (selon la relation de Clausius-Clapeyron) affecte la vitesse de croissance et de coalescence des bulles. Un taux élevé implique une différence plus grande de pression entre évaporateur et condenseur, propice au mouvement oscillant entre les deux ;
- tension de surface : la tension de surface va être à l'origine de la répartition du fluide en bulles de vapeur et de bouchons liquides, et lors d'un mouvement, elle influe sur les angles de contact dynamiques et donc sur la force s'opposant au mouvement due à l'hystérèse de l'angle de contact (13).

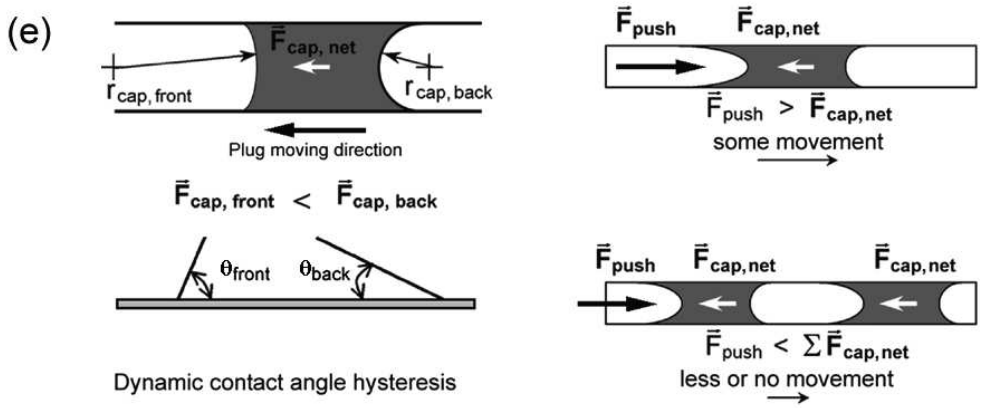


Figure 29 : Force s'opposant au mouvement dû à l'hystérèse de l'angle de contact (13)

La tension de surface influe également sur le diamètre maximal auquel peut opérer un caloduc oscillant et pouvant amener à un assèchement ;

- chaleur latente : une faible chaleur latente permet une évaporation plus rapide du liquide à une température donnée, augmentant la force motrice des oscillations, toutefois les transferts par changement de phase sont également plus faibles. L'eau, qui a une température d'ébullition et une chaleur latente plus élevées que des fluides comme l'éthanol ou le méthanol nécessite une puissance plus élevée au PHP pour son démarrage (51) ;
- chaleur sensible : une chaleur sensible élevée permet d'augmenter la quantité de chaleur que le liquide peut transporter lorsqu'il passe de l'évaporateur au condenseur.

Les graphiques représentant l'évolution de ces propriétés thermo-physiques sont disponibles en Annexe B.

1.4.2 Conditions opératoires

1.4.2.1 Flux de chaleur apporté à l'évaporateur

Un exemple caractéristique de comportement de PHP avec la puissance est donné en figure 30, d'après les résultats expérimentaux de Yang *et al.* (52) (ici pour trois orientations, voir tableau 1).

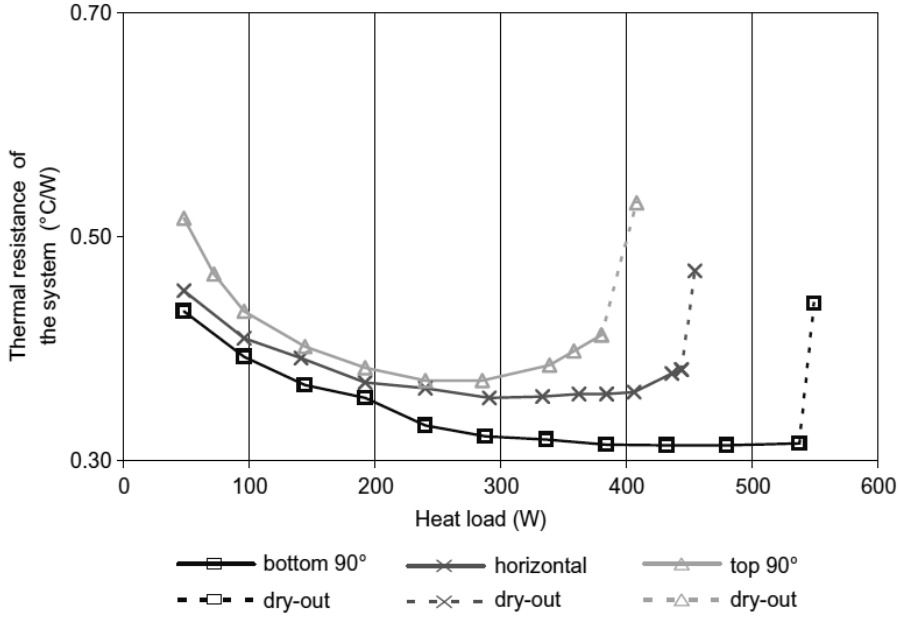


Figure 30 : Résistance thermique jusqu'à assèchement en fonction de la puissance injectée pour trois orientations (52)

En pratique, tant que le caloduc oscillant reste dans le domaine de fonctionnement, celui-ci s'avère de plus en plus performant avec l'augmentation de la puissance à évacuer (diminution de la résistance thermique ou augmentation de la conductance). Cette amélioration peut être due à plusieurs phénomènes qui seront détaillés par la suite.

1.4.2.1.1 Type de démarrage

La création de vapeur à l'évaporateur, et ainsi le gradient de pression, étant le moteur des oscillations, il n'est pas étonnant que Liu *et al.* (51) aient pu constater la nécessité d'une puissance minimale imposée pour que le caloduc oscillant démarre et que la puissance appliquée ait une influence sur sa dynamique au démarrage.

Lors de l'application d'un échelon de puissance à la source chaude depuis le repos, ils observent une montée rapide en température car, en l'absence d'oscillations, la chaleur ne peut être évacuée que par conduction. Il peut s'en suivre alors deux types de démarrages ; soit les oscillations démarrent tardivement et à une température supérieure à celle du régime permanent ultérieur, auquel cas la température diminue alors pour se stabiliser en régime permanent (cf. figure 31 (a)), soit les oscillations démarrent à une température inférieure à la température du régime permanent final, auquel cas la vitesse de la montée en température diminue car la conductance du système est améliorée, jusqu'à ce que la température se stabilise (cf. figure 31 (b)).

Le type de démarrage avec ou sans dépassement dépend de l'amplitude du flux de chaleur appliqué. Paradoxalement, le dépassement de température est observé pour les plus faibles puissances appliquées.

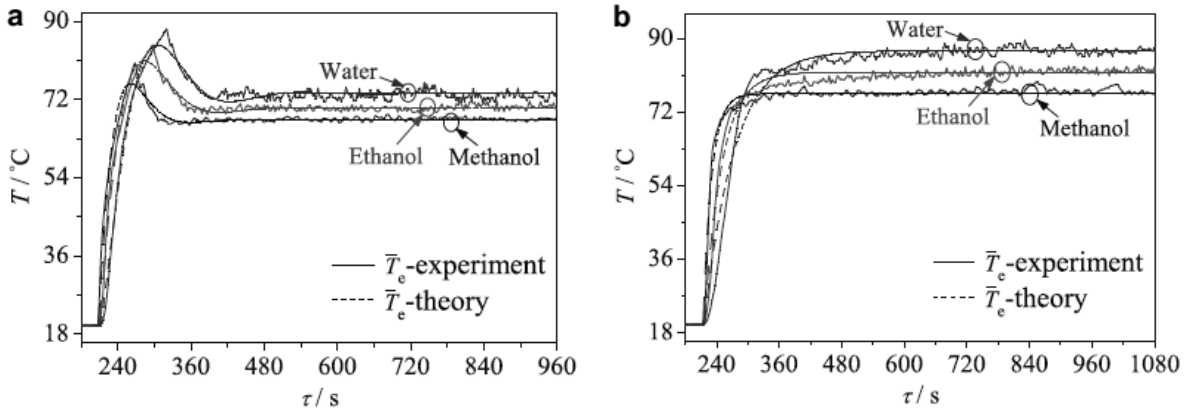


Figure 31 : Démarrage des oscillations de températures avec dépassement de la température de régime permanent pour Q = 200 W (a) et sans dépassement pour Q = 250 W (b) (51)

Lorsqu'il y a dépassement, l'augmentation de la puissance entraine une augmentation de la température maximale de dépassement $T_{s,m}$ (cf. figure 32 (a)) mais une diminution du temps nécessaire au démarrage des oscillations τ_{st} (cf. figure 32 (b)). Il est également possible d'observer une diminution de l'écart ξ entre la température maximale de dépassement $T_{s,m}$ et la température du régime permanent T_0 (cf. figure 32 (c)). Ainsi les performances du démarrage s'améliorent avec l'augmentation de la puissance, le démarrage est de plus en plus rapide et l'écart de plus en plus réduit jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de dépassement.

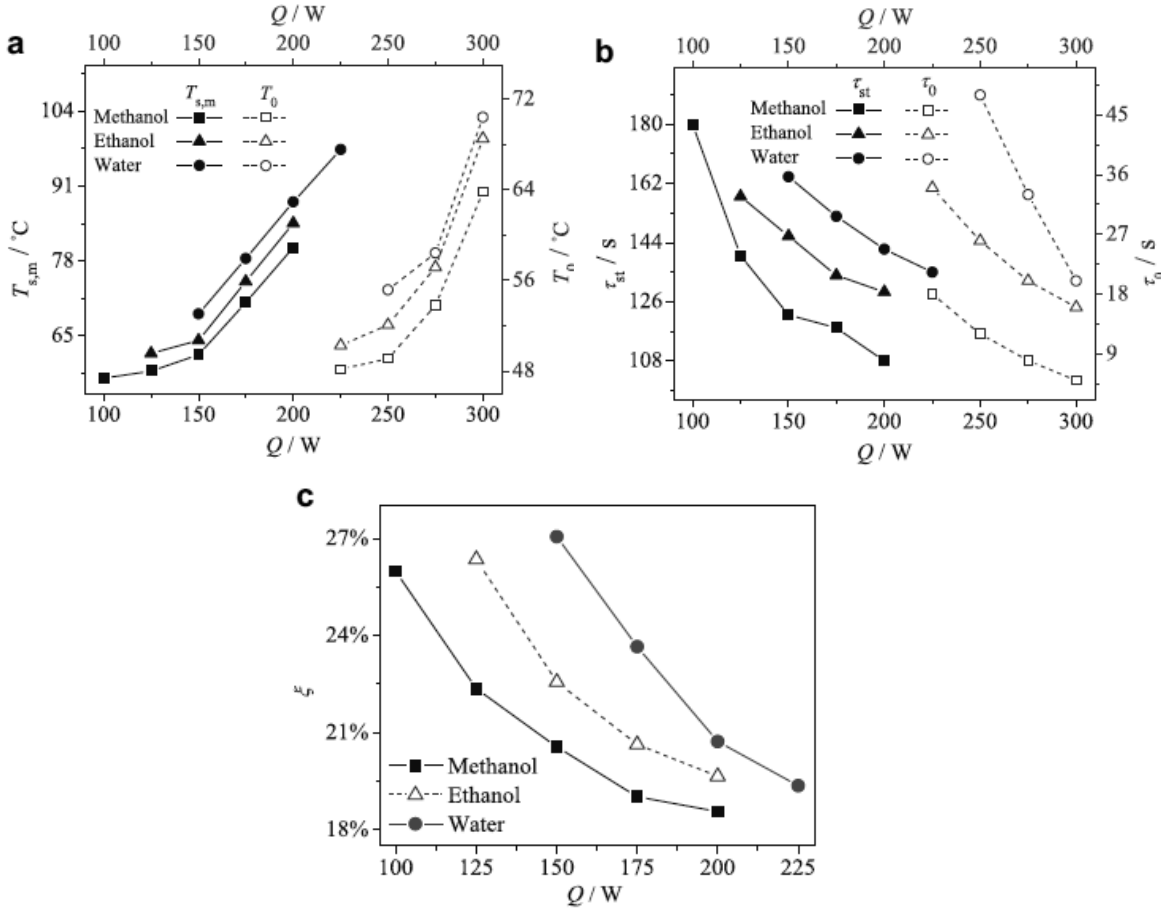


Figure 32 : Influence de la puissance sur les critères de performances du démarrage des oscillations (51)

Quand il n'y a pas de dépassement, une tendance similaire peut être observée pour la température T_0 et le temps τ_0 nécessaires à l'établissement de 66 % du régime permanent, c'est-à-dire une augmentation de la température et une diminution du temps avec l'accroissement de la puissance injectée (cf. figure 32 (a) et (b)).

En termes de puissance minimale nécessaire au démarrage, l'eau (150 W) induit un démarrage à une puissance plus élevée que l'éthanol (125 W), lui-même moins favorable à un démarrage rapide comparé au méthanol (100 W). La comparaison des différents critères précédents, entre les trois fluides, montre alors bien évidemment, qu'à puissance égale, plus le fluide induit un démarrage rapide, plus le temps et la température au moment du démarrage sont faibles, et ainsi moins l'écart entre température de dépassement et température de régime permanent est important.

1.4.2.1.2 Régime fluidique

L'augmentation de la puissance à évacuer peut également être source d'un changement de régime fluidique. Si la tension de surface diminue avec la température, la capillarité ne permet plus d'assurer le maintien des ménisques à température plus élevée, expliquant le passage d'un régime bulle-bouchon à annulaire. L'augmentation de la densité de flux à l'évaporateur peut également modifier le régime fluidique via le changement du régime d'évaporation. Tout d'abord, un régime d'ébullition nucléée avec de petites bulles pouvant coalescer avec d'autres bulles peut être observé, celui-ci est propice à la création de train de bulles de vapeur et de bouchons de liquide. Puis, une situation d'évaporation en film peut s'installer, avec la génération importante de vapeur et donc une pression de vapeur plus conséquente, qui sera plus favorable à un régime annulaire.

Les différents régimes fluidiques observés précédemment (cf. § 1.2.5) ont montrés des performances différentes. L'augmentation de la puissance ou de la densité de flux de chaleur pouvant amener à la transition d'un régime à un autre, va alors modifier les performances. Un régime bulles-bouchons oscillant dans les deux directions, où l'essentiel du transfert s'opère par chaleur sensible lors d'un mouvement oscillatoire de grande amplitude, va voir ses performances augmenter avec l'amélioration de ce mouvement. Puis lors de l'augmentation de la puissance, le régime d'écoulement de bulles-bouchons peut induire une circulation globale unidirectionnelle qui le rendra plus performant. Finalement un écoulement annulaire pourra exister et sera encore plus efficace ; le transfert s'opère alors essentiellement par évaporation et condensation au niveau des films de liquide.

1.4.2.1.3 Assèchement

Une densité de flux trop élevée peut entrainer l'assèchement de l'évaporateur (cf. § 1.2.3). Lorsque c'est le cas, il n'y a plus de mouvement oscillatoire possible jusqu'à l'évaporateur, entrainant une montée rapide en température de celui-ci et donc de la résistance thermique (cf. figure 32).

Dans leur configuration, Yang *et al.* (52) ont pu constater que l'assèchement du PHP avec du R123 (TR = 50 %) semblait avoir lieu pour une température d'évaporateur constante (T_{evap} = 183°C) bien que son orientation ait varié (cf. figure 33).

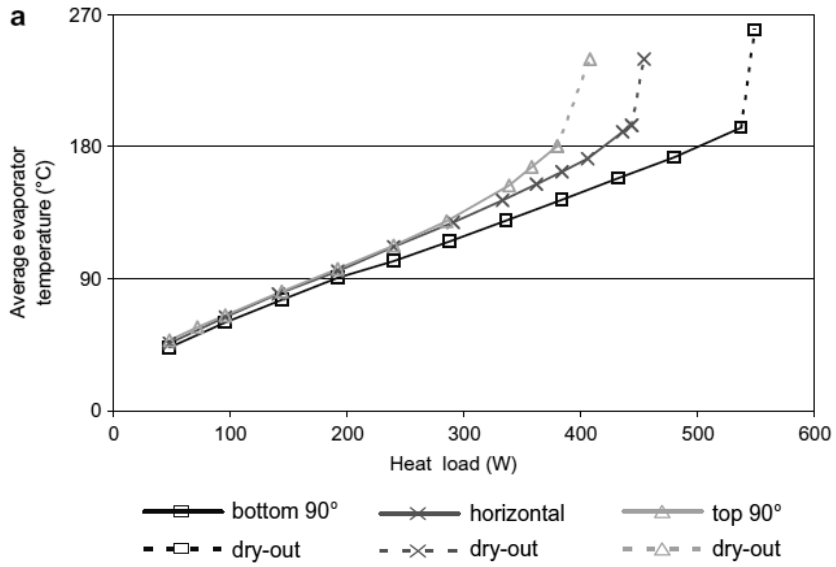


Figure 33 : Evolution de la température moyenne de l'évaporateur en fonction de la puissance thermique à évacuer pour 3 inclinaisons différentes (52)

1.4.2.1.4 Puissance thermique répartie non-uniformément le long du caloduc oscillant

Si le comportement des caloducs oscillants dotés d'une seule source chaude et d'une seule source froide a déjà été beaucoup exploré, il n'existe que quelques études dans la littérature associées à une situation de chauffage non-uniforme. Cette situation nous intéresse particulièrement étant donné le dispositif à sources multiples étudié dans le cadre de cette thèse. Un article de Kammuang-Lue *et al.* (53) a montré que de meilleures performances étaient obtenues lorsque la densité de flux appliquée est croissante depuis la zone adiabatique jusqu'à l'extrémité de l'évaporateur (Heat source 1 > Heat source 2 > Heat source 3, cf. figure 34).

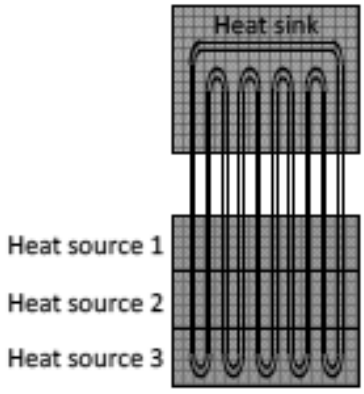


Figure 34 : Chauffage non-uniforme le long d'un caloduc oscillant (53)

Dans un modèle 2D avec une méthode VOF (Volume Of Fluid) pour localiser les interfaces et une méthode CSF (Continuum Surface Forces) pour modéliser la tension de surface, Jianseng *et al.* (54), comparant une situation de puissances thermiques différentes appliquées d'un tube à l'autre à une situation de chauffage uniforme, ont observé que le chauffage non-uniforme peut réduire le temps de démarrage mais, à l'inverse de Kammuang-Lue *et al.* (53), accroit la résistance thermique du caloduc oscillant.

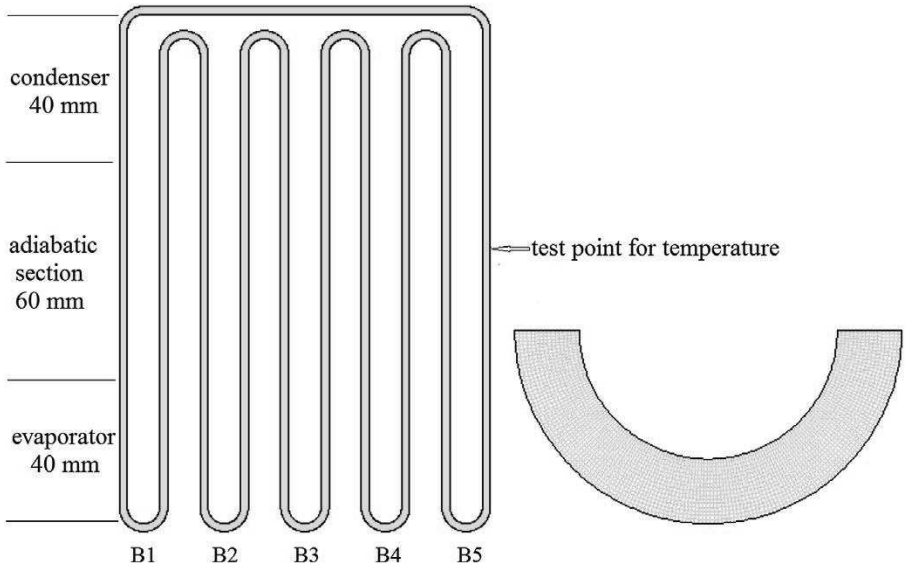


Figure 35 : Chauffage différent d'un tube à l'autre (54)

Plus récemment, des expériences menées par Mangini *et al.* (55) montrent qu'un chauffage alterné d'un tube à l'autre peut mener à un sens préférentiel de la circulation du fluide.

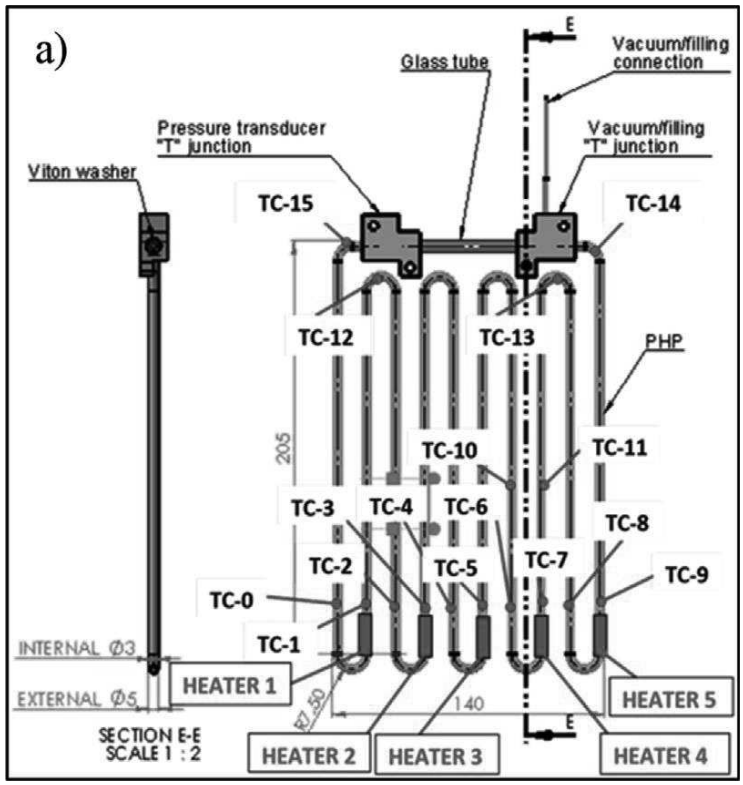


Figure 36 : Chauffage d'un tube sur deux d'un caloduc oscillant (55)

Toutefois, aucune étude n'a été réalisée sur le comportement d'un caloduc oscillant avec plusieurs sources chaudes distinctes, et lorsque celles-ci sont soumises à des niveaux de puissance différents.

1.4.2.2 Température de source froide

Lors des expérimentations, la température de source froide est généralement fixée. Ayel *et al.* (56) ont observé, qu'avec l'eau ou le méthanol comme fluide de travail, une

température de source froide plus élevée amène à des meilleures performances de PHP (cf. figure 37), pour les mêmes raisons que lors de l'augmentation de la puissance, c'est-à-dire que l'augmentation des niveaux de température dans le système modifie favorablement les propriétés thermo-physiques du fluide, voire les régimes d'écoulement. D'autres fluides comme le pentane ou l'acétone ont montré une moins grande influence des performances avec la température de source froide. Pour les deux premiers, nous pouvons associer au premier ordre, une augmentation de la température à une diminution de la viscosité liquide et de la tension superficielle et à une augmentation de la pente (*dP/dT*) sur la courbe de saturation, ceci étant propice à favoriser les déplacements des bouchons liquides pour de plus faibles sollicitations. Généralement les performances convergent pour les plus hautes puissances testées.

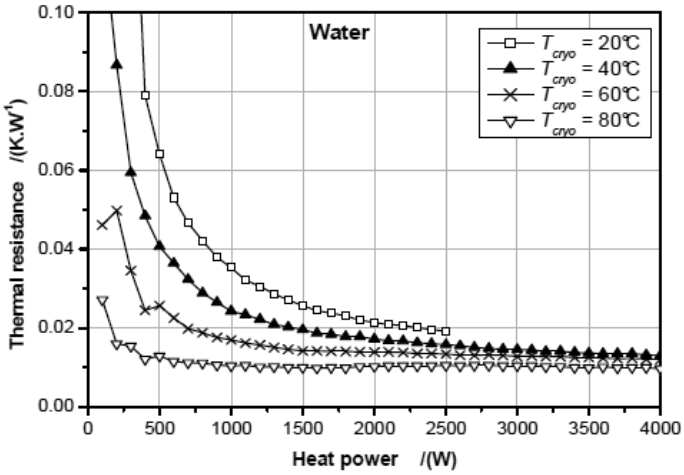


Figure 37 : Evolution de la résistance thermique globale avec la variation de la température de source froide (fluide : eau) (56)

Borgmeyer *et al.* (57) ont observé, pour un caloduc oscillant possédant 40 tubes de 1,65 mm de diamètre intérieur et rempli avec de l'eau, un démarrage plus rapide pour une température de condenseur élevée.

1.4.2.3 Influence de la gravité

1.4.2.3.1 Orientation dans le champ de gravité

Une orientation telle que lorsque le condenseur est placé au-dessus de l'évaporateur est favorable au fonctionnement. Cette position est appelée « verticale favorable » (*bottom heat-mode* en anglais) car le champ de gravité peut *a priori* aider au retour du liquide, en particulier vers l'évaporateur. Ce principe, essentiel aux thermosiphons, réalimente également l'évaporateur en liquide et le condenseur en vapeur pour le caloduc oscillant. La position opposée est appelée « verticale défavorable » (*top heat-mode*) car s'opposant au retour du liquide à l'évaporateur. Lorsqu'évaporateur et condenseur sont sur le même plan, cette position est appelée « horizontale ».

En accord avec les observations intuitives précédentes, les expériences de Yang *et al.* (52) montrent que la position verticale favorable amène aux meilleures performances en termes de conductance et permet d'évacuer également plus de puissance avant assèchement. La position verticale défavorable semble présenter généralement les moins bonnes performances et limites de fonctionnement. Finalement la position horizontale présente souvent des performances intermédiaires car ni favorisée ni défavorisée par la gravité (figure 30).

Mameli *et al.* (58) ont observé une amélioration des performances avec l'accroissement de l'inclinaison entre la position horizontale et verticale favorable ; en effet, plus l'inclinaison est grande, plus l'effet bénéfique de la gravité est important (cf. figure 38).

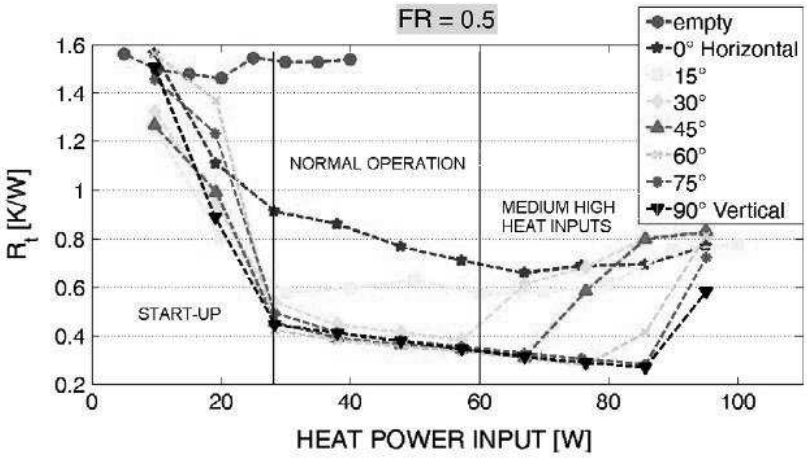


Figure 38 : Evolution de la résistance thermique globale en fonction de la puissance pour différentes orientations (58)

Toutefois, une étude de Xian *et al.* (59) tend à montrer que la position verticale favorable n'est pas forcément celle associée aux meilleures conductivités équivalentes (conductance thermique rapportée au rapport entre section de passage totale du tube et longueur entre zone évaporateur et zone condenseur) et que parfois, une inclinaison intermédiaire (60° par rapport à l'horizontale) peut être plus favorable à de meilleures performances. Ils ont également noté que l'inclinaison optimale dépend de la température de fonctionnement.

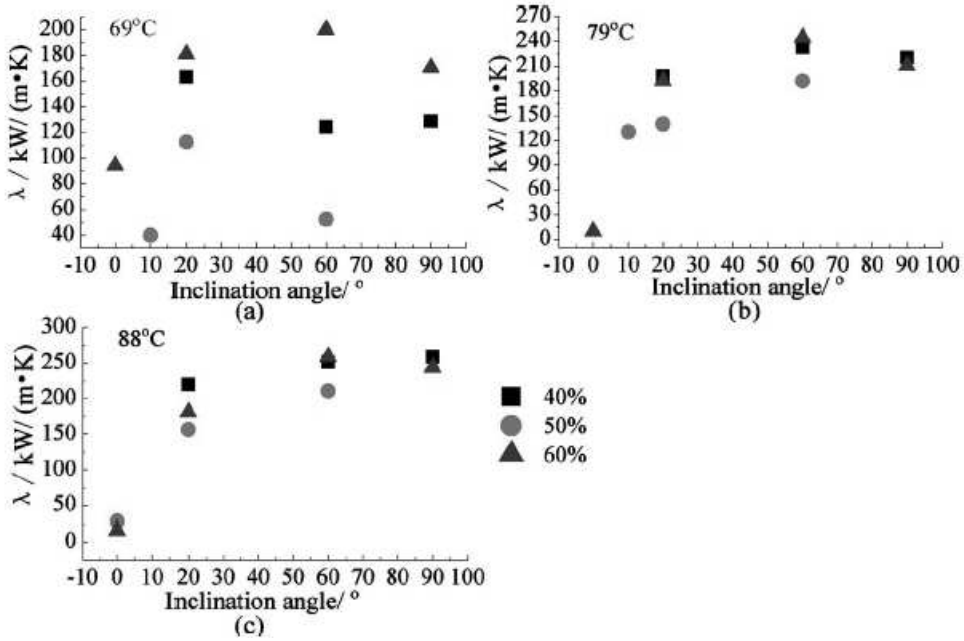


Figure 39 : Conductivité thermique équivalente en fonction de l'orientation pour 3 températures différentes de source froide (59)

Des expériences menées par Liu *et al.* (51), leur ont permis de constater un démarrage des oscillations pour une puissance Q_s plus faible, si l'inclinaison se rapproche de la position verticale favorable (90°, voir figure 40).

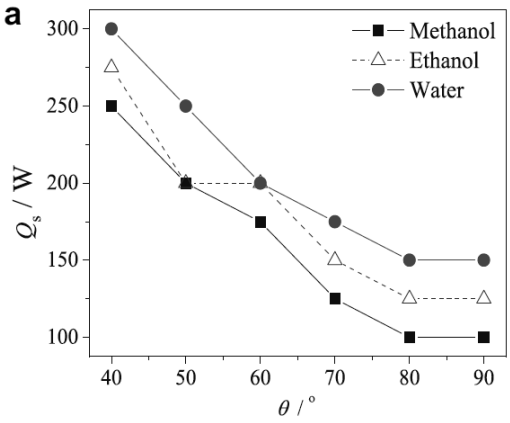


Figure 40 : Puissance nécessaire au démarrage en fonction de l'angle d'orientation (51)

Mameli *et al.* (60) ont observé au contraire qu'un démarrage en position verticale favorable s'effectuait à une densité de puissance plus élevée qu'en position horizontale avec du FC-72. Si la gravité aide le retour du liquide à l'évaporateur et donc le maintien des oscillations, elle représente également une force supplémentaire s'opposant au mouvement du liquide vers le condenseur ou à la naissance de bulles lors de leur nucléation.

Un article d'Ayel *et al.* (74) a montré qu'une disposition des tubes d'un caloduc oscillant plat en cuivre sur le côté par rapport à la gravité, induit des performances inférieures à une configuration verticale favorable, mais supérieures à une configuration horizontale (cf. figure 41).

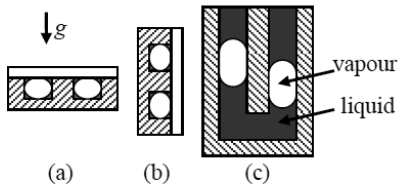


Figure 3: Gravity orientation: (a) horizontal, (b) edge, (c) vertical

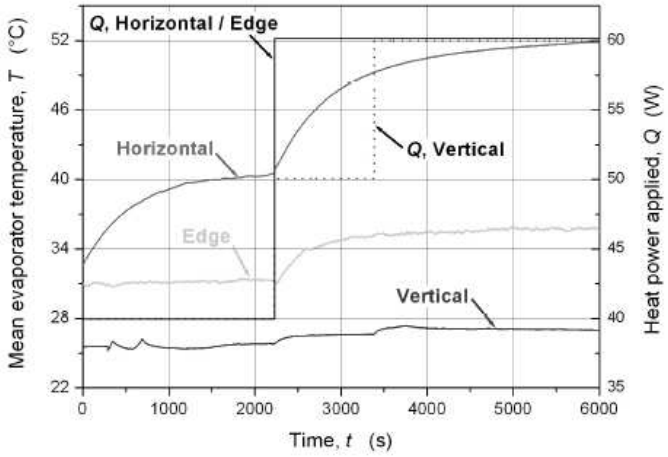


Figure 41 : Température moyenne de l'évaporateur lors de l'augmentation de la puissance injectée de 40 à 60 W pour différentes orientations (éthanol, T_{cryo} = 20°C) (74)

Même si l'impact de la gravité sur le fonctionnement du caloduc oscillant est avéré, là encore aucune règle ou conclusion claire ne se dégage de l'ensemble de ces travaux. En effet, le fluide employé, la température de fonctionnement et la géométrie du dispositif sont des paramètres à prendre en compte si l'on veut évaluer l'influence de la gravité.

1.4.2.3.2 Microgravité et gravité augmentée

Le fonctionnement possible du caloduc oscillant en l'absence de gravité en fait un candidat intéressant pour la gestion thermique dans un contexte spatial. L'impact de l'orientation sur les performances au sol nous incite à analyser l'influence sur les performances et le comportement du caloduc oscillant en microgravité et gravité augmentée.

Dans cette optique des campagnes expérimentales permettant l'observation de caloducs oscillants lors de vol « 0g » ont été réalisées. Durant ces vols, l'avion réalise une succession de paraboles pendant lesquelles l'équipement à bord de l'avion subit de brèves périodes successives (environ 20 secondes pour chacune) de gravité augmentée (entre 1,6 et 1,8 fois la gravité normale) et de microgravité.

En gravité normale ou augmentée, lorsque le caloduc oscillant a une orientation verticale favorable, la gravité peut avoir une influence similaire à celle rencontrée dans un thermosiphon, et tend à ramener le liquide vers le bas (évaporateur) et la vapeur vers le haut (condenseur), améliorant les performances. Dans une configuration verticale défavorable, les zones évaporateur et condenseur sont inversées, l'accumulation du liquide vers le bas et de la vapeur vers le haut aura alors un impact négatif sur les performances.

Dans une configuration horizontale, même si la gravité a moins d'impact sur les performances car les zones évaporateurs et condenseurs sont au même niveau, elle peut toutefois influer sur l'équilibre des forces au niveau des ménisques, et la formation ou non d'un régime bulles-bouchons en fonction du diamètre du tube.

Mangini *et al.* (55) ont observé le comportement d'un PHP dont le diamètre du tube est de 3 mm, supérieur au diamètre critique associé à l'utilisation du FC-72 à 20°C. En situation verticale favorable, l'écoulement est alors de type thermosiphon. Ils ont complété ces essais en se plaçant en situation de vol parabolique. En microgravité, que ce soit en situation verticale favorable ou horizontale, l'écoulement s'est alors mis en place sous la forme d'une succession de bulles de vapeur et de bouchons de liquide avec une répartition parfaitement symétrique des ménisques dans le tube. Ils ont également observé que le passage en gravité augmentée peut éliminer des assèchements partiels, impliquant une plus grande force ramenant le liquide à l'évaporateur.

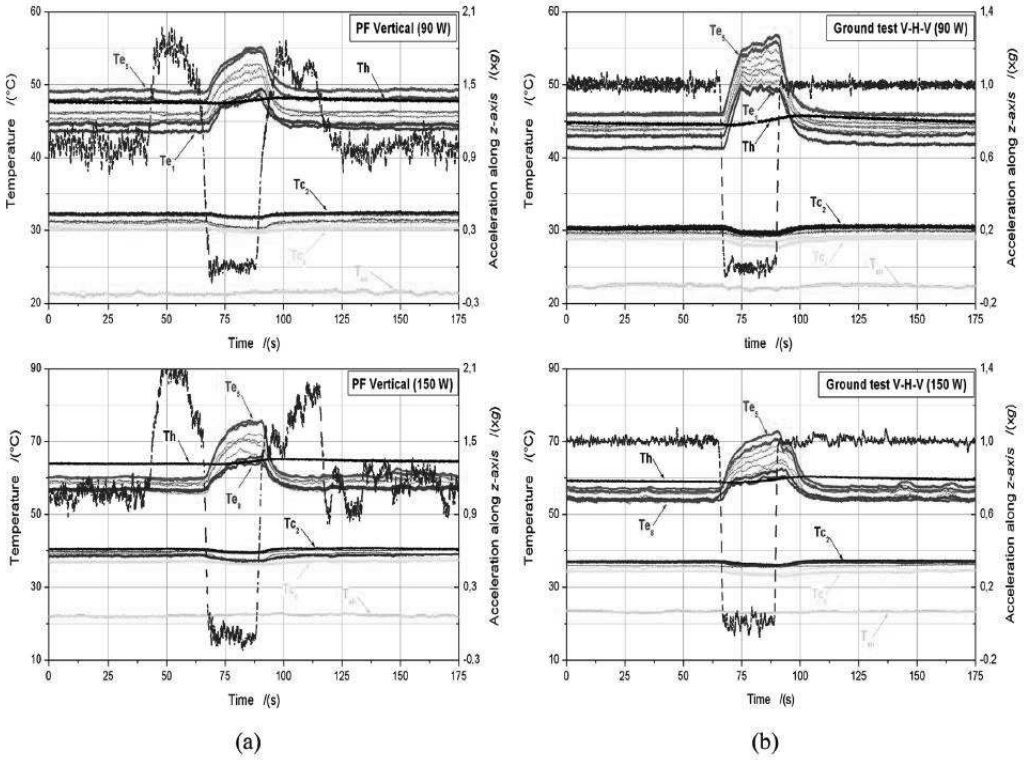


Figure 42 : Evolution temporelle des températures pour un PHP plat testé en position verticale favorable à 90 W et 150 W: comparaison entre (a) vol parabolique PF et (b) test au sol (62)

Ayel *et al.* (61) ont observé un régime de type bulles-bouchons dans un caloduc oscillant plat constitué d'un canal carré de 2 × 2 mm², inférieur au diamètre critique associé à l'utilisation de l'eau (*TR* = 50 %) à 20°C. Sous gravité normale en position verticale favorable, ils observent un écoulement de bouchons de liquide et de bulles de vapeur. En comparaison la présence d'une gravité augmentée, ne semble pas favorable à la remontée du liquide hors de l'évaporateur.

Dans un second article (62), pour un PHP plat dont les canaux font 1,6 × 1,7 mm² et rempli de FC-72, ils observent que la transition au sol de la position verticale favorable à horizontale puis d'un retour à verticale favorable est similaire à la transition en vol, de gravité normale à microgravité puis retour à gravité normale (cf. figure 42). Dans les deux cas, lorsque le fluide ne peut plus être ramené à l'évaporateur par la gravité, la température augmente mais est sujette à des fluctuations propres à des transferts dans le PHP. En position horizontale, les performances sont peu affectées par le passage en microgravité.

1.4.2.4 Taux de remplissage (*TR*)

Etant donné l'importance du régime fluidique sur les performances, le taux de remplissage présente naturellement une influence forte sur celles-ci mais également sur les limites de fonctionnement.

Avec un caloduc oscillant possédant 5 coudes en cuivre séparés par des tubes en verre dans la zone adiabatique, de 2 mm de diamètre intérieur, Khandekar *et al.* (14) ont pu observer que, pour un taux de remplissage compris entre 0 % et 20 % d'éthanol, le fonctionnement est instable et des assèchements partiels peuvent apparaitre dus au manque de liquide dans le système.

Dans cette plage, les performances sont médiocres car les transferts thermiques se font seulement par conduction. Ils constatent un réel fonctionnement oscillant entre 20 % et 80 % avec des performances optimales autour de *TR* = 30 %. Au-dessus de 80 % le fonctionnement s'effectue en mode thermosiphon monophasique avec l'aide de la gravité, les performances s'améliorant avec l'augmentation de la valeur de *TR*. Pour trois essais à des puissances thermiques injectées de 5 W, 10W et 15 W, ils observent que l'évolution des performances en fonction du taux de remplissage et le taux de remplissage optimal semblent similaires (cf. figure 43).

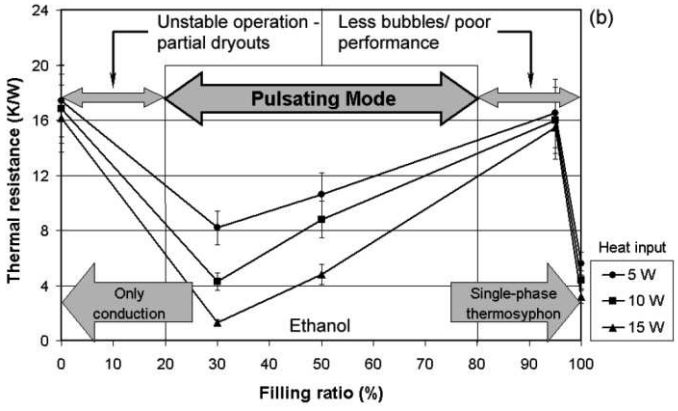


Figure 43 : Mode de fonctionnement et résistance thermique en fonction du taux de remplissage pour trois puissances injectées différentes (14)

Dans un PHP avec 20 boucles et un diamètre intérieur de 1 mm, une étude de Yang *et al.* (52) a montré un fonctionnement oscillant pour des valeurs de *TR* comprises entre 30 % et 80 % de R123 ; dans cette configuration les performances sont optimales pour *TR* voisin de 50 %. Pour un dispositif équivalent avec un diamètre intérieur de 2 mm, ils observent un fonctionnement oscillant pour des valeurs de *TR* comprises entre 20 % et 80 %, dans cette

configuration les performances sont toujours supérieures à la configuration précédente (cf. Figure 44). La valeur optimale de *TR* semble être alors située entre 30 % et 60 %.

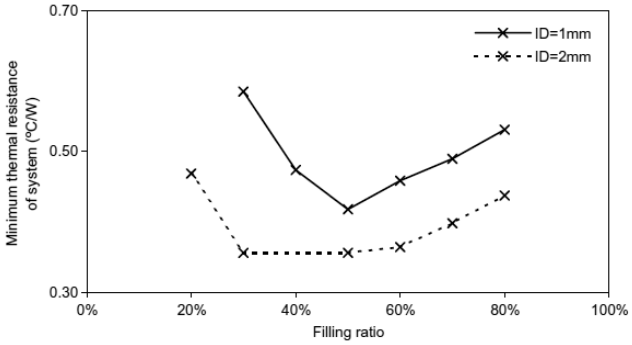


Figure 44 : Evolution de la résistance thermique minimum en fonction du taux de remplissage pour deux diamètres différents (52)

Yang *et al.* (63) ont pu constater lors d'une campagne expérimentale différente (PHP de 40 canaux carrés 2*2 mm² rempli d'éthanol) que le rapprochement vers la situation verticale favorable augmente l'étendue de la plage de *TR* acceptable (cf. figure 45).

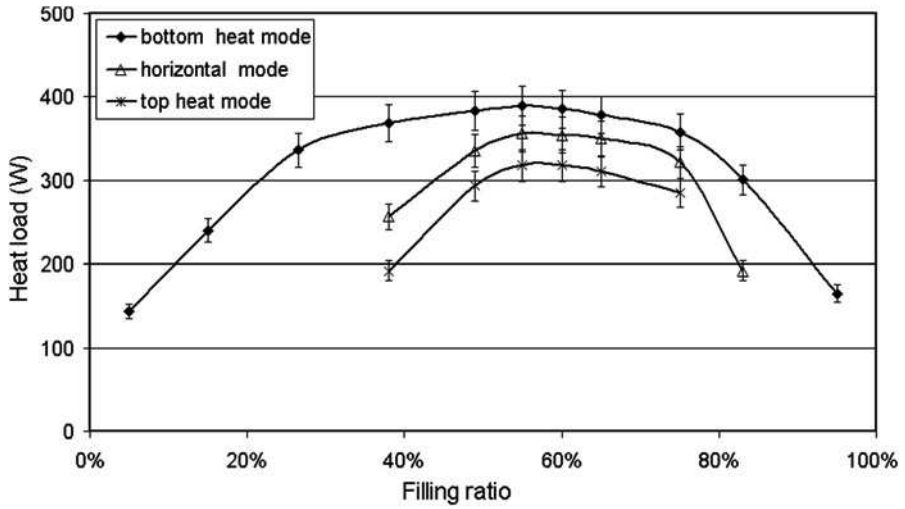


Figure 45 : Evolution de la puissance maximale transférée en fonction du taux de remplissage pour trois orientations différentes (63)

Le grand nombre d'articles expérimentaux parus et regroupés dans la revue de Han *et al.* (76) ont permis d'établir que le fonctionnement est oscillant pour une valeur de *TR* comprise entre 20 % et 80 %. A faible taux de remplissage, le mouvement semble amélioré mais la faible quantité de bouchons liquides rend la quantité de chaleur transportable à chaque mouvement plus faible. Un manque de liquide peut également favoriser un assèchement des zones chaudes, en effet le liquide tend à s'accumuler dans les zones froides. Au contraire, à haut taux de remplissage, la grande quantité de liquide est pénalisante pour le mouvement du fluide. Il existe ainsi systématiquement un taux de remplissage optimal mais qui dépend des conditions opératoires (cf. figure 47).

Dans un PHP possédant 10 boucles de diamètre intérieur 4 mm, Liu *et al.* (51) ont observé que *TR* influence également la puissance nécessaire au démarrage. Par exemple, la valeur minimale de cette puissance est constatée pour des *TR* voisins de 41 % pour le méthanol, l'éthanol et l'eau (cf. figure 47).

Là encore, la multiplicité des influences ne permet pas de tirer des enseignements à portée générale.

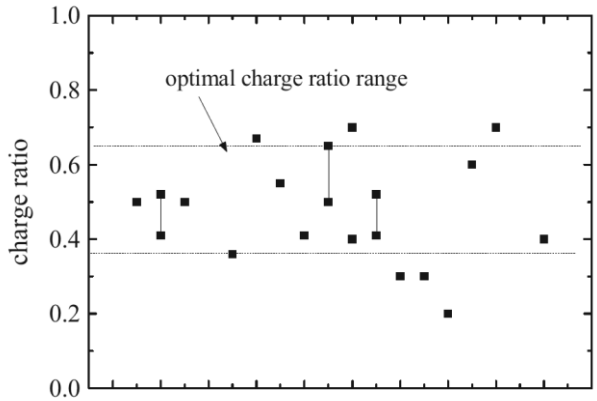


Figure 46 : *TR* optimal pour différents articles (76)

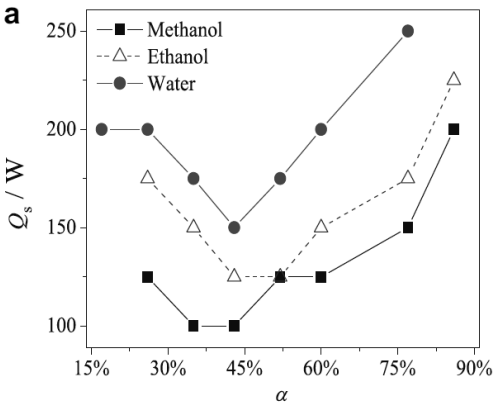


Figure 47 : Influence du *TR* (α) sur la puissance nécessaire au démarrage (51)

1.4.2.5 Influence des vibrations

Les oscillations et le régime d'écoulement sont des éléments clés pour le transfert de chaleur au sein du caloduc oscillant. Les vibrations pouvant être rencontrées dans un contexte de transport aéronautique ou automobile pourraient influencer le comportement fluidique et ainsi les performances thermiques globales du PHP. En effet, l'impact sur les forces capillaires qui permettent la répartition des phases liquide et vapeur ou sur le régime d'ébullition est encore méconnu.

Peng *et al.* (64) ont effectué une analyse modale théorique d'un caloduc oscillant plaçant son second mode vibratoire autour de 2,54 Hz et son septième mode vibratoire autour de 8,28 Hz. Des fréquences supérieures à 100 Hz influenceraient ainsi peu le régime fluidique.

Quelques études expérimentales ont été menées sur des caloducs à pompage capillaire par Prisniakov *et al.* (77) et ont permis de voir l'influence des vibrations sur les caloducs classiques. Ils ont pu y constater que les fréquences dans une plage de 100-300 Hz diminuent les performances d'un caloduc à maille métallique de 4 mm de diamètre intérieur en position horizontale et rempli avec de l'acétone ou de l'eau. Au contraire les hautes fréquences (1500-3000 Hz) diminuent la résistance thermique globale. Pour un caloduc de 6 mm de diamètre, ils observent une diminution des performances à 25 Hz et l'amélioration des performances pour une fréquence proche de 100 Hz.

Guo *et al.* (78), dans une étude expérimentale sur l'effet des vibrations sur un micro-canal rectangulaire de l'ordre du millimètre, a observé une augmentation du transfert thermique avec l'augmentation de la fréquence vibratoire entre 6 Hz et 30 Hz.

A l'heure actuelle, aucune étude ne semble avoir été menée pour les caloducs oscillants.

1.4.3 Paramètres géométriques

1.4.3.1 Diamètre de tube

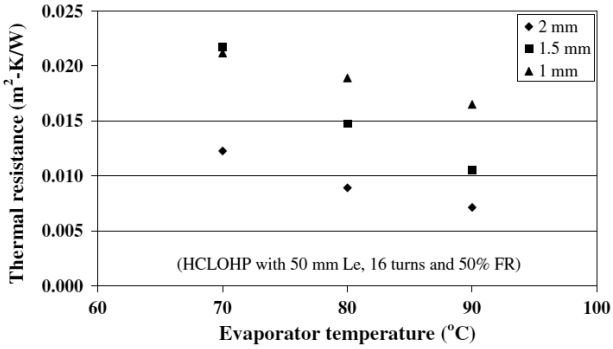
Précédemment l'existence d'un diamètre critique du tube, au-dessus duquel le fluide ne se répartit pas sous la forme d'un train de bouchons de liquide et de bulles de vapeur, a été établi (cf. § 1.2.2). Mangini *et al.* (55) ont ainsi observé le comportement d'un PHP rempli avec du FC-72 dans un tube de 3 mm de diamètre intérieur. Le FC-72 amenant à un diamètre critique de 1,68 mm environ à 20°C, ils ont observé en position verticale favorable, un comportement de thermosiphon et, en position horizontale, de la conduction à travers le tube et pas d'oscillations car il n'y a pas formation de bulles de Taylor.

Par ailleurs, Yang *et al.* (52), ont observé que les performances obtenues avec du R-123 augmentaient avec le diamètre du tube (de 1 à 2 mm, Figure 44). En effet, la réduction du diamètre amène à une augmentation de la résistance de friction défavorable au mouvement du fluide.

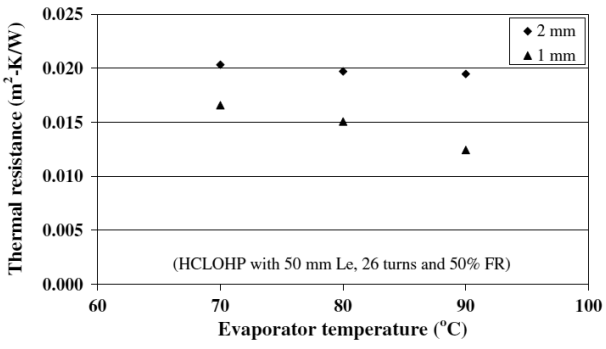
Qu *et al.* (68) ont ainsi estimé une plage de valeur dans laquelle le diamètre du tube doit se situer pour obtenir des performances qui restent intéressantes :

$$\mathbf{0,7}\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{liq}-\rho_{vap})}} < \boldsymbol{D_{tube}} < \mathbf{2}\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{liq}-\rho_{vap})}} \qquad \textbf{(6)}$$

Charoensawan *et al.* (66) ont également constaté une amélioration des performances entre 1 et 2 mm pour de l'eau mais le comportement inverse pour de l'éthanol. Il semble ainsi que l'influence du diamètre sur les performances dépende également d'une combinaison de propriétés thermo-physiques du fluide utilisé ainsi que du taux de remplissage (cf. figure 48).



(a) Using water as working fluid.



(b) Using ethanol as working fluid.

Figure 48 : Influence du diamètre du tube sur la résistance thermique globale rapportée à la surface interne du tube à l'évaporateur en fonction de la température évaporateur pour différents diamètres (eau (a), éthanol (b)) (66)

Ils observent que la température d'évaporateur à laquelle les oscillations démarrent augmente avec la diminution du diamètre interne (cf. figure 49) ce qui rejoint les précédentes observations sur l'amélioration des performances avec l'augmentation du diamètre interne pour l'eau.

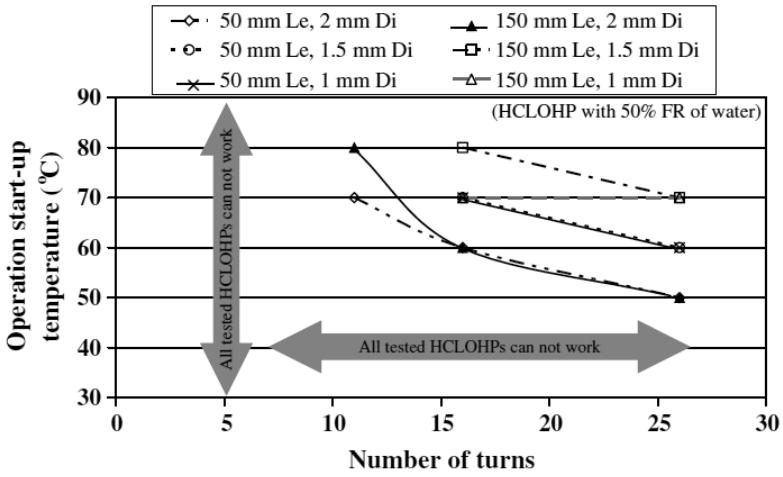


Figure 49 : Influence du nombre de boucles sur la température de démarrage pour deux longueurs d'évaporateur et 3 diamètres internes différents (66)

L'ensemble des paramètres peuvent induire des influences antagonistes et il est alors délicat de tirer des règles générales définitives pour dimensionner un PHP, ne serait-ce que pour dimensionner un paramètre comme le diamètre du tube. Nous pouvons cependant penser que tant que le diamètre interne est suffisamment faible pour maintenir une répartition de fluide de type bulles-bouchons (condition de droite de l'équation (6), une augmentation de ce dernier va dans le sens d'une augmentation des performances.

1.4.3.2 Nombre de boucles

Chaque portion entre les zones évaporateur et condenseur est référencée comme un « tube », ou alors l'ensemble de deux tubes comme un « coude » ou une « boucle ».

Charoensawan *et al.* (66) ont observé une amélioration des performances et de la stabilité de fonctionnement avec l'augmentation du nombre de boucles (cf. figure 49) et notent qu'en dessous de 5 à 10 boucles, les oscillations ne démarrent pas.

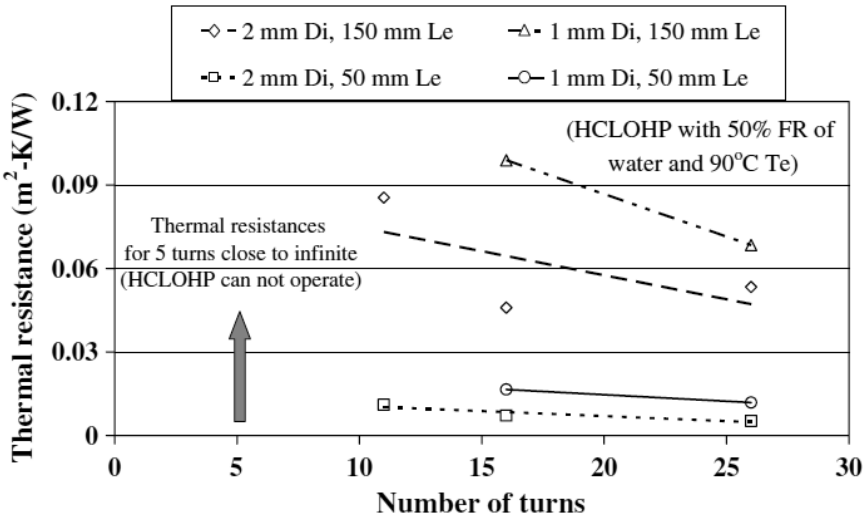


Figure 50 : Influence du nombre de boucles sur la résistance thermique pour différentes valeurs de diamètre intérieur (66)

Ils ont également pu constater que l'amélioration des performances avec le nombre de boucles est d'autant plus importante que la longueur d'évaporateur est importante. Le mouvement étant atténué par l'énergie supplémentaire, nécessaire pour une longueur plus importante, l'augmentation du nombre de boucles et donc d'instabilités, montre un effet plus marqué sur l'amélioration des performances (cf. figure 50).

Dans une étude de Prodam *et al* (67), la différence de températures entre évaporateur et condenseur nécessaire au démarrage des oscillations augmente avec le nombre de boucles, indiquant un effet négatif sur le démarrage. Charoensawan *et al.* (66) ayant constaté au contraire que le nombre de boucles augmente les performances globales et qu'un nombre de boucles minimum est nécessaire au démarrage, ces deux études ne permettent pas de conclure sur l'impact de ce nombre sur le démarrage.

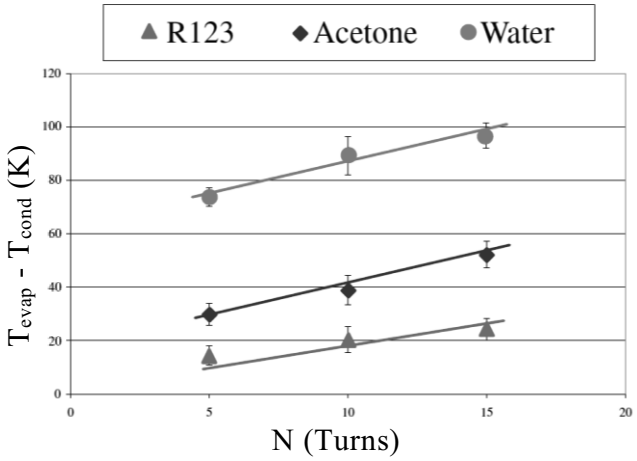


Figure 51 : Influence du nombre de boucles sur la différence de température évaporateur-condenseur nécessaire au démarrage (67)

1.4.3.3 Longueur de l'évaporateur

La présence de différentes zones (évaporateur, adiabatique et condenseur) le long du tube rend compliquée l'étude de l'augmentation d'une seule de ces zones indépendamment des autres. Par exemple, l'augmentation de la longueur de la zone évaporateur peut présenter des effets antagonistes. D'un côté le nombre de sources d'instabilités peut augmenter, mais la distance à parcourir et donc la résistance mécanique à vaincre pour le fluide sera également plus grande. Charoensawan *et al.* (66) ont observé une augmentation de la résistance thermique surfacique avec la longueur totale (les longueurs étant égales entre les 3 zones, évaporateur, condenseur et adiabatique) pour l'eau et l'éthanol (cf. figure 52 et figure 53).

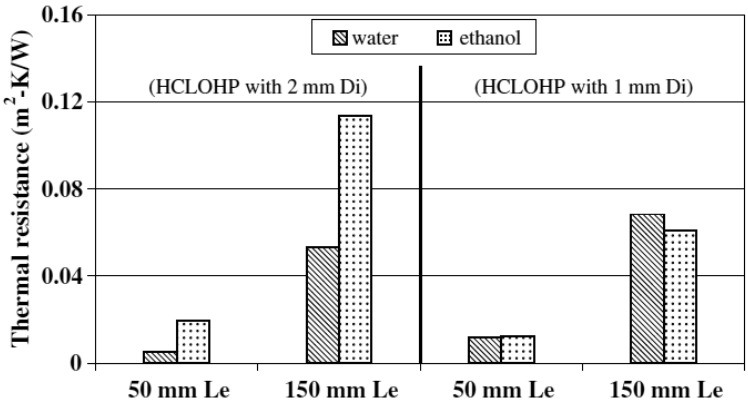


Figure 52 : Comparaison de l'évolution des performances avec la longueur évaporateur pour différents fluides (66)

Ils ont observé que ce comportement est notamment plus marqué pour des grandes valeurs de *TR*. Selon les auteurs, l'influence de *TR* est que lors de l'augmentation de la longueur de l'évaporateur, l'inertie des bouchons liquides liée au volume de liquide à mettre en mouvement est d'autant plus importante.

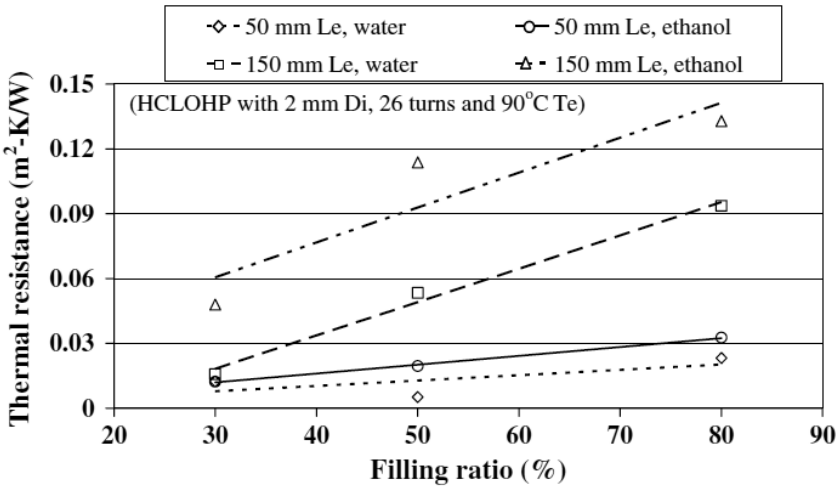


Figure 53 : Evolution de la résistance thermique avec la longueur d'évaporateur et en fonction du *TR* (66)

Avec un caloduc oscillant possédant 6 coudes en cuivre, Qu *et al.* (65) ont fait varier la longueur de la zone évaporateur, à longueurs totale et de condenseur fixes. La résistance thermique diminuant naturellement avec l'augmentation de la longueur évaporateur, par l'augmentation de la surface d'échange, la plus grande longueur évaporateur devrait présenter la résistance thermique la plus faible. Les auteurs ont toutefois observé l'existence d'un ratio de longueur optimal en termes de performances (cf. figure 54) : la résistance thermique est la plus faible pour un ratio longueur évaporateur/condenseur de 5/7, plutôt que 3/7 ou 7/7. Ceci tend à indiquer qu'il faut un évaporateur légèrement plus petit que le condenseur.

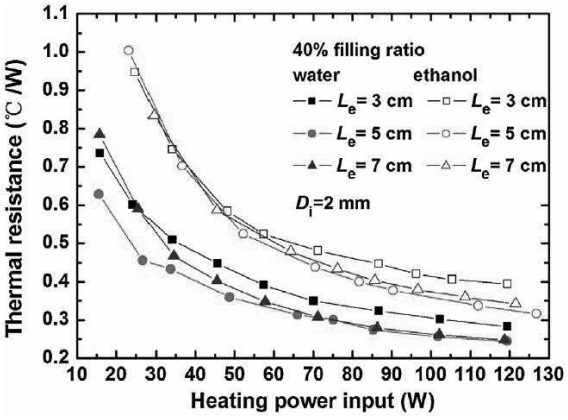


Figure 54 : Evolution de la résistance thermique globale pour différents ratio de longueur de l'évaporateur (65)

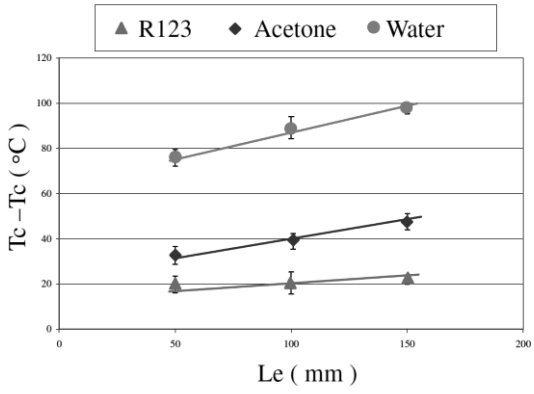


Figure 55 : Influence de la longueur évaporateur sur la différence de température évaporateur-condenseur nécessaire au démarrage (67)

Dans une étude de Prodam *et al* (67), la différence de températures entre évaporateur et condenseur nécessaire au démarrage des oscillations augmente avec la longueur de l'évaporateur (pour les longueurs des différentes zones égales entre elles). En effet, une force plus grande est nécessaire pour parcourir la distance supplémentaire, ce qui corrobore les travaux précédents.

1.5 Analyse fréquentielle des oscillations dans un PHP

Le mouvement oscillatoire étant un phénomène clé pour le fonctionnement du PHP, de nombreux chercheurs se sont intéressés à comprendre ce qui guide son comportement à travers des études théoriques et expérimentales sur un ou plusieurs tubes. Ces analyses fréquentielles et temporelles, soit du déplacement d'un élément (ménisque, bouchon de liquide), soit de mesures de température ou de pression, permettent de mieux comprendre le lien entre mouvement oscillatoire, régime d'écoulement et performances.

1.5.1 Caloduc oscillant monotube

Das *et al.* (69) ont construit un dispositif permettant le suivi visuel d'un ménisque au travers d'un condenseur transparent et la mesure de la pression dans la vapeur (cf. figure 56).

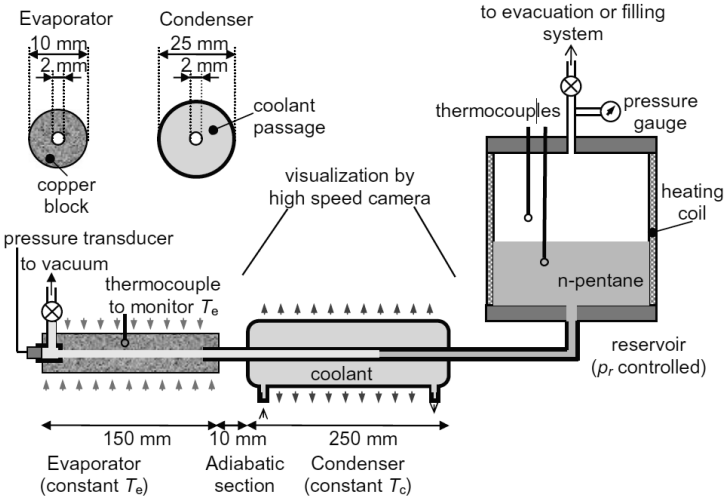


Figure 56 : Schéma du dispositif d'observation d'un ménisque au travers d'un condenseur transparent (69)

Leur système rempli avec du pentane ne voit apparaitre des oscillations que lorsque la différence de températures entre évaporateur et condenseur excède une valeur critique. Pour une valeur légèrement supérieure au seuil critique de démarrage des oscillations (T_{cond} = 10°C et $T_{évap}$ = 45°C), des oscillations de pression d'une amplitude de 15 kPa sont constatées (cf. figure 57).

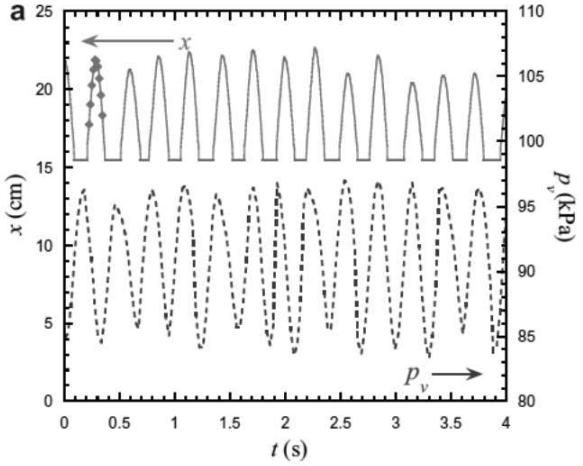


Figure 57 : Mesures du déplacement et de la pression (P_r = 90 kPa, T_{evap} = 45°C, T_{cond} = 10°C) (69)

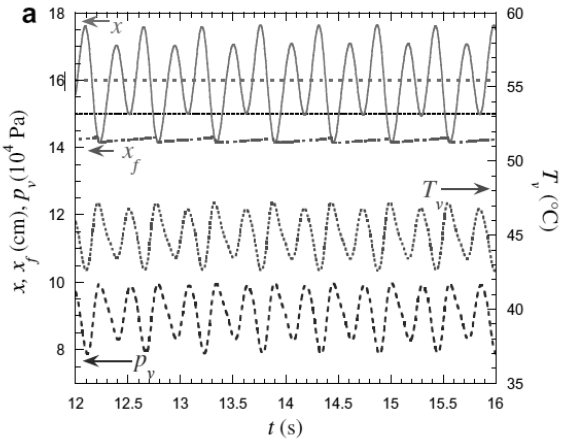


Figure 58 : Simulation numérique du déplacement et de la pression correspondant au cas de la Figure 57 (69)

Le déplacement du ménisque est lié à la pression mesurée. La période moyenne des deux est ainsi 0,28 s soit une fréquence de 3,57 Hz (cf. figure 57).

Lors d'une augmentation de l'écart de température entre évaporateur et condenseur (T_{evap}= 65°C, T_{cond} = 0°C), ils remarquent une amplitude des oscillations de 50 kPa, supérieure à ce qu'ils observent pour une différence de températures plus faible. Ils mesurent une période d'oscillation de 0,34 s (f = 3,22 Hz) légèrement supérieure au cas précédent (cf. figure 59).

Pour mieux comprendre la physique se cachant derrière ce comportement, les auteurs ont développé un modèle simplifié de bulle de vapeur surchauffée prenant en compte l'évaporation et la condensation (cf. figure 58 et figure 60). Ce modèle présente une bonne cohérence avec l'expérience en termes de fréquence et d'amplitude d'oscillations. L'intermittence d'une oscillation de déplacement de plus petite amplitude est trouvée pour une différence de températures entre évaporateur et condenseur proche du seuil critique d'oscillation (cf. figure 58). La courbe de pression observée présente également une pente légèrement plus raide lors de l'expansion que lors de la compression de la vapeur (cf. figure 60). Leur modèle permet de montrer que le critère de démarrage des oscillations est bien dépendant de la différence de températures entre évaporateur et condenseur. Une valeur analytique de la période d'oscillation peut également être calculée.

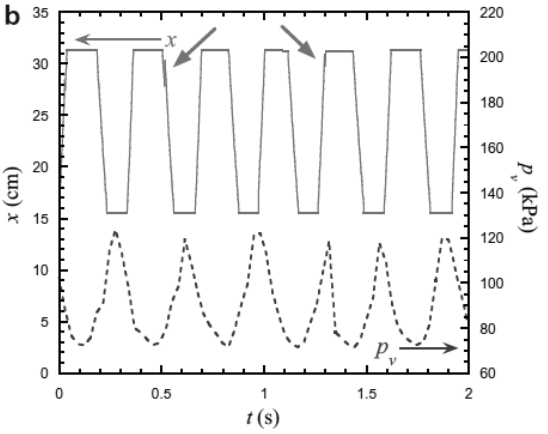


Figure 59 : Mesures du déplacement et de la pression (P_r = 90 kPa, T_{evap} = 65°C, T_{cond} = 0°C) (69)

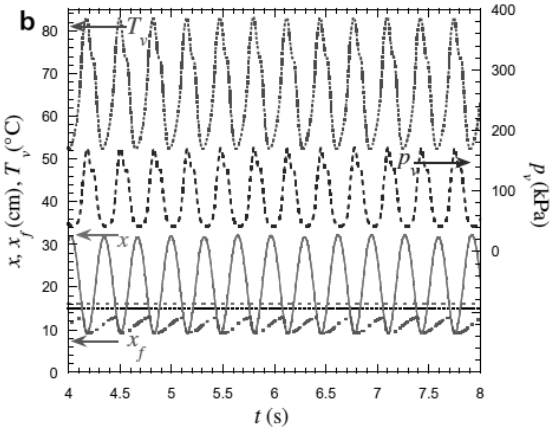


Figure 60 : Simulation numérique du déplacement et de la pression correspondant au cas de la Figure 59 (69)

Dans l'optique de compléter l'analyse précédente, différents membres du projet AARDECO se sont également intéressés à des oscillations thermiquement induites et auto-entretenues dans un tube capillaire.

Gully *et al.* (22), dont le dispositif expérimental est présenté en Figure 13, ont observé des oscillations de température et de pression au sein de la phase vapeur. Ils ont ajusté la plage de températures pour obtenir des oscillations comprises entre 1 et 2 Hz. Un essai typique est présenté (cf. figure 14), dans lequel des oscillations de pression entre 30 et 80 hPa et une fréquence de 1,5 Hz peuvent être observées. La température de saturation basée sur cette pression oscille avec une amplitude de 1,5 K autour de la température imposée au réservoir.

La température mesurée par un micro-thermocouple dans la vapeur est toujours supérieure à celle de saturation, montrant un état de surchauffe de la vapeur. La température de la vapeur montre des oscillations d'une amplitude de 0,5 K, soit plus faible que ce que la pression laisse indiquer.

Rao *et al.* (24) ont construit un dispositif vertical d'observation selon toute la longueur d'un tube capillaire des oscillations d'un ménisque à la suite du travail de Das *et al.* (69). Le

dispositif (cf. figure 17) et les résultats (cf. figure 18) ont été présentés précédemment. Du FC-72 est utilisé, avec une température fixée à 55°C à l'évaporateur et - 3°C au condenseur. La pression du réservoir est fixée à 0,42 bars. Une forme d'oscillation non sinusoïdale est observée avec une fréquence de 0,83 Hz et une amplitude de 0,1 Bar. La mesure de la pression et l'observation simultanée du mouvement permet de relier les deux. Quand le ménisque est à son point le plus haut dans l'évaporateur la pression n'est pas maximale mais reste égale à celle du condenseur déterminée à partir de la pression de réservoir à laquelle les pertes de charges gravitaires sont retranchées (cf. figure 18), le ménisque va alors commencer à descendre (cf. figure 18, point A → B). La chute du ménisque s'accompagne d'une évaporation rapide du film déposé par ce dernier, entrainant une augmentation rapide de la pression dans la vapeur (point C). Lorsque le ménisque pénètre dans le condenseur, la condensation de la vapeur provoque une chute importante de la pression (point D). Lorsque le ménisque atteint son point le plus bas dans le condenseur, la dépressurisation et la condensation de la vapeur continue, entrainant cette fois-ci un mouvement ascendant dans le tube (point E). Lors de sa montée, le ménisque absorbe le film précédemment déposé sur la paroi du tube. A la sortie du condenseur, le système atteint sa pression la plus basse (point F). Puis, au fur et à mesure de la montée, la vapeur se voit compressée. Il est intéressant de noter que lors de l'avancée du ménisque, il n'y a pas de film déposé sur la paroi du tube. L'angle de courbure est ainsi sensiblement différent entre avancée et recul du ménisque (point G). A la fin de la montée, le système se retrouve dans sa position initiale.

Contrairement au modèle de Das *et al.* (69), la comparaison de la conductivité et de la diffusivité thermique de chacun des constituants du caloduc oscillant (tube, liquide et vapeur) ont permis aux auteurs de mettre en lumière que la différence de réponse thermique entre les différentes phases, en rapport avec l'inertie thermique du fluide, contribue au mouvement oscillatoire au sein du caloduc oscillant. En effet, le flux de matière lors de l'évaporation n'est pas seulement dû à la conduction de chaleur de la paroi à l'interface, mais également au non-équilibre thermique entre vapeur et liquide. Cela nous incite également à penser que le comportement entre un tube en verre et en métal peut différer fortement. Des études fréquentielles avec des parois en métal pourraient amener des observations différentes.

Contrairement aux auteurs précédents qui regardaient les oscillations d'un ménisque déjà établi, Grzybowski *et al.* (79), ont construit un dispositif expérimental permettant l'observation de la dynamique des oscillations de pression dans un écoulement avec ébullition et condensation. Leur dispositif expérimental est composé d'un réservoir contenant de l'eau distillée, poussée par de l'air comprimé avec une différence de pression constante de 50 kPa (cf. figure 61).

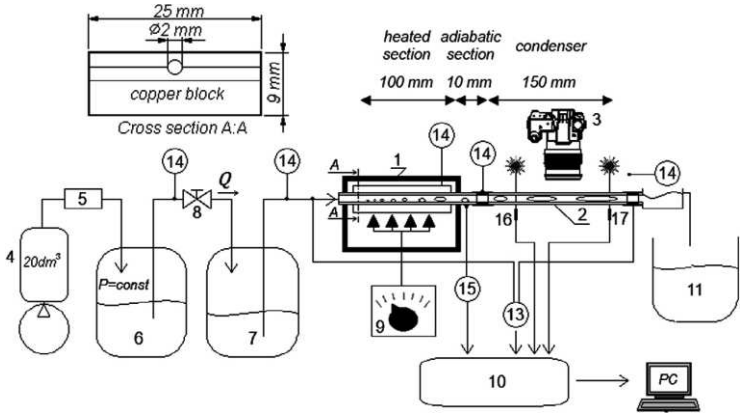


Figure 61 : Dispositif expérimental d'observation des oscillations de pression dans un écoulement avec ébullition et condensation (79)

Une vanne permet de réguler le débit à 7,5 ml/min dans un réservoir tampon avant injection à pression atmosphérique. L'eau dont la température est fixée à 19,1°C pourra ensuite traverser un tube en laiton d'un diamètre intérieur de 1 mm et de 150 mm de long. Le tube est inséré dans un bloc de cuivre d'une longueur de 100 mm, chauffé électriquement (évaporateur). Le tube en laiton est connecté à un tube en verre servant de condenseur et dont l'extrémité débouche sur un réservoir à pression atmosphérique. Le débit de fluide injecté dans le tube et la densité de flux n'étant pas contrôlés, les oscillations de température et de pression sont liées à l'ébullition au niveau de l'évaporateur. Comme la puissance thermique injectée à l'évaporateur est constante, la température de paroi augmente, augmentant l'intensité de l'ébullition. Celle-ci aboutit alors à une diminution de la température de paroi, aboutissant au final à une alternance d'augmentation et de diminution de l'intensité de l'ébullition au niveau de la paroi du tube.

La différence de pression (sonde 13, cf. figure 61) est mesurée entre l'entrée du tube en laiton et la sortie du tube en verre. La pression dans le réservoir d'injection dépend de la différence de liquide entre celui provenant du réservoir initial et le flux de liquide traversant le tube. La quantité de liquide traversant le tube est fonction de l'intensité de l'ébullition et de la condensation, elle sera le moteur des oscillations de pression différentielle.

Les auteurs ont pu observer différents régimes d'écoulement de liquide avec des bulles plus ou moins grosses pouvant former des trains de bulles de vapeur et de bouchons de liquide plus ou moins grands.

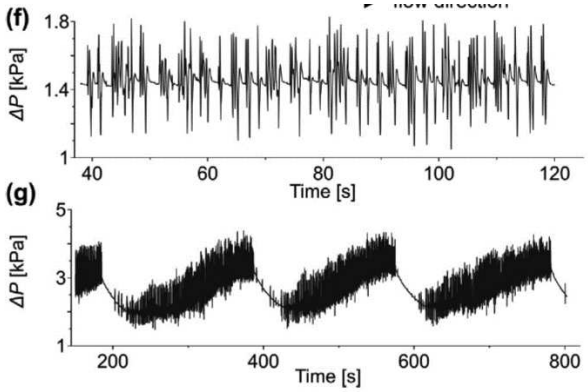


Figure 62 : Oscillations de pressions pour Q = 40 W (f) et Q = 46 W (g) (79)

Pour une puissance donnée (cf. figure 62 (f)) des oscillations de pression autour d'une valeur fixe peuvent être observées, accompagnant l'apparition et la disparition d'un régime de bulles de vapeur et de bouchons de liquide. Pour une puissance légèrement supérieure (cf. figure 62 (g)) ; deux types d'oscillations sont distinguables, des oscillations de grande amplitude et de basse fréquence, accompagnées d'oscillations de haute fréquence mais de petite amplitude. Ces oscillations de grande amplitude correspondent à l'apparition et à la disparition de régime d'écoulement bulles-bouchons et annulaire.

L'analyse du spectre des fréquences trouvées dans le signal de pression (cf. figure 62 (f)) par FFT donne une multitude de fréquences dont la dominante se situe à 1,4 Hz (cf. figure 63). L'analyse par transformée en ondelette de Morlet permet de voir que les oscillations n'apparaissent pas périodiquement (cf. figure 63 et figure 64).

En regardant le spectre de fréquences trouvées dans le signal de température correspondant à la même période de temps que la pression, les auteurs trouvent des fréquences dominantes à 0,76 Hz et 0,26 Hz (cf. figure 64). Due à l'inertie thermique, les hautes

fréquences sont moins représentées. Les oscillations apparaissent également de façon chaotique.

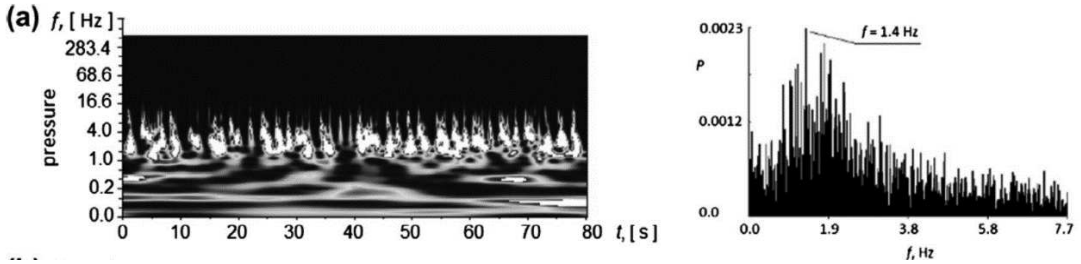


Figure 63 : Analyse du spectre de fréquence trouvées dans le signal de pression par transformée en ondelettes et par FFT (79)

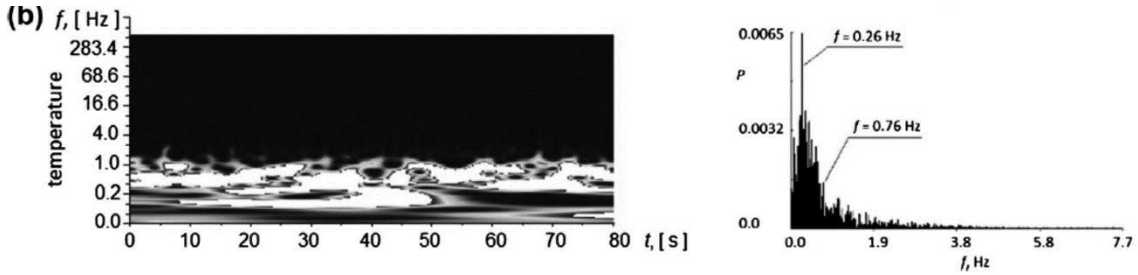


Figure 64 : Analyse du spectre de fréquence trouvées dans le signal de température par transformée en ondelettes et par FFT (79)

Malgré la possibilité d'observer des oscillations auto-entretenues d'un ménisque avec une fréquence bien définie lorsque la différence de température est maintenue constante entre évaporateur et condenseur, le régime d'ébullition et de condensation peut également influer sur les oscillations de pression via la création et la disparition d'un train de bulles de vapeur et de bouchons de liquide ou d'un régime annulaire. Il semble alors intéressant de regarder le comportement dans un caloduc oscillant à une boucle pouvant présenter les deux phénomènes générateurs d'oscillations, mais suffisamment simple pour leur analyse.

1.5.2 Caloduc oscillant avec une boucle unique

Khandekar *et al.* (10) se sont intéressés aux fréquences d'oscillations de pression mesurées lors de différents états quasi-stationnaires présentés précédemment (cf. figure 12). Ils ont pu voir à travers la répartition de la densité de puissance spectrale dans leur caloduc oscillant à une boucle, que l'état SS1 correspondant à une alternance de périodes d'oscillations et de périodes d'arrêts présente deux fréquences dominantes à 0,4 Hz et 1,6 Hz (cf. figure 65).

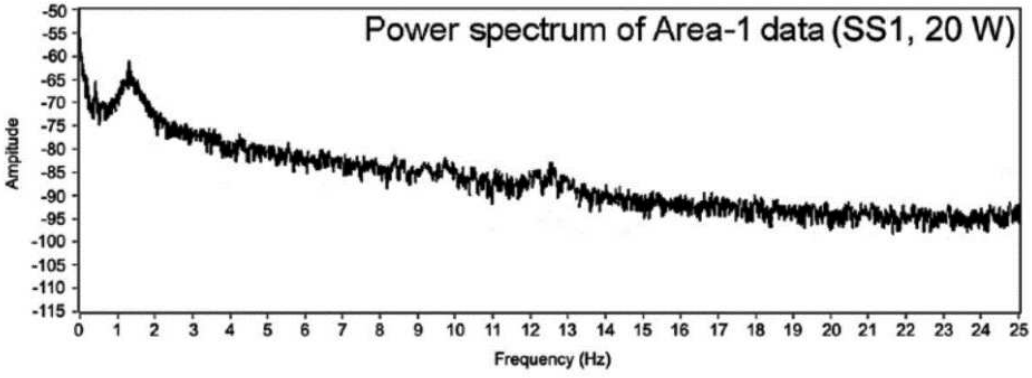


Figure 65 : Densité de puissance spectrale pour l'état SS1 (10)

L'état SS3 correspondant aux oscillations continues sans périodes d'arrêt présente de multiples fréquences dominantes entre 0,1 Hz et 2,2 Hz (cf. figure 66).

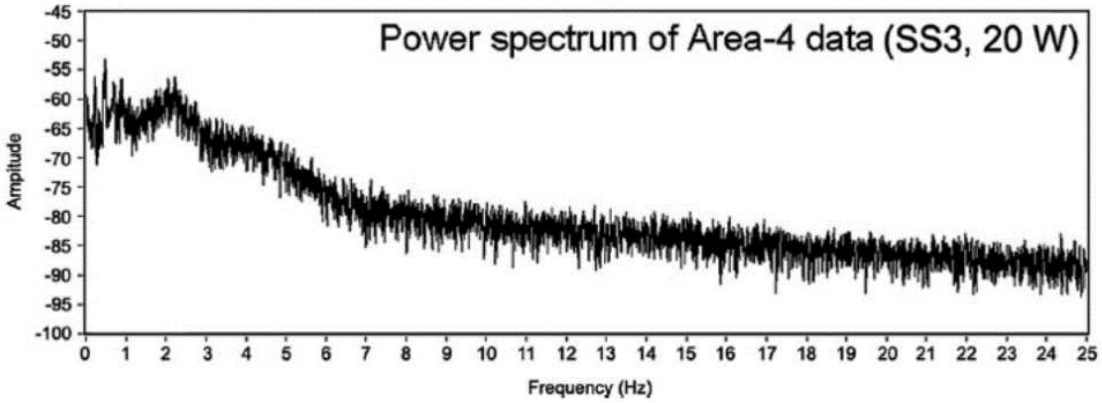


Figure 66 : Densité de puissance spectrale pour l'état SS3 (10)

L'état SS2 correspondant à des oscillations aléatoires et non-périodiques ne présente pas de fréquence dominante.

Finalement, l'état de transition T présentant des circulations globales alternées du fluide présente une fréquence dominante à 2,5 Hz (cf. figure 67).

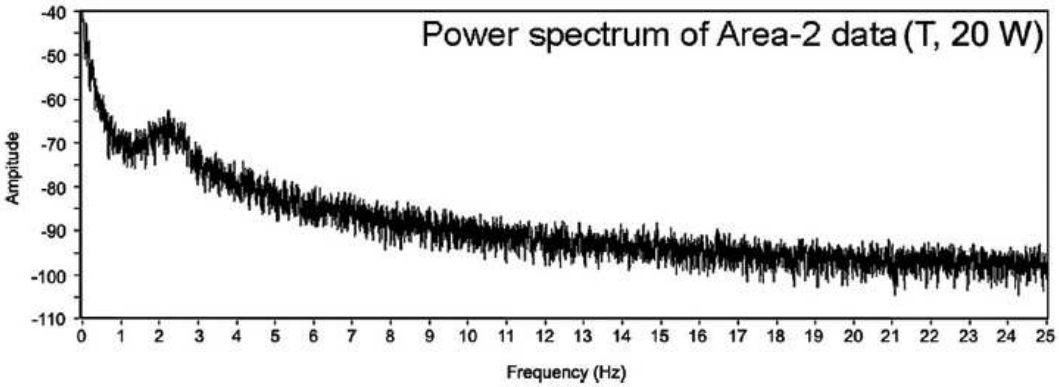


Figure 67 : Densité de puissance spectrale pour l'état T (10)

Le spectre de fréquence observé semble ainsi dépendant du régime fluidique.

Nine *et al.* (70) ont étudié les oscillations de pression pour de l'eau chargée de nanoparticules de cuivre dans un caloduc oscillant à une boucle.

Ils observent une fréquence dominante autour de 2 Hz pour la plupart des concentrations en densité de nanoparticules sauf pour une concentration de 2 % où la fréquence dominante se trouve à 12 Hz. Ceci est à mettre en lien avec l'amélioration des performances thermiques qui est maximale pour cette valeur de concentration. L'amélioration du mouvement du fluide a pu contribuer à l'amélioration du transfert de chaleur dans le caloduc (cf. figure 68).

Après avoir regardé les oscillations de pression, il peut être intéressant de regarder les oscillations de températures et faire le lien avec le déplacement du fluide.

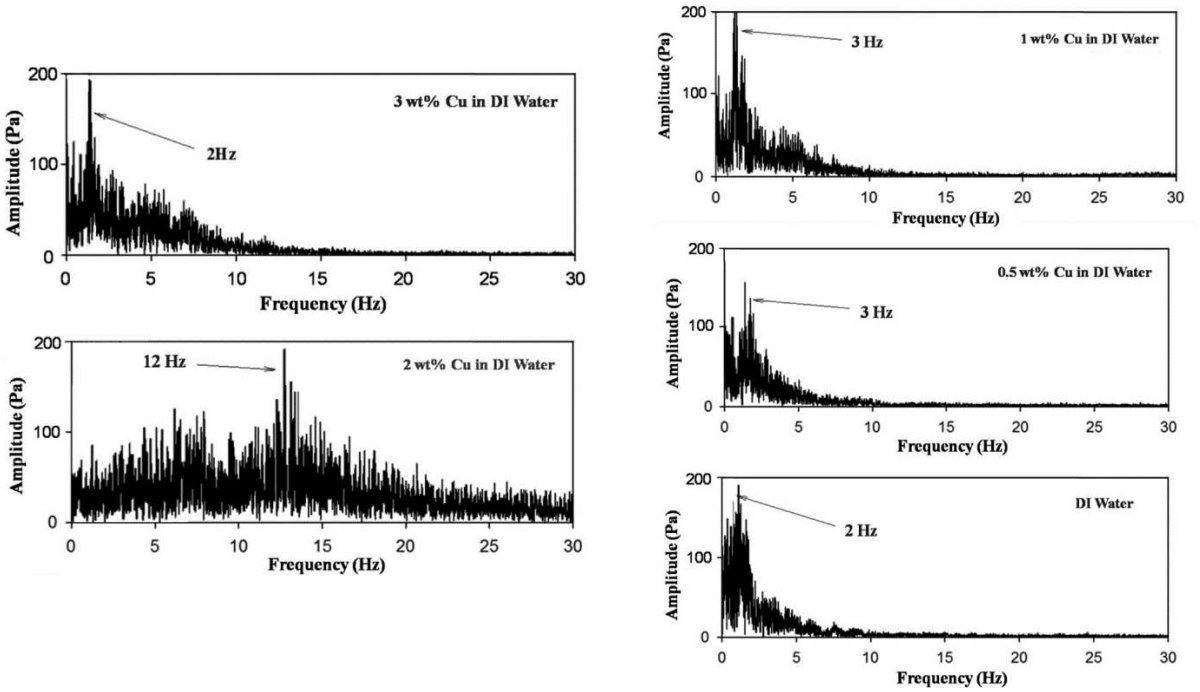


Figure 68 : Densité de puissance spectrale dans un PHP à une boucle pour des concentrations différentes en nanoparticules de cuivres (70)

Spinato *et al.* (71) ont étudié les oscillations de températures et les ont reliées au déplacement du centre de masse d'un bouchon de liquide dans un caloduc à une boucle pour du R245f (*TR* = 60 %). Les auteurs observent une correspondance des oscillations de températures avec les oscillations de vitesse correspondant au déplacement du centre du bouchon de liquide dans l'évaporateur (cf. figure 69).

Durant ces campagnes expérimentales, ils observent 4 régimes d'écoulement. Le premier régime obtenu pour une faible puissance injectée (entre 14 et 16 W) présente des oscillations de faible amplitude (cf. figure 69).

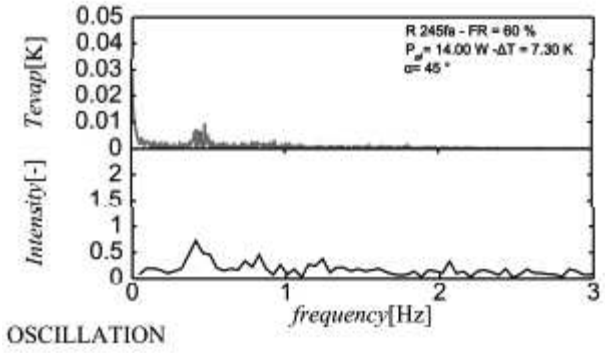


Figure 69 : Densité de puissance spectrale dans la température (*Q* = 14 W) (71)

Dans ce cas, la nucléation génère des bulles de vapeur qui grossissent progressivement jusqu'à se détacher et coalescer sous la forme d'une bulle de Taylor dans la partie supérieure. L'interface à l'autre extrémité de la bulle est poussée vers le bas causant l'oscillation de son interface. Ce cycle de création et d'expansion de bulles de Taylor se répète périodiquement à une fréquence d'environ 0,5 Hz.

Le régime suivant se présente de 18 W à 32 W. Les oscillations sont de plus grandes amplitudes et des circulations globales peuvent apparaitre mais dont le sens change de façon

aléatoire, aucune fréquence dominante ne se dégage alors. Khandekar *et al.* (10) notaient également une absence de fréquence dominante dans le signal de pression pour ce régime.

Le troisième régime apparait de 34 W à 42 W. l'écoulement est stable et peut présenter des développements annulaires dans la partie évaporateur, des bouchons de liquide pouvant être entrainés lors d'un l'écoulement global. La température monte dans l'évaporateur lorsqu'il n'y a que de la vapeur et diminue lorsqu'un bouchon de liquide y pénètre et en mouille les parois. Ce cycle semble montrer une fréquence dominante à 0,73 Hz.

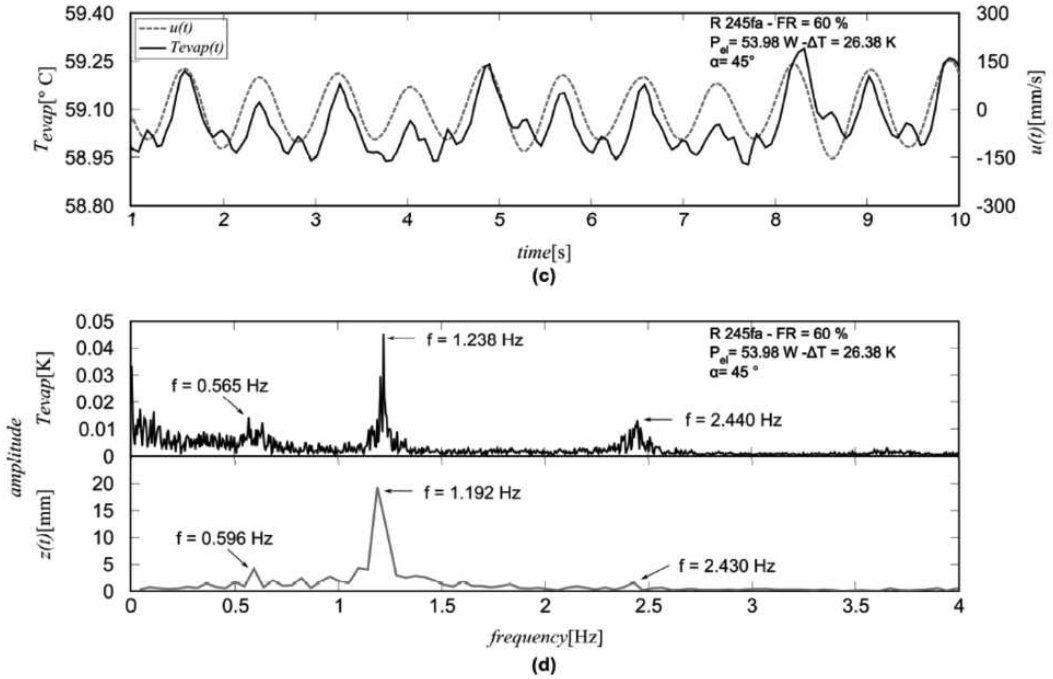


Figure 70 : Température et vitesse d'un bouchon de liquide en fonction du temps et densités spectrale de puissance correspondantes (71)

Pour une puissance injectée entre 44 W et 54 W, quand un long bouchon de liquide se situe au niveau d'un coude, l'expansion et la création de bulles à son extrémité le poussera dans un sens, son autre extrémité pourra se retrouver alors au niveau de l'évaporateur. L'expansion et la création de bulles de ce côté poussera alors l'ensemble précédent dans l'autre sens, redémarrant le cycle. Lorsque les auteurs regardent la répartition spectrale de la densité de puissance, ils trouvent alors une correspondance de la fréquence dominante pour les oscillations de température et du déplacement à 1,2 Hz (cf. figure 70).

Durant ce dernier régime d'écoulement, des périodes d'arrêt des oscillations peuvent être observées lorsqu'il y a accumulation de liquide provenant du condenseur à l'évaporateur, la température baisse alors et les oscillations s'arrêtent. Due à l'inertie thermique du liquide, il faut attendre une période de temps afin d'atteindre à nouveau les conditions où le liquide est surchauffé, et où la nucléation peut recommencer.

Pour un PHP avec une boucle, les fréquences d'oscillations de pression et de température observables voient leur stabilité et leur périodicité dépendantes du régime d'écoulement. Les oscillations dépendent donc de la puissance injectée à l'évaporateur, mais également d'où se situent les différentes interfaces. La multiplication du nombre de coudes rend ainsi une étude fréquentielle d'autant plus compliquée par la multiplication potentielle des fréquences observables. Les oscillations de températures sont plus compliquées à analyser car étant une conséquence du régime fluidique à l'intérieur du caloduc oscillant et non l'observation directe du mouvement.

1.5.3 Caloduc oscillant avec plusieurs coudes

Quelques auteurs ont tenté une analyse des fréquences d'oscillations pour des caloducs oscillants possédant plusieurs coudes, en regardant soit une valeur de température locale, soit de pression en bout de tube.

Borgmeyer *et al.* (57), présentent un caloduc oscillant rempli avec de l'eau comprenant 20 boucles et un diamètre intérieur de 1,65 mm. Pour une puissance injectée de 50 W, considérée ici, comme une faible puissance, ils observent des oscillations de température avec une fréquence proche de 0,17Hz et une amplitude moyenne de 3°C, mais pouvant aller de 2 à 7°C. Avec l'augmentation de la puissance injectée, les oscillations deviennent plus périodiques, comme constaté chez d'autres auteurs, jusqu'à l'apparition d'une circulation globale (ici pour Q > 150 W). Pour 300 W, ils observent ainsi une fréquence dominante d'oscillation proche de 0,275 Hz avec une amplitude de 2 à 3°C. L'amplitude semble de plus en plus constante avec l'augmentation de puissance injectée.

Xu *et al.* (72), ont regardé, pour leur caloduc oscillant à 6 boucles rempli avec du FC-72, la densité de puissance spectrale des oscillations de températures en trois endroits différents. Ils observent à basse puissance (12 W) une répartition des fréquences dans une plage entre 0 et 0,35 Hz avec une fréquence dominante à 0,093 Hz (cf. figure 71). Pour une puissance de 25,6 W, ils observent une répartition de fréquences beaucoup plus concentrée autour d'une fréquence dominante proche de 0,46 Hz. La répartition de fréquences est toujours similaire pour les mesures de température en trois endroits différents le long d'une boucle. Comme leurs prédécesseurs, l'augmentation de puissance est synonyme d'oscillations plus stables, ici, avec une amplitude plus faible mais également plus fréquentes.

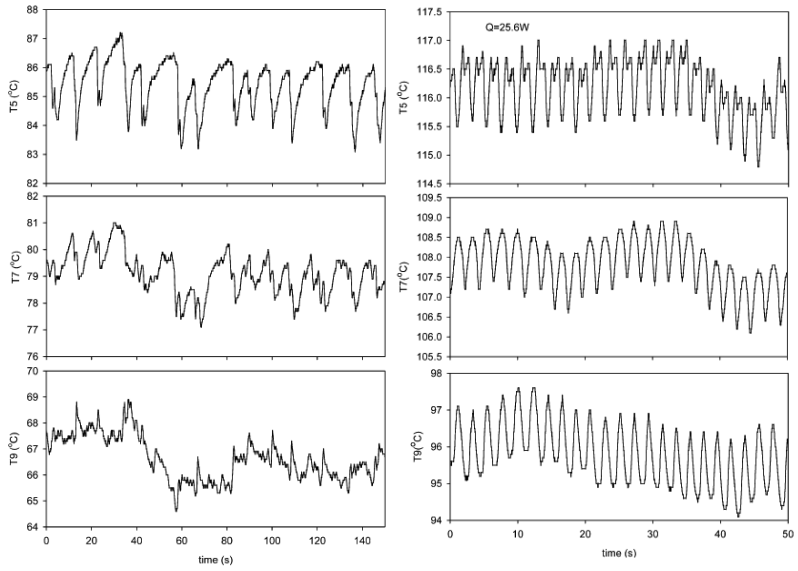


Figure 71 : Mesures de température en trois points d'un PHP pour Q = 12 W et Q = 25,6 W (72)

Mameli *et al.* (73), ont analysé la répartition de la densité de puissance spectrale par FFT sur le signal de pression d'un PHP comprenant deux coudes. Ils trouvent une répartition autour d'une fréquence dominante entre 0,2 et 2 Hz pour Q = 50 W. Cette répartition n'est pas clairement définie autour d'une fréquence unique. Toutefois, pour une puissance plus élevée, la plage des fréquences prédominantes semble s'organiser autour de plus hautes fréquences, allant dans le même sens que les études précédentes (cf. figure 72).

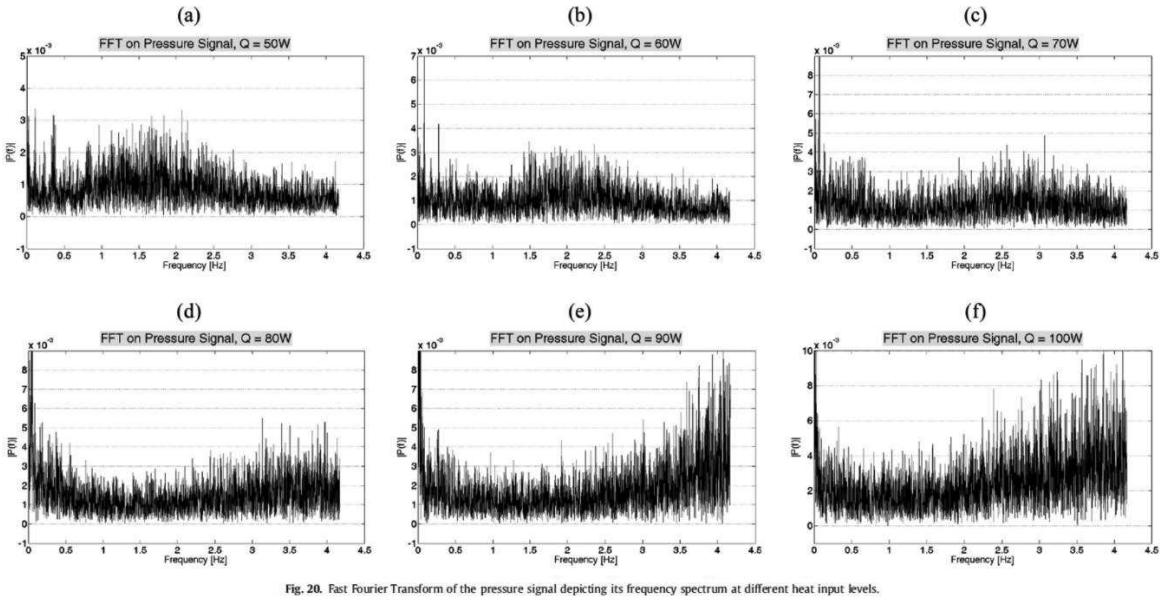


Fig. 20. Fast Fourier Transform of the pressure signal depicting its frequency spectrum at different heat input levels.

Figure 72 : Répartition de la densité de puissance spectrale de la pression mesurée pour différentes puissances (73)

Bensalem *et al.* (75) ont analysé la répartition de la densité de puissance spectrale par FFT sur le signal de pression mesurée coté évaporateur et coté condenseur d'un PHP comprenant 40 coudes, constitué d'un tube en cuivre de 1,2 mm de diamètre intérieur et rempli avec de l'eau (TR = 50 %, T_{cryo} = 80°C). Les auteurs observent des fréquences caractéristiques proche de 0,1 Hz, dont l'activité est plus importante coté évaporateur comparé au côté condenseur. Ils observent également avec l'accroissement de la puissance injectée, l'augmentation du niveau et l'élargissement du spectre des fréquences observées.

Conclusion

Actuellement aucun modèle du caloduc oscillant ne permet son dimensionnement précis, toutefois, les études continues améliorant la compréhension des différents phénomènes permettent de se rapprocher de son obtention. Les nombreuses campagnes expérimentales sur les paramètres influençant les performances et limites de fonctionnement ne permettent pas d'établir de règle précise. Elles ont cependant pu mettre en lumière les principaux paramètres qu'il faut prendre en compte et des pistes quant à leur influence. Il reste cependant encore de nombreux points à élucider, l'étude qui suit va tenter d'y apporter des réponses, par l'étude de dispositifs expérimentaux permettant d'observer l'influence de paramètres peu explorés dans la littérature, tels que l'évacuation de puissances importantes, la gestion thermique de plusieurs sources de chaleurs, ou encore de vibrations.

Chapitre 2 : Dispositif à une source chaude en conditions représentatives d'un environnement aéronautique

Introduction

Avant de pouvoir utiliser le caloduc oscillant dans un transport, qu'il soit aéronautique ou automobile, il est nécessaire de caractériser son fonctionnement lorsqu'il est soumis aux contraintes sévères qui peuvent y être rencontrées. Il s'agit d'un des objectifs qui permettra de préparer le processus de qualification du caloduc oscillant pour son application dans ces environnements normativement exigeants. Ces contraintes peuvent réunir le comportement dans le temps, la modification des conditions opératoires ou des vibrations mécaniques, tout ceci pouvant affecter les performances ou la sécurité. En effet, malgré le nombre d'études conséquentes sur les paramètres influençant les performances du caloduc oscillant, peu d'études peuvent être trouvées sur ces thématiques.

Au cours du projet OPTIMAL (projet FUI en collaboration avec Liebherr-Aerospace Toulouse, 01/07/2010-03/07/2013), Bonnenfant *et al.* (9) ont construit un caloduc oscillant en vue d'une étude expérimentale pour le refroidissement d'un stator de machine électrique. Ce dispositif étant approuvé et prévu pour une utilisation aéronautique, il a été repris et modifié pour notre étude.

2.1 Projet OPTIMAL

Le projet OPTIMAL avait pour objectif d'étudier expérimentalement 4 méthodes de refroidissement du stator d'une turbomachine motorisée :

- impacts de jets d'air par le LaTEP à l'Université de Pau et des pays de l'Adour ;
- boucle diphasique à pompage capillaire par le LAPLACE à l'Université Paul Sabatier (Toulouse) ;
- intercalaires circulaires par Liebherr-Aerospace Toulouse et Sibi® (PME à Montauban) ;
- caloduc oscillant par l'Institut P' à ISAE-l'ENSMA (Poitiers).

Ce projet répondait aux contraintes suivantes :

Plage de températures	50-120°C
Dissipations totales	500-600 W
Densité de flux à évacuer	5 W/cm²

Tableau 2 : Contraintes du projet OPTIMAL

2.1.1 Présentation du dispositif expérimental

Le caloduc oscillant est constitué d'un tube d'aluminium AM1 ($\lambda \approx 180$ W.m^{-1}.K^{-1}) de diamètres interne 2,4 mm et externe 3,2 mm (cf. figure 73). Ce tube replié en serpentin

constitue un ensemble de douze coudes répartis sur la face extérieure d'un carter cylindrique en aluminium A-G4,5 ($\lambda \approx 120$ W.m^{-1}.K^{-1}).

La source chaude est simulée par 16 cartouches chauffantes (VULSTAR® 10163-25) insérées dans une surépaisseur à l'intérieur du carter. Ces cartouches chauffantes sont reliées à une alimentation électrique EA® Power Supply PS8360-15 (1,5 kW). La zone évaporateur (L_{evap} = 47 mm) est définie par la zone où le caloduc oscillant est plaqué au niveau de la source chaude.

A l'opposé, le refroidissement du condenseur (L_{cond} = 30 mm) est assuré par une circulation d'eau glycolée dans des canaux usinés sur un disque relié au cylindre. La température de cette source froide est fixée par un cryothermostat (Huber® CC 450, précis à ± 0,1 K) faisant circuler un mélange eau/glycol (cf. figure 73 et figure 76). Une zone dite « adiabatique » existe entre l'évaporateur et le condenseur (L_{adia} = 66 mm). L'épaisseur *e* du cylindre simulant le stator est de 3 mm. L'ensemble du PHP est isolé sur le banc expérimental grâce à de la laine de roche ($\lambda \approx 0{,}04$ W.m^{-1}.K^{-1}) et un revêtement adhésif en aluminium pour limiter les échanges par rayonnement avec les parois extérieures.

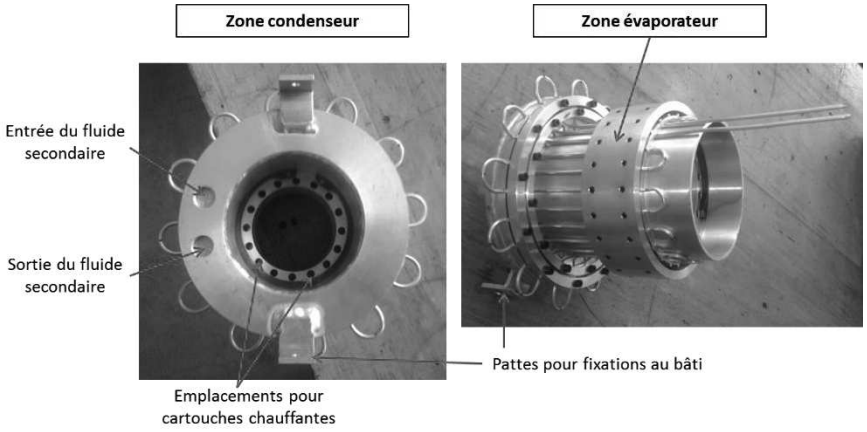


Figure 73 : Vue d'ensemble du système PHP (9)

Deux fluides caloporteurs sont utilisés, l'éthanol et le pentane. Trois positions principales sont considérées dites horizontale, verticale défavorable et verticale favorable (cf. figure 74).

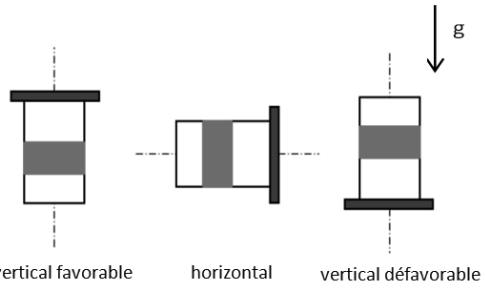


Figure 74 : Schéma des principales positions d'orientation

2.1.2 Instrumentation

Vingt-huit thermocouples (type T, 0,2 mm) sont répartis sur quatre branches : sur chacune, trois thermocouples sont répartis dans la zone évaporateur, deux dans la zone adiabatique et deux dans la zone condenseur. Les thermocouples sont maintenus mécaniquement sur les tubes du caloduc oscillant au niveau des zones évaporateur et condenseur grâce à des baguettes de serrage. Au niveau de la zone adiabatique, ceux-ci sont brasés à l'étain. Au final, nous disposons de sept thermocouples par branche instrumentée,

équidistants les uns des autres, et d'une mesure supplémentaire de la température ambiante (cf. figure 76).

Quatre thermocouples gainés (type T, 1,2 mm) mesurent la température au niveau de la source chaude (TC1 à TC4, cf. figure 75) et sont également utilisés comme sécurités sur Labview® (T_{max} = 120°C), logiciel pouvant arrêter l'alimentation électrique si nécessaire. Quatre thermocouples gainés avec une précision plus faible (type K, 1,2 mm) sont également insérés au niveau de la source chaude mais reliés à un disjoncteur contrôlant l'alimentation électrique. Ils servent de sécurité supplémentaire en cas de défaillance informatique (T_{max} = 125°C).

Un capteur de pression (GE® PTX5076-TA-A3-CA-HO-PS, 10 bars absolus, précision de ± 200 Pa) mesure les niveaux et fluctuations de pression absolue sur un canal, à l'extrémité de l'évaporateur, permettant le remplissage (cf. figure 75). Une résistance shunt de 10 mΩ permet la mesure de l'intensité, qui couplée avec une mesure de tension aux bornes de l'ensemble des cartouches chauffantes, permettent de déterminer précisément la puissance injectée au niveau de la source chaude.

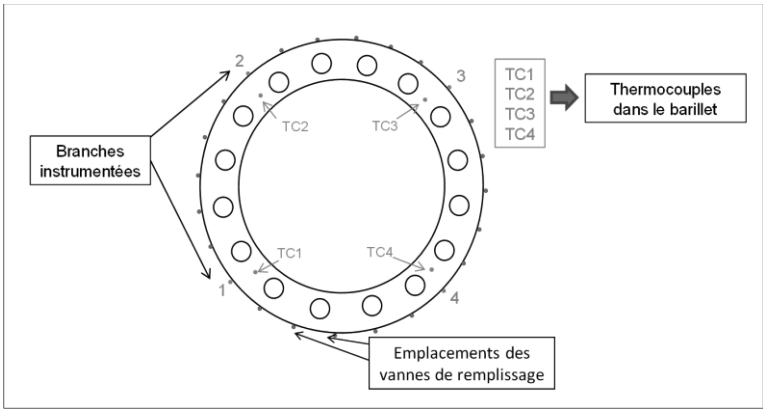


Figure 75 : Schéma des branches instrumentées sur une vue en coupe

L'ensemble des mesures est réalisé à l'aide d'une centrale d'acquisition Agilent 34970A et contrôlé à travers l'interface de communication avec les différents composants (thermocouples, capteur de pression, mesures de tension) développée sur le logiciel Labview®. L'incertitude de mesure sur chaque température est globalement de 0,67 K (9).

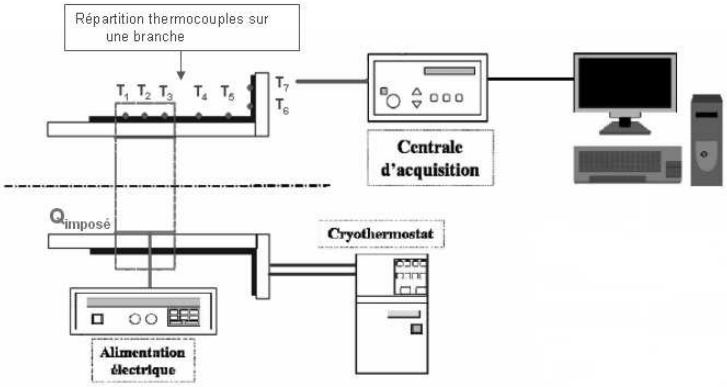


Figure 76 : Schéma global du dispositif expérimental

2.1.3 Conductance globale

Nous évaluerons les performances du système à l'aide de la conductance thermique globale, classiquement utilisée dans la littérature, mais qu'il convient de définir pour notre application. Le bilan thermique global de notre système nous donne :

$$\boldsymbol{Q = G_c(T_{evap} - T_{cond}) + G_{PHP}(T_{evap} - T_{cond}) + G_{pertes}(T_{evap} - T_{air})} \quad \textbf{(7)}$$

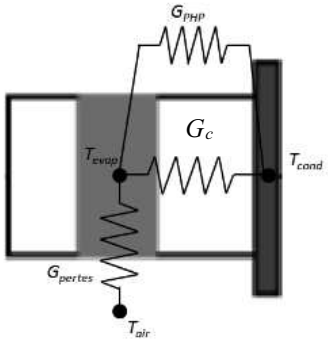


Figure 77 : Schéma du bilan thermique global de notre caloduc oscillant

La conductance thermique globale *G* du caloduc peut être isolée en prenant en compte les échanges par conduction à travers la structure et les échanges fluidiques en parallèle, qui est déterminée de façon usuelle par :

$$\boldsymbol{G = \frac{Q - Q_{pertes}}{T_{evap} - T_{cond}}} \quad \textbf{(8)}$$

où Q est la puissance totale délivrée par l'alimentation électrique et Q_{pertes} est la puissance des pertes thermiques avec l'environnement telle que :

$$\boldsymbol{Q_{pertes} = G_{pertes} * (T_{evap} - T_{air})} \quad \textbf{(9)}$$

T_{evap} et T_{cond} sont les valeurs moyennes spatiales et temporelles des températures mesurées sur les tubes de l'évaporateur et du condenseur, et T_{air} la température ambiante.

Pour estimer précisément, les coefficients G_{pertes} et G_c ; des mesures expérimentales préliminaires ont été effectuées sur le caloduc oscillant vide (G_{PHP} = 0). Ces mesures donne alors G_{pertes} = 0,079 W.K^{-1} et G_c = 1,59 W.K^{-1}.

La conductance globale est préférée à la résistance car permettant de mieux apprécier les écarts à des hautes performances.

2.2 Performances globales pour des paramètres fixes dans le temps

Ce caloduc a été investigué par Jean-François Bonnenfant lors de sa thèse (9) et nous utiliserons quelques-uns de ses résultats, associés principalement aux performances globales, en complément des nôtres.

2.2.1 Influence du bouclage

Le caloduc oscillant peut exister sous la forme bouclée et non-bouclée. Jean-François Bonnenfant s'est intéressé à l'influence du bouclage sur ce caloduc oscillant.

Une campagne a été menée pour de l'éthanol et du pentane à TR = 40% et 50%, pour différentes orientations (horizontale, verticale favorable, verticale défavorable) et différentes température de source froide (10°C, 40°C, 70°C). Il a ainsi pu faire les constats suivants (cf. figure 78) :

- le bouclage est favorable aux performances pour tous les jeux de conditions opératoires, sauf pour la position verticale défavorable à T_{cryo} = 10°C ;
- le bouclage est propice à une plus grande homogénéité de température entre les différentes branches du caloduc oscillant.

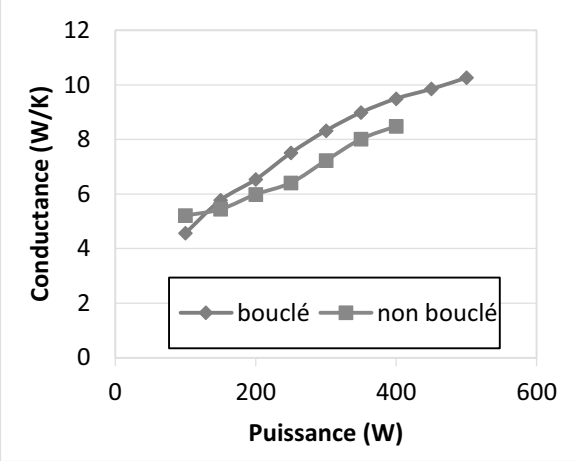


Figure 78 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée pour une configuration bouclée et non-bouclée (éthanol, TR = 40%, T_{cryo} = 10°C, horizontale)

Devant le constat d'un système plus homogène et plus performant en situation bouclée par rapport à celle non-bouclée, par la suite seulement les performances en situation bouclée seront présentées.

2.2.2 Performances générales

Deux fluides ont été explorés en configuration bouclée, l'éthanol et le pentane, pour les trois orientations définies précédemment.

Enfin, le niveau de température est apprécié sur les performances par la température imposée à la source froide, respectivement à 10°C, 40°C et à 70°C. En conjuguant l'ensemble de ces paramètres et en exploitant les mesures effectuées en faisant varier la puissance thermique appliquée, les courbes caractéristiques sont affichées en figure 79 à TR = 40 % et pour TR = 50 %.

Les observations suivantes peuvent être réalisées :

- classiquement, la conductance thermique augmente quand la puissance transférée augmente, caractéristique originale et propre aux PHP ;
- des comportements non monotones peuvent être observés. Par exemple, une diminution des performances pour le pentane en position verticale favorable pour une température de source froide de 40°C et des puissances allant de 0 W à 250 W, mais une amélioration des performances pour des puissances supérieures à 250 W ;
- les performances obtenues dépendent très sensiblement des fluides utilisés et du taux de remplissage. Par exemple aux plus basses températures à TR = 40 %, le pentane

conduit à de meilleures performances, alors que l'éthanol est plus intéressant aux températures les plus élevées, en particulier pour *TR* = 50 % ;

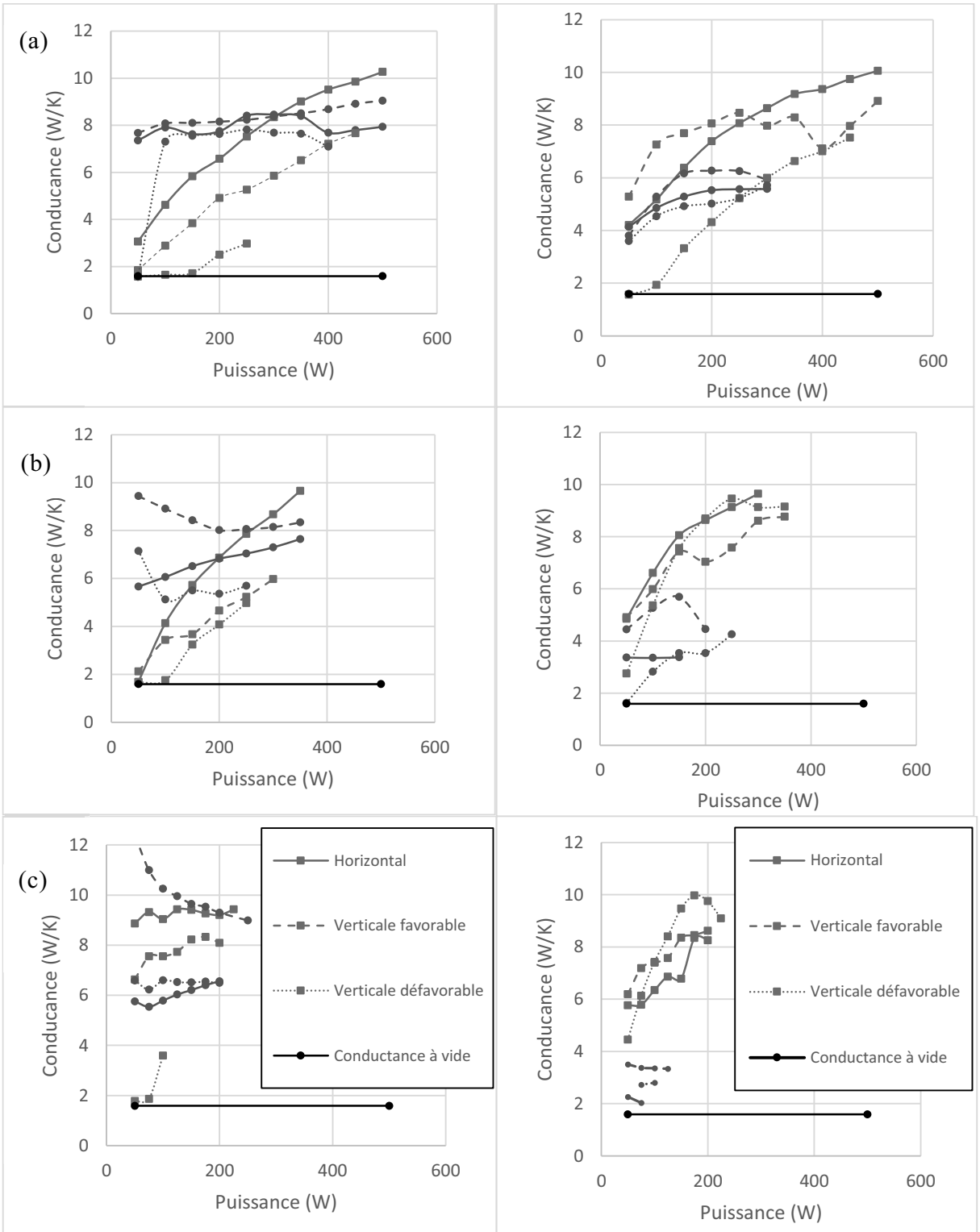


Figure 79 : Conductance globale en fonction de la puissance (W) pour trois orientations, pentane (rond bleu), éthanol (carré rouge), *TR* = 40 % (gauche) et *TR* = 50 % (droite), T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b) et 70°C (c)

- il apparait que pour le pentane, la position verticale favorable semble la plus intéressante en termes de performances. Toutefois, alors qu'à *TR* = 40 % la conductance pour cette orientation augmente avec l'augmentation de la température

de source froide, notamment pour les basses puissances ; à *TR* = 50 %, les performances diminuent. Pour les deux valeurs de *TR*, la position horizontale voit ses performances diminuer avec l'augmentation de la température de source froide ; la position verticale défavorable voit les plus faibles conductances à 40°C et les plus élevées à 10°C, l'évolution des performances avec la température n'est pas monotone ;

- pour l'éthanol, remarquons, qu'à *TR* = 40 %, la situation horizontale est la plus intéressante et la position verticale défavorable, la pire. Pour les trois orientations, les performances semblent plus élevées pour une plus haute température de source froide. A *TR* = 50 %, les performances de la position verticale défavorable augmentent avec la température de source froide, alors qu'elles restent similaires pour la position favorable. La position horizontale voit ses meilleures performances à 40°C et les pires à 10°C.

Le PHP a un fonctionnement intéressant thermiquement dans toutes les positions explorées ici, mais à mettre en relation avec la température de source froide et le taux de remplissage.

2.2.3 Influence de la température

Sur les graphes précédents, la température de travail influence les performances obtenues, mais ceci est lié également à l'inclinaison et à l'évolution des propriétés thermo-physiques du fluide avec la température, et donc aux régimes fluidiques qui s'installent dans le PHP. Il est ainsi difficile de découpler l'influence de la température des autres paramètres.

La température de source froide est ici imposée, pour des raisons de facilité technique, à différentes valeurs situées entre 10°C et 70°C.

Il ressort des mesures les constats suivants :

- le PHP rempli avec de l'éthanol à 40 %, voit ses performances augmenter avec la température de source froide pour les trois orientations (cf. figure 79) ;
- le PHP rempli avec du pentane montre des performances plus nuancées, en position horizontale, l'augmentation de la température de source froide est défavorable pour les performances, notamment à basse puissance (cf. figure 80). En position verticale favorable, l'augmentation de la température de source froide est favorable aux performances (cf. figure 83). En position verticale défavorable, une décroissance des performances est observée entre 10°C et 50°C mais de bonnes performances à 60°C et 70°C (cf. figure 82) ;
- l'évolution de la conductance globale avec la puissance n'est pas toujours monotone (cf. figure 80).

La différence d'évolution avec la température de source froide des conductances du PHP rempli au pentane ou à l'éthanol, peut s'attribuer aux propriétés thermo-physiques différentes (cf. Annexe B) :

- la viscosité de l'éthanol liquide diminue avec l'augmentation de température plus fortement que celle du pentane pouvant expliquer l'amélioration du mouvement oscillatoire notamment à haute puissance et à haute température ;
- la chaleur sensible de l'éthanol liquide augmente plus fortement avec la température que pour le pentane, dans des mêmes conditions de température et à déplacement égal, l'augmentation de la température de fonctionnement est plus favorable à l'éthanol qu'au pentane ;
- l'augmentation plus lente de la courbe de pression de saturation en fonction de la température de l'éthanol par rapport au pentane, peut également expliquer ses

performances inférieures à basse température. En effet, une force plus grande semble nécessaire à la mise en mouvement de l'éthanol ;

- finalement, la supériorité de la chaleur latente de l'éthanol comparée à celle du pentane, pourrait aller dans le même sens. Il faut une puissance plus importante pour évaporer l'éthanol, d'où un déplacement du fluide plus faible à basse puissance. Cela pourrait toutefois également permettre un transfert par chaleur latente plus élevé.

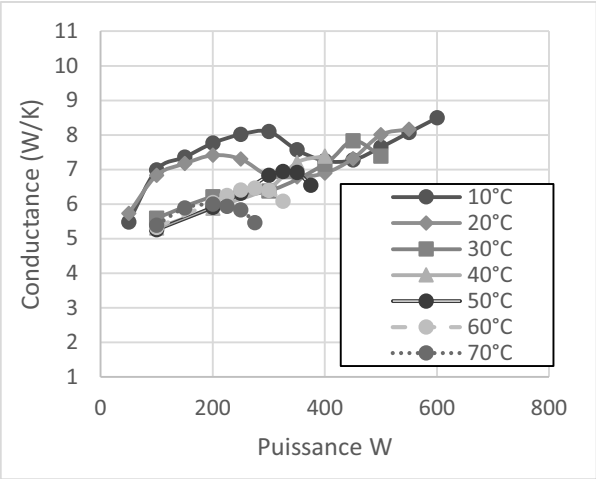


Figure 80 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 40 %, horizontale)

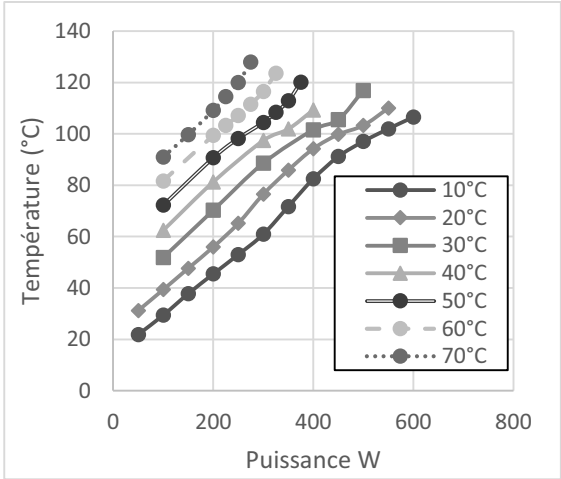


Figure 81 : Température évaporateur en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 40 %, horizontale)

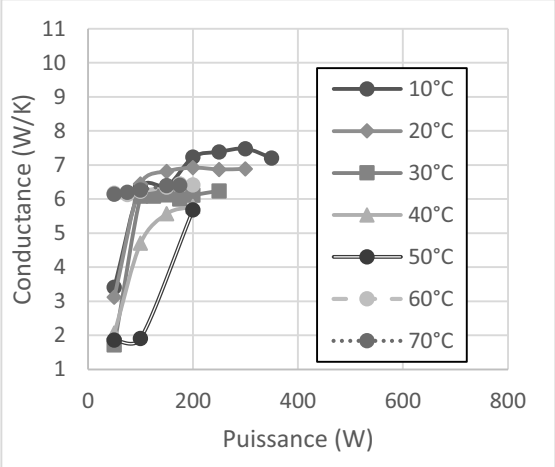


Figure 82 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 40 %, verticale défavorable)

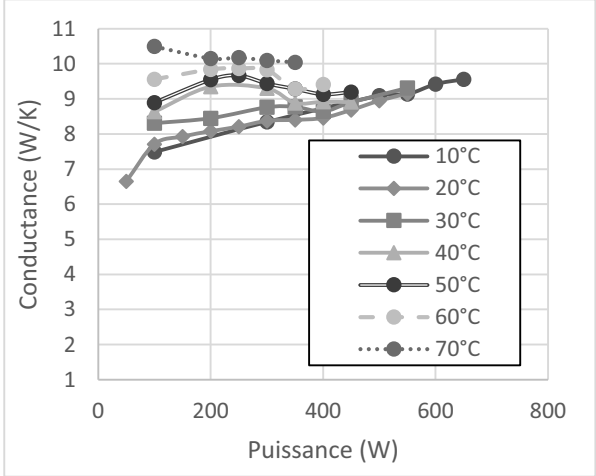


Figure 83 : Conductance globale en fonction de la puissance pour différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 40 %, verticale favorable)

Pour le PHP rempli au pentane en position horizontale, la diminution locale de conductance semble apparaitre pour une température d'évaporateur proche de 100°C (cf. figure 82), or à cette température le diamètre du tube est proche de la valeur du diamètre critique. L'apparition de ce minimum local de conductance globale peut être causée par la transition d'un régime d'écoulement bulles-bouchons à un écoulement stratifié, qui en position verticale favorable amène à un régime annulaire ou voire un régime de thermosiphon, mais à une diminution de performances voire à un arrêt des oscillations en position horizontale.

L'évolution temporelle des températures à l'évaporateur avant l'apparition de ce minimum local, montre un seul état quasi-stationnaire purement oscillant (cf. figure 84).

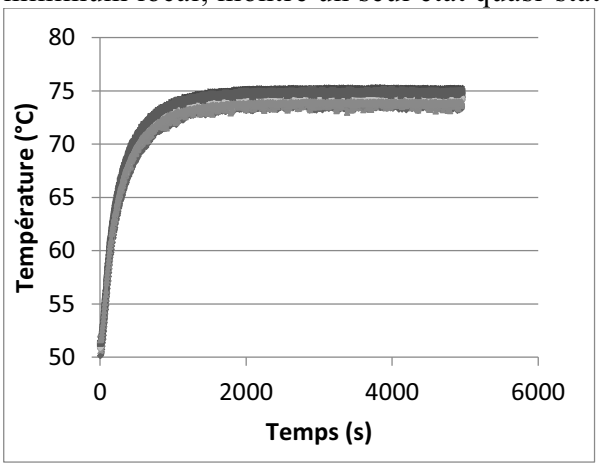


Figure 84 : Evolution temporelle de la température évaporateur (100 W, pentane, TR = 40 %, verticale favorable, T_{cryo} = 60°C)

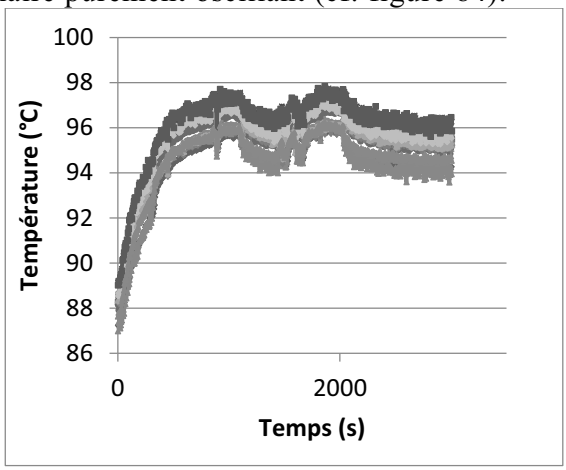


Figure 85 : Evolution temporelle de la température évaporateur (250 W, pentane, TR = 40 %, verticale favorable, T_{cryo} = 60°C)

Toutefois à plus haute puissance, le régime purement oscillatoire de bulles-bouchons se transforme en un régime avec une alternance continue entre deux états quasi-stationnaires dont les performances ne se valent pas (cf. figure 85). Ceci semble à l'origine de l'évolution particulière de la conductance.

Finalement, il est difficile de tirer des conclusions générales car l'évolution des performances avec la température est fortement dépendante des propriétés thermo-physiques du fluide et des paramètres opératoires. Ceci rend compliquée l'évaluation de l'influence isolée d'un paramètre opératoire.

2.2.4 Orientation/inclinaison par rapport au champ de gravité

Le but de cette partie est d'étendre les résultats de l'évolution des performances du PHP en fonction de son orientation. Cette étude permettra d'observer si un fonctionnement est possible dans toutes les configurations envisagées lors d'une situation de vol. L'angle d'inclinaison lors d'un transport aérien de type civil est souvent intermédiaire, entre la position horizontale et la position verticale favorable, mais également variable au cours du temps, il est nécessaire d'effectuer un focus sur l'influence de l'inclinaison sur les performances.

Précédemment, l'évolution des performances avec la température de la source froide est différente selon l'orientation, notamment pour le pentane. Dans cette campagne expérimentale, le choix est réalisé d'observer l'influence de l'orientation pour différentes température de source froide.

Pour cela, une campagne est effectuée avec le caloduc oscillant rempli avec du pentane à TR = 40 %, différentes inclinaisons sont investiguées allant de la position horizontale (0°) à la position verticale favorable (90°), pour trois température de cryostat (10°C, 40°C et 70°C). Les constats suivants peuvent être réalisés (cf. figure 86) :

- à 70°C, où l'écart de performances est le plus grand entre les positions horizontale et verticale favorable, une augmentation progressive des performances avec l'augmentation de l'inclinaison de la position horizontale à la position verticale favorable peut être observée, notamment pour les basses puissances (< 200 W) ;

- à 40°C, l'écart de performances entre les positions horizontale et verticale favorable diminue avec l'augmentation de la puissance injectée. Lors de l'augmentation de l'inclinaison de la position horizontale à la position verticale favorable, une augmentation des performances peut ainsi être observée. Les performances des positions intermédiaires à basses puissances (< 250 W) semblent proches de celles observées pour la position horizontale, alors que celles à haute puissance (> 250 W), semblent plus proches des performances de la position verticale favorable. Toutefois, il est intéressant de noter qu'une inclinaison de 20° affiche des performances inférieures à la position horizontale ;
- à 10°C, les performances aux positions horizontale et vert. favorable sont similaires, une diminution locale des performances en position horizontale est notée entre 350 W et 550 W, ce qui n'est pas observée en position verticale favorable. Pour les positions intermédiaires, les performances sont étonnamment inférieures à ces deux positions, les performances sont d'autant plus faibles que la position est proche de l'horizontale ;
- les performances en position horizontale diminuent avec la température de source froide ;
- de façon globale, les performances en position verticale favorable augmentent avec la température de source froide, notamment à basse température.

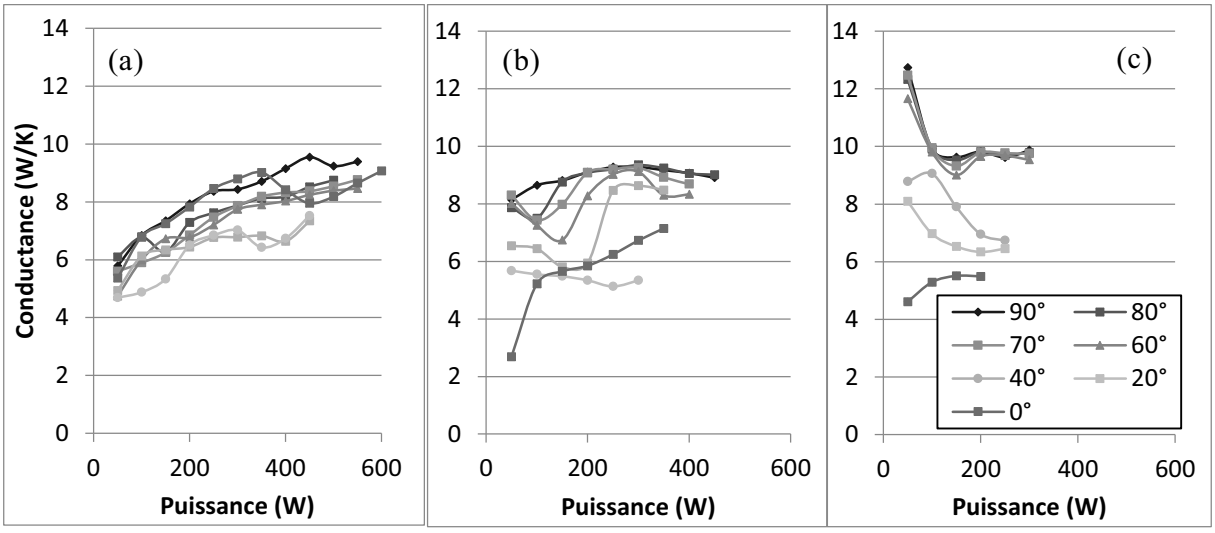


Figure 86 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée pour différentes orientations (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b), et 70°C (c))

En conclusion, les performances en position horizontale diminuent avec la température alors que les performances en position verticale favorable s'améliorent avec la température de source froide, augmentant l'écart de performance entre ces positions.

A haute température de source froide, où l'écart de performances entre les positions horizontale et verticale favorable est très marqué. Une position intermédiaire entre celles-ci va généralement présenter un comportement intermédiaire.

Toutefois, à basse température de source froide où l'écart de performances entre ces deux positions est moins marqué, il est intéressant de noter que des positions intermédiaires peuvent présenter des performances inférieures à ces deux positions.

Dans la littérature, il avait également été observé qu'une inclinaison intermédiaire peut permettre d'obtenir un optimum des performances (59).

2.2.5 Influence du taux de remplissage

A travers une revue de nombreux articles, Han *et al.* (76) ont pu observer qu'il existe un taux de remplissage optimum pour les performances du caloduc oscillant. Ils ont observé que celui-ci est situé entre 40 et 60 %.

Grâce à une campagne effectuée avec des remplissages au pentane fixés successivement à TR = 40, 50 et 60 %, nous pouvons faire les constats suivants (cf. figure 87) :

- pour toutes les orientations, le pentane montre de meilleures performances à TR = 40 % comparé aux deux autres taux de remplissage ;
- les performances semblent diminuer avec l'augmentation du taux de remplissage entre 40 et 60 % pour toutes les orientations sauf la position défavorable.

Globalement, un taux de remplissage optimum est observé pour le pentane à TR = 40 % pour T_{cryo} = 40°C et T_{cryo} = 70°C.

Les résultats de Bonnenfant *et al.* (9) en configuration non-bouclée, semblent montrer les mêmes résultats. Il a également pu observer un taux de remplissage optimum pour l'éthanol situé là à TR = 50 %.

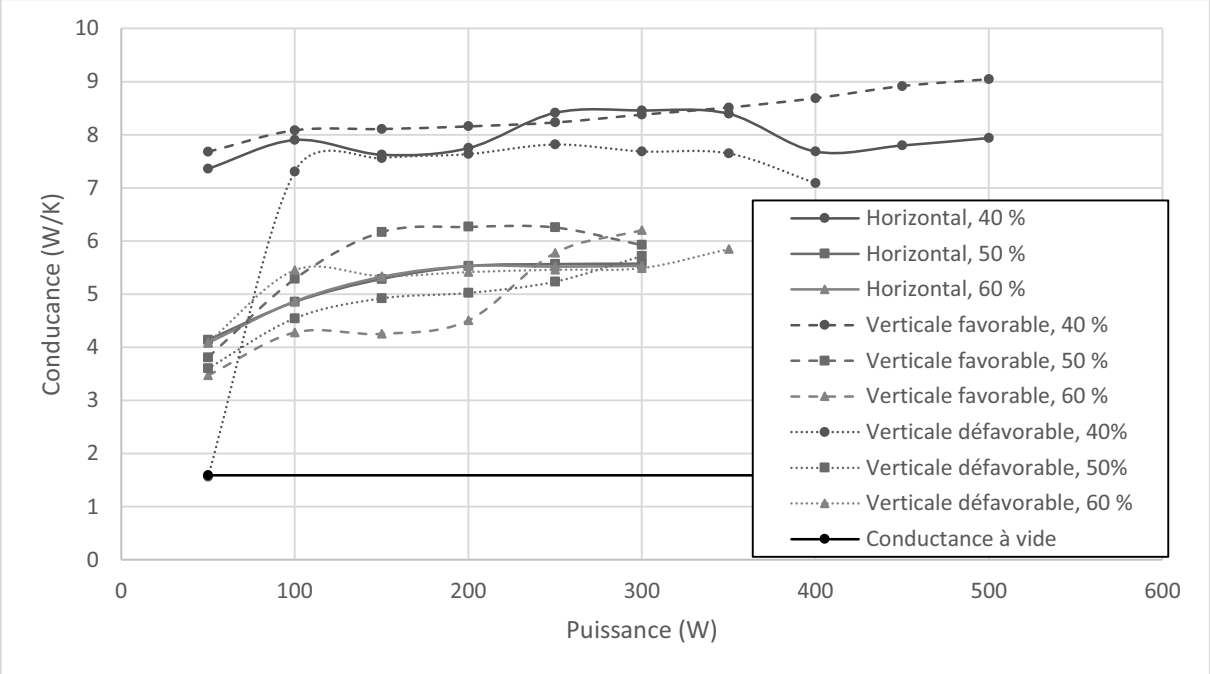


Figure 87 : Conductance en fonction de la puissance pour différentes orientations et différents taux de remplissages (pentane, T_{cryo} = 10°C)

2.3 Analyse d'essais de démarrage

Précédemment, la température de source froide et l'orientation ont montré une influence importante sur la conductance globale du caloduc oscillant. Dans cette partie nous nous intéressons à l'influence de ces différents paramètres lors de démarrage des oscillations.

Dans la littérature, les expériences académiques à un seul tube contenant un ménisque (22) (69), montrent que les oscillations de celui-ci nécessitent une différence de température entre évaporateur et condenseur.

Toutefois dans le cas d'un caloduc complet, le régime fluidique n'est pas composé que d'un seul ménisque entre les deux zones, Nikolayev *et al.* (21) ont ainsi supposé, en prenant en compte l'inertie du tube et la présence de film liquide, que le démarrage des oscillations, était lié au gradient local de température dans le tube.

2.3.1 Influence des paramètres opératoires sur la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations

Dans une première partie, nous analysons tout d'abord les températures obtenues lors d'essais précédents, pour essayer de déterminer un critère pertinent témoignant du démarrage des oscillations dans le caloduc oscillant. Ne pouvant accéder véritablement à la variation de la température dans la zone évaporateur en particulier, zone privilégiée du démarrage semble-t-il, nous regardons la différence de températures entre évaporateur et condenseur $\Delta T_{amorçage}$, à laquelle les oscillations démarrent. Pour provoquer ce démarrage, une puissance de chauffe est appliquée progressivement par palier (50 W).

Nous pouvons voir dans un essai représentatif (cf. figure 88), l'évolution des températures après l'application d'un échelon de 50 W. Nous pouvons constater le démarrage des oscillations et relevons le $\Delta T_{amorçage}$ correspondant.

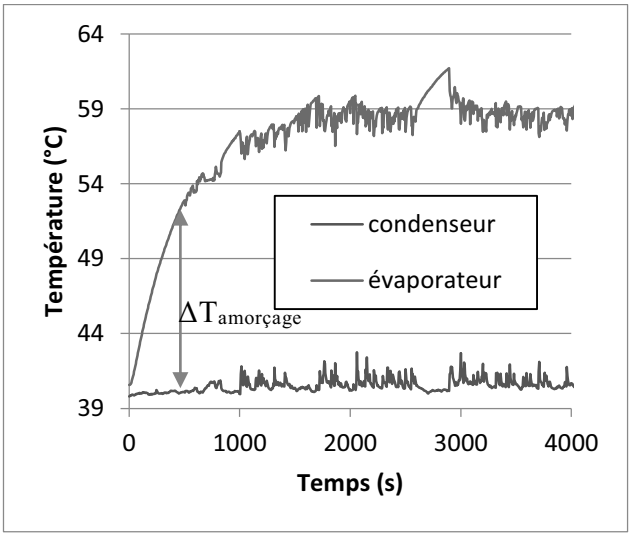


Figure 88 : Evolution des températures en fonction du temps après un échelon de 50W (éthanol, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C)

Ici, de l'éthanol et du pentane sont utilisés (*TR* = 50 %). Les trois orientations classiques sont investiguées pour les trois températures de cryostat définies précédemment. Nous en ressortons les constats suivants (cf. figure 89) :

- la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage est la plus importante pour la position verticale défavorable. La meilleure position est la position horizontale. Ceci fait écho aux travaux de Mameli *et al.* (60) qui ont observé le même comportement pour du FC-72, et l'ont attribué à l'absence de force de gravité supplémentaire à vaincre en position horizontale ;
- l'augmentation de la température de la source froide semble contribuer à la diminution de la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations pour les positions verticales, alors que la position horizontale semble peu affectée ;

- l'éthanol nécessite une différence de températures supérieure à celle du pentane (excepté en position horizontale où elles sont similaires).

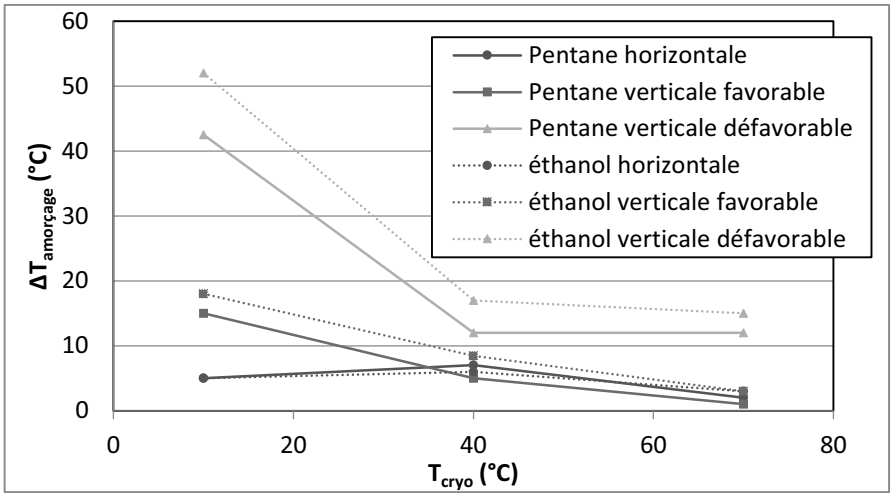


Figure 89 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur à l'amorçage les oscillations en fonction de la température de cryostat pour trois orientations différentes (pentane et éthanol, *TR* = 50 %)

La chaleur latente élevée de l'éthanol, ainsi que l'augmentation faible de la pression de saturation en fonction de la température, comparées à celles du pentane peuvent en partie expliquer la valeur plus élevée du critère de démarrage constaté pour l'éthanol.

2.3.2 Influence du bouclage sur la différence de températures entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations

Nous avons pu observer précédemment, que le bouclage entraine une amélioration importante des performances, nous pouvons nous demander si elle en montre également une sur le démarrage.

Lorsque l'on compare la configuration bouclée par rapport à la configuration non-bouclée du PHP rempli avec du pentane à *TR* = 40 %, pour différentes températures de source froide, nous constatons que le bouclage a amélioré la différence de température nécessaire au démarrage pour les positions horizontale et verticale favorable, notamment à basse température de source froide (cf. figure 90).

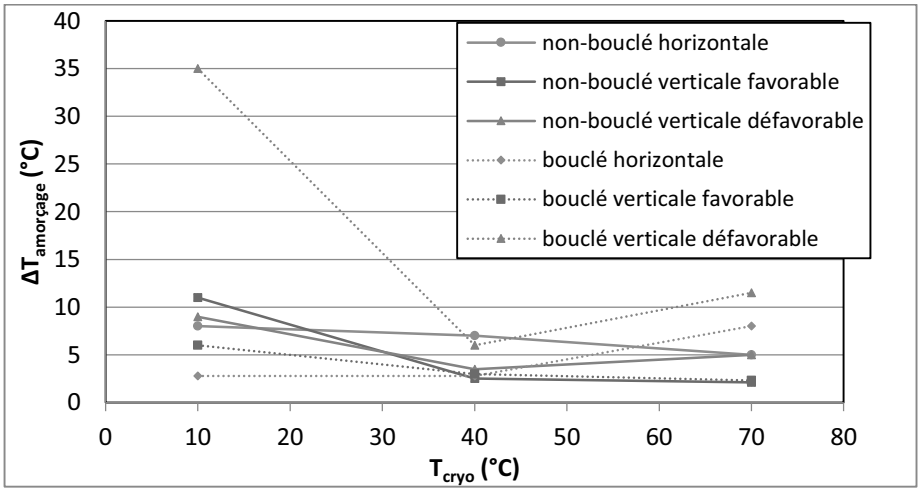


Figure 90 : Comparaison des écarts de températures nécessaire au démarrage des oscillations en fonction du bouclage (pentane, *TR* = 40 %)

Toutefois, en position défavorable, les performances ont nettement diminué avec le bouclage, nous pourrions penser que ce comportement serait dû à un comportement instable à basse puissance, mais nous verrons par la suite que, le démarrage en position verticale défavorable en configuration bouclé a lieu à des différences de température supérieures aux deux autres orientations.

Le bouclage contribue à une plus grande uniformité de températures au sein du PHP (cf. figure 91). Une moins bonne uniformisation de la répartition du fluide dans la configuration verticale défavorable pourrait alors contribuer à créer des zones spécifiques propices à un démarrage du caloduc oscillant.

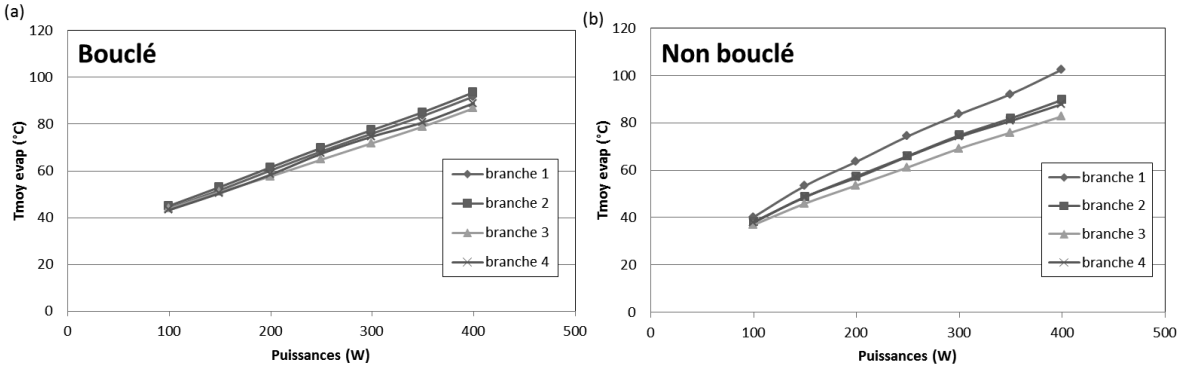


Figure 91 : Comparaisons des températures moyennes dans la zone évaporateur de différentes branches entre les configurations bouclée (a) et non-bouclée (b) (éthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

2.3.3 Détermination précise de la puissance de démarrage

Après avoir regardé l'écart de température à l'amorçage des oscillations, l'intérêt se porte sur l'impact de petits incréments de puissance sur le démarrage et les performances.

Pour cela, une campagne avec de faibles incréments de puissance injectée (10 W) est menée, pour trois orientations différentes (dont deux essais en position verticale défavorable), et une température de cryostat de 10°C.

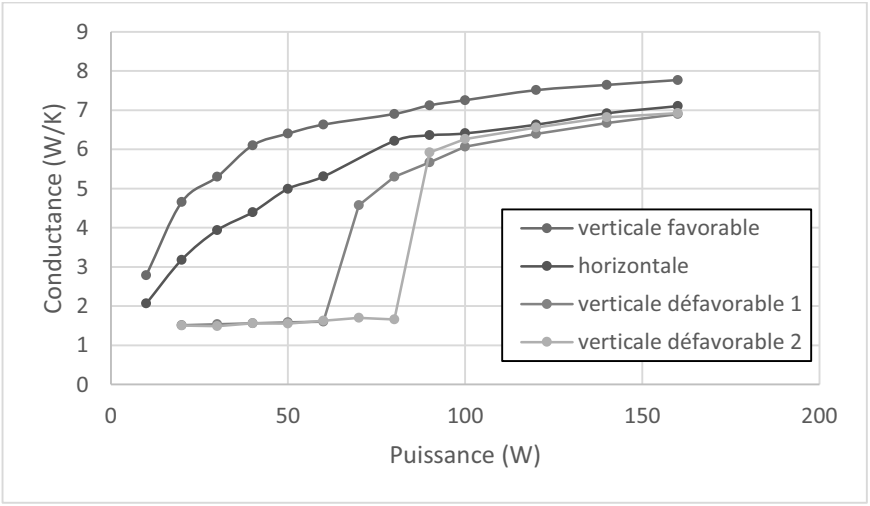


Figure 92 : Evolution des conductances en fonction de la puissance pour 3 orientations différentes (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C, configuration bouclée)

Nous nous apercevons que (cf. figure 92) :

- la puissance nécessaire au démarrage en position horizontale et verticale favorable est inférieure à 10W alors qu'en position verticale défavorable elle est dispersée entre 60 W et 90 W ;
- l'observation de la différence de températures lors du démarrage des oscillations pour l'essai en position *verticale défavorable 1*, permet de trouver une différence de température entre évaporateur et condenseur à l'amorçage des oscillations de 42 K ;
- pour l'essai en position *verticale défavorable 2*, nous trouvons une différence de température entre évaporateur et condenseur à l'amorçage des oscillations de 50,8 K ;
- ces valeurs peuvent paraitre surprenantes car pour ces mêmes conditions expérimentales mais avec une augmentation de puissance de 50 W à 100 W, une différence de température lors du démarrage des oscillations de seulement 35 K a été constatée.

Nous ne pouvons pas déterminer, ici, si cette différence provient des instabilités inhérentes au démarrage en position défavorable ou, à la manière dont la puissance est augmentée.

2.3.4 Influence de l'incrément de puissance sur la différence de température entre évaporateur et condenseur lors du démarrage des oscillations

Dans notre précédente étude, nous nous sommes aperçus que le démarrage a parfois été rencontré à différentes valeurs de ΔT pour les mêmes conditions opératoires, mais avec une dynamique de puissance différente, notamment en position verticale défavorable. Les différentes branches pouvant démarrer à des moments différents, il est difficile de déterminer précisément une valeur du critère de démarrage. Dans l'optique de déterminer si la dynamique de puissance influence le critère de démarrage, l'intérêt est porté sur différents essais avec du pentane à TR = 40 %, en position défavorable à T_{cryo} = 10°C, où la puissance est augmentée progressivement par différents incréments de puissance.

Malgré une certaine disparité dans les valeurs, pour les mêmes conditions opératoires (cf. tableau 3), les écarts de températures entre évaporateur et condenseur pour lesquels les oscillations démarrent, diminuent pour de plus grands incréments de puissance.

Puissance du régime d'équilibre de départ sans oscillations (W)	Incrément de puissance déclenchant les oscillations (W)	Différence de température entre évaporateur et condenseur à l'amorçage des oscillations (K)
60	10	42,1
80		50,8
50	50	34,8
50		35,5
0	100	26
0	200	6,2
0		17,5
0		19
0		6

Tableau 3 : Tableau récapitulatif des essais de démarrage avec différents incréments de puissance (pentane, verticale défavorable, TR = 40 %, T_{cryo} = 10°C)

En conclusion, l'influence de l'incrément de puissance sur la différence de température à laquelle les oscillations démarrent, nous invite à penser que le critère de

démarrage des oscillations n'est pas guidé par une différence de température entre évaporateur et condenseur, mais plutôt par un gradient de température comme évoqué par Nikolayev *et al.* (21). Ceci est en accord avec les observations de Liu *et al.* (51) qui observaient une amélioration des performances de démarrage avec l'augmentation de la puissance.

Le critère de démarrage semble dépendant des conditions opératoires, notamment de l'orientation et de l'évolution des propriétés thermo-physiques avec la température.

2.4 Evolution temporelle des performances

Un aspect important lors de l'utilisation d'un dispositif est la connaissance de l'évolution de ses performances avec le temps d'utilisation. Cela permet de connaître sa durée de vie et la fréquence à laquelle celui-ci doit être entretenue, pour assurer son fonctionnement.

2.4.1 Stabilité et répétabilité des performances

L'existence et l'alternance de différents régimes quasi-permanents obtenus pour les mêmes conditions opératoires peuvent poser problème, car les performances semblent alors pouvoir évoluer dans le temps (cf. figure 84 et figure 85). Une contrainte forte dans l'industrie est bien sûr, la fiabilité ; une campagne de répétabilité a ainsi été menée pour différentes orientations et différentes températures de source froide, pour s'assurer que les mêmes conditions opératoires aboutissent toujours aux mêmes résultats globaux.

La figure 93 donne la valeur de conductance thermique obtenue en régime stabilisé pour plusieurs essais, successivement menés de façon identique, sans longue période de repos entre chaque. Ceci a été effectué pour deux niveaux différents de puissance injectée.

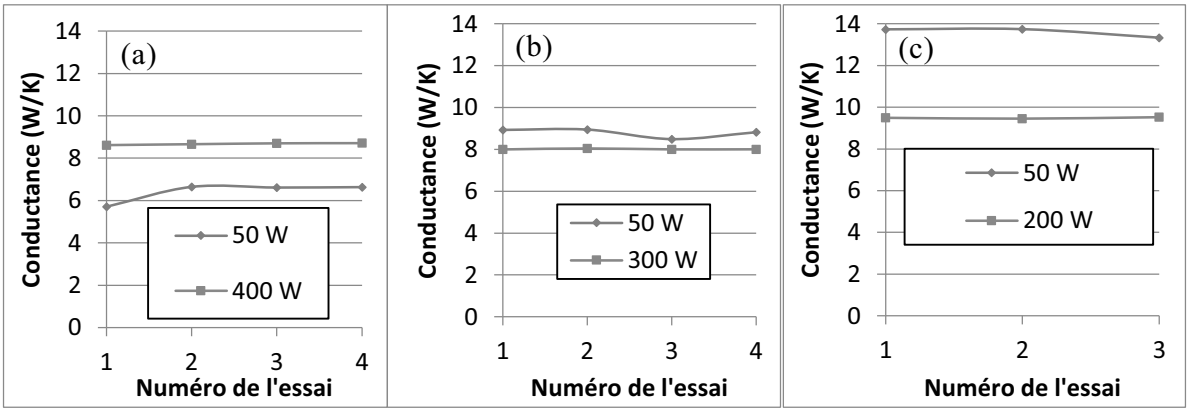


Figure 93 : Conductance pour des essais successifs à deux puissances injectées différentes (pentane, *TR* = 40 %, verticale favorable, T_{cryo} = 10°C (a), 40°C (b), et 70°C (c))

Nous constatons clairement que les valeurs de la conductance sont similaires à une puissance injectée donnée, même à faible puissance où le démarrage peut être instable.

Ici le constat d'une conductance supérieure pour une puissance de 50 W comparée à 300 W ou 200 W à une température de source froide de 40°C et 70°C, n'est pas surprenant, nous avons effectivement déjà constaté que le caloduc oscillant rempli au pentane voit une diminution de la conductance dans ces conditions.

2.4.2 Hystérésis des performances selon la puissance injectée

Suivant la puissance injectée, le régime fluidique peut alterner entre différents états quasi-stationnaires. La trajectoire suivie pour atteindre l'établissement d'un régime dit établi pourrait éventuellement influencer ce comportement et, par-là, également les performances.

Deux campagnes différentes ont été effectuées avec un remplissage au pentane à 40 % pour plusieurs situations différant par la température de source froide imposée ainsi que l'orientation choisie.

Pour apprécier cette hypothétique influence, dans une première campagne, nous avons mené une série d'essais où un cycle de montée en puissance puis un cycle de descente ont été imposés. Nous pouvons constater sur la figure 94 que les performances obtenues sont très similaires quel que soit le sens du cycle, et sans hystérésis.

Dans notre deuxième campagne, nous avons également comparé, la conductance obtenue lors d'une montée progressive de la puissance, à celle issue d'essais réalisés de manière aléatoire quant à la puissance imposée, les incréments de puissance sont alors variables de par la nature de ces essais. Là encore peu d'influence est à remarquer (cf. figure 95). Les mêmes conclusions s'imposent en général pour toutes les orientations et températures de source froide.

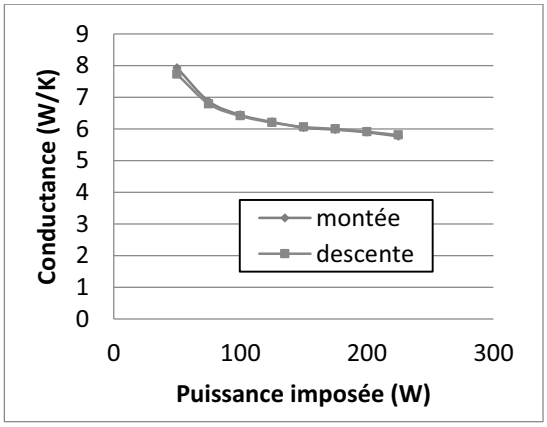


Figure 94 : Conductance globale lors d'une montée et descente progressive de la puissance injectée (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 70°C, verticale favorable)

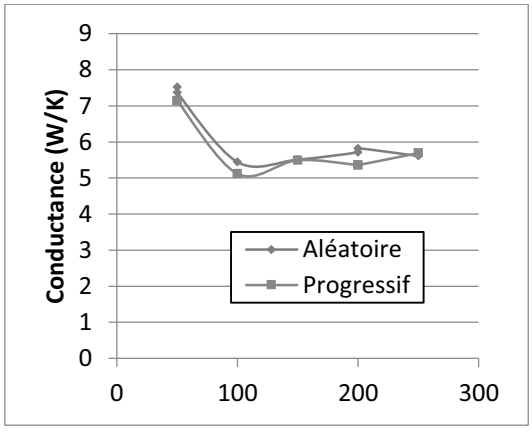


Figure 95 : Conductance globale lors d'une montée progressive de la puissance injectée et pour des puissances injectées aléatoirement (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 40°C, vert. défa.)

Une exception a été toutefois rencontrée lors d'essais réalisés à basse puissance en position verticale défavorable pour une température de source froide de 40°C. Dans ces conditions, la puissance à laquelle le démarrage ou l'arrêt des oscillations apparait est sensible au sens de montée ou de descente (cf. figure 96). En effet, nous pouvons constater que lors d'une montée progressive de la puissance injectée, le caloduc oscillant démarre dès 50 W et présente des performances respectables alors que lors d'une descente progressive, les oscillations s'arrêtent pour une valeur de 100 W et le caloduc oscillant présente alors de mauvaises performances.

Lors de la montée en puissance, un démarrage des oscillations est observable pour une différence de température entre évaporateur et condenseur de 1,6°C alors que lors de la descente en puissance un arrêt des oscillations est constaté pour une valeur de 22°C. Dans cette circonstance, l'hypothèse peut être avancée que la descente progressive de la puissance et de la température entraine une accumulation du liquide dans le condenseur, empêchant le mouvement oscillatoire. Ce résultat est à rapprocher des observations faites par Khandekar *et*

al. (10) où une accumulation de liquide dans le condenseur pouvait amener à l'assèchement de l'évaporateur.

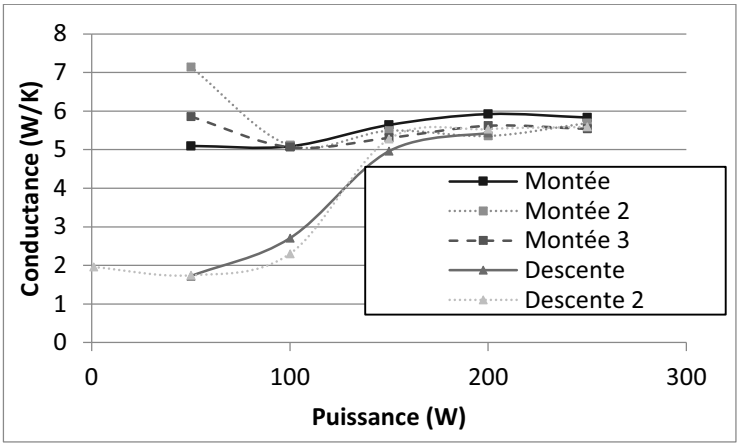


Figure 96 : Conductance globale pour des essais de montée et descente en puissance (pentane *TR* = 40 %, verticale défavorable, T_{cryo} = 40°C)

Bien que le champ d'investigations ne soit pas exhaustif, une très bonne répétabilité des performances de transfert obtenues est retenue, si la puissance injectée n'est pas au proche voisinage de la valeur minimale nécessaire au déclenchement des oscillations.

2.4.3 Essais de longue durée

Dans l'optique d'observer l'évolution des performances sur une longue période, des campagnes expérimentales ont été menées pour des périodes de fonctionnement de plus de 10 h. Malgré l'exploration de différents paramètres, aucun changement significatif n'est noté durant ces périodes de fonctionnement, montrant bien, là encore, la stabilité des performances.

Une campagne d'essais différents effectués à l'échelle de plusieurs mois pour un même remplissage a été réalisée. Cette campagne couvre la période de juin 2013 à mai 2014, puis un nouveau remplissage a été effectué en décembre 2014 et a servi de témoin (cf. figure 97).

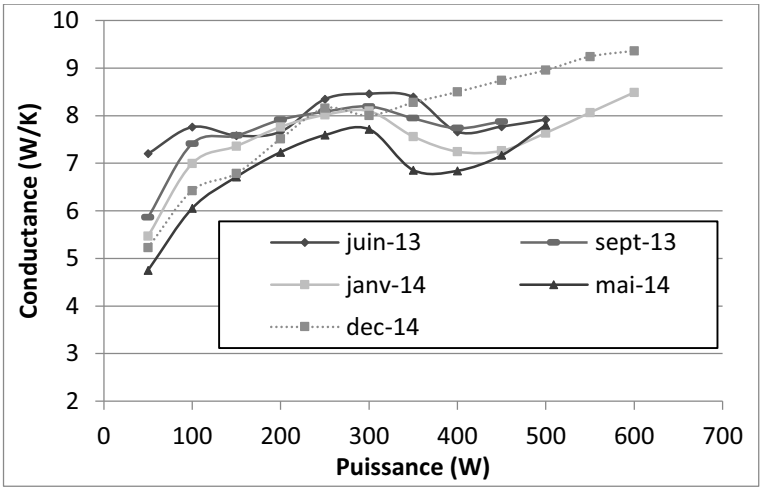


Figure 97 : Evolution de la conductance globale dans le temps (pentane, *TR* = 40 %, horizontale, T_{cryo} = 10°C)

Pour une position horizontale et une température de cryostat de 10°C, une diminution progressive des performances avec le temps est observée.

Un tube en aluminium permet généralement d'éviter une oxydation trop importante à température ambiante, par la formation d'une couche protectrice d'alumine (oxyde d'aluminium). Toutefois, une contrainte thermique et fluidique importante pourrait provoquer, au cours du temps, une oxydation progressive du tube. Celle-ci va entrainer un changement de l'état de surface du tube, ainsi que la génération de gaz incondensables. La présence de gaz incondensables et une mouillabilité moins importante sont notamment connues pour diminuer les performances du caloduc oscillant (80) (81).

Lorsque l'évolution des performances est comparée avec celle d'un nouveau remplissage témoin, les performances à basse puissance restent faibles, alors qu'à haute puissance elles ont été améliorées. Le nouveau remplissage permettant de retirer les gaz incondensables mais pas l'oxydation du tube ; il est possible que la modification de l'état de surface ait engendré de moins bonnes performances à basse puissance, alors que les performances à haute puissance sont affectées par la présence de gaz incondensables.

Notons qu'en positions verticale favorable et verticale défavorable, une légère baisse de performances est également observée avec le temps passant, notamment à basse puissance.

2.5 Comportement dynamique face aux changements de conditions opératoires

Afin de réaliser une campagne expérimentale simulant le comportement du PHP face à des sollicitations variables en orientation, en températures de source froide et en puissances rencontrées lors d'un plan de vol, des tests préliminaires dynamiques ont été menés.

L'objectif de ces tests préliminaires est d'observer la dynamique de comportement face à des modifications brusques en particulier de l'inclinaison, et de la puissance thermique appliquée.

2.5.1 Réponse à un changement d'orientation

Lors d'un vol, l'inclinaison d'un avion de type civil varie de ±20° autour de l'horizontale. Si le PHP peut fonctionner dans toutes les positions, comme montré aux paragraphes précédents, nous voulons apprécier sa réaction à un changement immédiat entre deux inclinaisons imposées différentes.

Le choix est réalisé de s'intéresser à un changement d'orientation entre les positions horizontale et verticale favorable, pour du pentane à TR = 40%, T_{cryo} = 40°C et Q = 150W. Après avoir atteint le régime dit « établi » pour l'orientation de départ, l'orientation est modifiée de façon la plus instantanée possible.

Les observations sur la figure 98, montrent que :

- la modification brutale des conditions opératoires n'entraîne pas de comportement inattendu ;
- lors du changement d'orientation (cf. trait pointillé autour de 1000 s), les oscillations de températures sont immédiatement modifiées, montrant que le régime fluidique interne du caloduc oscillant réagit immédiatement à la modification des conditions expérimentales. Ayel *et al.* (62) ont également observé que leur caloduc oscillant répondait rapidement à un changement d'orientation ;

- le régime permanent obtenu après modification de l'orientation correspond bien aux conditions opératoires en vigueur, comme attendu.

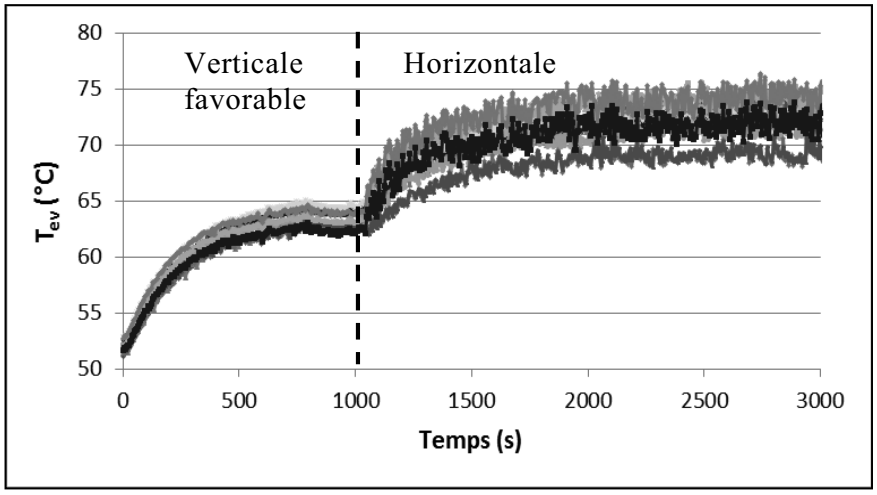


Figure 98 : Réponse thermique du PHP à un changement d'orientation de verticale favorable à horizontale (pentane, TR = 40 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 150 W)

2.5.2 Réponse à un changement de la puissance imposée

L'intérêt est porté ici à une modification brusque de la puissance imposée pendant la phase transitoire précédant le régime établi. Ceci permet de comparer la dynamique avec et sans modification d'un paramètre.

Pour cela trois essais sont comparés. Ils ont été effectués avec du pentane à TR = 40%, en position horizontale, pour T_{cryo} = 10°C :

- un échelon de puissance 0-650 W (cf. carrés gris foncé, figure 99);
- un échelon de puissance 500-550W avec établissement du régime pseudo permanent à 550W (triangles noir, figure 99);
- un échelon de puissance 0-650 W avec modification de la puissance à 550W avant l'établissement du régime d'équilibre appelé « démarrage dynamique » (losanges gris clair, figure 99).

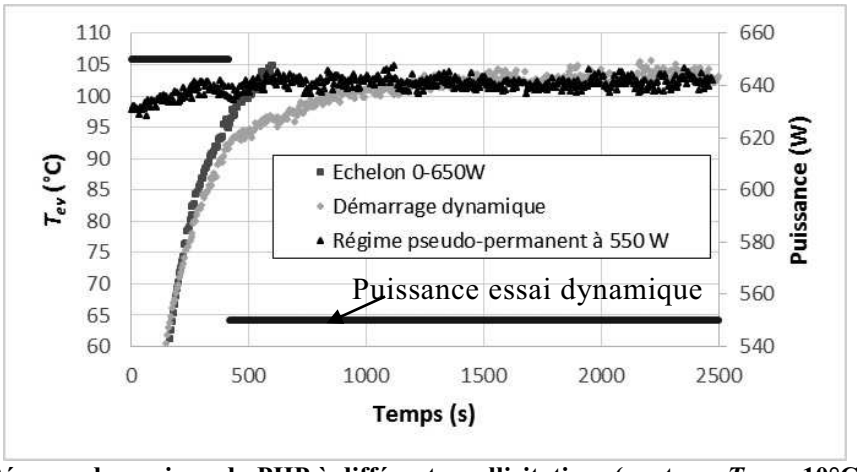


Figure 99 : Réponse dynamique du PHP à différentes sollicitations (pentane, T_{cryo} = 10°C, horizontal)

Sur la figure 99, les constats suivants peuvent être énoncés :

- pour les deux essais où un échelon de 0-650W est initialement appliqué, la même dynamique de montée en température est observée, dénotant que la dynamique, en plus des performances, est également répétable ici ;

- comme vu précédemment, les régimes permanents des deux essais avec une puissance de 550W sont égaux ;
- la modification de la puissance, comme pour celle de l'orientation, est perçue immédiatement ;

La figure 100 montre que, la dynamique entre l'échelon 500-550W et la dynamique de la période de transition succédant à une modification de la puissance sont similaires, si elles sont comparées en partant de la même température.

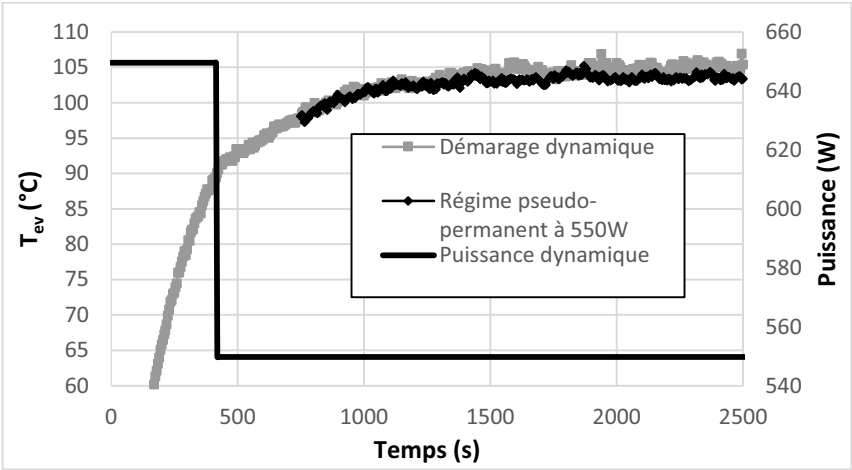


Figure 100 : Réponse transitoire en température pour deux scénarios de puissance appliquée (pentane, T_{cryo} = 10°C, horizontal)

Les résultats précédents sont supposées extensibles pour une modification de la température de source froide, mais l'inertie thermique trop lente du cryostat ne nous permet toutefois pas de le vérifier.

En conclusion, la dynamique de température sera le résultat des performances de transfert instantanées, dépendant des conditions opératoires et de la température initiale.

2.5.3 Comportement d'un caloduc oscillant durant un trajet aérien typique

La finalité est d'observer et d'analyser le comportement d'un caloduc oscillant lors de la simulation d'un vol aérien classique, afin d'apprécier l'influence de l'évolution dynamique des différentes conditions opératoires.

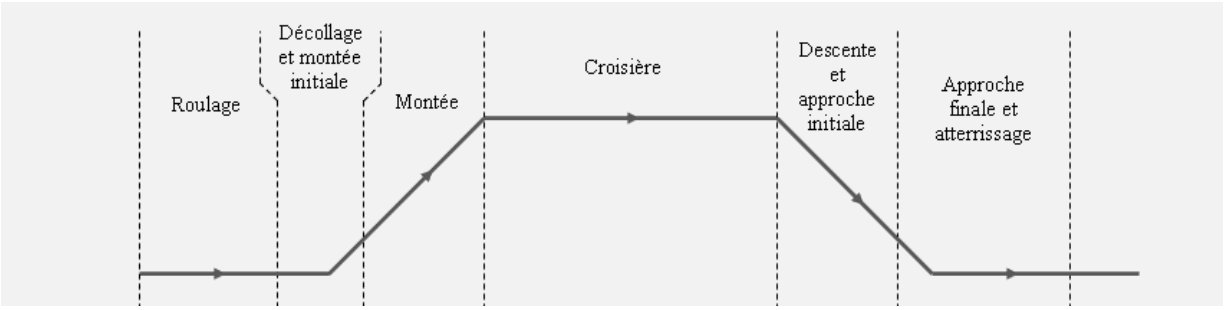


Figure 101 : Schéma des différentes phases lors d'un vol

Un vol présente différentes phases avec des paramètres opératoires qui leurs sont propres (cf. figure 101).

Pour notre étude, nous simulons un vol Paris-Marseille. Nous fixons la puissance maximale à évacuer à 250 W, nous obtenons la dynamique des paramètres à imposer ci-dessous (cf. tableau 4).

Pour isoler l'influence sur le comportement du caloduc d'un seul paramètre, un essai intégrant la dynamique de tous les paramètres est comparé à des essais réalisés sans le paramètre apprécié.

t (min)	Orientation	Puissance (W)	T_{cryo} (°C)
0	0°	209	58
20	+15°	209	58
21	+10°	215	62
25	+5°	251	55
27,5	+5°	61	49
30	+5°	80	47
35	+5°	123	33
40	0°	173	13
60	0°	135	33
65	0°	88	47
70	0°	250	49
72,5	0°	60	55
75	0°	238	62
80	0°	238	62
90	0°	210	58
110	0°	1	58

Tableau 4 : Paramètre durant le vol

Tout d'abord (cf. figure 102), la comparaison entre l'essai de référence correspondant au suivi de tous les paramètres (noir) est comparé à un essai comportant le suivi de tous les paramètres mais pour une orientation constante égale à 0° (gris).

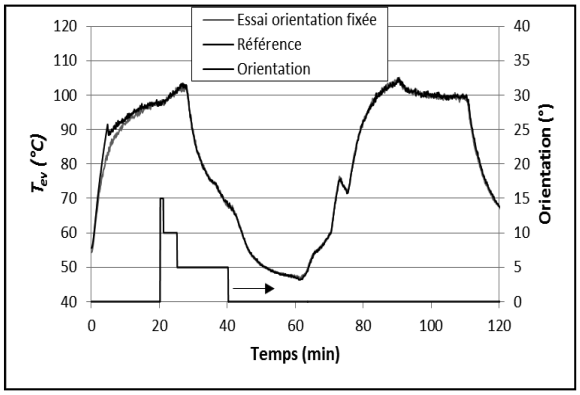


Figure 102 : Réponse à un essai plan de vol : influence de l'orientation

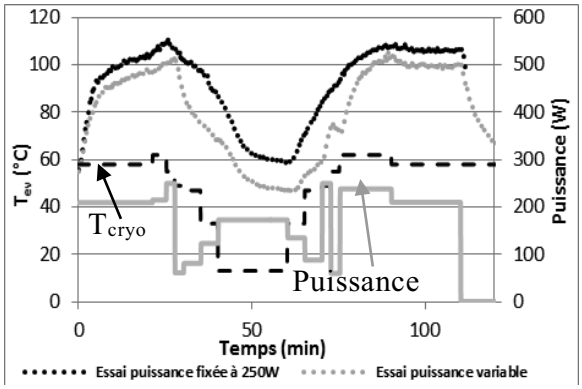


Figure 103 : Réponse à un essai plan de vol : comparaison avec une puissance fixe de 250 W

Les courbes sont parfaitement superposées pendant les deux essais, hormis pour la phase de démarrage pendant laquelle les orientations sont identiques et horizontales ; nous avons notamment constaté précédemment que malgré des conditions opératoires identiques, le démarrage peut s'opérer à une température différente selon les essais. Ceci n'est vraisemblablement dû qu'à une différence de répartition initiale du fluide lors de cette phase. L'orientation n'a ici pas d'influence sur le comportement du caloduc oscillant durant cette simulation de vol typique. Ce résultat n'est pas surprenant car nous avons constaté précédemment que l'influence d'une orientation faible est mineure, or ici l'inclinaison maximale est de 15°.

La figure 103 permet d'observer la comparaison, entre l'essai suivant la dynamique de tous les paramètres dont une puissance variable (points gris), et l'essai correspondant à la modification de tous les paramètres mais à une puissance constante Q = 250 W, correspondant au pire scénario (points noirs). L'évolution de la consigne de température du cryostat est tracée en pointillé noir et l'évolution de la puissance est indiquée par un trait gris. Malgré les variations brusques de puissance, le système est robuste et réagit très rapidement. Globalement, l'évolution de la température est prédictible connaissant les températures initiales et la dynamique d'un essai correspondant aux paramètres opératoires.

En conclusion, lors d'un vol aérien typique, l'influence de l'orientation est négligeable car les valeurs d'inclinaison sont faibles. La puissance à évacuer et la température de source froide vont déterminer la dynamique de la température. Cette dynamique est stable et peut être globalement anticipée grâce à des essais effectués avec des paramètres fixes. Ceci est encourageant si l'on souhaite prévoir la dynamique de température et utiliser un caloduc oscillant dans ce contexte.

2.6 Vibrations

2.6.1 Présentation du dispositif vibratoire

L'utilisation d'un équipement dans un contexte aéronautique et automobile passe par sa qualification d'un point de vue vibratoire. Dans l'optique d'envisager l'utilisation d'un caloduc oscillant dans ces contextes, il est intéressant d'observer l'impact de vibrations sur son fonctionnement.

Le peu d'études dans la littérature (cf. **§** 1.4.2.5), ne permettent pas d'estimer l'influence de vibrations mécaniques sur le fonctionnement et les performances d'un caloduc oscillant. En effet, même si les quelques études rencontrées mènent à penser que des fréquences trop importantes par rapport aux caractéristiques de notre dispositif (> 100 Hz) ne permettent pas un déplacement notable du fluide par rapport au tube, il n'est exclu que des vibrations mécaniques puissent modifier le comportement fluidique.

Pour pouvoir observer l'impact des vibrations sur notre système, le PHP étudié a été installé sur un pot vibrant (Brüel & Kjær® vibrateur LDS 824LS) au sein de l'entreprise Liebherr.

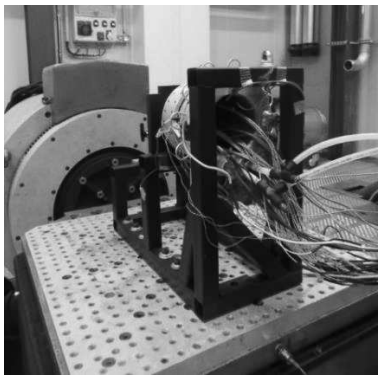


Figure 104 : Photo du banc expérimental vibratoire

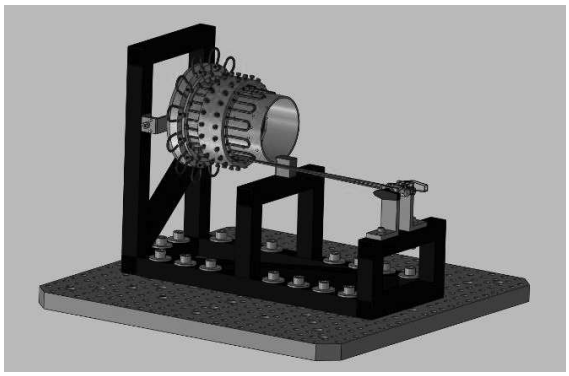


Figure 105 : Schéma du support pour étude vibratoire

Notre étude vibratoire est basée sur la qualification éventuelle d'un caloduc oscillant, respectant les critères donnés par l'agence de qualification américaine pour l'aviation, la FAA, pour une utilisation dans la zone de fuselage (82).

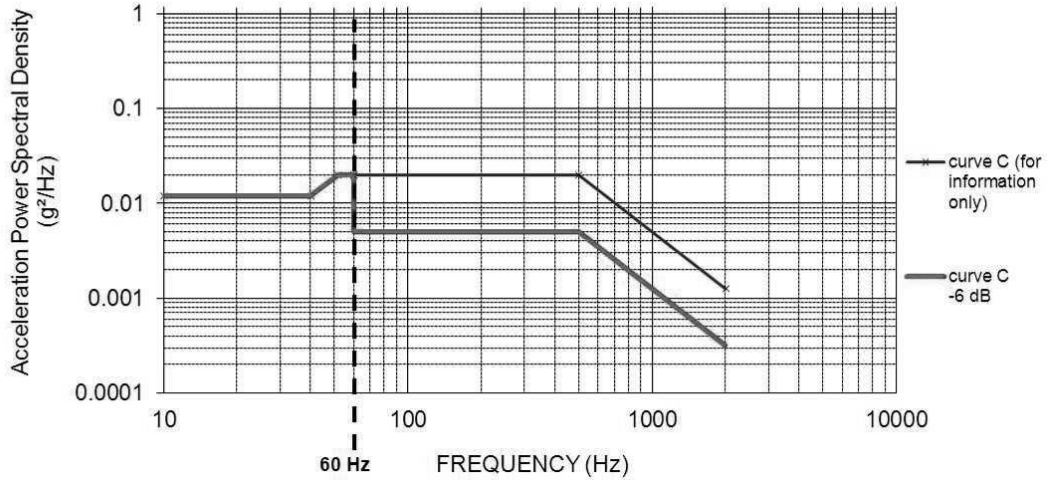


Figure 106 : Courbe qualifiante pour zone de fuselage

Des fréquences comprises entre 10 Hz et 2 kHz sont explorées, qui sont celles rencontrées communément lors d'un trajet aérien. Les contraintes subies par le système sont alors:

- amplitude maximale de l'accélération : 1,414 g;
- déplacement maximal : 1,24 mm;
- force : 166,5 N.

La procédure expérimentale est décomposée en quatre phases :

- recherche des fréquences de résonance;
- maintien d'un signal sinusoïdal avec une accélération fixe autour des fréquences de résonance, pour différentes valeurs d'accélération ;
- balayage sinusoïdal sur toute la gamme de fréquence avec balayage plus fin au niveau des fréquences de résonance avec accélération fixe ;
- recherche d'une modification des fréquences de résonance.

Cette procédure est appliquée suivant chacun des 3 axes (cf. figure 107), avec les paramètres vibratoires suivant :

- signal sinusoïdal avec fréquence variant de 10 Hz à 2 kHz;
- signal sinusoïdal avec fréquence constante et amplitude d'accélération crête à crête variant de 0,5 à 1,5 g (g représentant la gravité terrestre).

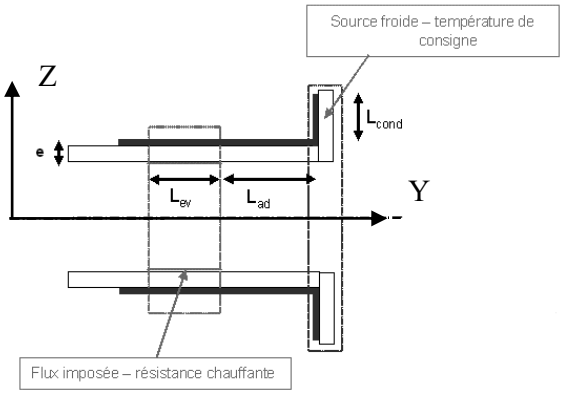


Figure 107 : Schéma des axes de vibrations sur le dispositif

Les paramètres figés dans cette étude sont :

- fluide de travail : pentane;
- taux de remplissage : 40 % (à 20°C) ;
- température de source froide : 40°C ;
- puissance thermique : 300 W;
- orientation : position horizontale.

2.6.2 Influence des fréquences de résonance du dispositif

L'objectif de cette partie est d'étudier l'influence des fréquences de résonnance propres à ce dispositif sur ses performances mais également sur la tenue mécanique du système, car elles sont les plus énergétiques. Un calcul simplifié présenté en Annexe C permet de situer les fréquences de résonance du support sans dispositif au-delà de 2 kHz, mais pas forcément celles du PHP.

Lors de la recherche de fréquences de résonance propres à ce dispositif expérimental (définies comme celles dont l'amplitude d'accélération mesurée est deux fois supérieure à l'amplitude de consigne, entre 10 Hz et 2 kHz, pour une accélération de 0,5g), différentes fréquences ont été identifiées selon chaque axe.

L'axe Y étant le plus susceptible d'amener une modification des performances, car dans l'axe du régime fluidique, nous ne présentons ici que les résultats évalués suivant cet axe. Pendant les essais, deux fréquences de résonance principales y ont été identifiées : 164,8 Hz et 1153,4 Hz.

Les essais ont ensuite été réalisés pour les deux fréquences de résonance de l'axe Y, avec des niveaux d'accélération compris entre 0,5 g et 1,5 g. Sur la figure 108, nous pouvons constater que le niveau vibratoire, c'est-à-dire l'accélération du signal oscillatoire, a une influence sur le signal de pression : plus l'accélération imposée est élevée, plus l'amplitude des fluctuations de pression est importante, ceci surtout pour la première fréquence de résonance (164,8 Hz, flèches noires). La conclusion est réalisée que le dispositif réagit mécaniquement aux sollicitations vibratoires et que plus celles-ci sont importantes, plus le signal de pression est affecté. La fréquence et le niveau d'accélération sont ainsi deux paramètres importants affectant la réponse du dispositif aux sollicitations vibratoires.

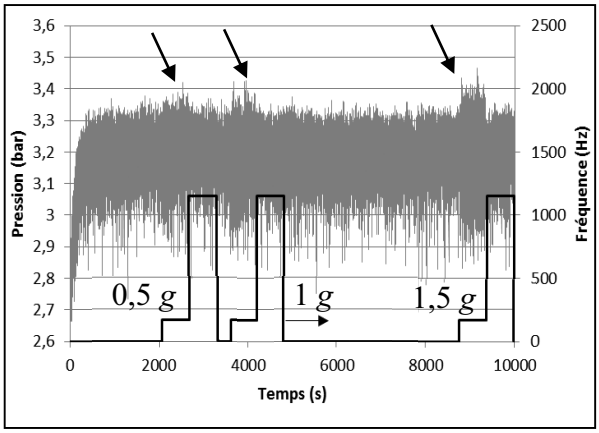


Figure 108 : Influence du niveau vibratoire sur le signal de pression (pentane, TR = 40%, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W)

Toutefois, aucune influence notable du couple fréquence/niveau d'accélération ne peut être constatée sur les températures et donc sur les performances du caloduc oscillant (cf. figure 110). Notons que, sur les deux autres axes (X et Z) les fréquences de résonance identifiées étaient différentes, mais d'influences très négligeables. Lors de la recherche de modification des fréquences de résonance après les différents essais, nous n'avons pas constaté de modifications, attestant de la tenue mécanique de l'ensemble du système.

2.6.3 Influence de la fréquence des vibrations

Dans cette partie, toutes les fréquences sont balayées entre 10 Hz et 2 kHz pour une accélération constante, dans les mêmes conditions opératoires que précédemment, afin d'apprécier l'influence des vibrations sur le comportement fluidique du caloduc oscillant.

La figure 109 permet de constater que mise à part la première fréquence de résonance (dans le cadre pointillé, à 164,8 Hz), la fréquence montre un effet très réduit sur le signal de pression. Le même constat peut être fait pour les deux autres axes.

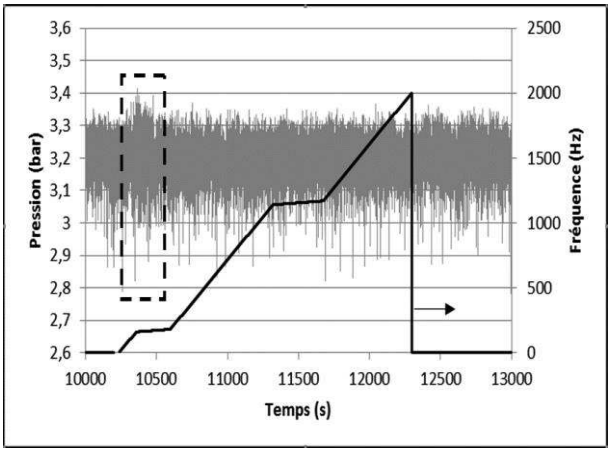


Figure 109 : Influence de la fréquence sur le signal de pression (1g, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W)

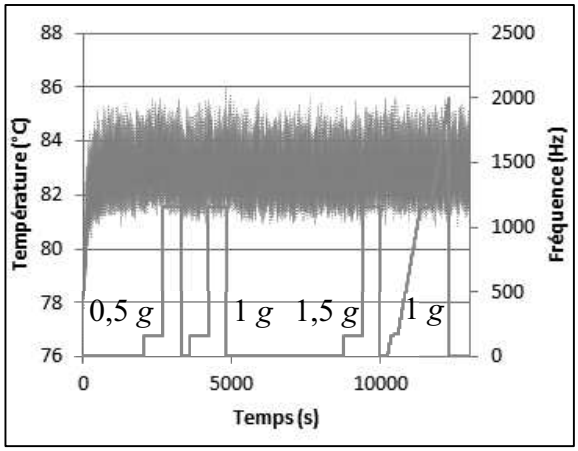


Figure 110 : Influence du niveau vibratoire sur le signal de température (T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W)

La figure 110 présente la réponse en température pour les deux essais précédents de sollicitations vibratoires. En plus des fréquences de résonnance, le couple fréquence/niveau d'accélération ne semble en aucun cas affecter les niveaux de températures mesurées à l'évaporateur, ainsi que leur amplitude de fluctuation, pour toutes les fréquences explorées (10-2000 Hz).

Pour la plage de fréquences étudiée, ainsi que pour les niveaux d'accélération imposés, il semble en conclusion, n'y avoir aucune d'influence notable des vibrations sur les performances du caloduc oscillant. Notons que ces résultats sont valables suivant tous les axes. Même si l'objectif de connaître l'influence des vibrations rencontrées durant un transport aérien est éclairé, il serait intéressant de compléter cette étude en testant l'influence des fréquences de vibration inférieures à 10 Hz. En effet, le peu de résultats dans la bibliographie, concernant l'influence des vibrations sur la modification du régime fluidique interne et des performances du caloduc oscillant, montre que des fréquences inférieures à 10 Hz peuvent être influentes.

Conclusion

Dans l'optique d'utiliser le caloduc oscillant dans l'environnement particulier d'un transport, qu'il soit aérien ou automobile, il est important d'évaluer l'influence des conditions atypiques qui peuvent y être rencontrées. En effet, des aspects tels que l'influence de changement des conditions opératoires sur le comportement dynamique ou l'influence des vibrations sur le régime fluidique et les performances en découlant, sont très peu documentées.

Les campagnes expérimentales effectuées dans le cadre de notre travail permettent de tirer quelques indications concernant l'influence de différents paramètres sur les performances du caloduc oscillant. Celles-ci nous ont permis de conclure en particulier sur la stabilité des performances et de la capacité d'un caloduc oscillant à fonctionner efficacement dans des conditions de transport aéronautique ou automobile, tant sur le plan des variations des conditions opératoires pendant un trajet caractéristique, que sur la faible sensibilité du caloduc oscillant à des sollicitations vibratoires représentatives des niveaux atteints dans un avion.

Le périmètre investigué reste limité et les analyses encore macroscopiques. Ces domaines d'étude mériteront bien sur de nombreux approfondissements. Mentionnons l'influence de vibrations de très basses fréquences (< 10 Hz) susceptibles d'altérer les performances.

Chapitre 3 : Dispositifs expérimentaux de caloduc oscillant pour le refroidissement de plusieurs éléments chauffants

Introduction

L'objectif à présent, est à relier aux ambitions du projet AARDECO et des visées technologiques des partenaires industriels.

Il s'agit de démontrer la faisabilité du caloduc oscillant à gérer et contrôler simultanément les différentes dissipations thermiques de plusieurs sources chaudes ainsi que le transport vers une source froide unique.

Nous imaginons alors le caloduc comme un « bus thermique » apte à collecter les dissipations de plusieurs procédés au sein d'un système complet (différents composants électroniques, plusieurs sources thermiques sous capot automobile, …).

Ajoutons que nous visons également à aborder des enjeux industriels liés à l'augmentation du confinement et donc des niveaux de densité de puissance dissipée, et liés également à l'augmentation sans cesse croissante des charges thermiques supportées par ces technologies. Pour autant le périmètre d'action et en particulier la distance entre sources chaude et froide reste limité.

En résumé, nous allons présenter les travaux de développement de caloducs oscillants dissipant un fort apport thermique et une haute densité de flux, potentiellement avec une répartition de puissance non-uniforme, pouvant devenir à terme un objet de gestion thermique passif et efficace pour les applications du monde industriel.

Deux principaux caloducs ont ainsi été développés :

- un caloduc à 3 sources chaudes et une source froide dénommé « 3SC ». L'influence hydraulique et thermique des différentes sources sur les performances de ce système sera analysée ;
- un caloduc oscillant classique à une seule source chaude et une seule source froide appelé « 1SC », caloduc dit « de référence », décliné géométriquement du précédent et pouvant lui être comparé.

L'ensemble des résultats expérimentaux obtenus vont permettre de répondre à notre objectif de faisabilité et aussi de caractériser les premiers comportements de ces nouveaux objets.

3.1 Objectifs de l'étude expérimentale

Le comportement d'un caloduc oscillant doté d'une seule source chaude et d'une seule source froide a déjà été beaucoup exploré, mais il n'existe que quelques études associées à une situation de chauffage non-uniforme. Un article de Kammuang-Lue *et al.* (53) avait montré de meilleures performances obtenues lorsque la densité de flux appliquée est croissante depuis la zone adiabatique jusqu'à l'extrémité de l'évaporateur. A travers un modèle 2D, Jianseng *et al.* (54), ont observé qu'une situation de puissances thermiques différentes appliquées d'un tube à l'autre, comparé à une situation de chauffage uniforme, peut réduire le temps de démarrage mais accroit la résistance thermique du caloduc oscillant. Dans une campagne expérimentale, Mangini *et al.* (55) montrent qu'un chauffage d'un tube sur deux peut mener à un sens préférentiel de circulation du fluide.

Aucune étude n'a été réalisée sur le comportement d'un caloduc oscillant avec plusieurs sources chaudes distinctes, et lorsque celles-ci sont soumises à des niveaux de puissance différents. Un des objectifs fixés dans le cadre général du projet ANR Aardeco est d'étudier le comportement d'un caloduc oscillant comportant plusieurs éléments chauffants pouvant présenter des niveaux élevés et différents de puissance à gérer. La principale motivation est d'étudier le comportement de ce nouveau caloduc oscillant devant refroidir plusieurs équipements électriques ou thermiques qui auraient des besoins différents, comme il est possible d'en trouver, par exemple, dans un contexte aéronautique.

Par ailleurs les applications envisagées aujourd'hui supposent des densités de flux de chaleur et des puissances thermiques à évacuer de plus en plus élevées. Actuellement seul TS Heatronics® a commercialisé des caloducs oscillants. L'application retenue concerne le refroidissement de micro-processeurs. Ceux-ci présentent des dissipations thermiques à évacuer d'environ 100 W sur une surface d'échange de 30 × 30 mm² soit une densité de flux à évacuer de 11 W/cm² (27). Bensalem *et al.* (75) ont développé un dispositif qui a évacué une puissance maximale de 4,5 kW avec une conductance proche de 100 W/K et une densité de flux calculée sur la surface interne du tube de 7,8 W/cm² pour cette puissance. Bonnenfant *et al.* (9) ont présenté un dispositif où une puissance de 500 W a pu être évacuée avec une densité de puissance de 3,2 W/cm² et une conductance globale de 10 W/K. Dans un article de Yang *et al.* (52) une densité de 32 W/cm² a été évacuée à travers la surface intérieure de la zone évaporateur des tubes. Rittidech *et al.* (31) ont construit un caloduc oscillant capable d'évacuer une puissance thermique de 3504 W.

Notre deuxième objectif est ainsi d'étendre les caractérisations effectuées dans les études précédentes à des puissances thermiques évacuées et densités de puissance thermique plus élevées.

Le dispositif expérimental doit permettre de délivrer une puissance supérieure à 3 kW ainsi qu'une densité de puissance supérieure à 20 W/cm² à travers la surface de contact entre tube et bloc évaporateur, si la physique du PHP le permet.

- Puissance : $Q > 3$ kW;
- Densité de puissance : $\dot{q} > 20$ W/cm² ;
- Nombres de sources : $N > 1$.

En complément, le dispositif que nous avons développé a été caractérisé globalement mais nous avons souhaité analyser le lien entre le comportement thermo-hydraulique et son comportement thermique global. A défaut de pouvoir techniquement visualiser l'écoulement (tube transparent par exemple) dans le PHP en fonctionnement, une prise d'image infrarouge a été réalisée sur la surface extérieure des tubes.

3.2 Choix de l'architecture

Pour bien comprendre les raisons qui expliquent les architectures particulières des PHP développés, nous allons détailler dans ce paragraphe quelques éléments liés aux différents choix de conception.

Les contraintes à gérer et les choix de conception à effectuer répondent principalement aux 4 volets suivants :

- conception d'un dispositif de référence ;
- choix du nombre de sources chaudes et froides ;
- gestion du parcours du fluide ;
- agencement des sources chaudes et froides.

Pour évaluer et caractériser un PHP à plusieurs sources chaudes, il est nécessaire de disposer d'un PHP classique à source unique, auquel mesures et résultats peuvent être confrontés. Ces deux PHP doivent donc présenter de grandes similitudes géométriques.

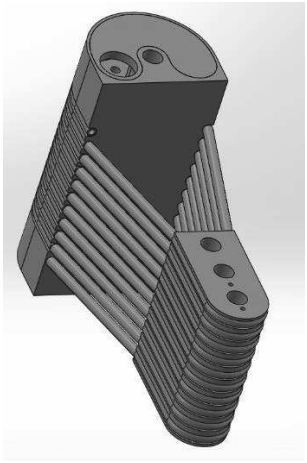


Figure 111 : Vue 3D du caloduc oscillant à source unique de référence (1SC)

Ensuite, nous avons voulu respecter une contrainte forte, à savoir, l'équidistance entre les sources, pour que chacune ait la même influence potentielle sur le comportement d'un PHP à plusieurs sources chaudes. A ceci nous ajoutons également le choix de limiter une influence différenciée de la gravité. Deux sources chaudes et une froide étant une configuration limitée en termes d'investigations, un dispositif à 3 sources chaudes également disposées autour d'une source froide s'avère la solution retenue.

Ces deux dispositifs auront exactement les mêmes blocs évaporateurs et des blocs condenseurs tels que la surface d'échange par source au condenseur soit la même. Les distances entre les deux blocs seront égales pour les deux dispositifs.

Dans le cas du dispositif à sources multiples (3SC), la gestion du parcours du fluide, c'est-à-dire la façon dont le tube va relier les sources entre-elles, peut s'organiser en trois configurations : soit une configuration en série est mise en place, soit en parallèle ou bien une configuration intermédiaire composée.

Si la configuration dispose les sources en parallèle, le tube du caloduc oscillant parcourt successivement une source chaude puis la source froide correspondante jusqu'à la recouvrir totalement pour aborder de la même manière le second couple source chaude/froide puis le dernier.

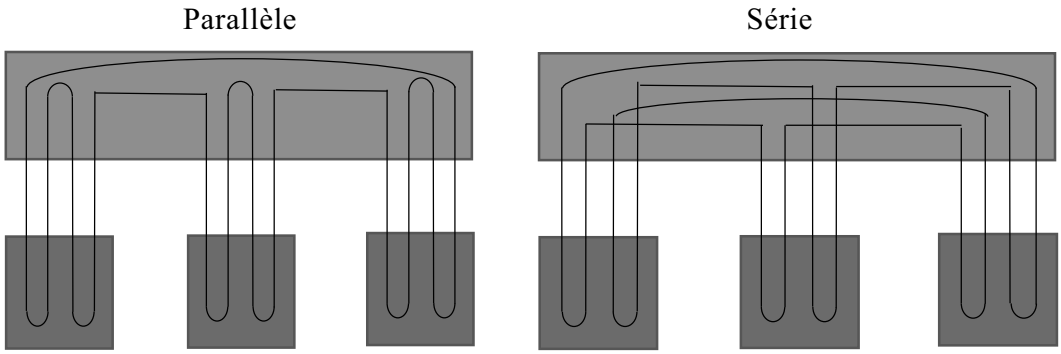


Figure 112 : Schéma de caloduc oscillant avec trois sources en parallèle (gauche) et en série (droite)

Si une configuration avec les sources distribuées en série est adoptée, le tube du caloduc oscillant parcourt une source chaude puis la source froide et passe à la source chaude suivante avant de retourner à la source froide : une fois les trois sources chaudes parcourues cela forme un étage et la source chaude initiale est parcourue à nouveau pour passer à l'étage suivant.

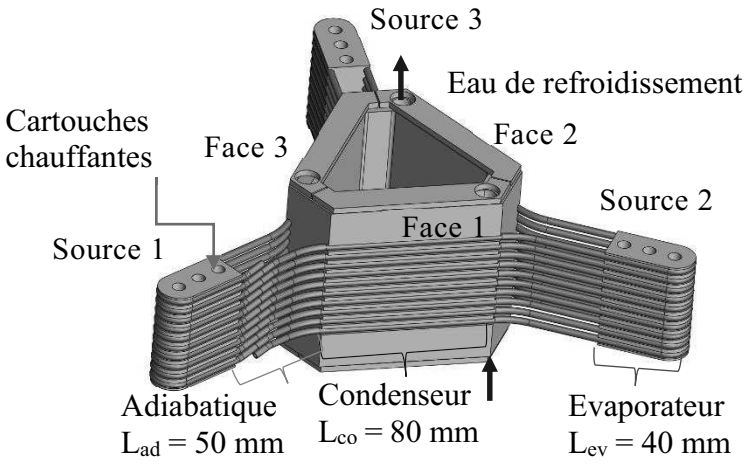


Figure 113 : Schéma du dispositif expérimental 3SC.

Une meilleure connexion fluidique ne peut être constatée entre les sources avec la configuration en série. C'est celle qui est retenue avec l'espoir d'avoir un fonctionnement à plus haute contrainte thermique. En effet, en supposant que le nombre d'interactions fluidiques possibles entre les différentes sources augmente, une zone asséchée aura plus de facilité à être réalimentée en fluide.

3.3 Dispositif à sources multiples en série

3.3.1 Présentation du dispositif 3SC

Le dispositif 3SC est organisé en une étoile à 3 branches avec au centre le condenseur et les évaporateurs en périphérie. Il est ainsi composé de 3 blocs de cuivre possédant chacun 3 alésages permettant d'insérer des cartouches chauffantes simulant les sources chaudes, appelées « évaporateurs ». Un autre bloc de cuivre triangulaire doté d'une circulation d'eau glycolée froide traversant chacune de ses faces sert de source froide et est appelé

« condenseur ». La zone de tube entre chacun des blocs est appelée « adiabatique » (cf. figure 113).

Le cuivre est choisi pour les différents blocs pour ses propriétés thermiques. Pour éviter d'avoir le contact entre deux matériaux différents mais également pour ses qualités mécaniques et thermiques (83), le tube du caloduc oscillant est également en cuivre avec un traitement de surface en vue de l'utilisation de divers fluides à des températures pouvant atteindre 200°C.

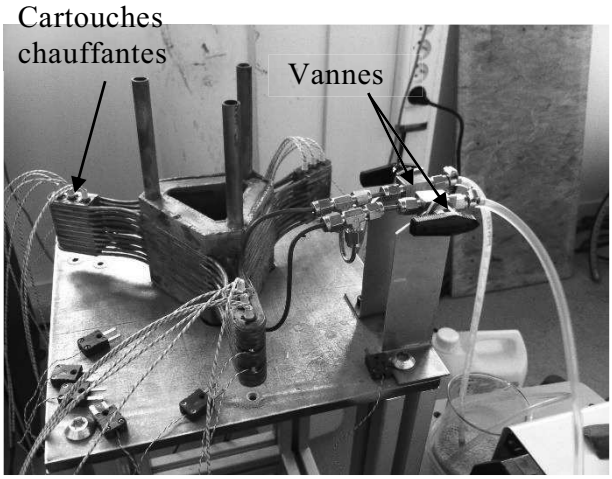


Figure 114 : Photo du dispositif expérimental (durant la phase de nettoyage/oxydation du tube).

Durant le traitement de surface, l'intérieur du tube subit une oxydation par une solution d'acide citrique à 0,1 mol/L pour atteindre son état de surface final et produire une couche protégeant d'un changement d'état de surface pendant les essais. Le tube est également nettoyé à l'aide d'une solution dégraissante Safewash J Electrolube® pour enlever résidus et impuretés. En effet, l'état de surface peut jouer sur la mouillabilité et la capillarité à l'intérieur du tube (13) (81).

Le caloduc oscillant est composé d'un tube en cuivre, brasé à l'argent à l'intérieur de rainures usinées sur les trois blocs en cuivre des différents évaporateurs et sur le bloc triangulaire en cuivre composant le condenseur (cf. Figure 114 et Figure 115). Le tube va parcourir successivement un évaporateur puis une face du condenseur pour ensuite passer à l'évaporateur suivant. Cette architecture aboutit au refroidissement de chacune des sources par deux des faces du condenseur (la source 1 avec les faces 1 et 3, la source 2 avec les faces 1 et 2 et la source 3 avec les faces 2 et 3 du condenseur).

Quand les trois évaporateurs sont couverts, cela constitue un étage et le tube parcourt ensuite l'étage suivant, permettant d'alterner la source chaude à refroidir et la source froide tout le long du tube. Pour maximiser la surface de contact entre le tube du caloduc oscillant et l'objet à refroidir, et garder des dimensions égales entre les différentes sources, le choix est réalisé d'avoir la succession des coudes non pas dans le même plan que la surface à parcourir mais dans un plan perpendiculaire (cf. figure 114 et figure 115). Dans cette configuration une légère différence de pression est causée par la différence de hauteur entre chaque étage du caloduc oscillant (50 Pa pour de l'eau entre deux étages).

Le dispositif est bouclé à proximité de la source 1 grâce à 2 vannes (type Swagelok®, cf. figure 114), l'une servant au remplissage du fluide de travail et fermée lors d'une campagne de tests et l'autre ouverte et permettant la mesure de la pression interne grâce à un capteur de pression.

Les dimensions du caloduc oscillant sont telles que la surface d'échange entre le tube et l'évaporateur et, entre le tube et le condenseur sont identiques.



Figure 115 : Photo du dispositif expérimental à sources multiples avec isolation.

Trois fluides aux propriétés thermo-physiques intéressantes, adaptées à la plage de température retenue (0°C < T < 200°C) et acceptables dans le contexte industriel envisagé ont été retenus.

L'eau distillée semble être le meilleur choix comme fluide principal pour évacuer de hautes dissipations thermiques (84). Le pentane est également choisi comme fluide de travail, grâce auquel une comparaison pourra être établie avec le dispositif à source unique en aluminium qui a fonctionné avec ce fluide, et également le méthanol qui a prouvé ses capacités dans des études expérimentales antérieures (85).

La température maximale de fonctionnement est estimée aux alentours de 183°C, due au point de fusion de la brasure étain sans plomb utilisée pour les thermocouples.

Un grand diamètre de tube favorise des performances plus élevées à condition qu'il reste inférieur au diamètre critique (52).

La Figure 116 donne l'évolution du diamètre critique, lié à la longueur capillaire, en fonction de la température. Une valeur de diamètre intérieur de notre tube de 2 mm est suffisante pour être au-dessus du diamètre minimal dans le pire des cas (2mm pour l'eau à 0°C, cf. **§** 1.4.3.1). En retenant un diamètre intérieur des tubes égal à 2 mm, nous nous mettons dans une situation propice pour l'eau et le méthanol, le diamètre du tube est inférieur au diamètre critique. Le pentane, quant à lui implique un diamètre critique de 2 mm à 140°C et inférieur au-delà. Nous serons donc susceptibles de constater des modifications du régime fluidique à ces températures.

La pression maximale atteinte en service de 39 bars pour le méthanol à 200°C nous permet de déterminer une épaisseur minimale du tube (cf. Annexe D).

Il a été observé un nombre de tube minimum pour avoir un fonctionnement stable (75), en fixant ici le nombre de tubes par évaporateur à dix tubes et l'espacement entre les faces extérieures des tubes à 2 mm (pour des raisons mécaniques et pour minimiser les interactions par conduction entre deux tubes), la hauteur des blocs évaporateurs est finalement de 52 mm (cf. figure 117).

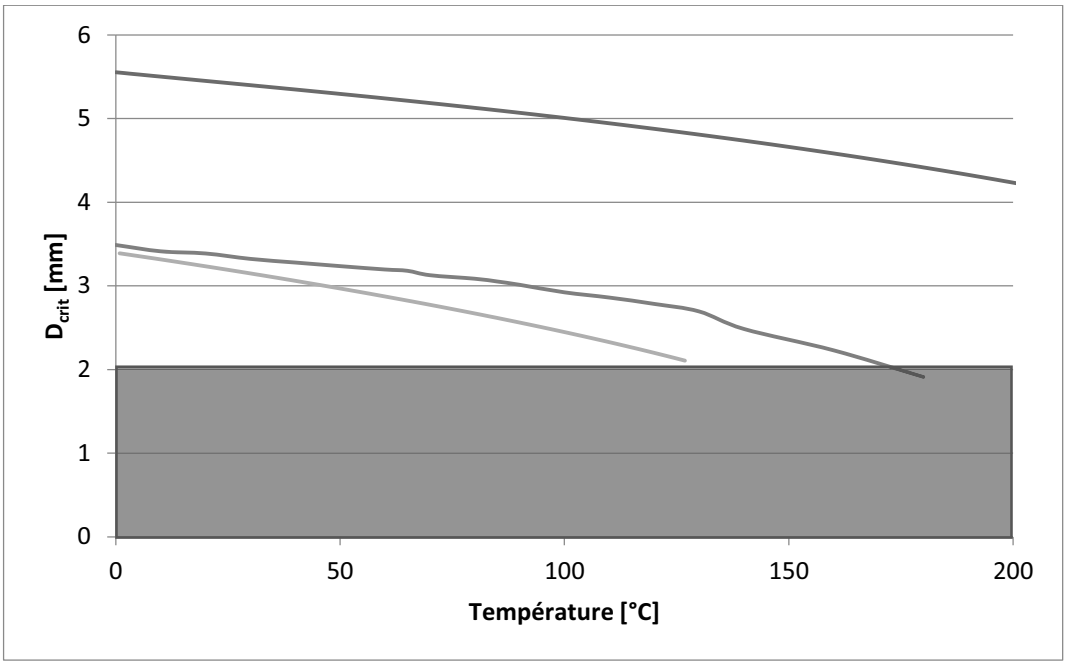


Figure 116 : Evolution du diamètre critique en fonction de la température pour le pentane (vert), le méthanol (bleu) et l'eau (rouge)

3.3.2 Méthode de chauffe

Pour simuler les sources chaudes, trois cartouches chauffantes (VULCANIC® VULSTAR 10163-36), d'une longueur chauffante de 50 mm sont insérées dans des alésages prévus pour dans chaque bloc chauffant (cf. figure 113 et figure 117). Ces cartouches sont disposées de manière à obtenir une densité de flux suffisamment homogène au niveau du tube du caloduc oscillant.

Chaque cartouche délivre une densité de puissance maximale estimée à 30 W/cm² par cartouche. Elles sont alimentées par une ou plusieurs alimentations électriques (une alimentation Regatron® TopCon Quadro TC.P.10.400.S.HMI (0-10 kW, 0-400 V, 0-31 A) et/ou trois alimentations indépendantes EA® Power Supply EA-PS8360-15 (0-1,5 kW, 0-360 V, 0-15 A)).



Figure 117 : Schéma bloc de chauffe

Finalement, les zones évaporateur et adiabatique sont isolées thermiquement avec de la laine de verre ($\lambda \approx 0{,}035$ W.m^{-1}.K^{-1}).

3.3.3 Méthode de refroidissement

Le condenseur se présente tel un échangeur à courants croisés. L'eau de refroidissement dans les canaux du bloc de cuivre circule de façon transverse aux tubes du caloduc oscillant. Son dimensionnement résulte du compromis entre des échanges thermiques élevés et des pertes de charges acceptables (cf. Annexe E).

Le condenseur est refroidi par un flux d'éthylène-glycol/eau à 50 % traversant le bloc condenseur et dont la température est maintenue constante à une valeur de consigne à ± 0,1°C. La température du mélange de refroidissement est fixée grâce à un cryostat (Huber® UC080T).

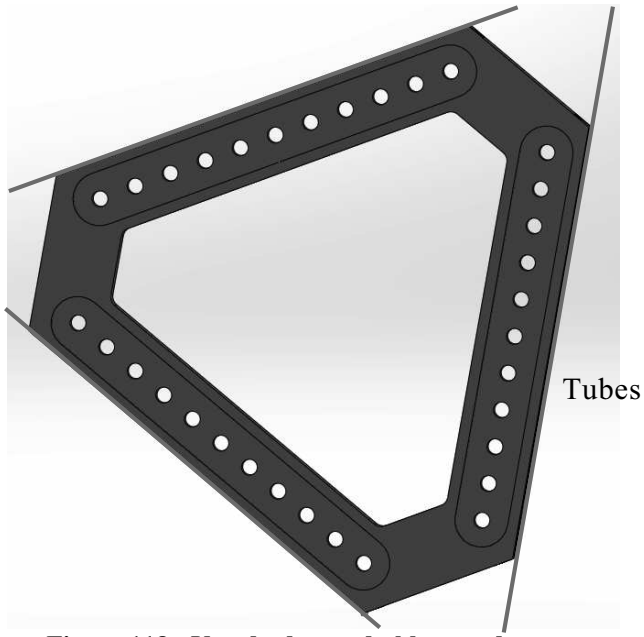


Figure 118 : Vue du dessus du bloc condenseur

3.3.4 Instrumentation

Les zones évaporateurs, adiabatiques et condenseurs ont été instrumentées à l'aide de 24 thermocouples de 0,2 mm de diamètre extérieur, 21 de type T (mesures de surfaces) et 3 de type K (mesures ambiantes). 18 de ces thermocouples (type T) sont brasés à l'étain sur deux des dix tubes (respectivement les tubes 4 et 7, figure 119) et six sur le haut des blocs évaporateurs, 3 de type T et 3 de type K. Un thermocouple de 0,2 mm de diamètre extérieur permet également de mesurer la température ambiante. Les thermocouples types K sont réservés à une mesure de sécurité (reliés à un boitier relai coupant l'alimentation en cas de dépassement de la température de consigne).

Huit thermocouples permettent ainsi d'instrumenter chaque zone du caloduc oscillant : deux thermocouples T sont situés sur les tubes du bloc évaporateur ($T_{ev1,1}$ et $T_{ev1,2}$ pour la source 1), un K et un T surplombent le dessus du bloc évaporateur près des cartouches chauffantes pour assurer une sécurité. Deux thermocouples T sont situés dans la zone adiabatique, un sur le tube 4 entre un côté de l'évaporateur et une face du condenseur et l'autre sur le tube 7 entre l'autre côté de l'évaporateur et l'autre face du condenseur ($T_{ad1,1}$ et $T_{ad1,2}$). Les deux derniers thermocouples T sont situés sur les tubes dans la zone condenseur ($T_{co1,1}$ et $T_{co1,2}$).

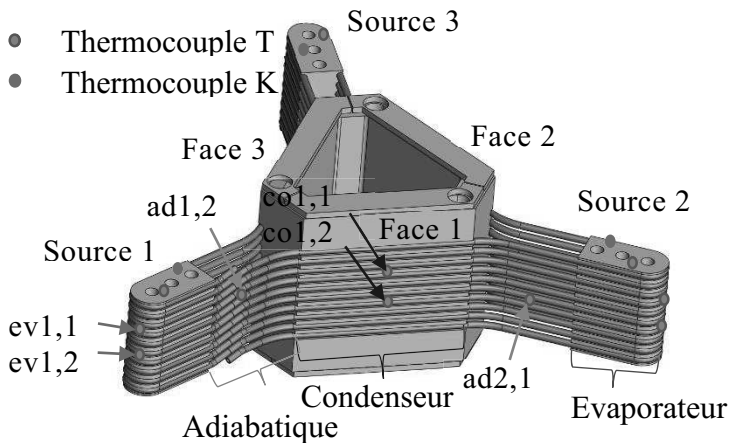


Figure 119 : Schéma du dispositif expérimental et disposition des thermocouples.

Les températures mesurées sont effectuées à la surface des tubes ou des blocs de cuivre et non au sein du fluide de travail à l'intérieur des tubes. Un capteur de pression absolue est situé au bout d'une vanne (GE PTX5076-TA-A3-CA-HO-PS, 0-10 bars, précision à ± 200 Pa).

La puissance injectée est mesurée grâce à la mesure de tension aux bornes de l'alimentation U_{alim} mais également aux bornes de résistances de shunt U_{shunt}. La puissance Q peut alors être déduite pour chaque source telle que :

$$\boldsymbol{Q = \frac{U_{alim} * U_{shunt}}{\Omega_{shunt}}} \quad \textbf{(10)}$$

Avec Ω_{shunt} = 50 mΩ.

L'interface logicielle entre les composants (thermocouples, alimentation électrique et centrale d'acquisition) est réalisée sur Labview®.

3.3.5 Calcul des performances

Durant les expériences, la puissance injectée est augmentée par incrémentation. La température est enregistrée à une fréquence de 0,2 Hz. Les performances sont calculées à partir de la moyenne temporelle des 30 points d'acquisition de températures mesurées dans une période d'état quasi-stationnaire.

Cette procédure est répétée jusqu'à ce que la limite de température fixée à 183 °C soit atteinte pour des raisons de sécurité ou si le maximum de puissance que l'alimentation électrique peut fournir au système est atteint.

Comme pour le caloduc oscillant à une source dit « OPTIMAL », les performances sont évaluées à travers la conductance thermique telle que :

$$\boldsymbol{G = \frac{Q - Q_{pertes}}{T_{evap} - T_{cond}}} \quad \textbf{(11)}$$

où Q est la puissance totale délivrée par l'alimentation électrique ;
Q_{pertes} est la puissance des pertes thermiques avec l'environnement.

Le coefficient G_{pertes} a été calculé à travers des mesures préliminaires effectuées pour le caloduc oscillant vide, grâce à la formule :

$$\boldsymbol{Q_{pertes} = G_{pertes} * (T_{evap} - T_{air})} \quad \textbf{(12)}$$

T_{evap} et T_{cond} sont les valeurs moyennes des températures mesurées sur les tubes de l'évaporateur et du condenseur.

La conductance propre à la contribution d'un seul évaporateur sera aussi considérée avec la moyenne $T_{évap}$ de celui-ci.

3.3.6 Conditions opératoires

Finalement le caloduc oscillant est testé sous les conditions opératoires suivantes :

- fluide caloporteur : pentane, méthanol, eau ;
- taux de remplissage : $TR \approx 50$ % ou 70 % à 20°C;
- orientation : horizontale;
- puissance injectée: augmentée par incrément depuis 0 W jusqu'à la puissance maximale atteignable.

3.3.7 Visualisations

L'observation est portée sur les gradients de températures à la surface du tube mais également, dans la mesure du possible, sur le comportement hydraulique à l'aide des fronts de températures mesurés en surface extérieure des tubes.

Pour cela, par caméra infrarouge (OPTRIS® PI 400, 80 Hz, sensibilité : 40 mK), la visualisation est réalisée sur le côté de deux évaporateurs (source 1 et source 3) et sur une face du condenseur (face 3).

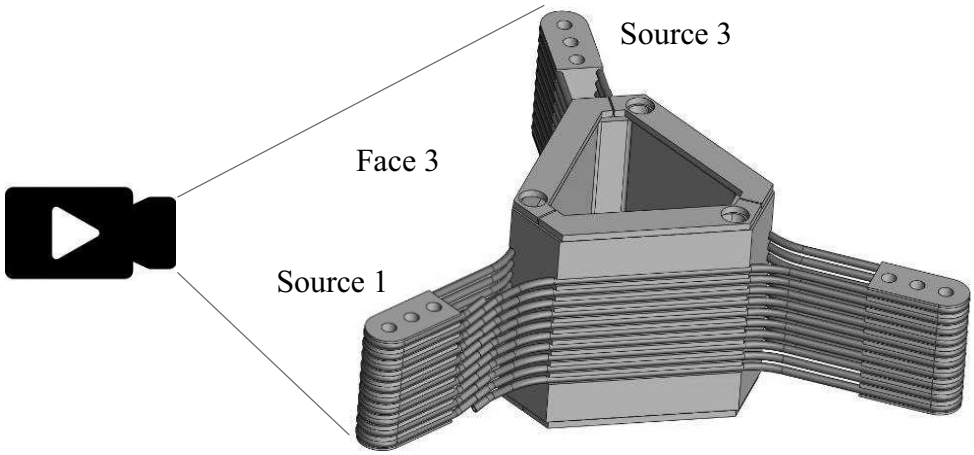


Figure 120 : Schéma de la disposition de la caméra IR

Cette zone à observer est initialement peinte en noire pour établir l'émissivité des tubes à un niveau défini, constant et maximal (de l'ordre de 0,95).

Pour justifier que les températures mesurées à la surface du tube sont proches de celle du fluide à l'intérieur du tube, l'hypothèse que le tube est un corps thermiquement mince est vérifiée, grâce à des calculs présentés en Annexe F. Nous y présentons également

l'atténuation des fréquences d'oscillations de températures à travers le tube, pour pouvoir mettre en contexte les études fréquentielles qui seront menées par la suite.

3.4 Dispositif à source unique pour comparaison

3.4.1 Présentation générale du dispositif 1SC

Ce dispositif expérimental est un caloduc oscillant à source unique qui servira de comparaison avec le dispositif à sources multiples. Il est composé d'un seul bloc évaporateur et un seul bloc condenseur. Il comporte 10 étages de tubes comme le dispositif à sources multiples. Il est construit de telle manière que les blocs évaporateurs soient strictement identiques. Malgré le fait que le bloc condenseur soit différent au niveau de la forme de celui utilisé dans le dispositif à sources multiples (cf. figure 121), ils possèdent la même surface d'échange par tube. C'est-à-dire que la surface d'échange du bloc condenseur à source unique représente un tiers du bloc condenseur à sources multiples en série.

3.4.2 Instrumentation

Les zones évaporateur, adiabatique et condenseur ont étés instrumentées à l'aide de dix thermocouples, six thermocouples de type T de 0,2 mm de diamètre extérieur, deux thermocouples gainés de type T de 1,5 mm d'épaisseur et deux thermocouples gainés de type K de 1,5 mm d'épaisseur. Les six thermocouples T de 0,2 mm sont brasés à l'étain sur deux des dix tubes (respectivement ici les tubes 4 et 7 (cf. figure 121), comme pour le dispositif à sources multiples, (cf. figure 119) et les quatre thermocouples restant sont insérés dans des alésages réalisés sur le bas et le haut des blocs évaporateurs.

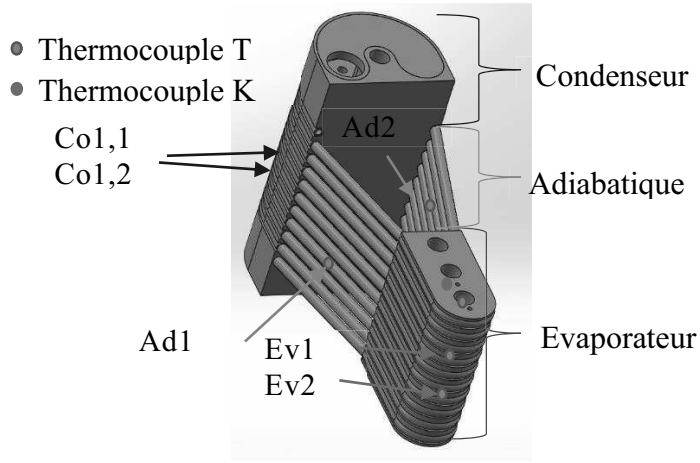


Figure 121 : Vue 3D du caloduc oscillant à source unique pour comparaisons

Tous les autres éléments (méthode de chauffe, refroidissement…) sont similaires au dispositif 3SC.

Chapitre 4 : Résultats et analyses du dispositif à 3 sources chaudes (3SC) : puissance uniformément répartie

Introduction

Ce chapitre est consacré à l'analyse des deux dispositifs développés :

- caloduc oscillant à 3 sources chaudes (SC) et 1 source froide (SF) : 3SC ;
- caloduc oscillant de comparaison à 1 SC et 1 SF : 1SC.

Une comparaison est également effectuée avec les deux autres PHP suivants :

- caloduc oscillant du projet « OPTIMAL » ;
- caloduc oscillant de Bensalem *et al.* (75).

La puissance thermique est injectée uniformément pour tous les essais relatés dans ce chapitre. Nous allons constater que le dispositif 3SC permet de gérer des puissances thermiques élevées ; outre la mise en évidence de son grand potentiel de transfert de chaleur et la comparaison de ces différents caloducs oscillants, cela va être l'occasion d'étendre les analyses paramétriques précédemment effectuées, de mesurer l'effet de fluides comme le pentane, le méthanol et l'eau et, également, à l'aide de visualisations IR, d'améliorer la compréhension du fonctionnement du caloduc oscillant.

4.1 Potentiel de performances du dispositif à sources multiples (3SC)

Dans cette première partie, l'intérêt porte tout d'abord sur la situation où le remplissage est effectué avec de l'eau à TR = 50 % et où la température de source froide est fixée à 10°C. La puissance est augmentée progressivement par palier. Cette campagne va permettre d'illustrer les capacités du dispositif 3SC en termes de conductance, de puissance et de densité de puissance maximales transférables.

4.1.1 Présentation d'une campagne représentative (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

L'évolution de la température à l'évaporateur durant toute la campagne est présentée en figure 122. Le comportement oscillant de la température est observé à l'aide d'un thermocouple représentatif de la zone évaporateur $T_{ev1,1}$ en fonction du temps et de la puissance injectée. Un autre thermocouple est présent dans cette zone et deux thermocouples sont fixés sur chacun des autres blocs évaporateur. Les valeurs qui y sont mesurées présentent un comportement similaire durant tout le long de l'essai.

Après établissement du régime d'équilibre pour une puissance injectée imposée, celle-ci est augmentée par palier. Pour l'ensemble des essais, l'arrêt a lieu si la puissance maximale d'alimentation est atteinte (8,4 kW) ou si la température de sécurité est dépassée au niveau

des blocs de cuivre (183°C). Ici, cette température de sécurité n'a pas été atteinte pour cette première configuration.

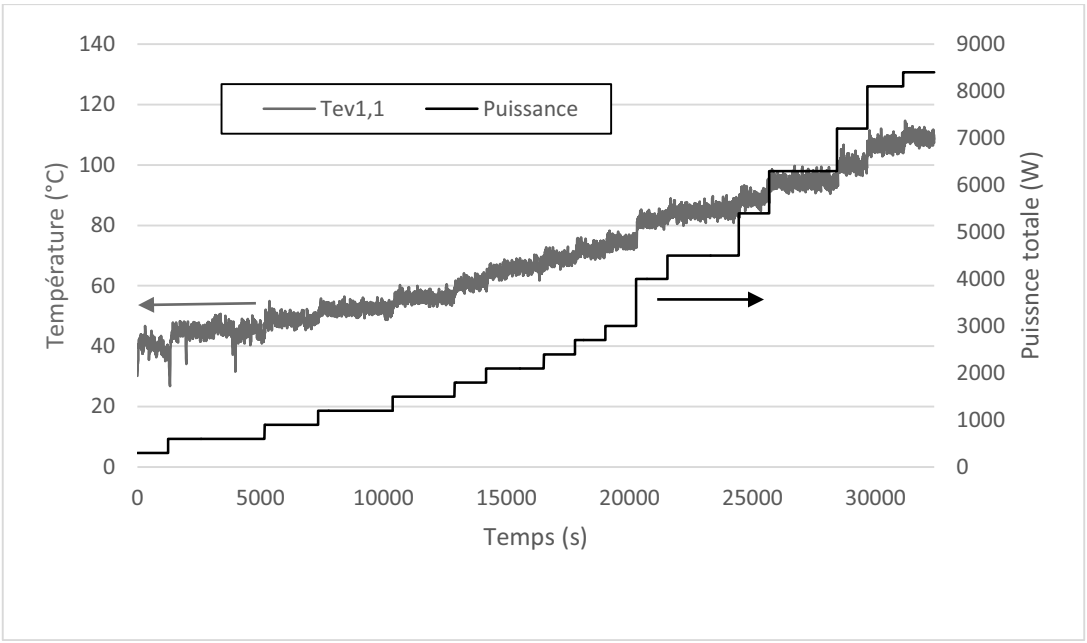


Figure 122 : Evolution de la température durant un essai typique (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Le relevé des températures au niveau des tubes de l'évaporateur et du condenseur permet de calculer la conductance globale telle que définie par l'équation (11). Une augmentation de la conductance avec la puissance injectée est ainsi observée comme pour le caloduc oscillant « OPTIMAL » (cf. figure 123).

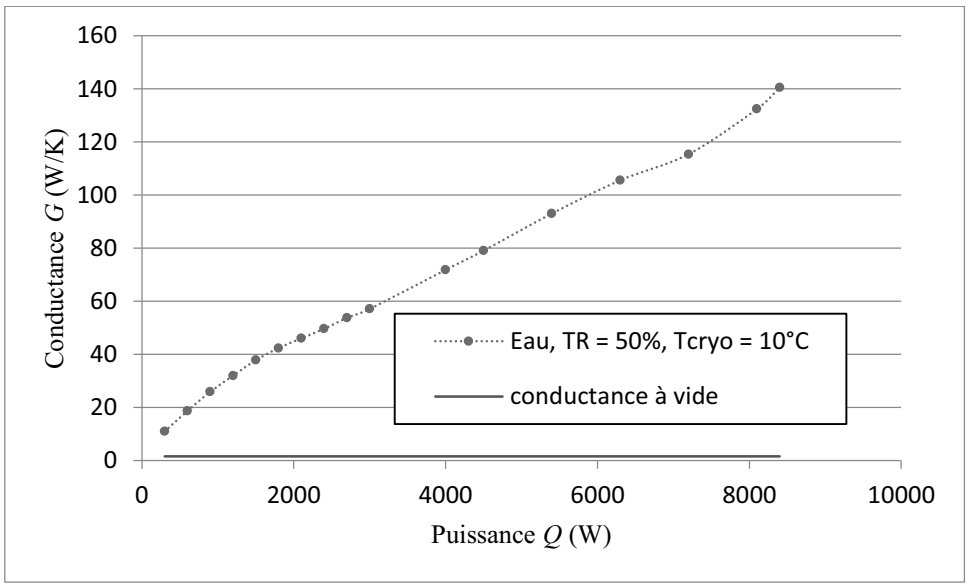


Figure 123 : Conductance globale en fonction de la puissance injectée (eau, *TR* = 50%, T_{cryo} = 10°C)

Cette caractéristique propre au caloduc oscillant est donc extensible à des puissances atteignant 8,4 kW (supérieures à celles rencontrées dans la bibliographie) où une conductance globale de 140 W/K est obtenue ($G_{\text{à vide}}$ = 1,6 W/K). Initialement, des performances aussi importantes n'étaient pas attendues, notre dispositif électrique n'étant pas conçu pour délivrer une puissance supérieure à 8,4 kW, les limites du dispositif sont donc encore inconnues, en particulier en termes d'assèchement.

Pour évaluer les performances de ce dispositif, la densité de flux est également intéressante. Elle est définie telle que :

$$\dot{q} = \frac{Q}{S} \quad \textbf{(13)}$$

Avec Q la puissance injectée à une source chaude active et *S* la surface d'échange interne du tube à l'évaporateur de cette même source, définie par :

$$S = N \times \pi \times D_{int} \times L_{ev} \quad \textbf{(14)}$$

Avec *N* le nombre de passes du tube par l'évaporateur ;
L_{ev} la longueur parcourue par le tube lors d'un passage à travers l'évaporateur ;
D_{int} le diamètre interne du tube.

Dans le cas d'une puissance équitablement répartie entre les sources, la densité de flux du système est bien entendue égale à celle d'une de ses 3 sources.

Avec cette surface de référence, la puissance maximale correspond à **une densité de flux de 53 W/cm²**, qui est bien supérieure aux valeurs évoquées classiquement dans la littérature, de l'ordre de 10 W/cm² et au maximum de 32 W/cm² (52). Notre dispositif permet cependant une évacuation de puissance au moins dix fois supérieure à celle du dispositif utilisé pour obtenir cette dernière valeur. Cela atteste alors par la même occasion son fonctionnement et l'augmentation de la conductance avec la densité de puissance jusqu'à 53 W/cm².

4.1.2 Analyse par visualisations infrarouge de l'influence de la puissance

Durant une partie des essais effectués précédemment, une visualisation IR a été réalisée en parallèle des mesures de températures, en vue de mieux comprendre l'influence des paramètres explorés. L'acquisition d'images IR est effectuée durant le régime établi pendant une durée de 10 s avec une fréquence de 80 Hz. Pour pouvoir exploiter celles-ci, les températures sont relevées au cours du temps seulement sur la branche 4. En effet, les images IR permettent de s'apercevoir que le comportement de chaque branche est globalement similaire (cf. figure 124).

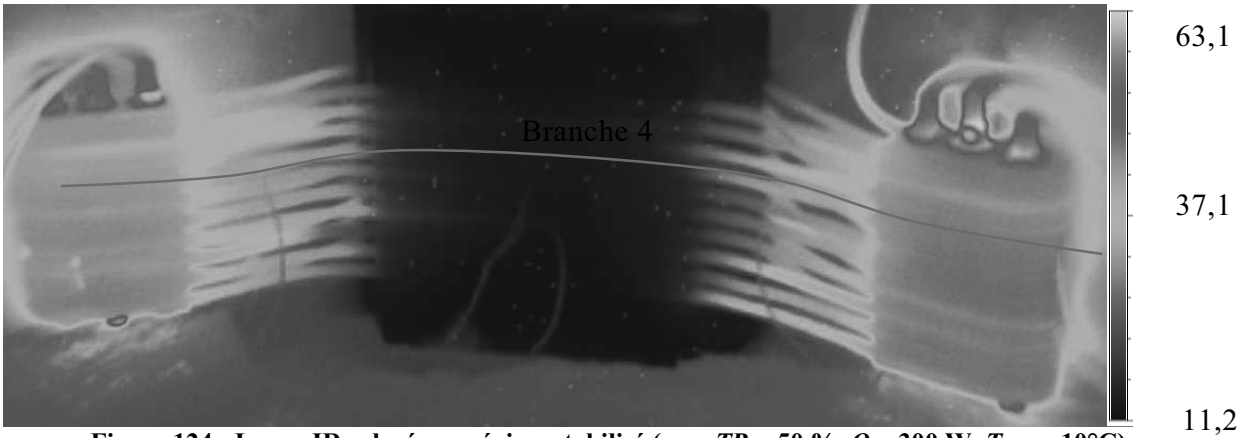


Figure 124 : Image IR relevée en régime stabilisé (eau, TR = 50 %, Q = 300 W, T_{cryo} = 10°C)

Contrairement aux mesures effectuées avec les thermocouples, les relevés IR permettent une acquisition rapide sur un grand nombre de points mais seulement sur une seule face du dispositif. L'analyse de l'évolution de la température par l'exploitation des images IR

relevées va permettre de mieux étudier les oscillations de températures rencontrées dans le caloduc oscillant.

Une des caractéristiques fortes du caloduc oscillant est l'amélioration de ses performances avec la puissance injectée. Nous allons comparer l'évolution temporelle en 4 points situés sur la branche 4 de chaque relevé IR (cf. figure 125).

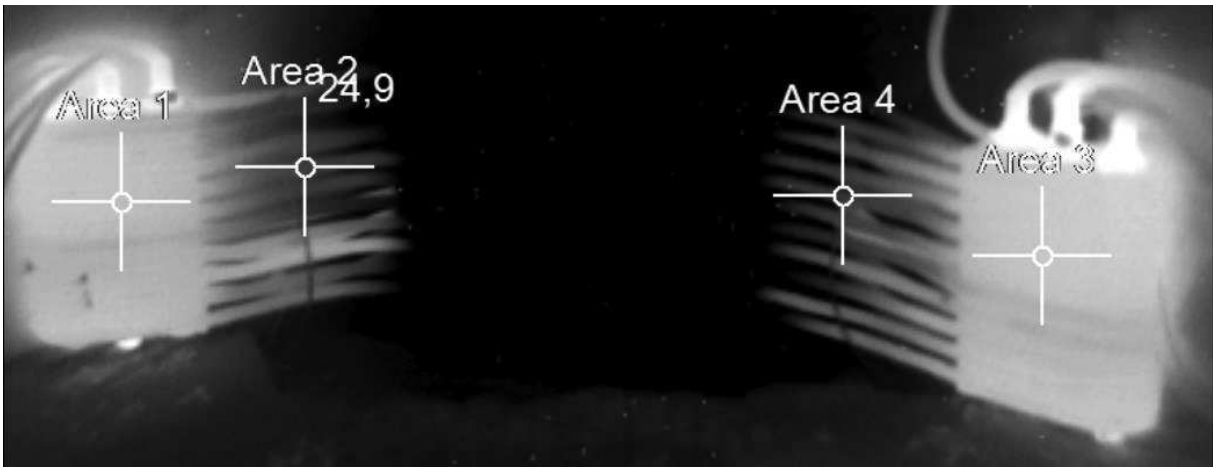


Figure 125 : Placement des points de mesures

Des relevés de températures correspondant à 4 puissances différentes sont présentés en figures 126, 127, 128 et 129.

Il est possible d'observer différents pics correspondant au déplacement du fluide à l'intérieur de la branche 4 sur la figure 126. Au niveau des évaporateurs (Area 1 et Area 3), des pics « négatifs » et temporaires de température sont observés, attestant du passage d'un élément refroidissant localement le tube. Au niveau de la zone adiabatique, des pics « positifs » de température sont observés dans un temps très proche aux pics observés à l'évaporateur, attestant du passage d'un élément réchauffant les tubes provenant du même mouvement de fluide.

Lors du passage à travers l'évaporateur d'un bouchon de liquide suivi d'un ménisque déposant un film, provenant de la zone adjacente (adiabatique ou condenseur), la température du tube diminue car la chaleur est transférée au fluide plus froid le traversant. Chauris *et al.* (26) ont montré que le transfert est localisé essentiellement dans la zone proche d'un ménisque au niveau du film liquide déposé, expliquant qu'un transfert de chaleur important est localisé spatialement dans une zone restreinte. Lorsque la portion de liquide le précédant, qui s'est réchauffé, traverse une zone adiabatique ou le condenseur, la température de la portion de tube traversée augmente.

Dans un tube, après le passage de l'élément refroidissant dans l'évaporateur, la température va augmenter jusqu'à se stabiliser autour de la température imposée par le bloc évaporateur qui reste refroidi par les autres tubes. Nous pouvons le voir sur la figure 126. Au niveau de la zone adiabatique, après le passage de la portion de fluide réchauffant le tube, la température va cette fois-ci diminuer.

L'évolution de la température, au niveau de la même branche des deux sources est globalement similaire avec un décalage temporel dans un sens ou dans l'autre montrant qu'un même mouvement du fluide affecte l'ensemble de la branche mais avec un temps de transport entre les deux (la vitesse de propagation se situant entre 1 et 5 m/s).

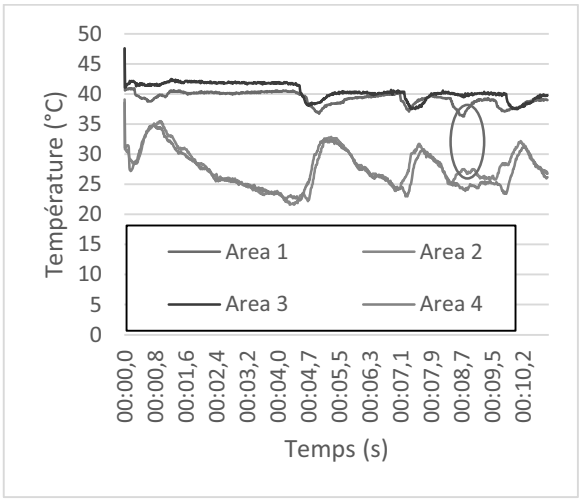


Figure 126 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W)

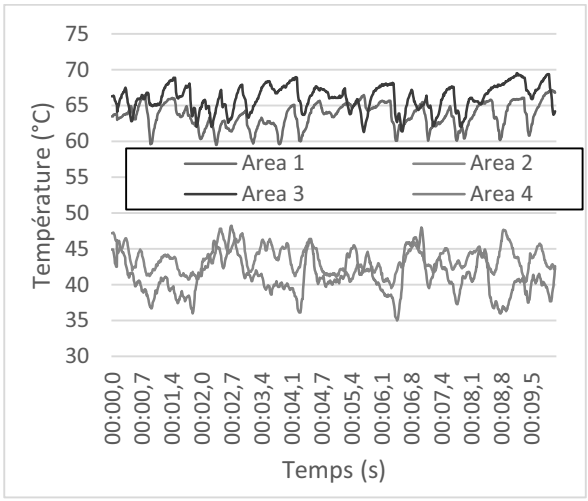


Figure 127 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 2100 W)

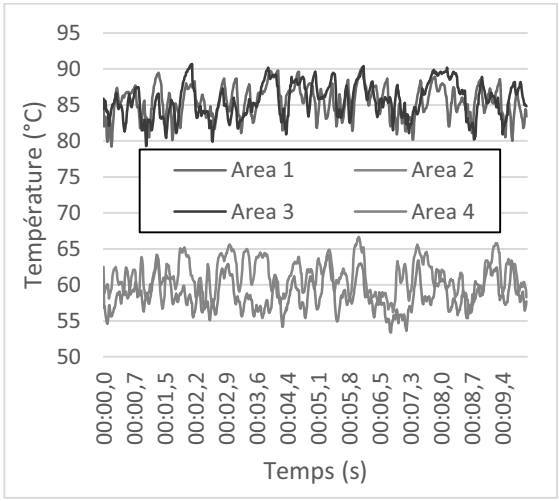


Figure 128 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W)

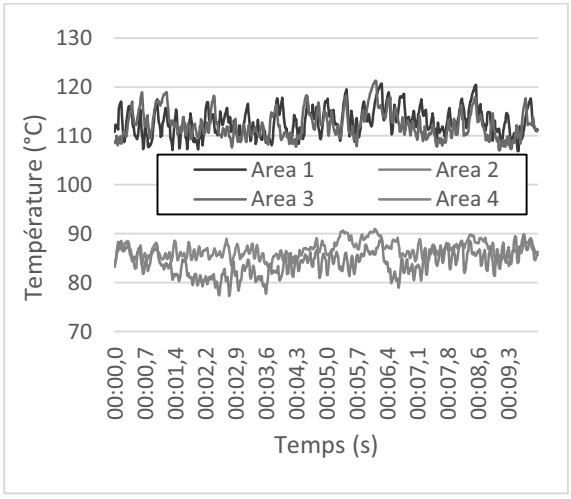


Figure 129 : Evolution temporelle de la température dans les zones de mesures IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 8400 W)

Des pics propres à une seule des deux zones évaporateur peuvent être observés, montrant que le mouvement s'atténue progressivement et n'affecte qu'une portion du caloduc oscillant. L'amplitude du mouvement peut également varier. Par exemple, un pic est observé aux alentours de 8,8 s seulement du côté gauche du caloduc oscillant (cf. cercle rouge, Area 1 et Area 2, figure 126).

A partir des données de températures précédentes, nous relevons les caractéristiques des oscillations. L'apparition de ces phénomènes semble sporadique et non-périodique. Nous pouvons notamment voir, pour une puissance de 300 W, des pics entrecoupés de périodes de pause. Une analyse FFT de la température d'évaporateur (Area 1) permet de dégager les densités spectrales de fréquences (cf. figures 130, 131, 132 et 133). Même si aucune fréquence privilégiée ne semble ressortir, lors de l'augmentation de la puissance injectée, la plage des fréquences observées semble s'élargir à des valeurs plus élevées.

Dans la littérature, des fréquences d'oscillations comprises entre 0,1 et 2 Hz ont été observées. Globalement, notre dispositif présente des fréquences similaires pour une même

plage de puissance (Q < 2 kW). Notre dispositif permet toutefois de constater que des plus hautes puissances amènent des fréquences plus élevées, comme il a été observé dans la littérature (57) (72) (73) (75).

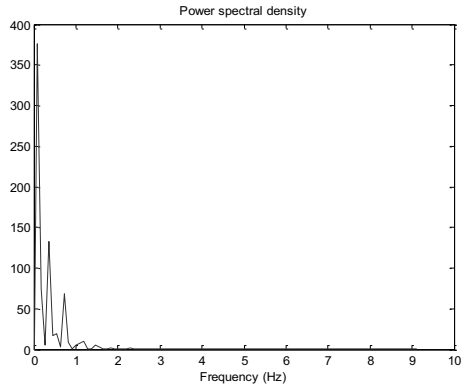


Figure 130: Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W)

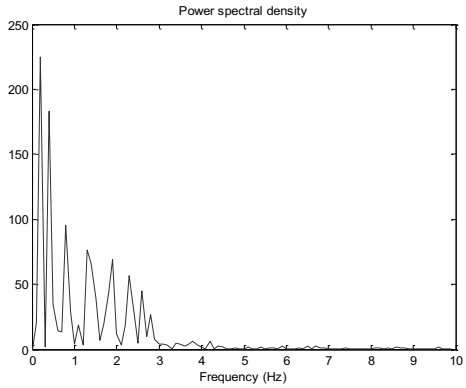


Figure 131 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 2100 W)

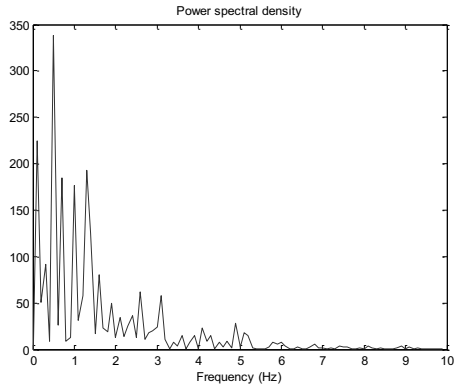


Figure 132 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W)

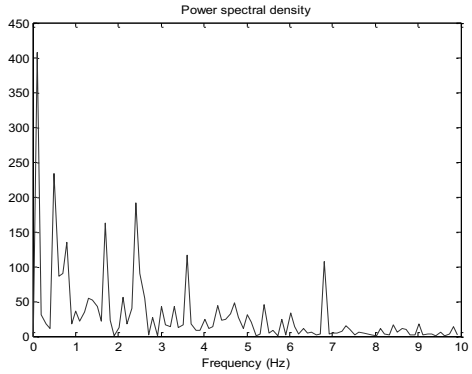


Figure 133 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 8400 W)

Le relevé du nombre de pics permet également d'estimer une fréquence d'apparitions moyenne d'évènements. Les caractéristiques globales sont récapitulées dans le tableau 5 :

Puissance (W)	300	2100	4500	8400
Ecart-type (K)	1,21	1,76	2,31	2,8
Plage de fréquences (Hz)	0,1-0,7	0,2-2,8	0,1-4,9	0,1-6,8
Fréquence d'apparitions (pic/s)	0,45	2,05	3,85	6,55

Tableau 5 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

L'écart-type des températures, caractérisant l'amplitude efficace des oscillations, s'accroit avec l'augmentation de la puissance et donc des performances, ce résultat est difficilement comparable avec la littérature car le même comportement et son opposé ont pu y être observés.

Cette augmentation de l'amplitude des oscillations peut être attribuée à une augmentation de la différence de températures entre la zone chaude et la zone froide traversées

par la portion de fluide responsable du pic. Toutefois cet accroissement d'amplitude est éventuellement aussi attribuable à l'augmentation du coefficient de transfert local.

En conclusion, l'amélioration des performances est liée au moins partiellement à un mouvement fluidique plus fréquent et plus intense. Une évolution cohérente de la conductance avec la puissance injectée a été vérifiée pour des valeurs supérieures à ce qui est observable classiquement, il serait alors intéressant de déterminer l'influence d'autres paramètres rencontrés précédemment, comme la température de source froide ou le fluide utilisé, pour ces niveaux de puissances et de densités de puissance.

4.1.3 Influence de la température lors d'un remplissage avec de l'eau à TR = 50 %

4.1.3.1 Influence de la température pour différents dispositifs

Pour évaluer l'influence de la température sur le caloduc oscillant rempli avec de l'eau à un taux de remplissage de 50 %, nous allons confronter l'évolution des conductances surfaciques (homogène à un coefficient global de transfert thermique) de plusieurs caloducs à notre disposition pour différentes températures de source froide. Les conductances surfaciques sont définies telles que :

$$\boldsymbol{h = \frac{G}{S}} \qquad \textbf{(15)}$$

Avec *G* la conductance et *S* la surface d'échange interne déjà définie plus haut (cf. **§** 4.1.1).

Les trois dispositifs comparés sont :

- le caloduc oscillant 3SC (cf. figure 134) ;
- le caloduc oscillant 1SC (dispositif de comparaison (cf. figure 135) ;
- le caloduc oscillant développé par Bensalem *et al.* (75) et exploité par Ayel *et al.* (56) (cf. figure 136) dont les caractéristiques sont données dans le tableau 1.

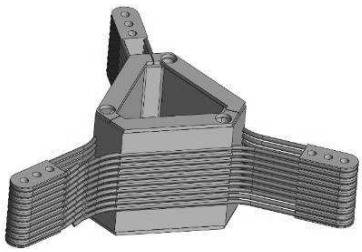


Figure 134 : Vue 3D du caloduc oscillant 3SC

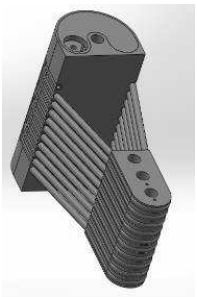


Figure 135 : Vue 3D du caloduc oscillant 1SC

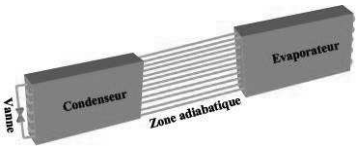


Figure 136 : Vue 3D du caloduc oscillant construit par Bensalem *et al.* (75)

Nous disposons de résultats d'essais similaires correspondant à un taux de remplissage de 50 % d'eau et nous comparons les conductances surfaciques en fonction de la densité de puissance appliquée pour différentes températures de source froide imposées (cf. figure 137).

- pour les trois dispositifs, la conductance augmente avec la puissance injectée ;
- la conductance augmente avec l'accroissement de la température de source froide ;
- les performances entre le dispositif 1SC et 3SC sont globalement similaires ;

- l'augmentation des performances avec l'accroissement de la température de source froide du dispositif de Bensalem *et al.* (75) est bien plus faible. La densité de puissance évacuée est également bien inférieure aux deux autres dispositifs ;
- le dispositif 1SC, montre un assèchement (cercle associé à un « A ») alors que le dispositif 3SC n'atteint jamais cette limite. Ce comportement est remarquable et la coopération hydraulique des 3 zones semblent lui conférer un potentiel de transfert bien supérieur à ce qui a pu être rencontré jusqu'à aujourd'hui ;
- dans ce cas-ci, la limite d'assèchement du dispositif 1SC est croissante avec la température de source froide. Celui-ci peut présenter des valeurs de conductances supérieures au dispositif 3SC à plus haute température.

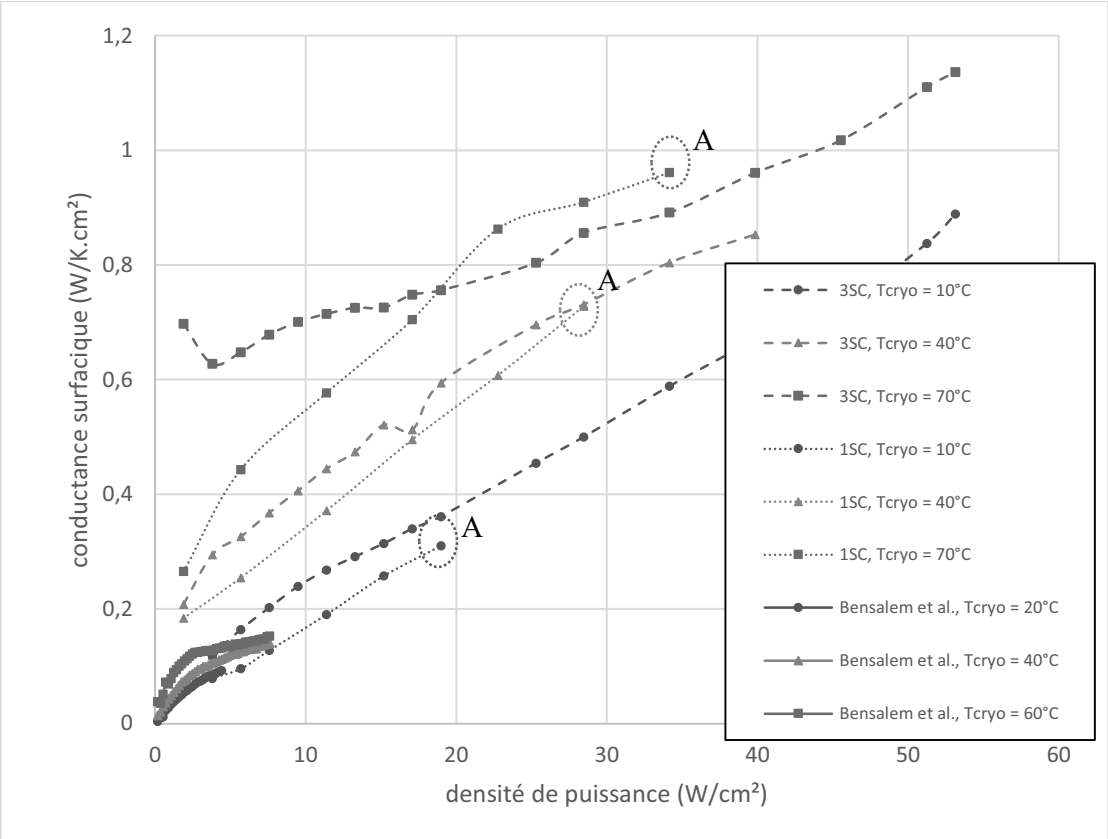


Figure 137 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, *TR* = 50 %)

Une des raisons pouvant contribuer aux meilleures performances des dispositifs 1SC et 3SC comparés au dispositif de Bensalem *et al.* est la disposition des tubes sur le côté par rapport à la gravité. En effet, nous avons pu voir dans un article d'Ayel *et al.* (74) qu'une telle configuration, induit des performances inférieures à la configuration verticale favorable mais supérieures à une configuration parfaitement horizontale.

Nous pouvons voir figure 138 que, pour le dispositif de Bensalem *et al.* (75), les performances de la configuration verticale favorable sont supérieures à la configuration horizontale, toutefois les performances de celle-ci diminuent pour se rapprocher de celles de la configuration horizontale à haute puissance. Celles-ci sont toujours inférieures aux performances des dispositifs 1SC et 3SC. Ainsi, même si la disposition des tubes sur le côté des tubes des dispositifs 1SC et 3SC peut expliquer en partie leurs performances bien supérieures, il ne s'agit là pas de la seule raison. Nous pouvons évoquer la grande surface de l'évaporateur du dispositif de Bensalem *et al.* relativement à ceux de cette étude, ce qui diminue artificiellement les valeurs de densités de puissances et de conductance surfacique.

Nous noterons que le dispositif de Bensalem *et al.* a été testé pour des puissances allant jusqu'à plus de 4,5 kW, ce qui dépasse les niveaux atteints par le dispositif 1SC.

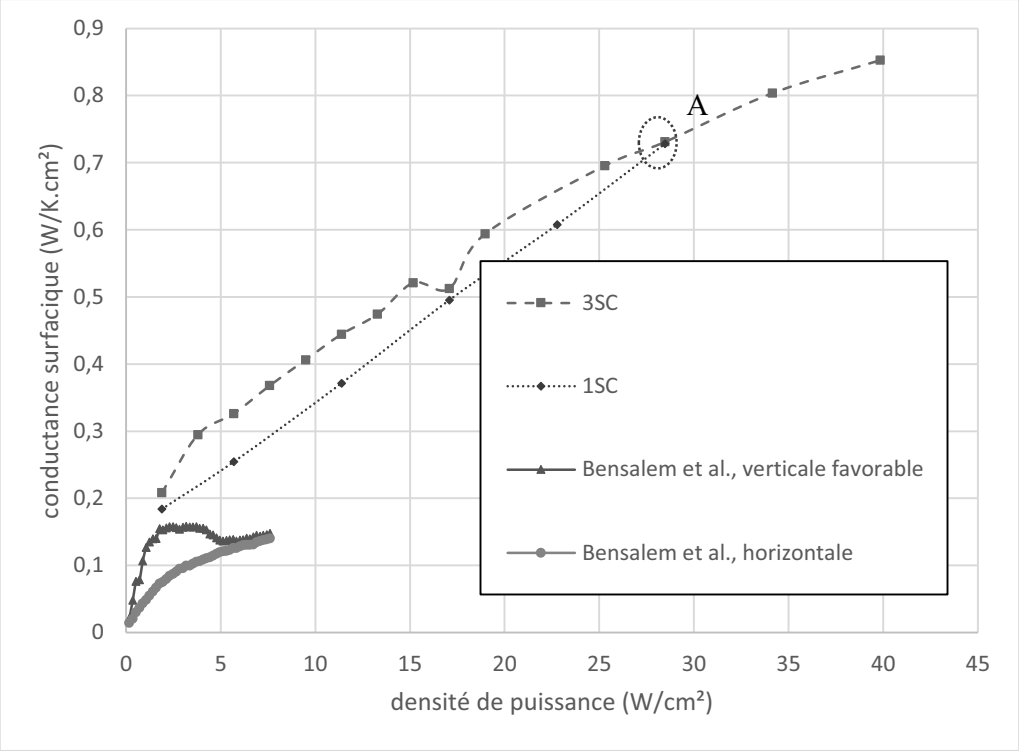


Figure 138 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, *TR* = 50 %, 40°C)

Notons que pour toute la suite du document un assèchement du dispositif (associé à un arrêt des oscillations et à une montée soudaine de la température) est indiqué à chaque fois sur les figures par un cercle associé à la lettre A. Cela permettra de facilement repérer les situations où l'assèchement a eu lieu et de les distinguer des autres, où la puissance maximale n'a pas été atteinte, température de sécurité dépassée ou non.

4.1.3.2 Analyse par visualisations IR de l'influence de la température de source froide

Nous avons pu établir précédemment que la température a une influence importante sur les performances du caloduc oscillant. Nous comparons ici la température d'évaporateur pour deux températures de sources froides et deux puissances injectées différentes. Deux températures semblent suffisantes, car nous avons constaté précédemment que l'évolution des performances en fonction de la température de source froide, pour un caloduc oscillant rempli avec de l'eau, était monotone.

Les figures suivantes (cf. figures 139, 140, 141 et 142) présentent des relevés de températures pour les mêmes points utilisés pour les analyses par visualisation IR précédentes. Nous notons d'ailleurs que la figure 139 correspond à la figure 126.

Pour une puissance de 300 W, alors qu'à 10°C les oscillations de températures entre zone adiabatique et zone évaporateur sont globalement corrélées, nous nous apercevons que pour une température de 40°C, les deux zones ne le sont plus. En effet, malgré le fait que des évènements arrivent simultanément dans les zones adiabatique et évaporateur, des oscillations supplémentaires en zone adiabatique témoignent de mouvements plus localisées spatialement.

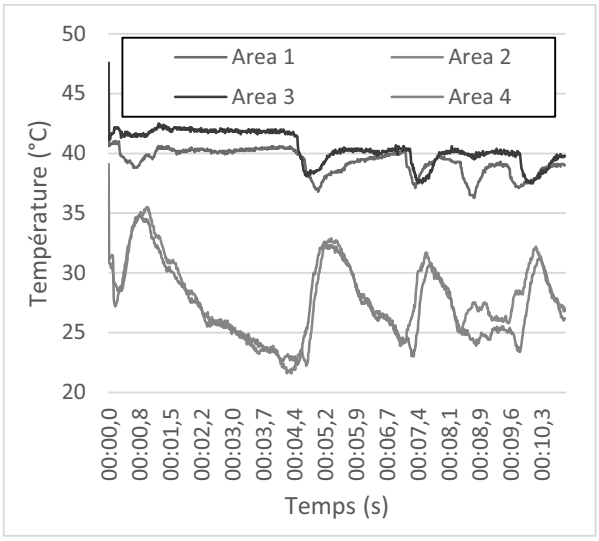


Figure 139 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 300 W)

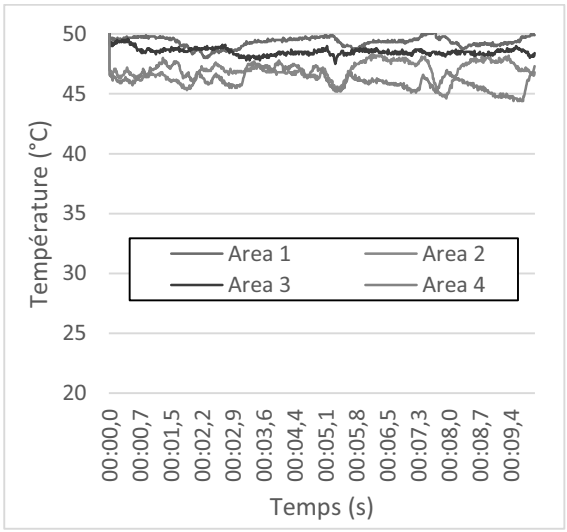


Figure 140 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 300 W)

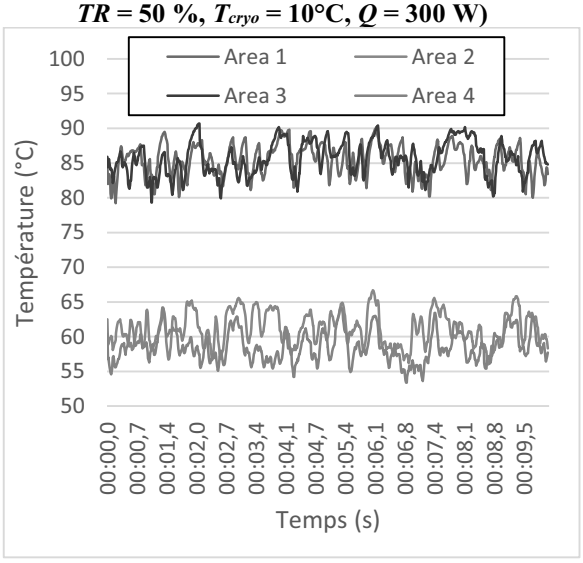


Figure 141 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 4500 W)

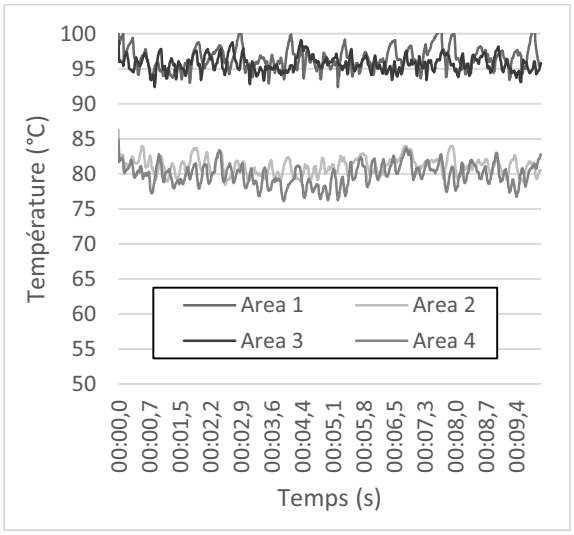


Figure 142 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 40°C, Q = 4500 W)

Pour une puissance de 4500 W, il ne semble pas y avoir de différence majeure entre les zones évaporateur et adiabatique, hormis une fréquence d'apparition des phénomènes qui semble plus importante à 40°C.

Les densités spectrales de puissance sont présentées ci-dessous, tout d'abord pour une puissance de 300 W en distinguant les zones évaporateur et condenseur. Comme lors de l'augmentation de la puissance injectée, nous observons, lors de l'accroissement de la température de source froide, un élargissement de la plage des fréquences observées vers de plus hautes valeurs. Ce comportement accompagne également une amélioration des performances.

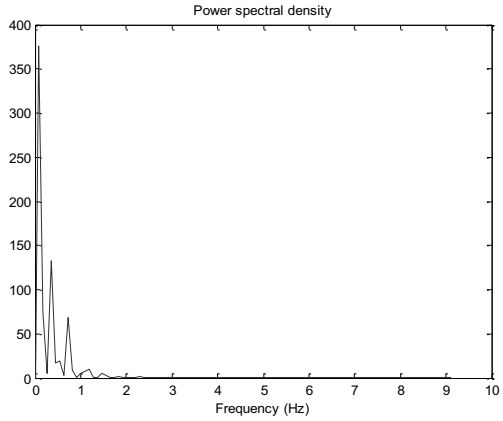


Figure 143: Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 300 W)

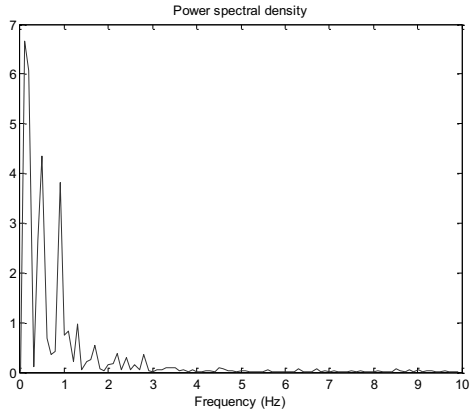


Figure 144 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C, *Q* = 300 W)

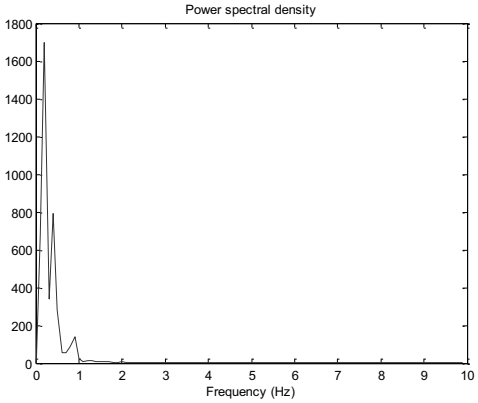


Figure 145 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 300 W)

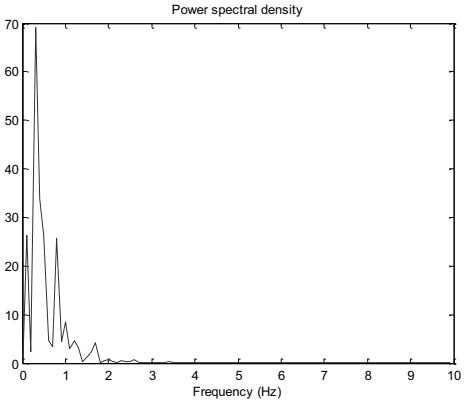


Figure 146 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C, *Q* = 300 W)

Nous pouvons alors analyser les caractéristiques principales des oscillations observées dans ces différentes situations en distinguant zones adiabatique et évaporateur. La plage comprenant les fréquences majoritaires est indiquée dans le tableau 6, entre parenthèses est également signalée la fréquence maximale des oscillations rencontrées, même si elles ne sont pas majoritaires.

Zone (Area)	1 (évap)		2 (adia)	
T_{cryo} (°C)	10	40	10	40
Ecart-type (K)	1,21	0,45	3,2	0,81
Plage de fréquences (Hz)	0,1-0,7	0,1-0,9-(2,8)	0,2-0,4-(0,9)	0,1-0,8-(1,7)
Fréquence d'apparitions (pic/s)	0,45	0,45	0,45	1,3

Tableau 6 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, *Q* = 300 W)

Nous pouvons constater que l'augmentation de la température de source froide semble générer des oscillations de températures, pour les zones évaporateur et adiabatique, de fréquences plus élevées. Toutefois elles montrent un écart-type plus faible, et donc une amplitude efficace réduite. Ce phénomène est notamment plus prononcé au niveau de la zone adiabatique.

Regardons maintenant les densités spectrales de puissance pour une puissance de 4500 W, présentées figures 147 à 150.

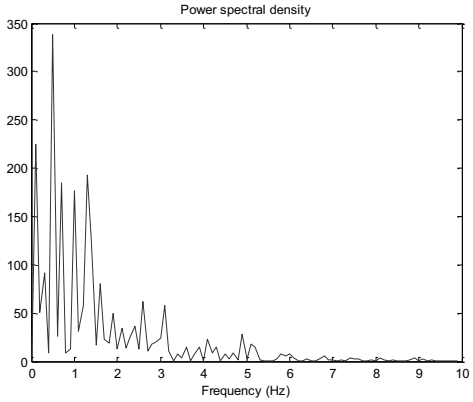


Figure 147 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 4500 W)

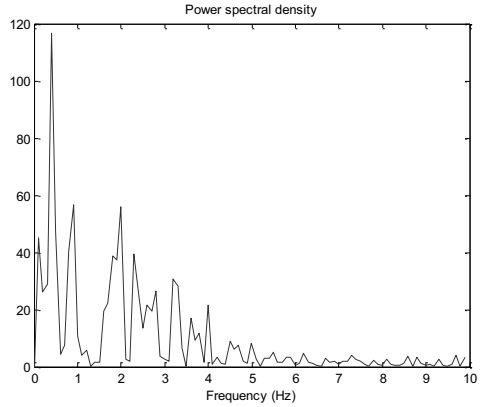


Figure 148 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C, *Q* = 4500 W)

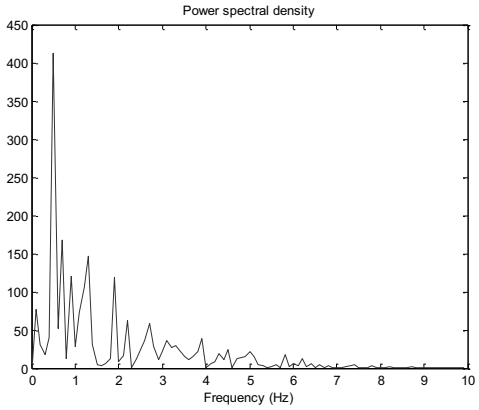


Figure 149 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 4500 W)

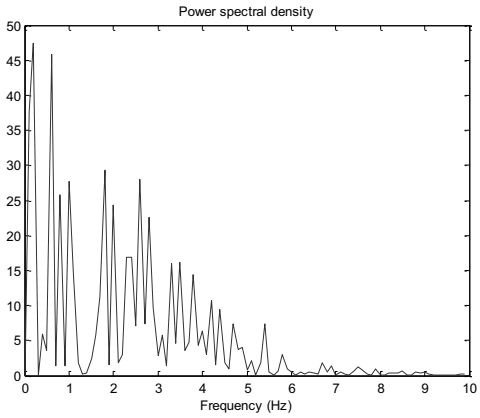


Figure 150 : Densité spectrale de puissance de la température adiabatique (Area 3) mesurée par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C, *Q* = 4500 W)

Les caractéristiques globales sont récapitulées dans le tableau 7 :

Zone (Area)	1 (évap)		2 (adia)	
Ecart-type (K)	2,31	1,36	2,28	1,37
T_{cryo} (°C)	10	40	10	40
Plage de fréquences (Hz)	0,1-4,9	0,1-6,8	0,1-3,9	0,2-5,4
Fréquence d'apparitions (pic/s)	3,85	4,1	3,7	3,9

Tableau 7 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR (eau, *TR* = 50 %, *Q* = 4500 W)

Nous pouvons constater à nouveau que l'augmentation de la température semble générer des oscillations des températures à l'évaporateur et dans la zone adiabatique, plus fréquentes et avec un écart-type plus faible, soit une amplitude efficace du signal plus faible ; cette fois-ci, ce phénomène semble se généraliser aux deux zones.

En conclusion, l'augmentation de la température de source froide, qui est associée à une amélioration des performances, entraine l'élargissement de la plage de fréquences vers des valeurs plus élevées mais avec un écart-type des températures et donc une amplitude

efficace des oscillations plus faible. Ce résultat n'est pas étonnant car pour un niveau de température plus élevé, la courbe de pression saturante d'un fluide comme l'eau induit, pour une même différence de températures, une plus grande différence de pressions. L'évolution des propriétés thermo-physiques de l'eau, permet également un mouvement plus facile.

Avec l'amélioration du mouvement oscillant, les performances augmentent, réduisant la différence de températures entre évaporateur et condenseur, il est alors normal de trouver des oscillations d'amplitude réduite entre ces deux zones.

4.2 Campagne avec du pentane à un taux de remplissage fixé à 50 %

Dans cette partie, l'intérêt porte sur l'influence de divers paramètres sur les performances de différents dispositifs, dont le dispositif « OPTIMAL » utilisé dans le chapitre 2. Pour cela une campagne de mesures menée sur les caloducs oscillants 1SC et 3SC a été réalisée avec un remplissage au pentane à TR = 50 %.

4.2.1 Présentation d'une campagne représentative sur le dispositif 3SC (T_{cryo} = 10°C)

L'évolution de la température à l'évaporateur durant toute la campagne est présentée en figure 151.

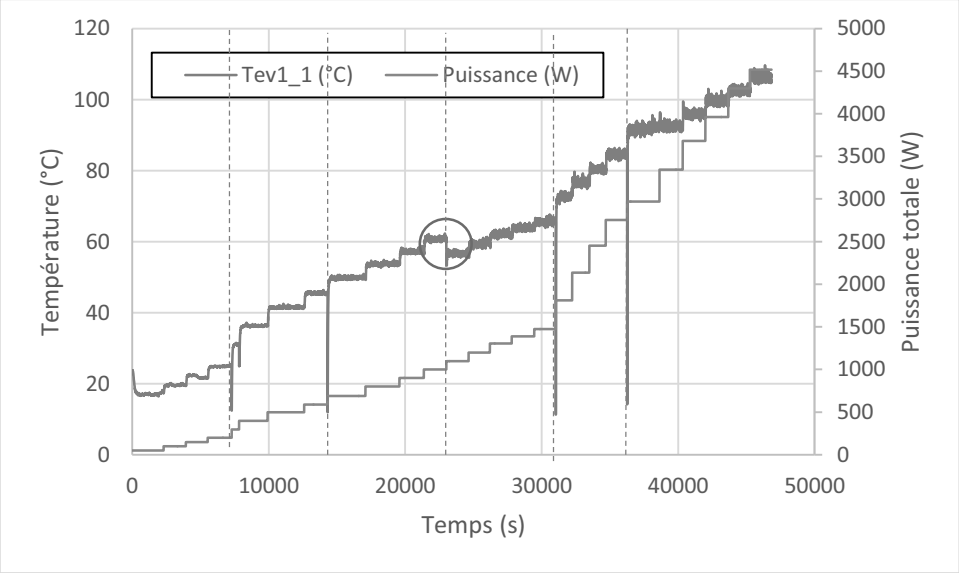


Figure 151 : Evolution de la température durant un essai typique (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Cette campagne a été la première à être réalisée et a été menée sur plusieurs sessions de demi-journées, présentées ici rassemblées (lignes en pointillés). Le changement de cryostat et d'alimentation au cours de la campagne pour un dispositif plus puissant est indiqué sur le graphique (cercle rouge).

Les relevés de températures se traduisent par les performances suivantes (cf. figure 152). Comme pour l'eau, la conductance globale du caloduc oscillant 3SC rempli avec du pentane augmente avec la puissance injectée. Les performances sont toutefois légèrement inférieures pour le pentane comparée à celles obtenues avec l'eau, une conductance de 80

W/K a été mesurée pour l'eau à une puissance de 4,5 kW alors qu'ici elle est de 62 W/K à cette même puissance.

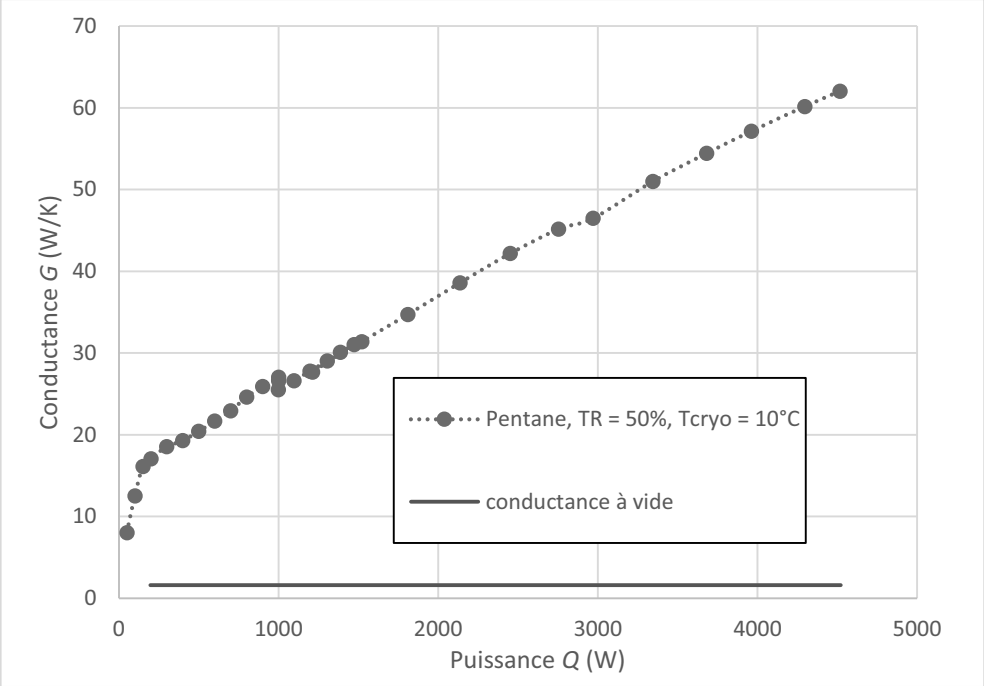


Figure 152 : Conductance globale avec la puissance (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Pour l'étude de notre dispositif 3SC, une alimentation de 1,5 kW est dédiée à chaque source. Ayant pu observer en cours de campagne expérimentale que notre dispositif était capable d'évacuer des puissances bien supérieures, nous avons également utilisé une alimentation pouvant délivrer jusqu'à 8,4 kW réparti sur les trois sources et un cryostat permettant d'y répondre.

Toutefois ces équipements étant nécessaires par ailleurs pour d'autres activités, nous n'avons pas pu en disposer lors de toutes nos campagnes. Nous présentons dans le Tableau 8 l'alimentation maximale disponible à chaque campagne.

Fluide	TR (%)	Alimentation maximale (W)
Eau	50	8400
	70	4500
Méthanol	50	4500
	70	8400
Pentane	50	4500
	70	8400
	85	8400

Tableau 8 : Alimentation électrique maximale disponible suivant le remplissage

4.2.2 Influence de la température de source froide lors d'un remplissage au pentane

Il est généralement établi que l'évolution des performances avec la puissance est dépendante de la température, celle-ci influençant les propriétés thermo-physiques du fluide. Nous allons faire varier la température de la source froide pour apprécier l'influence de la température sur les performances du caloduc avec du pentane.

En plus des 3 dispositifs montrés précédemment (cf. figures 134, 135 et 136), le dispositif « OPTIMAL » (cf. figure 153) développé par Bonnenfant *et al.* (9) a été exploité par nos soins permettant la comparaison des quatre dispositifs.

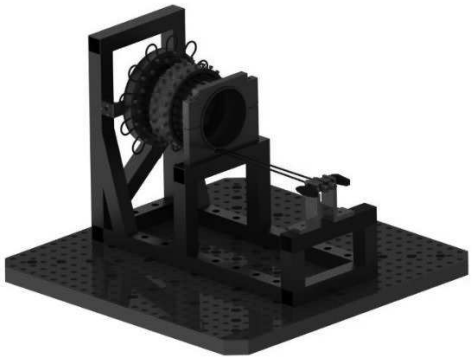


Figure 153 : Vue 3D du dispositif OPTIMAL (9)

Les différences essentielles entre ces dispositifs concernent :

- la densité de flux de chaleur appliquée et le nombre de sources chaudes ;
- la géométrie des dispositifs : le bobinage des tubes du dispositif « OPTIMAL » lui confère une orientation qui n'est jamais ni purement verticale ni horizontale.

L'évolution des conductances surfaciques avec la densité de puissance des 4 dispositifs remplis au pentane (*TR* = 50 %) est présentée en figure 154 et figure 155. Ces courbes sont paramétrées par la température de source froide.

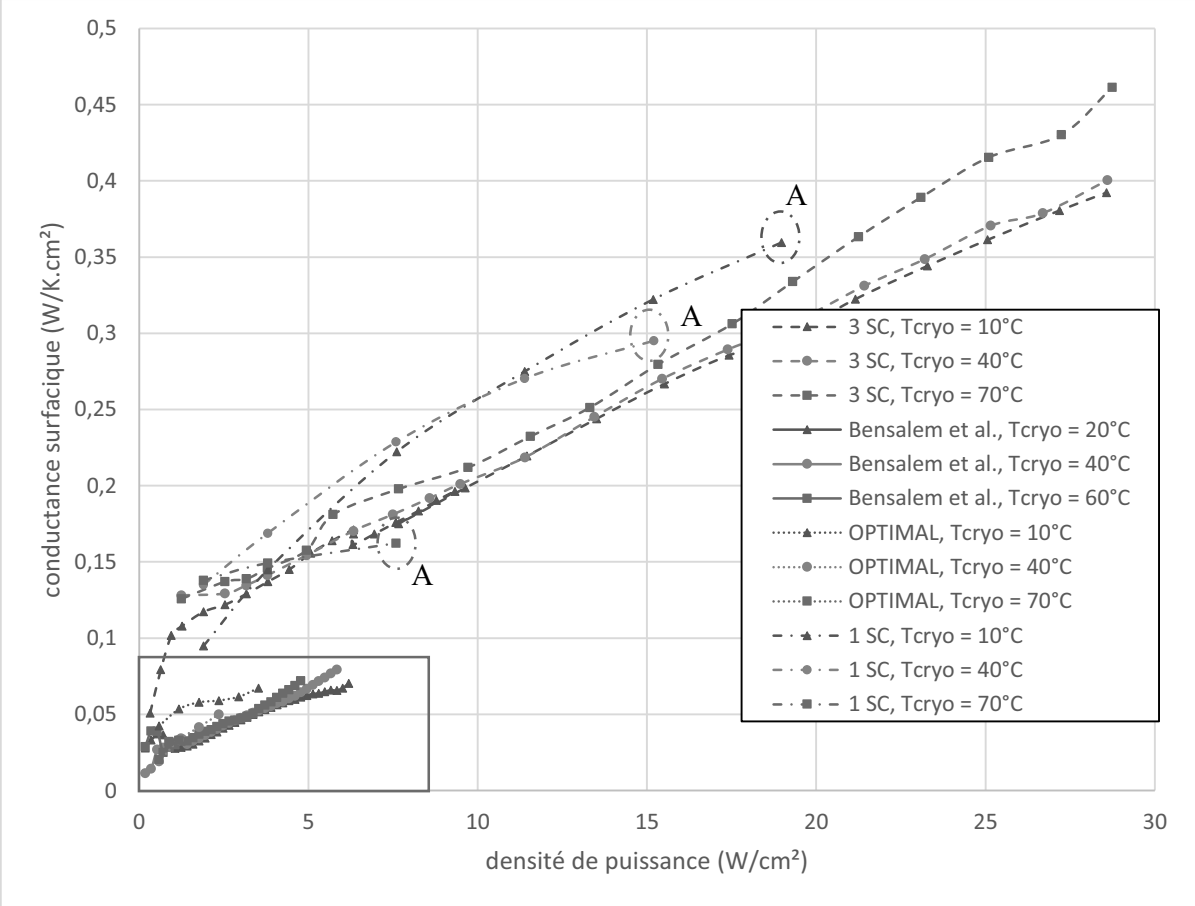


Figure 154 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs (pentane, *TR* = 50 %)

- globalement, la conductance surfacique augmente avec la densité de puissance pour tous les dispositifs ;
- les dispositifs 1SC et 3SC montrent des performances similaires, nettement supérieures aux deux autres dispositifs ;
- le dispositif 3SC permet d'évacuer des densités de puissance nettement supérieures aux autres dispositifs (ici 28,7 W/cm² correspondant à la limite de l'alimentation de 4,5 kW) car sa limite d'assèchement est bien supérieure et n'est pas rencontrée ici ;
- le dispositif 1SC semble le plus performant à basse température de source froide mais atteint la limite d'assèchement maximale pour 19 W/cm² ;
- pour une température de source froide plus élevée (70°C), le dispositif 1SC montre une limite d'assèchement inférieure à 10 W/cm² ;

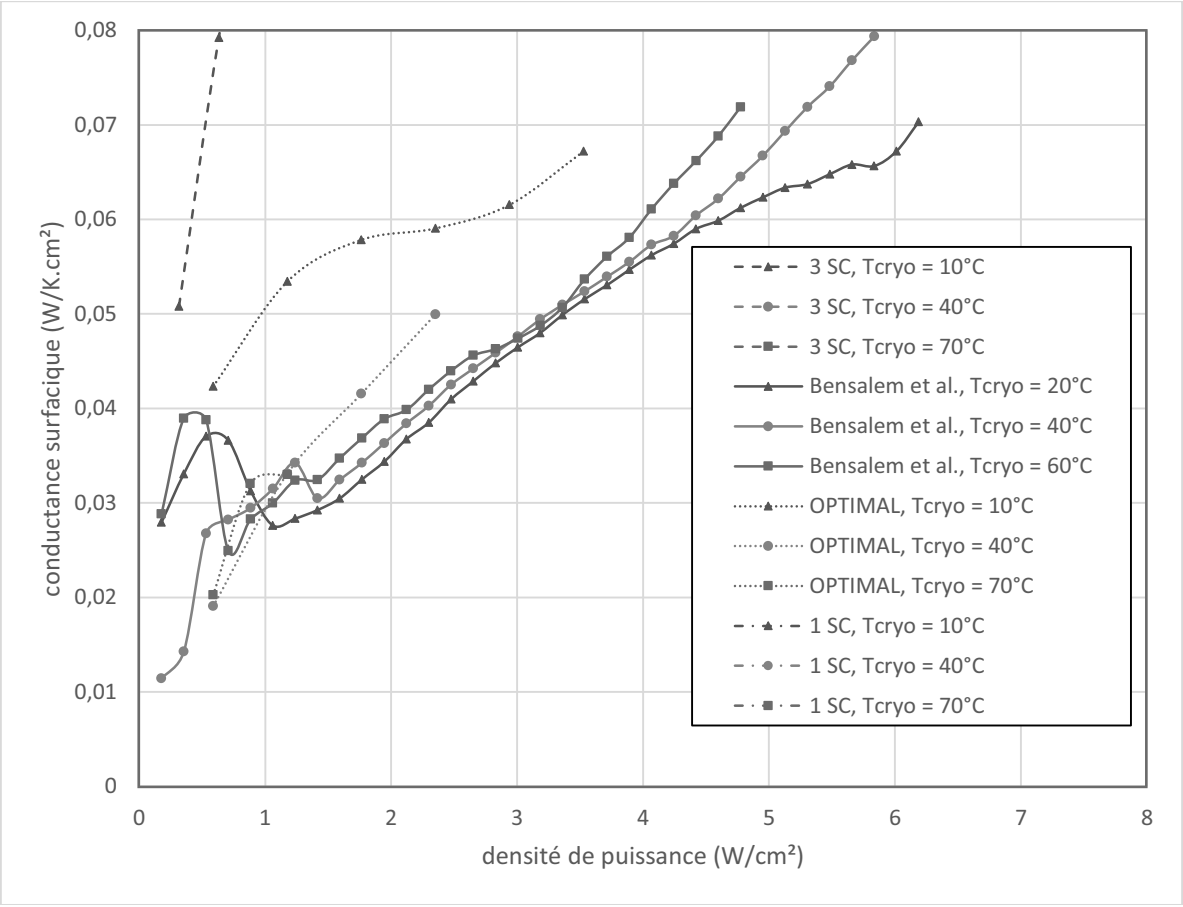


Figure 155 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs (pentane, *TR* = 50 %)

Contrairement à l'eau, l'influence sur les performances de la température de source froide avec du pentane est plus dépendante des conditions opératoires. Cette remarque a déjà été effectuée par le passé. Ici nous pouvons juste ajouter une légère amélioration de la conductance avec la température pour les essais de Bensalem *et al.* et ceux du dispositif 3SC. Les essais réalisés avec le dispositif « OPTIMAL » ont montré l'inverse mais son architecture est très différente. Quant au dispositif 1SC que nous avons élaboré, l'influence est minime si on ne s'approche pas de l'asséchement où les comparaisons ne sont plus pertinentes.

4.3 Influence du taux de remplissage : comparaison des deux dispositifs remplis au pentane

Nous avons pu voir dans la littérature que le taux de remplissage influence les performances du caloduc oscillant. Un taux de remplissage optimum semble exister, généralement compris entre 40 et 60 %. Pour le dispositif OPTIMAL, le taux de remplissage optimum se situe à 40 % pour le pentane, et à 50 % pour l'éthanol. Regardons cette influence pour nos dispositifs.

4.3.1 Dispositif 3SC

4.3.1.1 Comportement à faible taux de remplissage

Peu d'essais ont été effectués pour des taux de remplissages inférieurs à 50 %, taux généralement considéré comme optimum. En effet, nous avons pu observer qu'un taux de remplissage élevé est favorable à un fonctionnement avec une puissance répartie non-uniformément, nous n'avons alors pas exploré en détail de taux de remplissage inférieurs. Quelques relevés pour un taux de remplissage à 20 %, nous permettent toutefois d'affirmer qu'un faible taux de remplissage est très défavorable aux performances (cf. figure 156) :

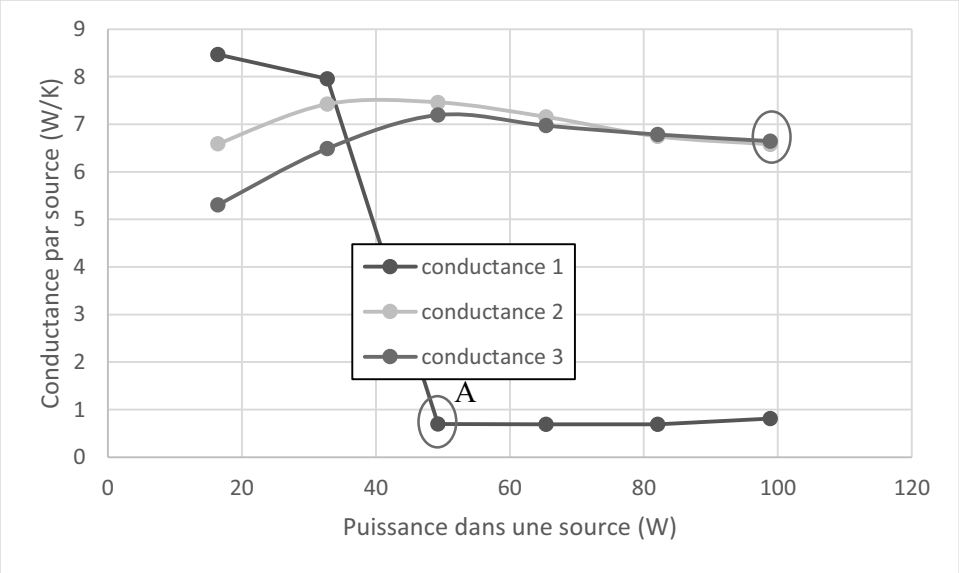


Figure 156 : Conductance par source en fonction de la puissance injectée par source (pentane, TR = 20 %, T_{cryo} = 10°C)

- à basse puissance les 3 sources présentent des oscillations mais les performances sont inégales, pouvant attester une répartition de fluide différente entre les sources à cause du faible taux de remplissage ;
- à partir d'une puissance de 50 W, la source S1 s'assèche, la conductance dans les deux autres sources semblent alors s'égaliser, possiblement grâce au déplacement vers ces sources du fluide initialement contenue dans la source S1 ;
- la conductance diminue dans toutes les sources avec l'augmentation de la puissance, ce qui n'est pas anodin dans un caloduc oscillant car généralement les performances augmentent, nous avons toutefois pu observer que le pentane pouvait présenter un comportement non monotone à basse puissance et ici le taux de remplissage est très bas ;

- lorsque la puissance totale dépasse 300 W, la source 3 s'assèche également mettant fin à cette campagne.

Ces observations sont en accord avec la littérature où une valeur de $TR < 25$ % peut induire un fonctionnement instable du caloduc oscillant, voire un assèchement (14) (52).

4.3.1.2 Influence du taux de remplissage pour des valeurs supérieures à l'optimum

Malgré l'indisponibilité de données au-dessus de 4,5 kW avec un remplissage à $TR = 50$ % de pentane, un prolongement spéculatif de la courbe représentant l'évolution des performances est tracé, en supposant que la tendance est continue sans toutefois savoir si la limite d'assèchement aurait été rencontrée ou non (ligne pointillé associé à un « ? »). La comparaison est réalisée avec deux autres taux de remplissage pour des températures de source froide de 10, 40 et 70°C. Les constats suivants sont effectués (cf. figures 157, 158 et 159) :

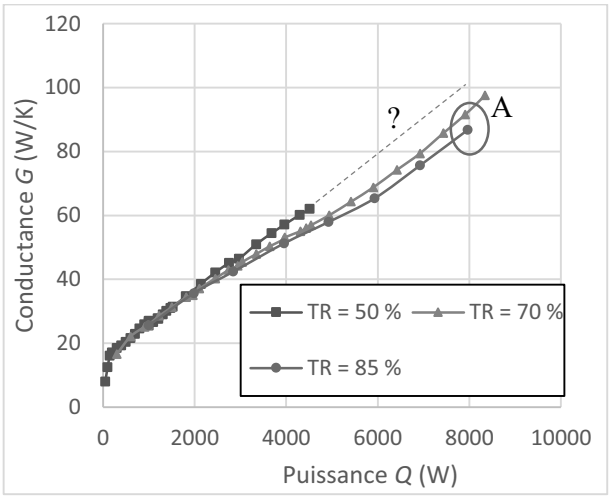


Figure 157 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 10 °C)

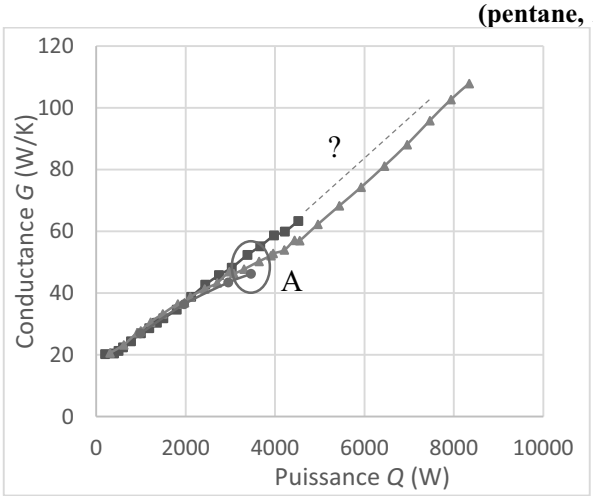


Figure 158 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40 °C)

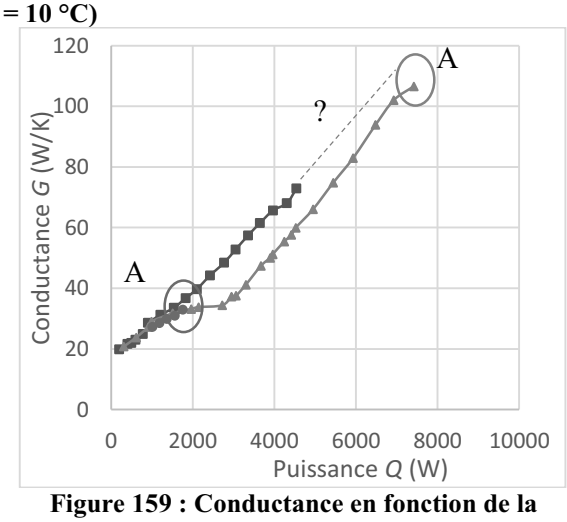


Figure 159 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 70 °C)

- le taux de remplissage semble avoir peu d'influence sur les performances du caloduc oscillant pour des faibles puissances ;

- par contre, les performances semblent diminuer avec l'augmentation du taux de remplissage pour des puissances élevées. Là encore, un taux de remplissage proche de 50 % semble plus intéressant, à la réserve de la limite d'assèchement éventuelle que nous n'avons pu explorer ;
- un assèchement est rencontré à un taux de remplissage de 85 %, pour des puissances faibles comparés aux taux de remplissage de 50 et 70 %, en particulier pour les températures les plus élevées ;
- la limite d'assèchement est atteinte plus rapidement avec l'augmentation de la température de source froide ce qui est contraire avec ce qui a été observé avec le dispositif 1SC rempli avec de l'eau (ce point sera abordé au **§** 4.5) ;

4.3.2 Dispositif 1SC

De manière similaire, les essais sont menés sur l'influence du taux de remplissage pour le dispositif 1SC. Les performances obtenues avec le pentane pour *TR* = 50 % et 70 % pour différentes températures de source froide (cf. figure 160) permettent les observations ci-dessous :

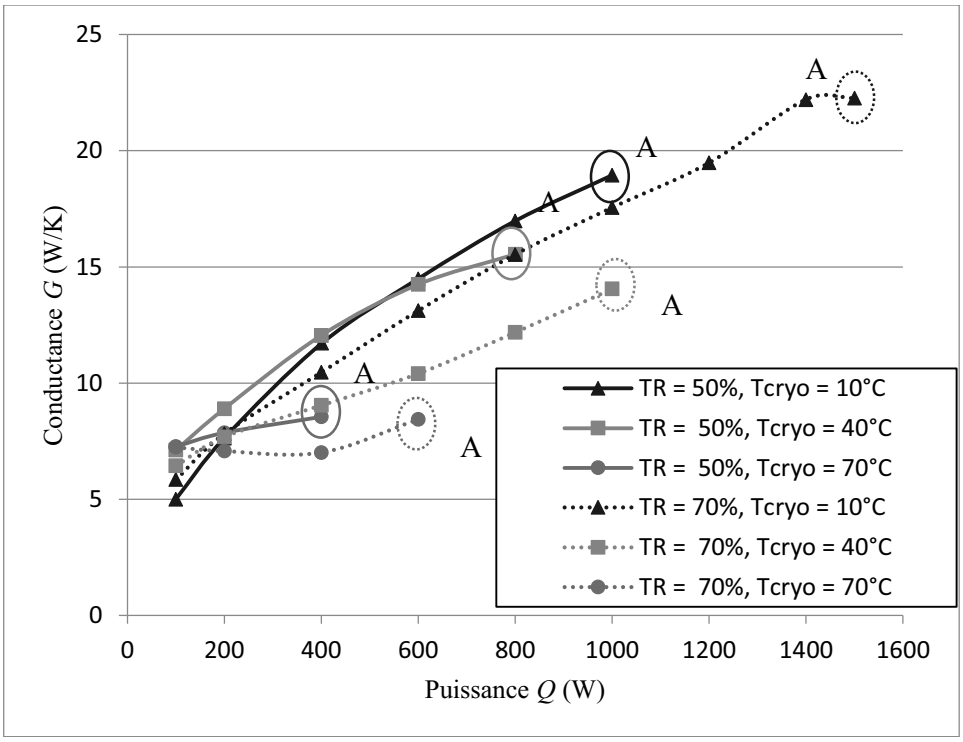


Figure 160 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour différents taux de remplissage (pentane, dispositif 1SC)

- notons que nous atteignons la limite d'assèchement systématiquement ici ;
- une diminution des performances est observée là aussi lorsque *TR* passe de 50 % à 70% ;
- la diminution des performances avec l'augmentation de la température de source froide semble d'autant plus importante que *TR* est élevé ;
- la limite de fonctionnement liée à l'assèchement est systématiquement plus faible à un *TR* de 50 % qu'à 70 % ; ce constat pourrait paraitre surprenant car Yang *et al.* (52) ont observé le comportement opposé, mais leurs résultats ont été obtenus avec de l'éthanol.

En conclusion, les deux dispositifs montrent une diminution des performances entre 50 et 70 %. Un remplissage à 85 % pour le dispositif 3SC amène également à une limite d'assèchement rapidement atteinte.

4.3.3 Analyse d'un cas particulier (pentane)

Lors de l'analyse de l'influence de la température de source froide sur le comportement du caloduc oscillant pour un remplissage au pentane à *TR* = 70%, un comportement particulier a été observé pour une température de source froide fixée à 70°C. L'évolution de la conductance pour ces paramètres peut être observée sur la figure 161 ainsi que celles à deux autres températures de source froide.

La conductance dépend peu de la température pour des puissances inférieures à 2 kW, voire 4 kW. Cependant, pour une température de source froide de 70°C, la conductance semble inférieure aux deux autres températures de source froide, pour une puissance comprise entre 1,5 et 4 kW ; et pour les puissances supérieures, une forte augmentation de la conductance avec la température de source froide est constatée.

Pour cette température de source froide de 70°C, la puissance maximale de 8,4 kW n'a pas été atteinte, en raison d'un décrochage du caloduc oscillant (l'essai a été arrêté à 7,5 kW). Une brusque montée de température a été provoquée par une chute brutale de performances imputable à l'arrêt du mouvement oscillatoire au sein du caloduc, sans doute dû à l'assèchement prématuré d'une ou plusieurs des sources.

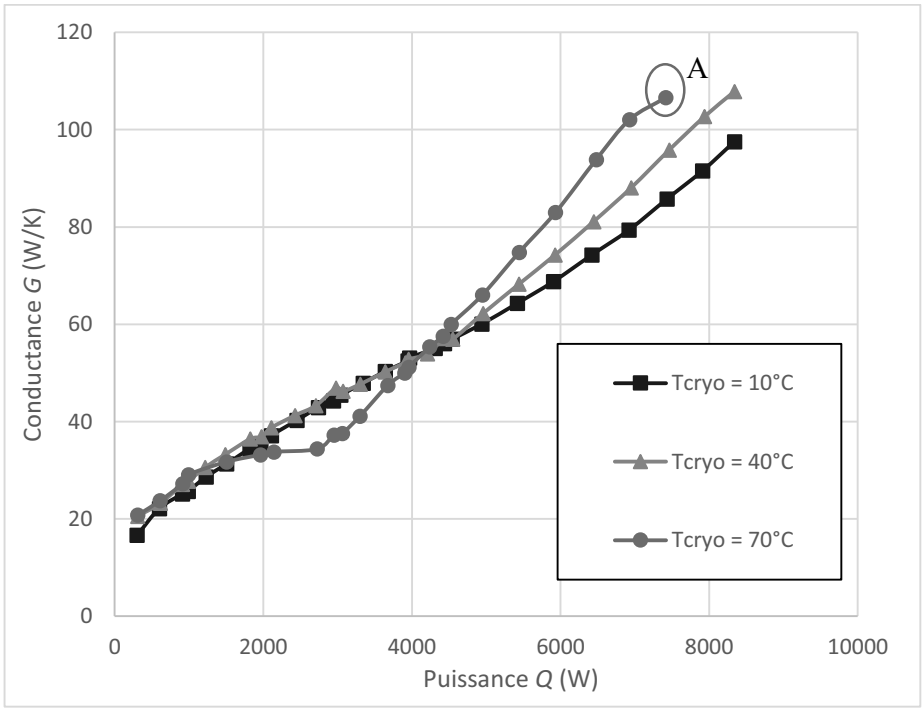


Figure 161 : Conductance en fonction de la puissance injectée pour 3 températures de source froide (pentane, *TR* = 70 %)

Si les températures correspondantes à l'essai précédent sont analysées (cf. figure 162), les constats suivants en découlent :

- l'amélioration des performances avec la puissance injectée se traduit par une augmentation de moins en moins importante de la température à l'évaporateur avec l'accroissement de la puissance ;

- pour une température de source froide de 70°C et une puissance supérieure à 2,7 kW, l'augmentation de la conductance avec la puissance est telle que la température est quasiment constante, alors que la puissance injectée augmente de quasiment 5 kW ;
- les températures de condenseur augmentent de façon continue, montrant aucun changement de comportement ;
- la température est de 166°C lorsque les oscillations s'arrêtent à la puissance de 7,4 W.

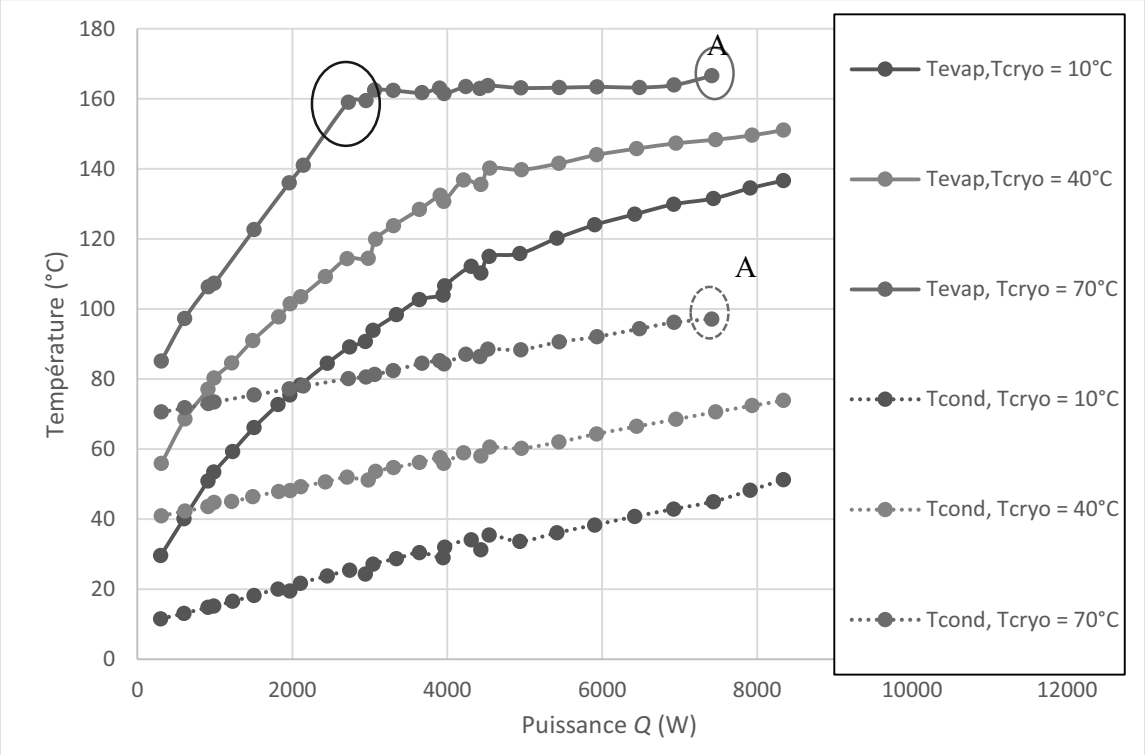


Figure 162 : Température d'évaporateur et de condenseur en fonction de la puissance injectée pour 3 températures de source froide (pentane, *TR* = 70 %)

Si nous regardons l'évolution des températures du caloduc oscillant développé par Bensalem *et al.* (75) pour un taux de remplissage de 50 % de pentane et différentes températures de source froide (cf. figure 163), le constat peut être également fait que :

- la dynamique d'évolution des températures semble diminuer avec l'augmentation de la puissance ;
- la température semble quasiment constante à une valeur de 140°C entre 1,4 kW et 1,7 kW pour une température de source froide de 80°C.

Le comportement de ces deux dispositifs est ainsi relativement similaire, même s'il n'a pas été rencontré à un même niveau de puissance et de température. Ce comportement n'a toutefois pas été rencontré avec le dispositif 1SC ni le dispositif « OPTIMAL ». Il est important de rappeler que les dispositifs Bensalem *et al.* et 3SC étaient les seuls à présenter une amélioration de leurs performances avec l'augmentation de la température et des puissances évacuées élevées. Pour l'instant, ce comportement semble propre à l'utilisation du pentane au sein d'un caloduc oscillant permettant l'amélioration de ses performances avec la température, à hautes valeurs de température.

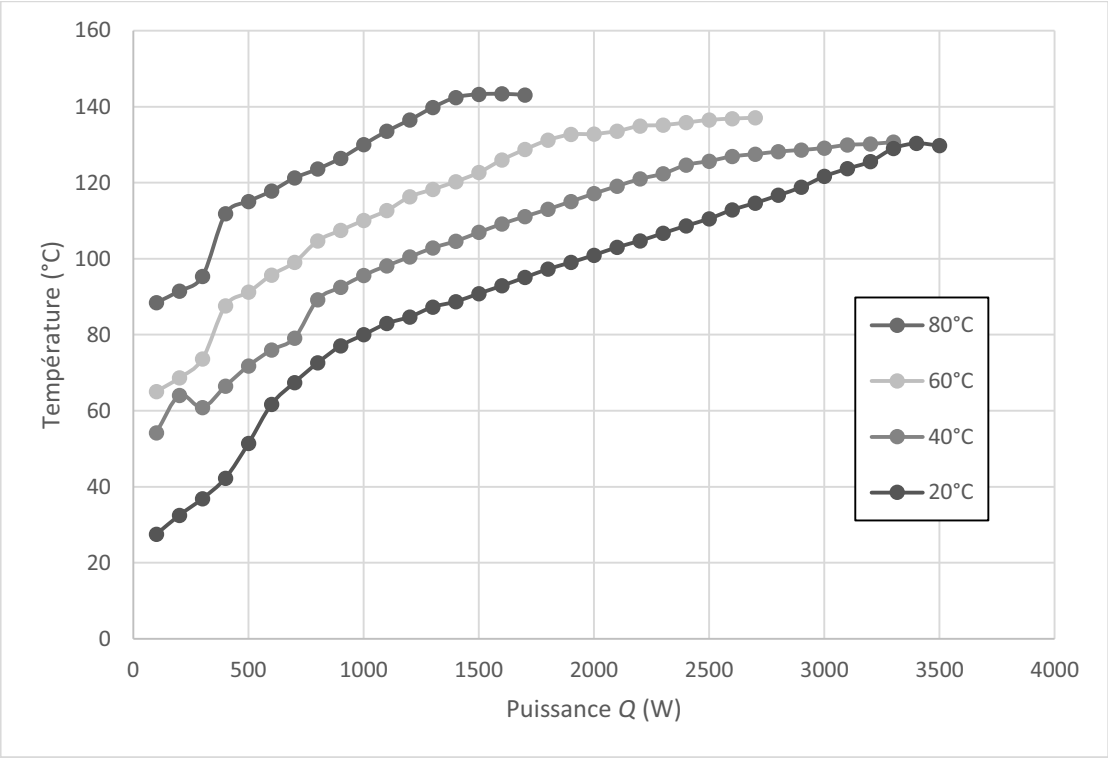


Figure 163 : Température d'évaporateur en fonction de la puissance injectée pour 4 températures de source froide (pentane, *TR* = 50 %, dispositif Bensalem *et al.* (75))

4.4 Comparaison des performances pour différents fluides de travail

L'analyse du comportement du caloduc rempli au pentane ainsi que l'influence de certains paramètres (puissance injectée, température de source froide et taux de remplissage) a pu être observé précédemment. Une comparaison avec l'utilisation de deux autres fluides est abordée ici pour essayer de différencier ce qui est propre au caloduc oscillant 3SC ou à l'influence du fluide de travail.

4.4.1 Analyse paramétrique du caloduc oscillant rempli au méthanol

Si nous observons le comportement du caloduc oscillant 3SC rempli au méthanol pour différents taux de remplissage et températures de source froide, nous pouvons établir les constats suivants (cf. figure 164) :

- les performances augmentent avec la puissance injectée, elles augmentent avec la température de source froide et diminuent légèrement lorsque *TR* passe de 50 à 70 %, notamment pour une forte température de source froide ;
- l'assèchement du système n'a pas été atteint pour cette campagne d'essais, la température de sécurité est seule responsable de l'arrêt de ces essais ;
- aucun palier de température n'a été observé.

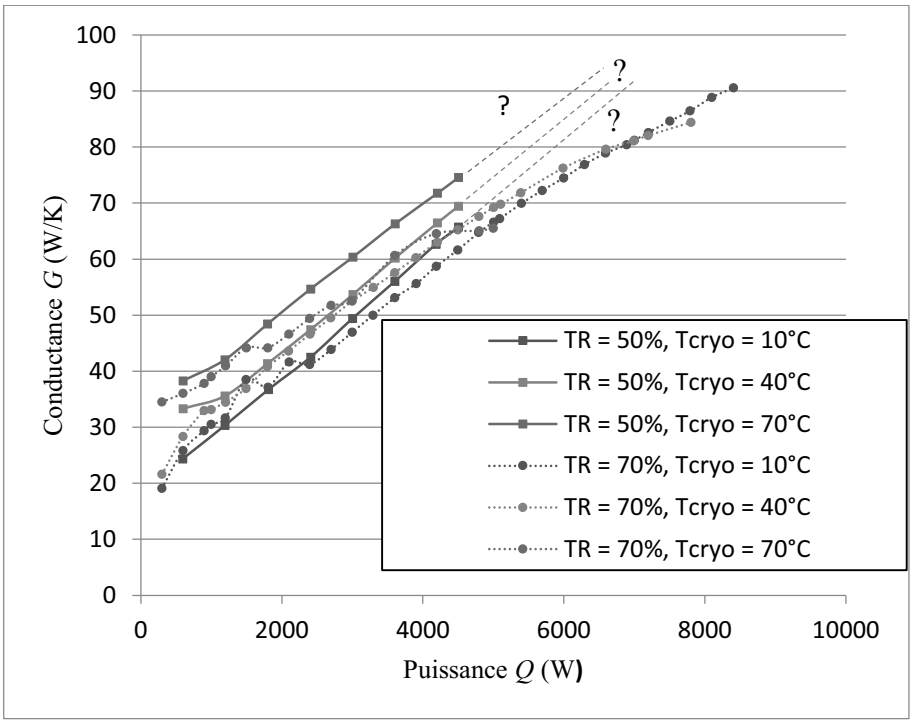


Figure 164 : Conductance en fonction de la puissance pour 3 températures de source froide et deux taux de remplissage (méthanol)

4.4.2 Analyse paramétrique du caloduc oscillant rempli à l'eau

L'observation ici des performances avec le PHP rempli à l'eau avec *TR* = 50 % et 70 % et différentes températures de source froide, permet les constats suivants (cf. figure 165) :

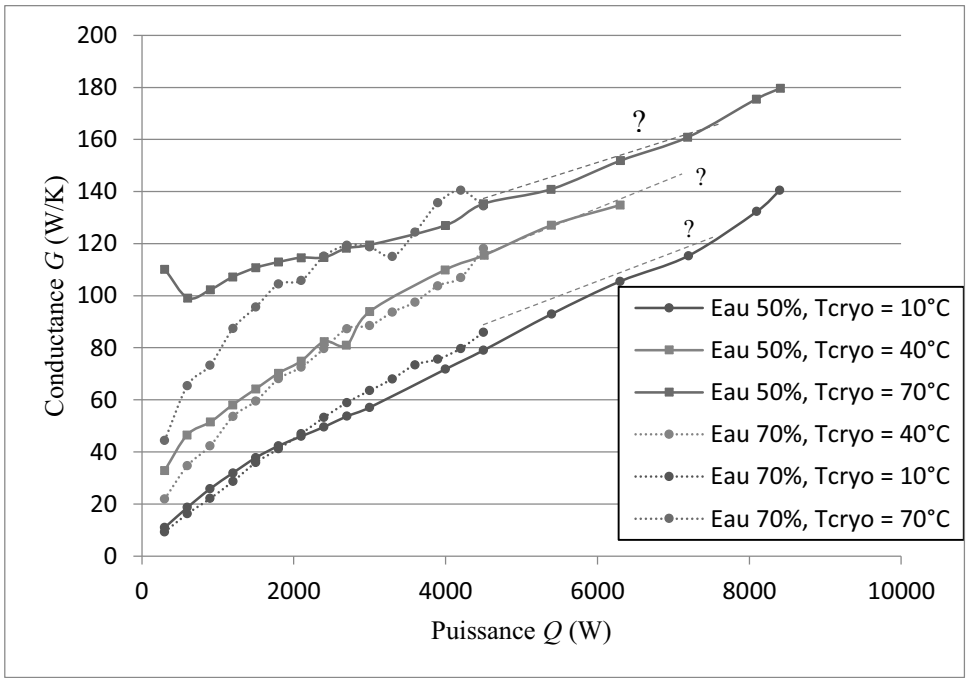


Figure 165 : Conductance en fonction de la puissance pour 3 températures de source froide et deux taux de remplissage (eau)

- comme pour les autres fluides, les performances augmentent avec la puissance injectée ;
- ici, les performances sont nettement améliorées avec l'augmentation de la température de source froide ;
- globalement, il y a peu de différence entre les performances à TR = 50 % et TR = 70 %, le taux de remplissage est, ici, moins influent que la température de source froide ;
- un léger écart de performances est à noter pour de faibles puissances entre TR = 50 % et TR = 70 %, notamment à haute température de source froide.

4.4.3 Comparaison des performances pour les trois fluides de travail

Nous comparons le caloduc oscillant rempli avec de l'eau, du pentane ou du méthanol pour différents taux de remplissage avec une température de source froide de 10°C (cf. figure 166) :

- l'eau induit les meilleures performances avec une augmentation importante de la conductance avec la puissance injectée ;
- le caloduc oscillant rempli au pentane possède des performances globalement similaires au méthanol, quoique légèrement inférieures ;
- à basse puissance (Q < 1,2 kW), l'eau présente cependant des performances inférieures au pentane et au méthanol.

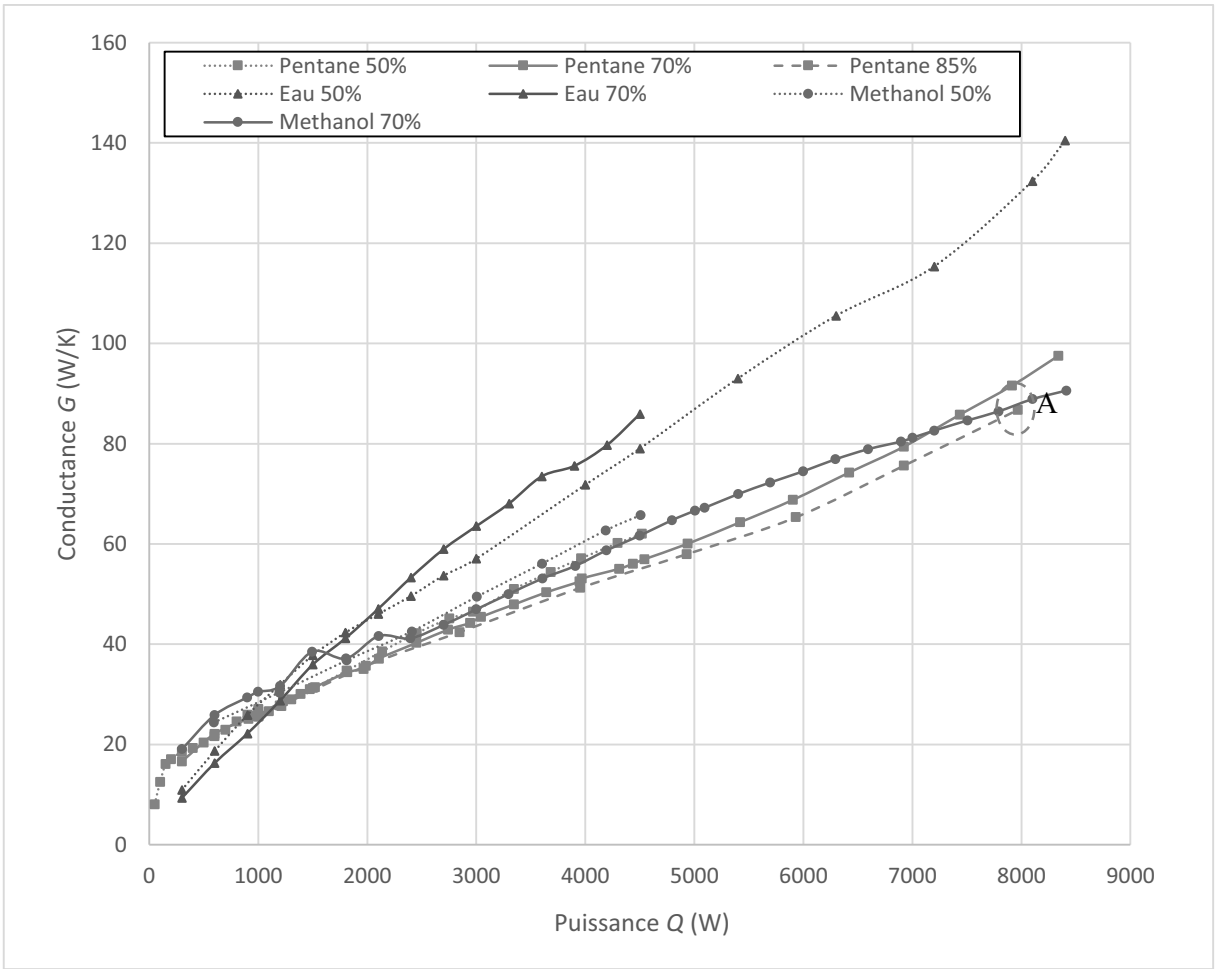


Figure 166 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 10°C)

Comparons ici les performances pour les différents fluides pour une température de source froide de 40°C (cf. figure 167). Nous pouvons faire les observations suivantes :

- dans tous les cas de figure, l'eau présente les meilleures performances, nettement supérieures comparées à celles obtenues avec les deux autres fluides ;
- le méthanol montre des performances similaires voire légèrement supérieures à celles obtenues avec le pentane, avec cependant une pente moins raide pour les plus hautes puissances.

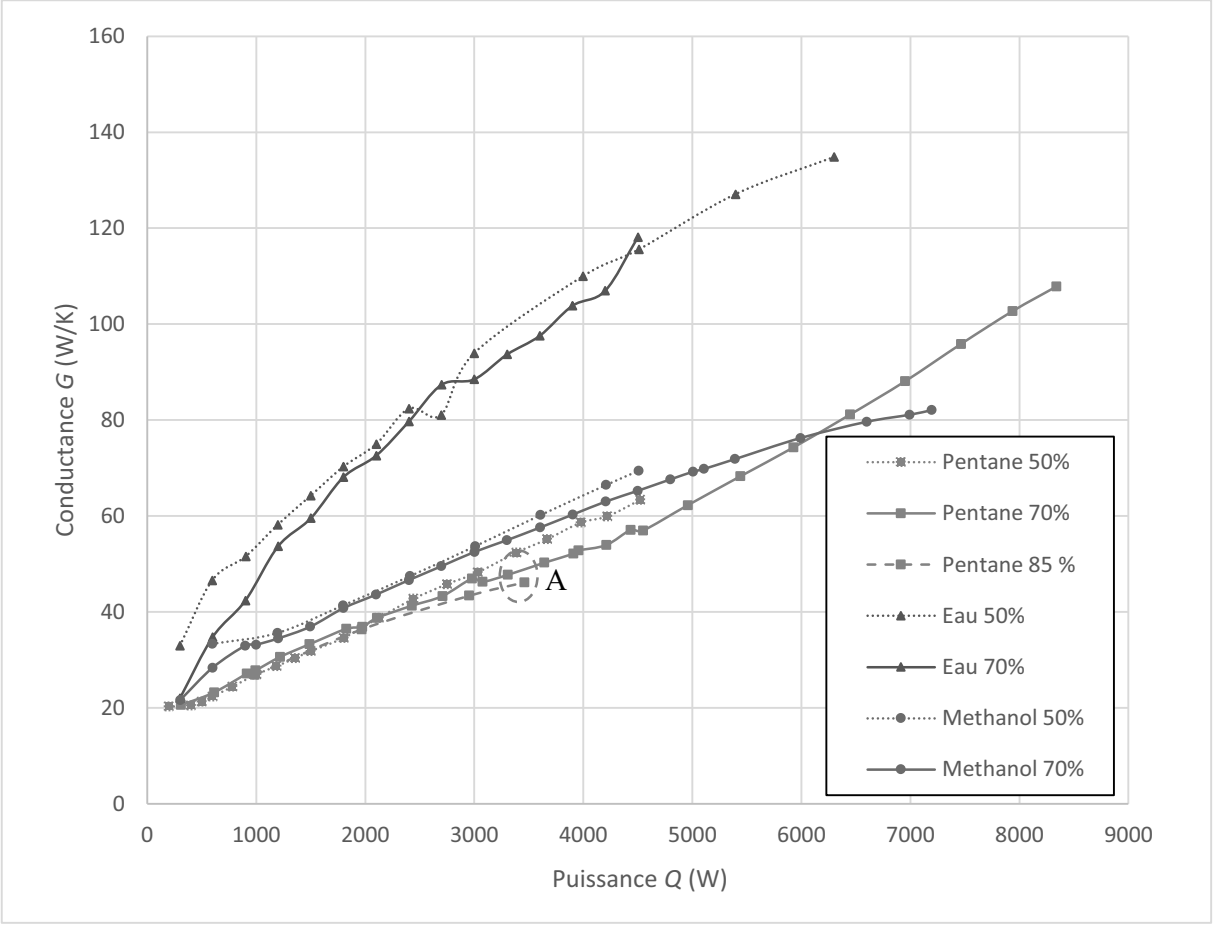


Figure 167 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 40°C)

La comparaison des trois fluides pour la plus haute température de source froide (70°C) permet les observations suivantes (cf. figure 168) :

- la conductance maximale observée pour toutes les configurations explorées est de 180 W/K obtenue avec l'eau pour une puissance injectée de 8,4 kW correspondant à une densité de flux équivalente à 53 W/cm². Ces performances ont été obtenues pour un remplissage de 50 % et pour T_{cryo} = 70°C. A notre connaissance, dans la littérature, aucun caloduc oscillant n'a atteint un tel potentiel de refroidissement ;
- l'eau est le fluide pour lequel les performances du PHP s'améliorent le plus avec la température, un net écart est remarquable comparé aux deux autres fluides ;
- si le caloduc oscillant rempli avec de l'eau fonctionne encore pour la puissance maximale, nous observons un arrêt des oscillations avec le pentane pour une puissance de 7,4 kW, tandis qu'avec le méthanol, un arrêt est observé pour une puissance de 5 kW car la température de sécurité a été dépassée ;
- à des températures de source froide de 10°C et 40°C, le pentane provoque des performances légèrement inférieures au méthanol mais une amélioration plus

importante avec la puissance injectée. Il est toutefois difficile de faire le lien avec les propriétés thermo-physiques de ces fluides ;

- si l'écart de performances entre un remplissage à 50 et 70 % est peu marqué pour les autres températures de sources froides, il est plus prononcé à 70°C. L'écart est d'ailleurs plus important à haute puissance pour le pentane et le méthanol, alors que l'eau induit un écart plus important à basse puissance.

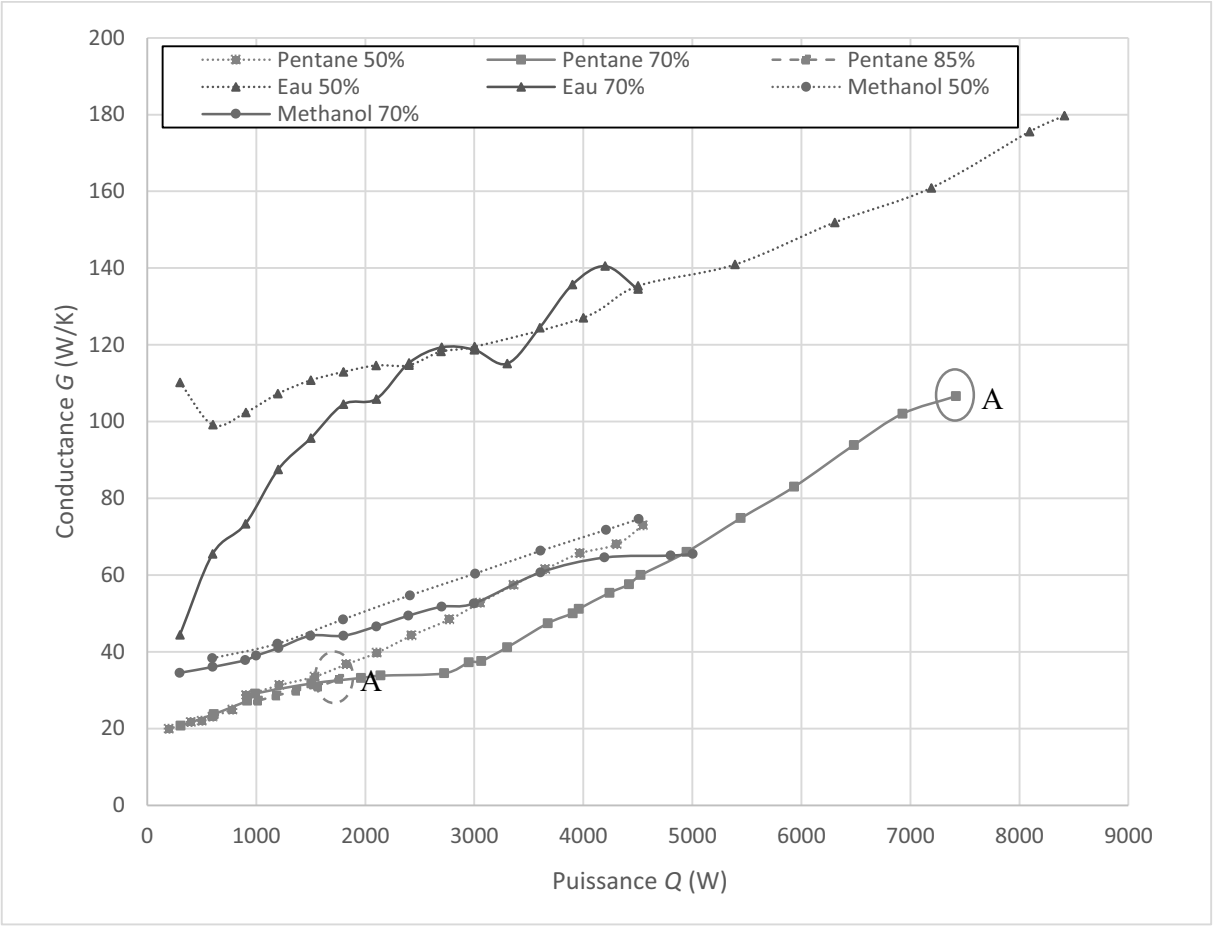


Figure 168 : Conductance en fonction de la puissance pour les trois fluides (T_{cryo} = 70°C)

Ces observations sont en accord avec celles réalisés par Ayel *et al.* (56) où une augmentation de la température de source froide est favorable à un remplissage avec de l'eau, mais que le pentane montre une influence plus réduite à ce paramètre. Même si l'évolution des performances avec la température semble fortement dominée par les propriétés thermo-physiques du fluide, les résultats obtenus avec le pentane semblent indiquer que le dispositif a également une influence.

4.4.4 Analyse par visualisations infrarouge de l'influence du fluide utilisé

Une visualisation a été effectuée pour un remplissage avec de l'eau et du méthanol à deux puissances différentes, pour un remplissage à 50% et une température de source froide fixée à 10°C.

L'évolution de la température est présentée figures 169, 170, 171 et 172.

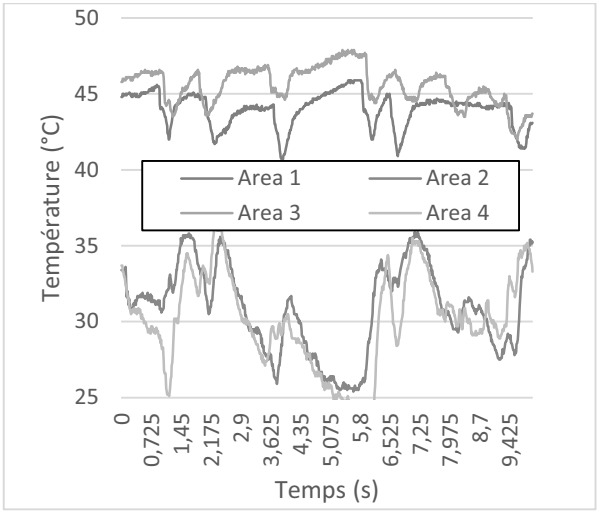


Figure 169 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 600 W)

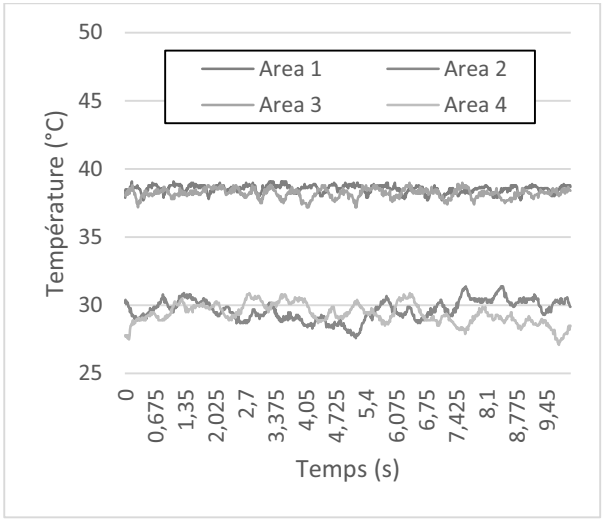


Figure 170 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (méthanol, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 600 W)

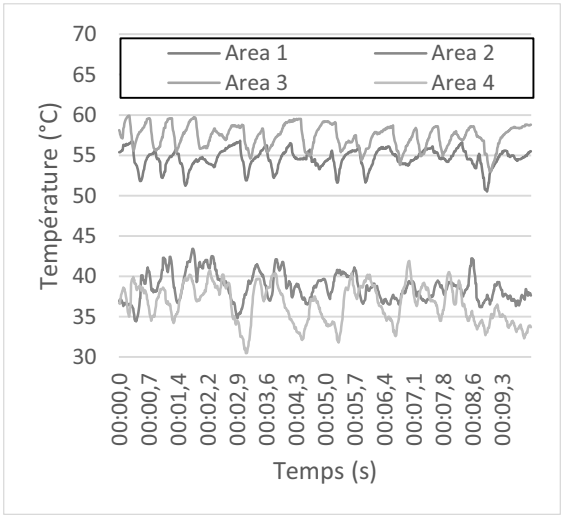


Figure 171 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (eau, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 1500 W)

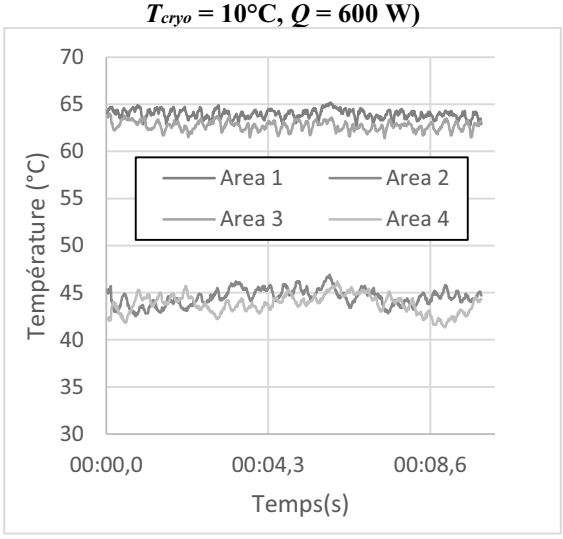


Figure 172 : Evolution temporelle de la température mesurée par visualisation IR dans les zones de mesures (méthanol, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C, *Q* = 1500 W)

Nous pouvons noter que l'eau induit des oscillations moins fréquentes et bien plus amples que le méthanol pour les deux puissances explorées. L'augmentation de la puissance injectée semble accroitre la fréquence des oscillations pour les deux fluides employés.

Comme attendu au vu des comparaisons de performances précédentes, l'eau induit de moins bonnes performances que le méthanol à 300 W mais elles se rapprochent à 1500 W malgré un mouvement oscillatoire différent.

Les densités spectrales de puissances correspondantes sont montrées figure 173, 174, 175 et 176 :

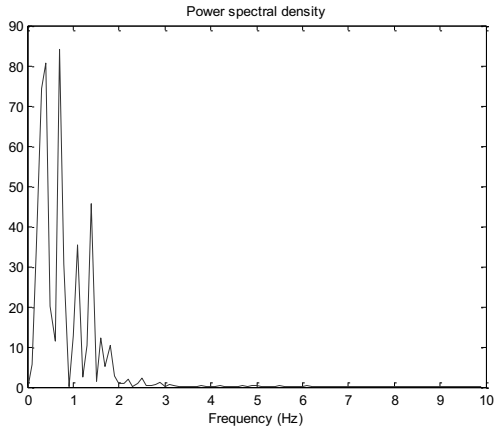


Figure 173 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W)

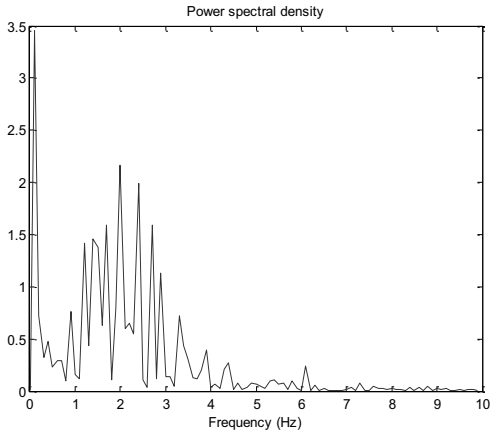


Figure 174 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (méthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 600 W)

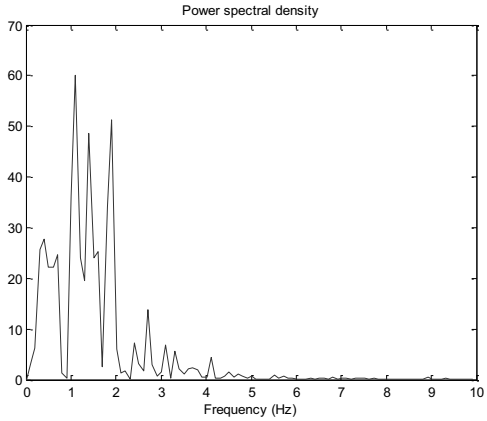


Figure 175 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (eau, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 1500 W)

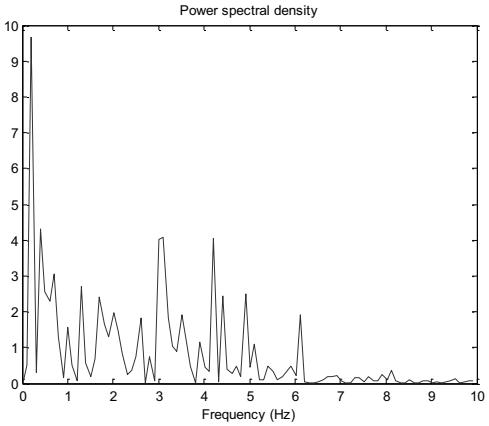


Figure 176 : Densité spectrale de puissance de la température évaporateur (Area 1) mesurée par visualisation IR (méthanol, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q = 1500 W)

Les caractéristiques des oscillations sont ainsi récapitulées dans le tableau 9

Puissance (W)	600		1500	
Fluide	eau	méthanol	eau	méthanol
Ecart-type (K)	1,18	0,312	1,73	0,475
Plage de fréquence (Hz)	0,4-1,4-(1,8)	0,1-3,3	0,4-2-(4,1)	0,2-6,1
Fréquence d'apparitions (pic/s)	0,7	2	1,7	3,7

Tableau 9 : Récapitulatif des caractéristiques des oscillations de températures relevées par visualisation IR

Au final, les deux fluides induisent un des oscillations de températures avec une fréquence et un écart-type plus grands lors de l'accroissement de la puissance injectée. Toutefois, le méthanol présente des oscillations plus fréquentes et moins amples que l'eau.

Les relativement faibles performances obtenues avec de l'eau à basse puissance mais s'améliorant avec la température peuvent alors être attribuées à une combinaison de plusieurs de ses propriétés thermo-physiques (cf. Annexe B) :

- la viscosité η_{liq} élevée de l'eau liquide à basse température est défavorable au mouvement des bouchons de liquide, mais diminue fortement avec la température (cf. tableau 10) ;

- les valeurs plus faibles de pression saturante P_{sat} de l'eau et de l'augmentation de ces valeurs en fonction de la température contribuent également à un mouvement oscillatoire de l'eau moins prononcé que les autres fluides à basse température. ;
- la chaleur sensible liquide Cp_{liq} plus faible du méthanol induit moins de transferts à chaque oscillation. Cela pourrait expliquer, en plus de la différence de température plus faible, pourquoi l'amplitude des oscillations est plus faible pour le méthanol comparé à l'eau ;
- la chaleur latente H_{lv} de l'eau, élevée par rapport aux autres fluides, pourrait également expliquer un mouvement moindre à basse puissance ; en effet une puissance plus importante est nécessaire pour la génération du mouvement oscillatoire. Toutefois elle pourrait également contribuer à plus de transferts de chaleur lors de changement de phase. De meilleures ou de moins bonnes performances pourrait ainsi être obtenues en fonction du régime d'écoulement et notamment la proportion entre transfert par chaleur latente ou sensible. Dans un caloduc oscillant la proportion entre les transferts par chaleur latente et sensible est toutefois difficile à estimer car dépendante des conditions opératoires et du régime d'écoulement. Il semble cependant que la proportion de transferts par chaleur latente est plus importante pour des hautes densités de flux (18).

Fluide	eau		méthanol	
Température (°C)	20	80	20	80
η_{liq} **(Pa.s)**	$9{,}5\times10^{-4}$	$3{,}6\times10^{-4}$	$5{,}8\times10^{-4}$	$2{,}7\times10^{-4}$
P_{sat} **(Pa)**	2341	47434	30000	220000
Cp_{liq} **(J/kg.K)**	4184	4197	2490	2940
H_{lv} **(kJ/kg)**	2453	2308	1177	1069

Tableau 10 : Propriétés thermo-physiques de l'eau et du méthanol à 20 et 80°C

Au final, les différentes propriétés thermo-physiques semblent expliquer pourquoi un mouvement oscillatoire est plus important avec le méthanol qu'avec l'eau. Toutefois la chaleur sensible et chaleur latente plus faible pour le méthanol explique en partie que l'eau présente de meilleures performances pour une température élevée, lorsque le mouvement oscillatoire est suffisant, mais également pourquoi l'eau présente une amélioration sur une plus grande plage de température.

En effet, tant que le temps de repos entre deux phénomènes est grand, l'augmentation de la fréquence d'apparition des oscillations améliore le mouvement oscillatoire et donc les performances. Cependant, lorsque ce n'est plus le cas, et que le temps de repos entre deux phénomènes est très faible, l'augmentation de la fréquence d'apparition est moins intéressante voire peut rentrer en conflit avec la dynamique du phénomène, amoindrissant l'amélioration des performances.

4.5 Limite d'assèchement

Au cours des précédentes analyses, nous avons pu constater que dans certaines configurations, le système pouvait s'assécher. L'assèchement de la zone évaporateur, empêchant le liquide d'y pénétrer, constitue une atteinte forte au fonctionnement du caloduc oscillant.

L'assèchement est lié à l'arrêt des oscillations du fluide, du moins à une diminution telle que l'évaporateur n'est plus alimenté en liquide. Dans la littérature, il a été constaté que

l'assèchement des caloducs marque la puissance maximale de transfert, et dépend des conditions opératoires (fluide, température, inclinaison) et géométriques (diamètre et nombre de tubes, dimensions, etc…). Yang *et al.* (63) ont notamment pu observer qu'il existe un taux de remplissage optimum pour la puissance maximale évacuable par un caloduc oscillant, il est de 55% pour leur dispositif rempli à l'éthanol.

L'assèchement est lié aux performances à travers les températures. En effet, l'amélioration des performances permet une température et des écarts de températures globaux plus faibles. De plus un mouvement oscillatoire plus intense et plus régulier, rend plus difficile l'assèchement progressif d'une zone. Les performances du caloduc oscillant tubulaire étant généralement meilleures que celles du caloduc oscillant plat, nous pouvons supposer que le découplage matériel des tubes est bénéfique au mouvement oscillatoire (63). En effet, comme il ne peut y avoir de conduction d'un tube à l'autre, les états thermodynamiques des tubes sont plus indépendant les uns des autres, permettant une plus grande diversité de gradients de température et de pression et donc d'instabilités propices au mouvement oscillatoire.

Toutefois, il ne s'agit peut-être pas de la seule raison, nous pouvons supposer que le découplage matériel des zones chaudes permet également d'éviter la propagation de l'assèchement d'un tube à l'autre par conduction, mais également d'augmenter la probabilité qu'un tube en train de s'assécher soit en communication avec un tube qui ne s'assèche pas, permettant le maintien du mouvement dans ce tube et son redémarrage. L'intérêt de la séparation en plusieurs sources chaudes et plusieurs faces du condenseur va dans le même sens en permettant plus d'interactions possibles et une plus grande variété et indépendance des états thermodynamiques locaux.

Tout ceci semble aller dans le sens qu'un dispositif à plusieurs sources chaudes montre une limite d'assèchement plus élevée.

4.5.1 Déclenchement de l'assèchement pour le dispositif 3SC

Ne sachant si la température est un paramètre limitant le transfert ni quel niveau de température, la proposition est réalisée d'apprécier tout d'abord l'influence du couplage entre puissance injectée et température de source froide sur l'assèchement de l'évaporateur.

Dans cette campagne, la puissance injectée est augmentée par incrément jusqu'à atteindre l'assèchement de l'évaporateur. Nous relevons alors la température d'évaporateur, de condenseur et la puissance injectée pour lesquels le système cesse de fonctionner. Notre campagne est réalisée pour un remplissage avec du pentane à TR = 70 % pour différentes températures de source froide allant de 57°C à 70°C (cf. figure 177 et figure 178). Notons que cette valeur de 57°C correspond à la température de source froide minimale déclenchant l'arrêt des oscillations pour la puissance maximale de notre alimentation :

- sur la figure 177, nous pouvons constater que la température d'évaporateur associée à l'arrêt des oscillations augmente légèrement entre 160°C (pour T_{cryo} = 57°C) et 165°C (pour T_{cryo} = 70°C). En revanche la puissance décroit assez rapidement, de 8400 W (pour T_{cryo} = 57°C) à 7500 W (pour T_{cryo} = 70°C) ;
- la différence de température entre évaporateur et condenseur $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ évolue peu avec la température de source froide et reste à peu près constante autour de 69°C (cf. figure 178) ;
- ces deux valeurs sont bien évidemment liées à la puissance et aux performances avant l'arrêt des oscillations.

Si nous faisons un parallèle avec le cas de l'ébullition au niveau d'une plaque immergée, grâce à la littérature, nous savons que, le flux critique est fonction de la différence de température entre fluide et paroi, couplée à la densité de flux (16). Dans notre cas, la densité de flux maximale ou critique, pouvant être assimilée à la puissance, diminue avec l'augmentation de la température de source froide alors que la température d'évaporateur et la différence de températures entre évaporateur et condenseur restent globalement constantes.

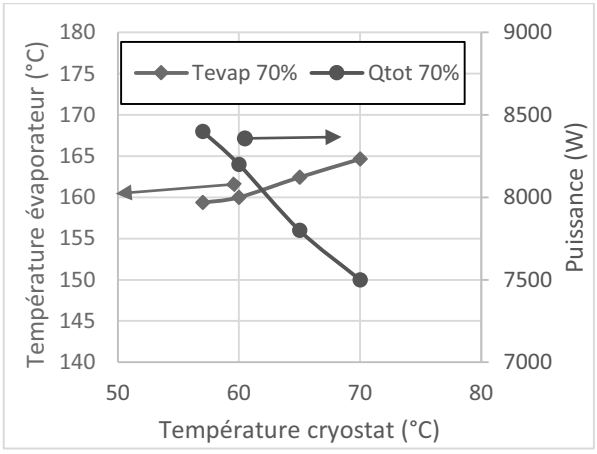


Figure 177 : Température d'évaporateur et puissance à l'assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, *TR* = 70%)

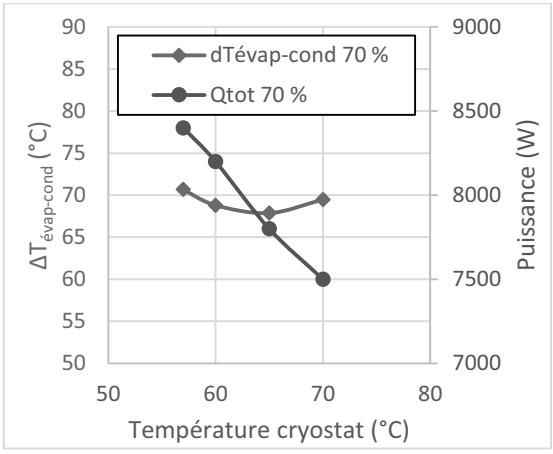


Figure 178 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur et puissance à l'assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, *TR* = 70%)

Même si, pour l'instant, il n'est pas encore établi que la température à l'évaporateur ou $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ sont les critères décisifs à l'arrêt des oscillations, comparons maintenant la puissance maximale lors de l'assèchement pour un taux de remplissage plus élevé (85%). Les figure 179 et figure 180 présentent respectivement les températures d'évaporateur et $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ associés aux arrêts des oscillations pour ces deux taux de remplissage.

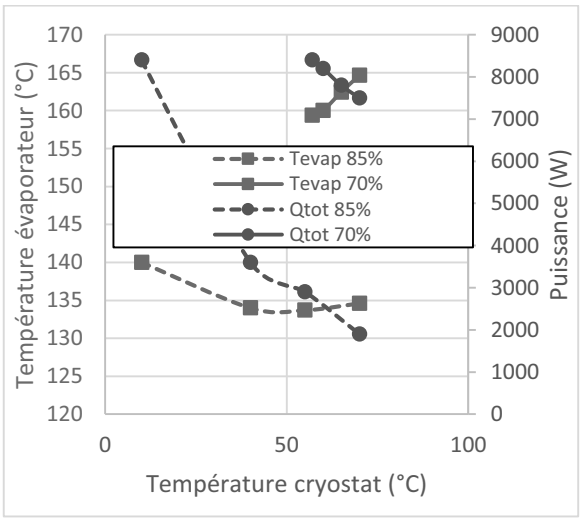


Figure 179 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 70 % et *TR* = 85 % (pentane)

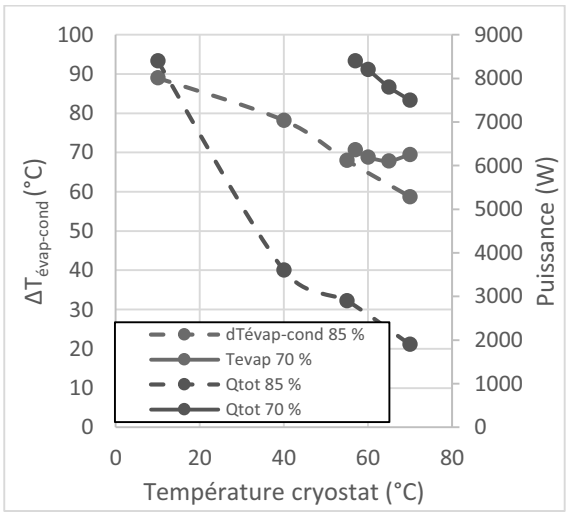


Figure 180 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 70 % et *TR* = 85 % (pentane)

Le plus remarquable ici est que pour *TR* = 85%, la puissance maximale est très influencée par la température puisqu'elle passe de 8400 W (pour T_{cryo} = 10°C) à 2000 W (pour

T_{cryo} = 70°C). La température d'évaporateur maximale semble diminuer et se stabiliser en fonction de T_{cryo}, contrairement à ce qui a été observé pour TR = 70%.

Le niveau de température est aussi beaucoup plus bas pour TR = 85%, car compris entre 140°C et 135°C. $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ est aussi influencé par T_{cryo} car diminue sensiblement avec son augmentation.

Lors de nos essais avec l'eau à 50 % et le méthanol à 70 %, nous n'avons pas rencontré d'assèchement malgré l'atteinte de la puissance maximale de 8.4 kW. Le pentane présente ainsi une limite d'assèchement nettement plus basse que les deux autres fluides.

La tension de surface élevée de l'eau comparée aux deux autres fluides (0,07 N/m pour l'eau, 0,02 N/m pour le méthanol et 0,013 N/m pour le pentane à 20°C) permet un meilleur maintien des ménisques. Son intervention dans la détermination du diamètre critique explique également un fonctionnement en régime de bulles-bouchons de l'eau pour des températures plus élevées.

L'augmentation plus lente de la pression de saturation de l'eau en fonction de la température par rapport aux autres fluides pourrait également être une des raisons permettant un maintien du régime oscillatoire à un niveau de puissance et de température plus élevées. En effet, la pression exercée par la vapeur dans une zone asséchée sur le fluide l'entourant serait plus faible pour l'eau que pour les deux autres fluides.

Les valeurs des propriétés thermo-physiques du méthanol et du pentane évoquées plus haut, sont relativement proches. Cependant un assèchement du pentane est observé alors qu'aucun assèchement du méthanol n'est constaté pour des températures d'évaporateur allant jusqu'à 165°C à l'évaporateur ; le point critique du pentane (autour de 200°C) étant plus bas que celui du méthanol (240°C) et de l'eau (375°C), pourrait expliquer pourquoi le pentane est le seul fluide où la limite d'assèchement a été rencontrée à niveau de température équivalent.

4.5.2 Comparaison avec le dispositif 1SC

La limite d'assèchement est peu documentée dans la littérature et nous n'avons pas encore établi de quel critère il s'agit selon le fluide de travail. La comparaison de la limite d'assèchement pour deux dispositifs, un à source unique et l'autre à sources multiples n'a jamais été explorée. Celle-ci nous permettra à la fois de mieux comprendre la limite d'assèchement mais également l'influence de sources multiples.

Nous allons ici comparer les limites d'assèchement des dispositifs 1SC et 3SC. Leurs performances respectives ont déjà été comparées en termes de conductances surfaciques (cf. figure 155). Pour un remplissage à 70 % de pentane, nous pouvons constater que (cf. figure 181 et figure 182) :

- malgré le fait que la puissance est rapportée au nombre de sources (à même densité de flux), la puissance déclenchant l'assèchement du dispositif 1SC est très inférieure à celle du dispositif 3SC, il est alors difficile de mettre en cause seulement les propriétés thermo-physiques des fluides de travail ;
- la puissance maximale par source diminue avec l'augmentation de la température de source froide ;
- le comportement semble similaire entre les deux dispositifs, la température de l'évaporateur augmente légèrement avec la température de source froide mais son niveau est différent ;

- les différences de températures entre évaporateur et condenseur associées à l'assèchement, restent globalement constantes autour de 70°C pour les deux dispositifs ; toutefois leurs performances étant différentes, notamment à haute température de source froide, la puissance déclenchant l'assèchement l'est également.

Pour une température de source froide de 10 et 40°C (cf. figure 154), les performances sont supérieures pour le dispositif 1SC. Les performances des dispositifs ne peuvent alors pas expliquer l'amélioration de la limite d'assèchement du dispositif à sources multiples.

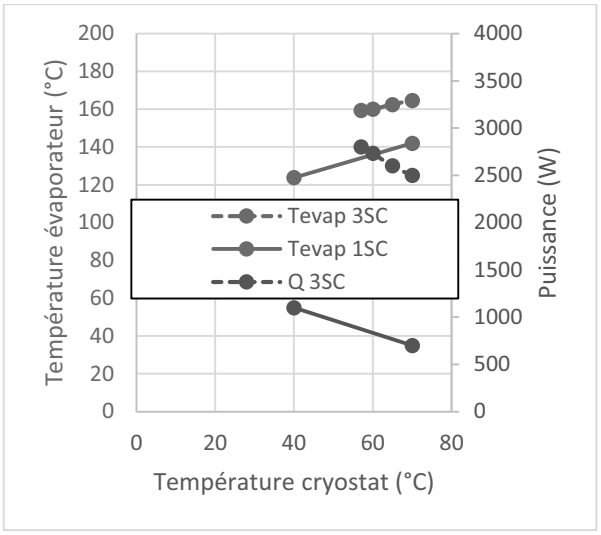


Figure 181 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux dispositifs (pentane, *TR* = 70%)

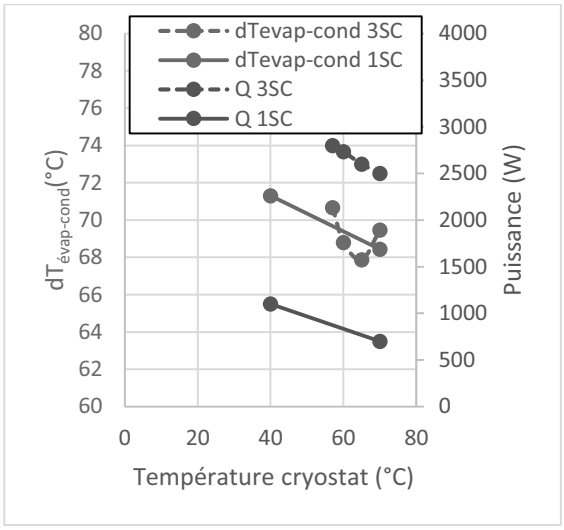


Figure 182 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux dispositifs (pentane, *TR* = 70%)

L'assèchement du dispositif 1SC étant prématuré par rapport au dispositif 3SC, il a été plus facile d'analyser les paramètres liés à l'apparition de l'assèchement pour ce dispositif. Ainsi si nous étudions l'influence du taux de remplissage pour les figure 183 et figure 184 présentant respectivement les températures et $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ associés à l'assèchement pour les puissances maximales correspondantes :

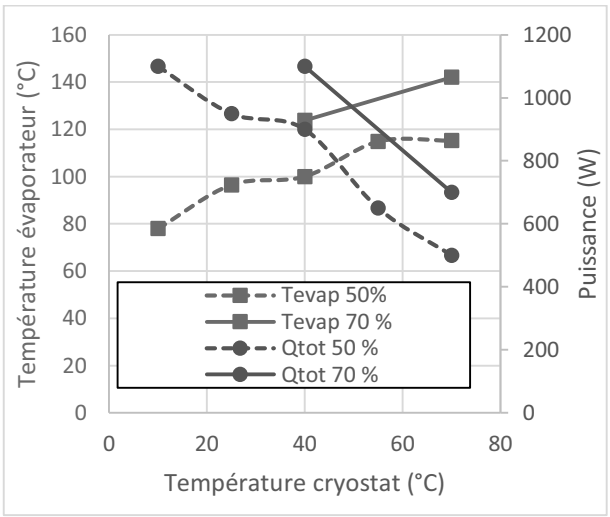


Figure 183 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour *TR* = 50 % et *TR* = 70 % (pentane)

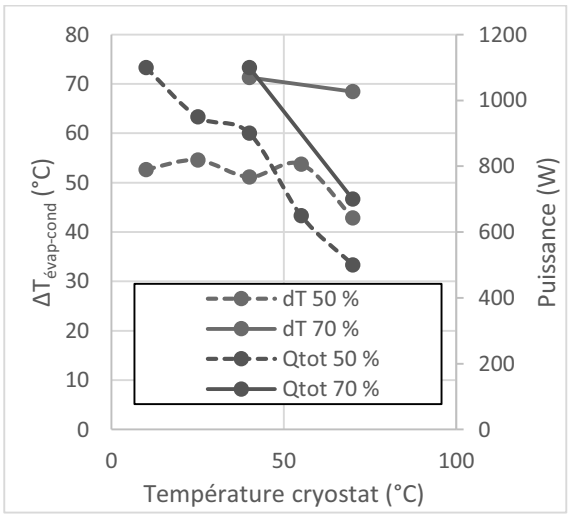


Figure 184 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction en fonction de la température de source froide pour *TR* = 50 % et *TR* = 70 % (pentane)

- la puissance maximale est plus haute à 70 % qu'à 50 % ;
- elle diminue cependant avec l'augmentation de la température de source froide ;
- la température d'évaporateur déclenchant l'assèchement semble augmenter avec la température de source froide mais la différence de températures reste globalement constante.

De la même manière, nous pouvons tracer la limite d'assèchement du dispositif 1 SC pour l'eau afin de la comparer avec celle du pentane, pour *TR* = 50 % (cf. figure 185 et figure 186). La température d'évaporateur à laquelle les oscillations s'arrêtent est similaire entre le pentane et l'eau, elle augmente avec la température. Si la puissance associée à l'assèchement diminue avec l'accroissement de T_{cryo} pour le pentane, il apparait qu'elle augmente pour l'eau, et de manière aussi sensible car les performances de ces deux fluides sont nettement différentes.

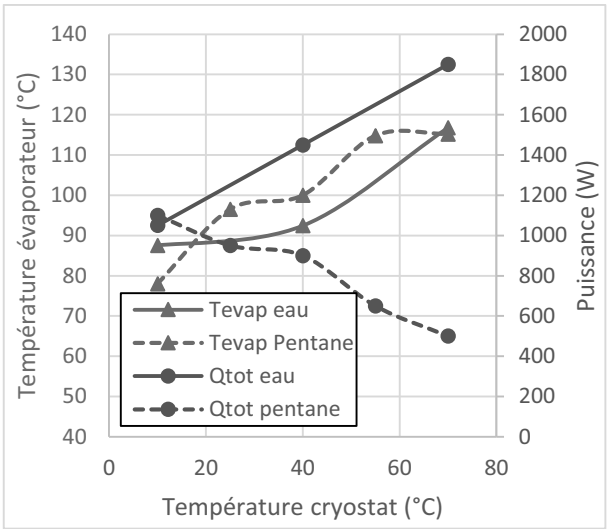


Figure 185 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (*TR* = 50 %)

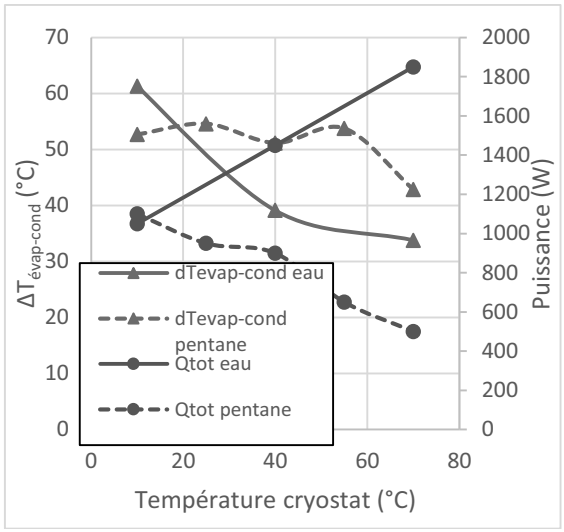


Figure 186 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (*TR* = 50 %)

La diminution avec la température de source froide de $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ avant l'arrêt des oscillations pour l'eau semble indiquer que la différence de température n'est pas forcément le critère déterminant.

Au final même si l'on n'a pas encore établi quel est le critère déclenchant l'assèchement, nous avons pu constater que la température de source froide, le taux de remplissage et la géométrie du dispositif ainsi que le fluide employé influencent grandement la limite d'assèchement.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'analyse de deux dispositifs, l'un à une source chaude (1SC) et l'autre à trois sources chaudes (3SC), les deux ayant une seule source froide. Le comportement représentatif de ces dispositifs ainsi que leur important potentiel de performances a été dévoilé et comparé avec d'autres dispositifs. Nous avons notamment observé que le dispositif 3SC permet de transférer une puissance pouvant aller jusqu'à 8,4 kW et une densité de flux de puissance de 53 W/cm². Ces valeurs sont impressionnantes comparées à d'autres dispositifs et à la bibliographie, surtout sachant que des valeurs encore supérieures pourrait être obtenues.

Une analyse des paramètres influençant les performances et limites d'assèchement, complémentée par des visualisations IR réalisées sur le dispositif 3SC, a permis de mieux comprendre le fonctionnement du caloduc oscillant. Nous avons notamment pu vérifier le lien entre l'amélioration du mouvement oscillatoire et l'augmentation des performances, ceci en lien avec les propriétés thermo-physiques du fluide. Ces propriétés étant importantes, nous avons étudié l'influence de la température sur les performances et limites d'assèchement du caloduc oscillant rempli avec différents fluides. Nous avons notamment pu constater l'influence importante de différents paramètres, et notamment du taux de remplissage, sur la limite d'assèchement du caloduc oscillant.

Nous avons pu voir que lors de l'utilisation des trois fluides dans le dispositif 3SC, l'augmentation de la température de source froide et la diminution du taux de remplissage entre 70 et 50 %, améliorent les performances. Globalement, pour tous les dispositifs lors de l'accroissement de la température de source froide, les performances du caloduc rempli avec de l'eau s'améliorent, et la limite d'assèchement avec le pentane diminue. Le pentane montre également une amélioration des performances lors de la diminution du taux de remplissage entre 85 et 50 % et une limite d'assèchement très défavorable à 85 %.

Chapitre 5 : Résultats et analyses du dispositif à 3 sources chaudes (3SC) : puissance non uniformément répartie

Une répartition non-uniforme de la puissance injectée étant très peu abordée dans la littérature, nous observons et analysons, tout d'abord, un cas particulier où toute la puissance est injectée sur une ou deux des trois sources ; ensuite nous nous intéressons à une puissance non-uniformément répartie sur les trois sources. Nous regardons également si l'influence des paramètres explorés lorsque la puissance est uniformément répartie, est modifiée par une répartition non-uniforme de la puissance.

5.1 Analyse du comportement du dispositif 3SC lors d'une puissance répartie sur une ou deux des trois sources

5.1.1 Présentation d'une campagne représentative (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

5.1.1.1 Vérification de l'équivalence entre les sources

Comme nous souhaitons étudier le comportement lors de l'injection de la puissance dans une partie des trois sources, nous comparons tout d'abord les performances de chaque source indépendamment des autres. Pour cela, la puissance est injectée dans une seule des trois sources du dispositif 3SC, rempli au pentane à *TR* = 50 % avec une température de source froide de 10°C. L'opération est effectuée pour chaque source dont les résultats sont présentés figure 187. Rappelons que l'assèchement est visible sur chaque figure par un cercle associé à la lettre « A », s'il n'est pas indiqué, un assèchement n'a pas été rencontré pour les puissances explorées.

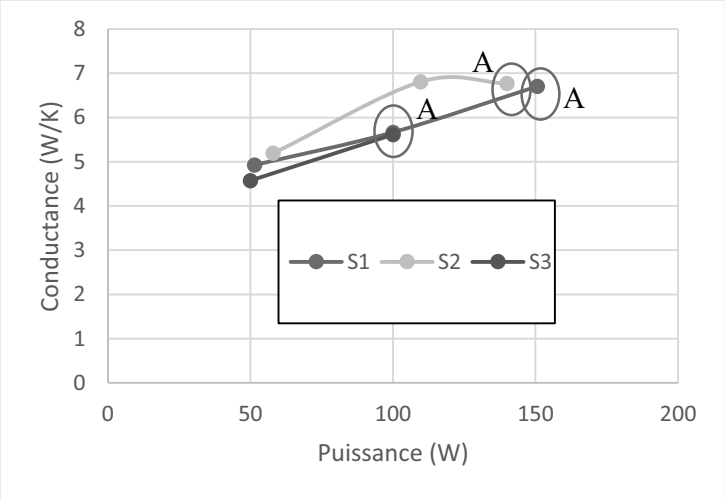


Figure 187 : Conductance de la source active en fonction de la puissance (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Nous observons ici que l'assèchement du système apparait très rapidement (Q < 200 W). Pour les mêmes conditions opératoires qu'utilisées ici, mais avec une puissance également répartie sur le dispositif 3SC, aucun assèchement n'est obtenu pour une puissance de 4,5 kW, tandis que le dispositif 1SC montre un assèchement pour une puissance de 1 kW.

Les performances des différentes sources sont globalement équivalentes entre elles et augmentent avec la puissance injectée, comme pour une puissance également répartie. Toutefois les différentes sources peuvent présenter quelques différences, pouvant être causées soit par une différence mécanique au niveau d'une source, par exemple la proximité des tubes de remplissage pour les sources 1 et 2 ; ou éventuellement par une répartition différente du fluide. Nous notons par exemple ici, des performances légèrement supérieures pour la source 2 et une puissance maximale avant assèchement plus faible pour la source 3.

Nous avons vu lors de l'analyse de la répétabilité des performances du dispositif « OPTIMAL » que les performances à basse puissance sont plus à même de présenter des écarts. Lors de hautes puissances réparties uniformément entre les trois sources du dispositif 3SC, nous n'avions pas observé de différences majeures entre les différentes sources, expliquant pourquoi nous présentions des conductances globales et non par source.

Au final, les performances étant globalement similaires entre les différentes sources en considérant des faibles écarts à basse puissance, et vérifié également par la suite dans d'autres essais non présentés, nous considérons les différentes sources équivalentes entre elles.

5.1.1.2 Puissance distribuée sur une seule des trois sources (1SC/3)

Pour mieux comprendre le comportement dans chaque source lors de l'injection de la puissance dans une seule source, nous décidons d'observer l'évolution de la température dans chaque source en fonction de la puissance injectée seulement dans la source S1 (cf. figure 117 pour la numérotation des sources chaudes « S » et des faces du condenseur « FC »).

Le code couleur est défini tel que :

S1 : rouge ;
S2 : jaune ;
S3 : bleu ;

FC1 : orange (entre S1 et S2) ;
FC2 : vert (entre S3 et S2) ;
FC3 : violet (entre S1 et S3) ;

Les résultats avec le remplissage à 50 % de pentane et une température de source froide de 10°C sont présentés figure 188 :

- la température à l'évaporateur augmente fortement dans la source où la puissance est injectée (S1) ;
- les températures à l'évaporateur des deux sources non-actives sont similaires et augmentent aussi, mais très légèrement (S2 et S3) ;
- l'assèchement est observé pour des niveaux de températures très faibles (< 40°C) comparés à ceux obtenues lors d'une puissance uniformément répartie (aucun assèchement pour des températures allant jusqu'à 110°C) ;
- la température condenseur de la face 2 (FC2) est à un niveau plus bas que les deux autres, en effet elle se situe de façon diamétralement opposée à la source active ;

Ces observations semblent montrer que la limite d'assèchement est très affectée par une répartition de la puissance sur une seule source.

Le mouvement du fluide ne s'arrête pas au condenseur et est suffisamment ample pour atteindre les deux autres sources, permettant de déduire que l'énergie n'est pas complètement transférée lors d'un passage à travers la source froide.

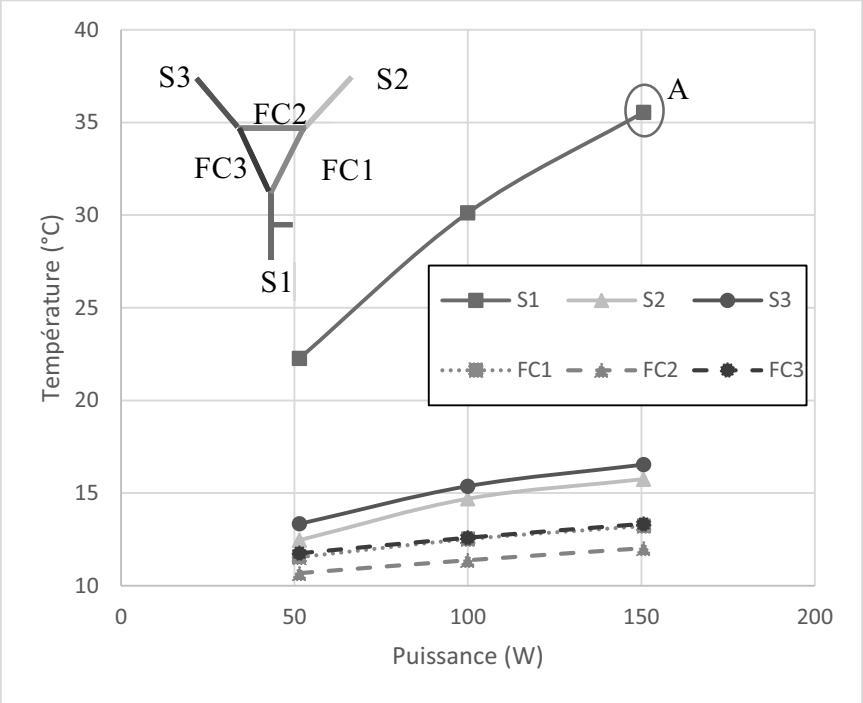


Figure 188 : Température dans chaque source de l'évaporateur et chaque face du condenseur en fonction de la puissance injectée dans la source 1 (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, $Q_2 = Q_3$ = 0 W)

5.1.1.3 Puissance distribuée sur deux des trois sources (2SC/3)

Regardons maintenant le comportement du dispositif 3SC lors d'une répartition égale de la puissance sur deux des trois sources.

La conductance est mesurée individuellement dans les sources actives et est présentée en fonction de la puissance délivrée dans chacune (cf. figure 189) :

- l'évolution de la conductance dans les sources S1 et S2 est globalement similaire ;
- la conductance augmente avec la puissance injectée, résultat classique du caloduc oscillant ;
- après une légère diminution des performances de la source S1 par rapport à S2 à 175 W, les oscillations s'arrêtent dans la source S1 pour une puissance de 200 W injectée dans chaque source.

La continuité du fonctionnement dans la source S2, malgré l'arrêt des oscillations dans la source S1, atteste que les sources peuvent fonctionner de façon indépendante les unes des autres. La puissance et la densité de puissance évacuées avant assèchement sont plus importantes que lorsque la puissance est concentrée sur une seule source, mais la limite d'assèchement est encore bien inférieure à une puissance également répartie entre les trois sources. Les sources semblent ainsi coopérer entre elles.

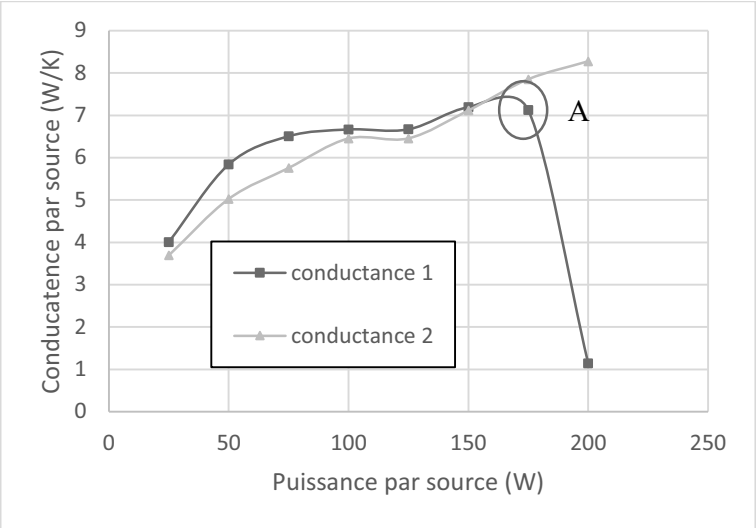


Figure 189 : Conductance des sources actives en fonction de la puissance injectée par source (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q_3 = 0 W)

Si nous observons les températures qui correspondent aux conductances par source précédentes (cf. figure 190) :

- la température augmente majoritairement dans les sources actives mais également dans la source ne recevant pas de puissance, comme lorsque une seule source est sollicitée ;
- lors de l'arrêt des oscillations dans la source S1, l'augmentation de la température avec la puissance dans la source S3 est moindre, car ne recevant plus que les oscillations provenant de la source S2.

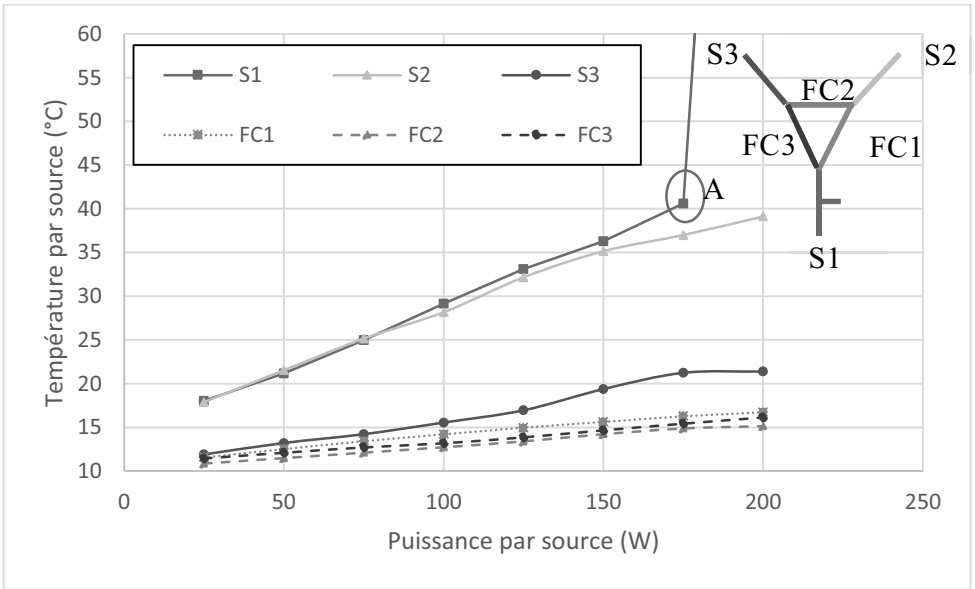


Figure 190 : Température dans chaque source de l'évaporateur et chaque faces du condenseur en fonction de la puissance injectée dans la source 1 et 2 (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C, Q_3 = 0 W)

La face du condenseur la plus active est, bien entendu, la face FC1 située entre les sources S1 et S2, mais les deux autres faces reçoivent également de l'énergie à proximité d'une source active.

Il est intéressant de noter que, malgré l'augmentation importante de la température dans la source S1 lors de l'arrêt des oscillations, la pression mesurée au bout du tube de remplissage (cf. figure 114 et 115) n'a pas sensiblement augmenté.

5.1.2 Analyse par visualisations infrarouge

Une analyse des relevés de températures obtenues par visualisation IR est effectuée pour mieux comprendre le comportement lors de l'injection de la puissance dans une seule des sources.

Pour un remplissage au méthanol à TR = 70 %, nous imposons un échelon de puissance de 200 W seulement dans la source S3 situé à gauche sur l'image (cf. figure 120) avec une température de source froide de 70°C. Lors de cet enregistrement d'images IR au cours du temps, une échelle de couleur correspondante à une plage de température est gardée constante durant tout l'essai et les différents points où la température de paroi est relevée avec une acquisition de 80 Hz sont désignés figure 191.

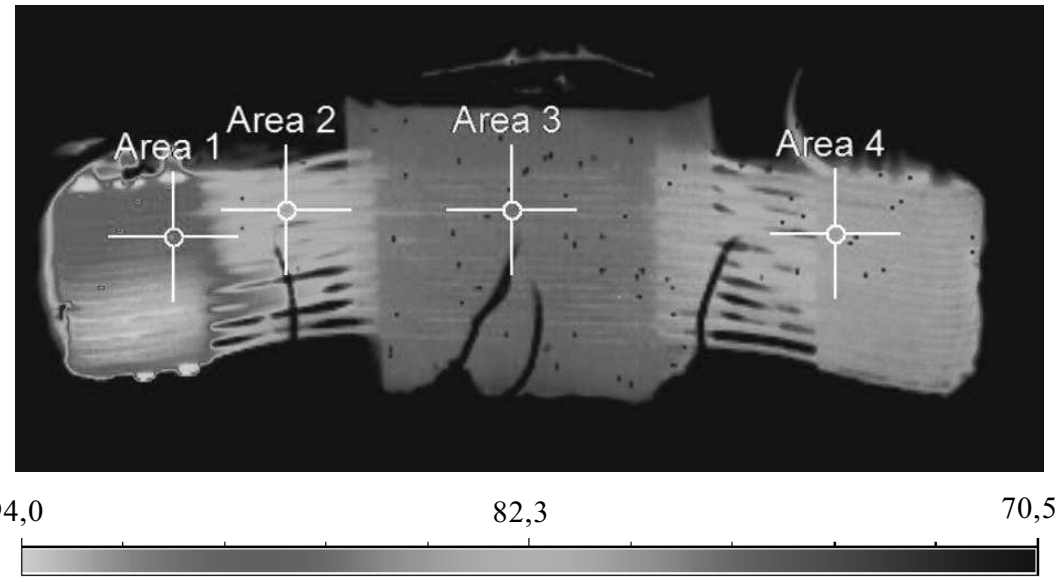


Figure 191 : Echelle de température et disposition des points de mesure (méthanol, TR = 70%, Q_3 = 200 W, Q_1 = Q_2 = 0 W, T_{cryo} = 70°C)

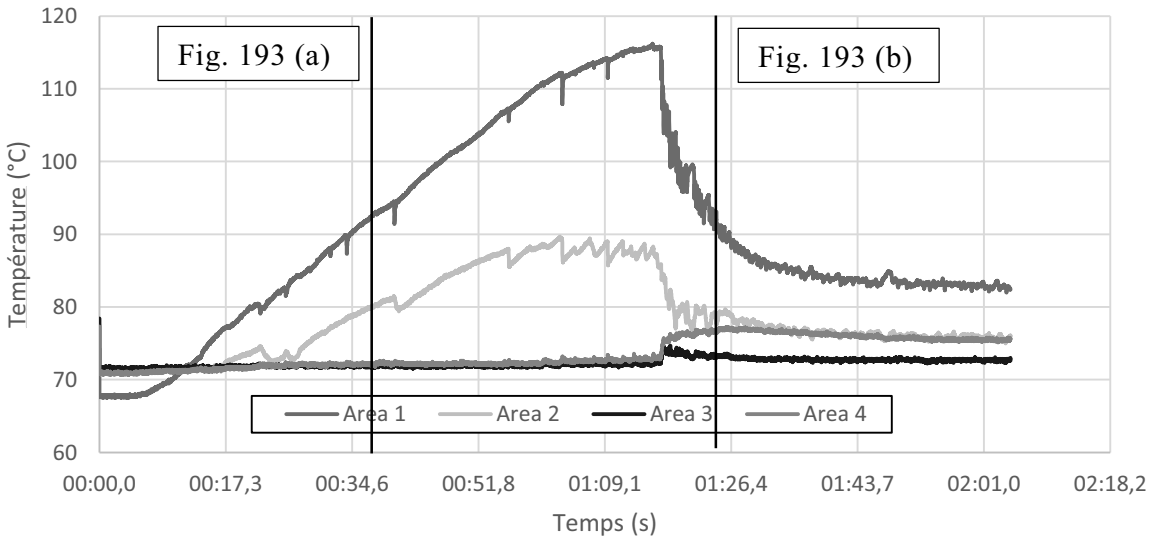


Figure 192 : Evolution temporelle des températures au niveau des points de mesures (méthanol 70%, Q_3 = 200 W, Q_1 = Q_2 = 0 W, T_{cryo} = 70°C)

En observant le relevé des températures de paroi, nous pouvons faire les constats suivants (cf. figure 192) :

- la température au niveau de la zone évaporateur sollicitée (Area 1) augmente progressivement avec quelques oscillations, jusqu'au démarrage établi des oscillations à 01:16 après lequel la température diminue progressivement jusqu'au régime établi ;
- la température au niveau de la zone adiabatique adjacente se comporte de façon similaire par conduction à travers le tube, mais de façon moins importante (Area 2) ;
- les deux autres zones correspondant au condenseur (Area 3), et à la source S1 non-sollicitée (Area 4), ne présentent pas d'évolution de température jusqu'au démarrage des oscillations où leur température va alors augmenter.

L'observation des images IR avant oscillations (a) et après (b) oscillations (cf. figure 193), permet de s'apercevoir qu'initialement la chaleur est restreinte à la source thermiquement active et que la conduction n'est pas suffisante pour affecter les autres sources. Après le démarrage des oscillations du fluide, la puissance thermique injectée à la source 3 est transportée par le déplacement du fluide à travers les faces adjacentes du condenseur et à travers les sources non-actives, voire même jusqu'à la face du condenseur opposée à la source active.

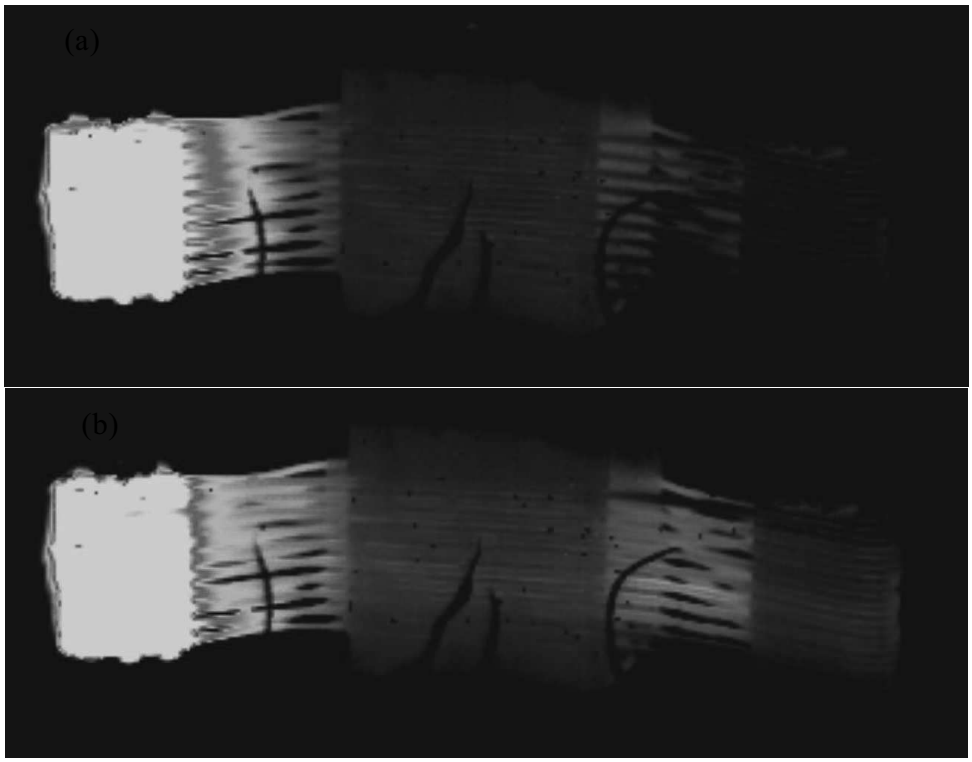


Figure 193 : Images IR avant démarrage à 36s (a) et après démarrage à 85s (b) (méthanol 70%, Q_3 = 200 W, Q_1 = Q_2 = 0 W, T_{cryo} = 70°C,)

En conclusion, lors de la concentration de la puissance thermique dans une partie des sources, même si l'essentiel de l'énergie transportée est contenue dans la périphérie des sources actives, le mouvement du fluide et donc le transport de chaleur va se propager dans l'ensemble du caloduc oscillant.

5.1.3 Influence de la température

5.1.3.1 Influence de la température de source froide lors de la répartition de la puissance sur une seule source (1SC/3)

La température est un élément important à prendre en compte, même si son influence est réduite pour le pentane, elle est plus marquée pour les autres fluides. Regardons figure 194 et figure 195 l'influence de la température de source froide sur l'évolution des performances en fonction de la puissance injectée sur seulement une source, pour le pentane, l'eau et le méthanol :

- les performances obtenues avec l'eau et le méthanol sont bien supérieures à celles avec le pentane, tant du point de vue des niveaux de conductances que de la puissance maximale obtenue pour les plus hautes températures ;
- l'eau et le méthanol induisent une amélioration importante des performances avec la température de source froide. L'effet de la température sur le caloduc rempli au pentane est beaucoup moins marquée ;
- la puissance maximale évacuée augmente avec l'accroissement de la température de source froide, notamment pour le méthanol, et avec un écart plus réduit pour l'eau. Il semblerait que pour le pentane, la limite diminue avec l'augmentation de la température de source froide. Ce résultat est toutefois cohérent avec les limites d'assèchement observées pour l'eau et le pentane sur le dispositif 1SC (cf. § 4.5).

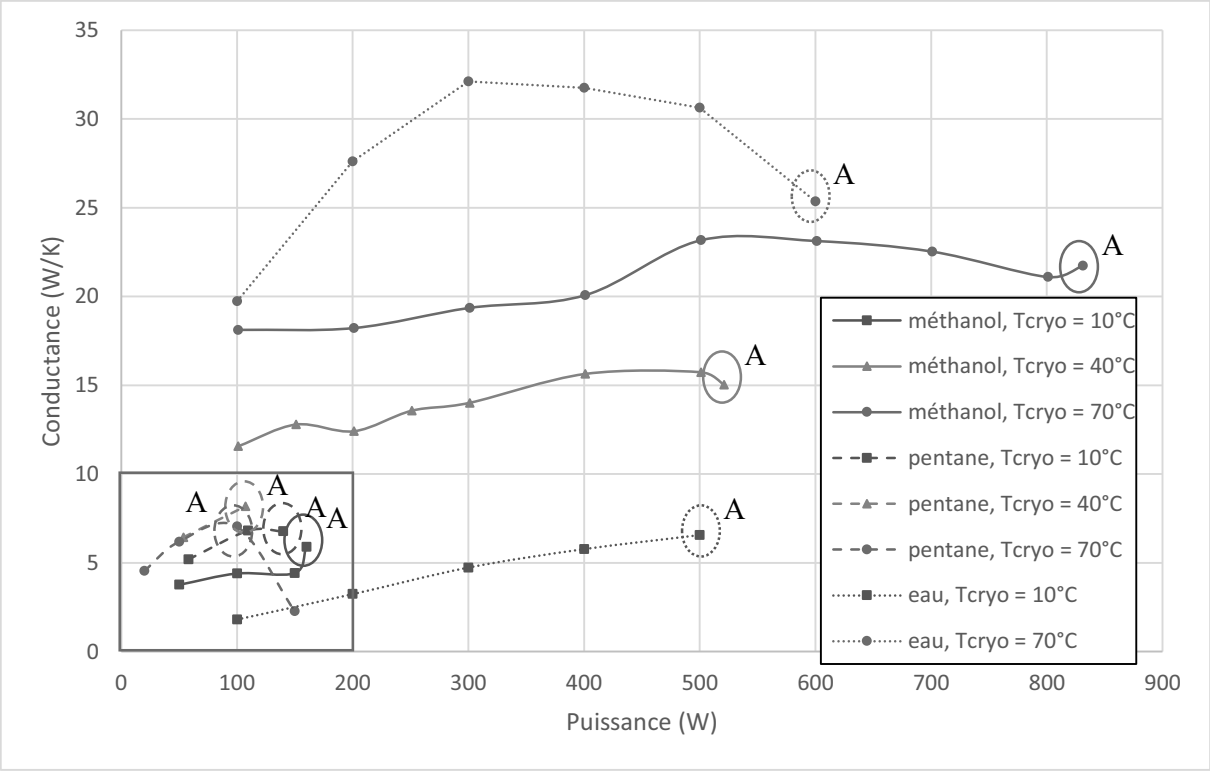


Figure 194 : Conductance de la source active lorsque la puissance est injectée dans une seule source pour différentes températures de source froide (pentane, méthanol, eau, TR = 50 %, $Q_1 = Q_2 = 0$ W)

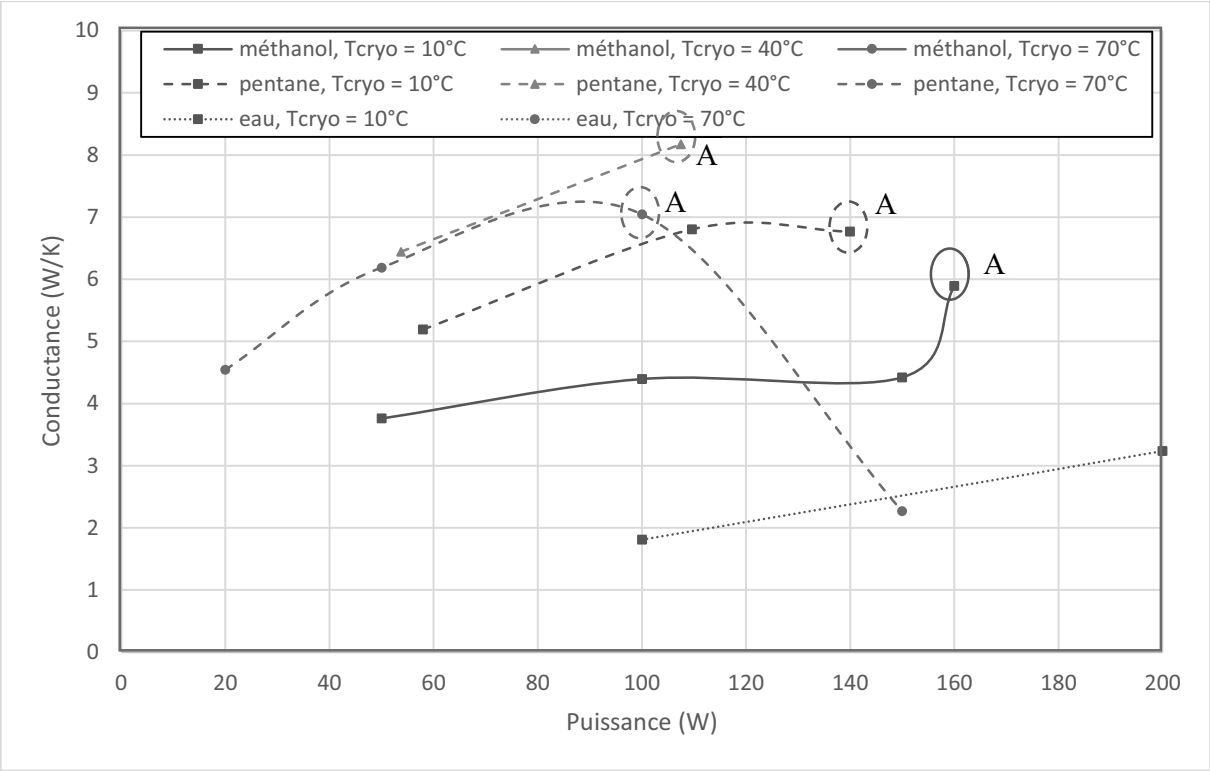


Figure 195 : Zoom sur la conductance de la source active lorsque la puissance est injectée dans une seule source pour différentes températures de source froide (pentane, méthanol, eau, *TR* = 50 %, $Q_1 = Q_2 = 0$ W)

5.1.3.2 Influence de la température de source froide lors de la répartition de la puissance sur 2 des 3 sources (2SC/3)

Lorsque deux sources sont actives, pour un remplissage au pentane ou au méthanol à 50 %, une augmentation des performances peut être observée avec l'augmentation de la température de source froide, tout comme lorsque la puissance est répartie uniformément.

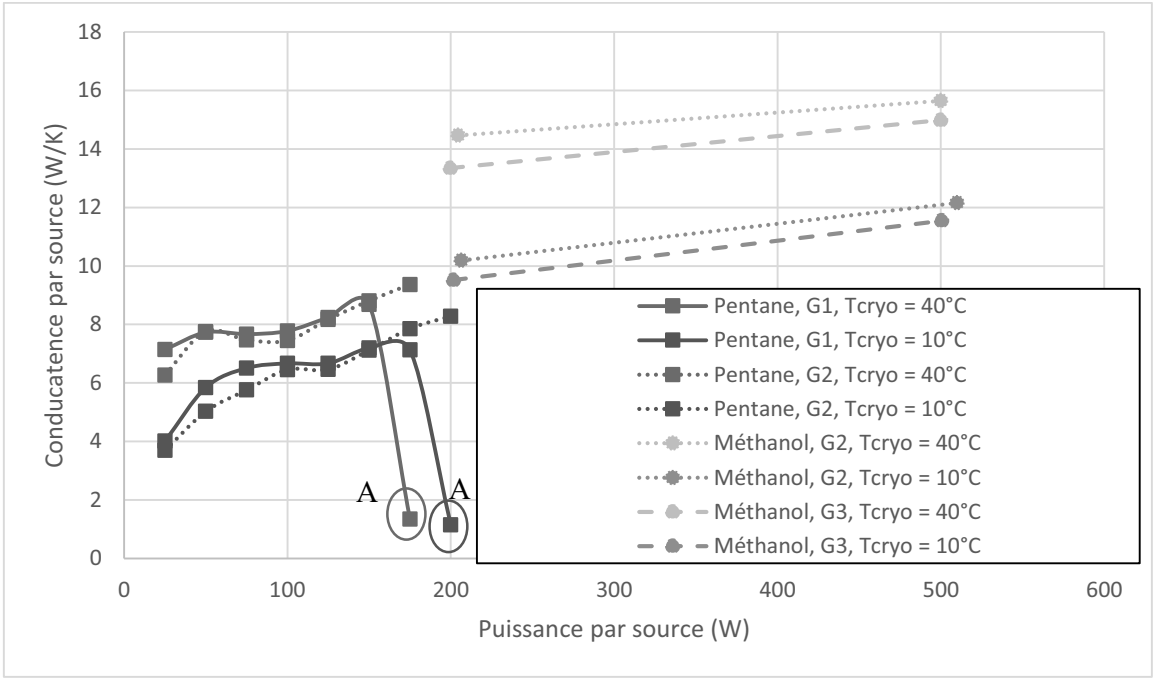


Figure 196 : Conductance des sources actives lorsque la puissance est injectée dans deux sources (pentane $Q_3 = 0$ W et méthanol $Q_1 = 0$ W, *TR* = 50 %)

Il est intéressant de noter qu'avec le pentane, l'assèchement a eu lieu dans la même source, pour les deux températures de source froide explorées ; cela semble indiquer que la source S1 est plus encline à un assèchement. Etant donné qu'il s'agit de la source à proximité des tubes servant au bouclage et au remplissage, elle dispose de moins de tubes actifs, pouvant expliquer sa limite d'assèchement plus faible.

5.1.4 Comparaison entre dispositifs

Maintenant que nous avons observé le comportement de ces différentes situations, il est intéressant de les comparer entre elles. Ne disposant pas de valeurs pour toutes les configurations, nous présenterons pour chaque fluide, seulement celles que nous avons à disposition (3SC, 1SC, 1SC/3, 2SC/3).

5.1.4.1 Pentane

Nous pouvons observer l'évolution de la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance transmise aux sources actives pour différentes configurations avec du pentane à *TR* = 50 % (cf. figure 197 et figure 198) :

- la limite de fonctionnement est nettement plus basse lorsqu'une plus faible portion du caloduc oscillant est sollicitée, le dispositif 1SC montre une limite inférieure au dispositif 3SC mais nettement supérieure aux répartitions non-uniformes de la puissance sur ce dernier (cf. figure 155) ;
- la limite de fonctionnement diminue avec la température pour toutes les configurations (même si aucun assèchement n'est rencontré ici lors d'une puissance uniformément répartie sur 3SC, c'était le cas pour des densités plus élevées avec un remplissage à 70 %) ;
- la conductance surfacique est globalement similaire entre les différentes configurations du dispositif 3SC.

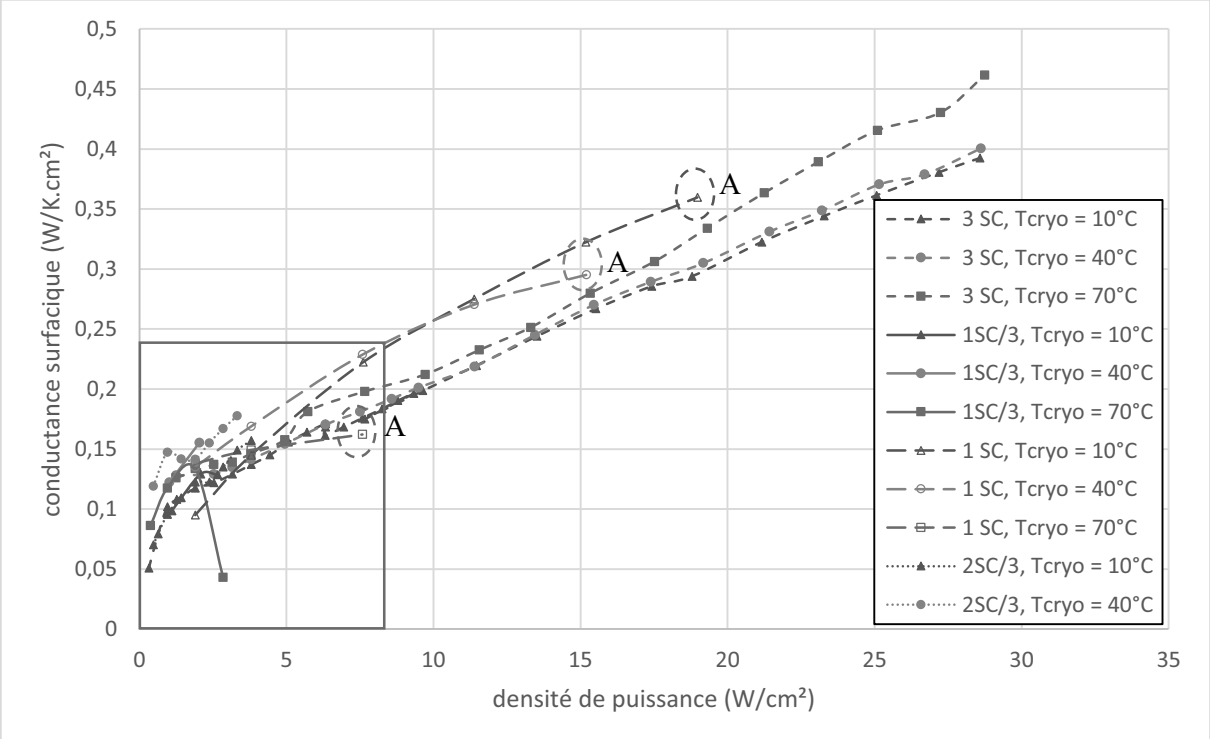


Figure 197 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 50 %)

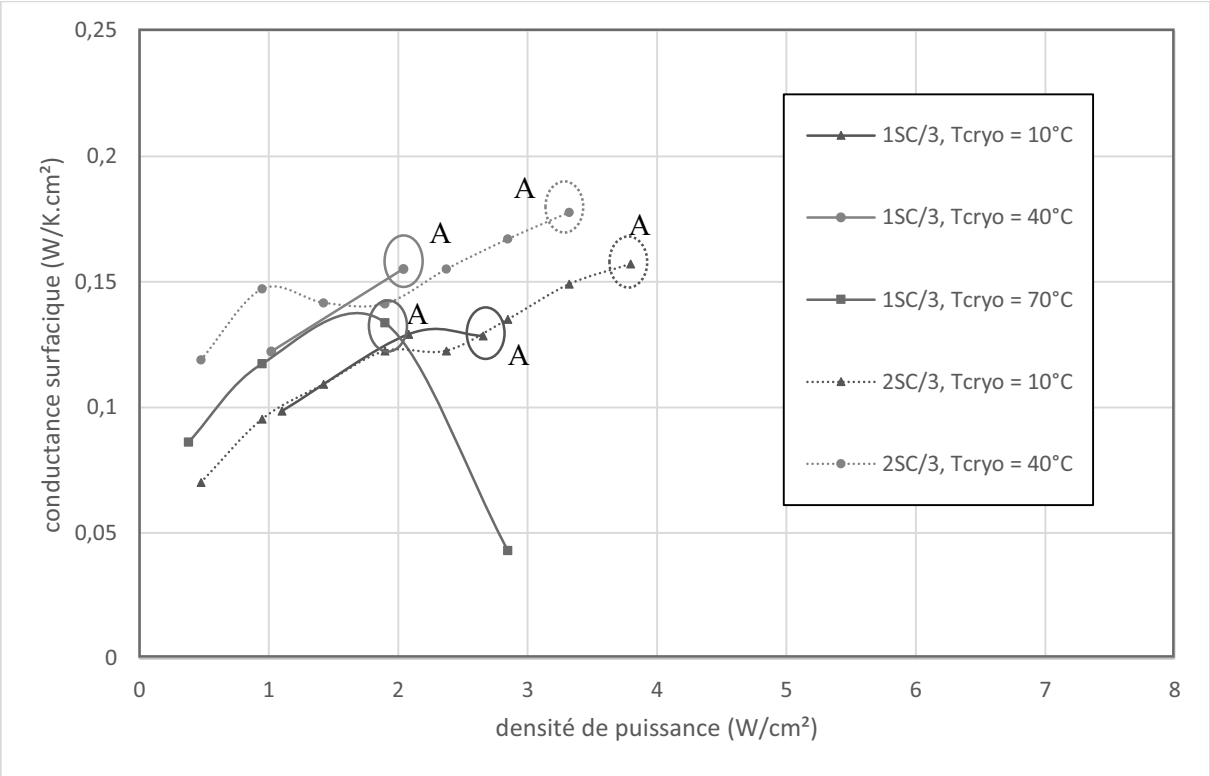


Figure 198 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (pentane, *TR* = 50 %)

5.1.4.2 Méthanol

Les conductances surfaciques pour le méthanol sont visibles sur la figure 199.

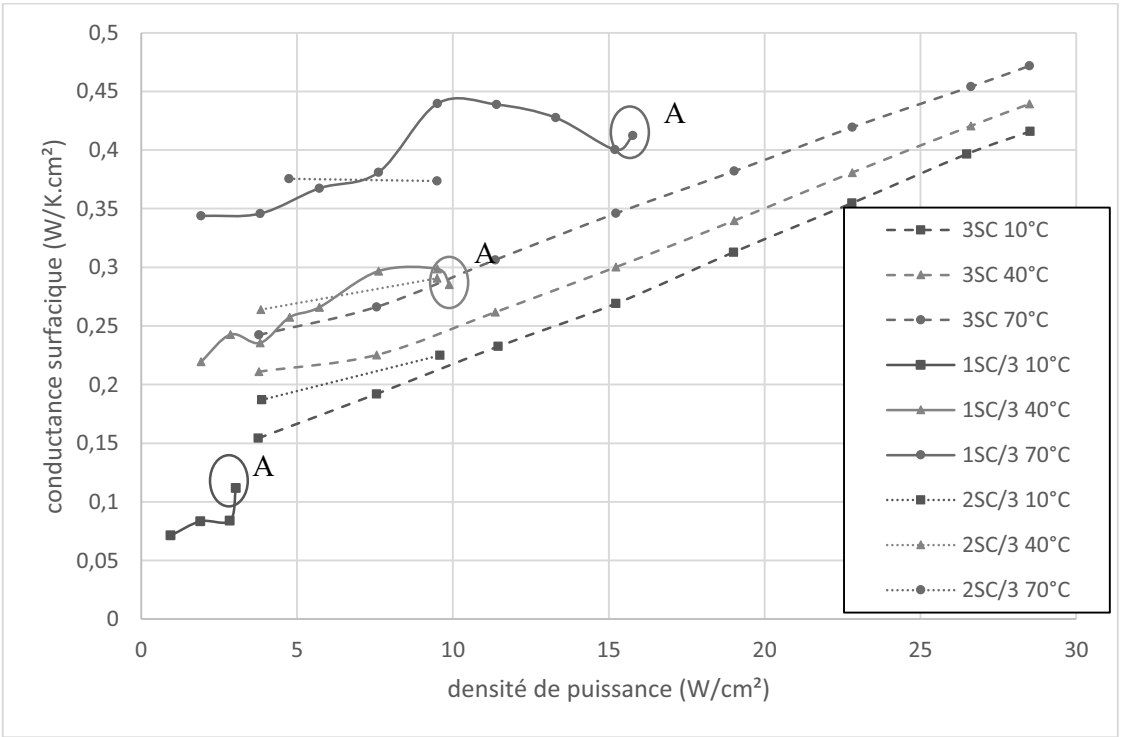


Figure 199 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (méthanol, TR = 50 %)

Bien que nous n'ayons des valeurs que jusqu'à 10W/cm² pour une la configuration 2SC/3, nous pouvons dire que les performances et la limite d'assèchement sont améliorées par l'augmentation de la température de source froide ; l'écart de performances et de limites d'assèchement causé par la température, semble plus important lors d'une répartition de la puissance sur une partie des sources.

Plus la puissance est concentrée sur un nombre restreint de sources, moins la limite d'assèchement est élevée ;

5.1.4.3 Eau

L'évolution de la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance transmise aux sources actives pour différentes configurations avec de l'eau à *TR* = 50 % est visible sur la figure 200.

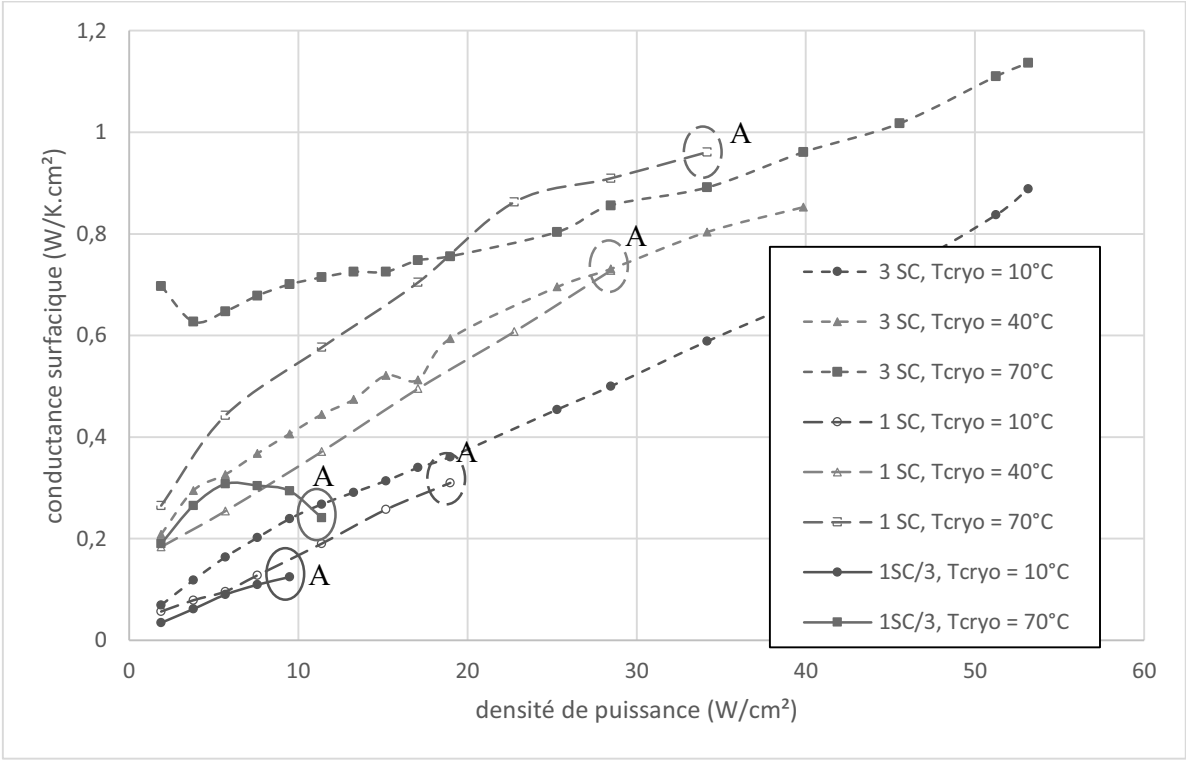


Figure 200 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différentes températures de source froide (eau, *TR* = 50 %)

Malgré l'absence de valeurs pour la configuration 2SC/3, nous pouvons remarquer que les performances et la limite d'assèchement sont améliorées par l'augmentation de la température de source froide. Ici aussi, la limite d'assèchement diminue lorsqu'il y a moins de sources et surtout lorsque l'on diminue le nombre de sources actives, attestant que la répartition non-uniforme de puissance montre un effet négatif sur les performances et limites d'assèchement.

En conclusion, les différentes sources peuvent fonctionner même lorsqu'elles ne sont pas toutes sollicitées et le fonctionnement de chaque source est relativement indépendant des autres. Toutefois, des performances et limites d'assèchement plus faibles sont observées lors d'une répartition non-uniforme de la puissance. Nous pouvons supposer que dans le cas où toutes les sources ne sont pas sollicitées, les sources non-actives constituent des zones mortes ne contribuant pas au mouvement du fluide. Ces zones mortes étant plus froides, elles peuvent

également accumuler du liquide et diminuer le taux de remplissage local, voir assécher les zones actives.

5.1.5 Influence du taux de remplissage

Nous avons pu observer lors d'une répartition uniforme de puissance que le taux de remplissage avait une influence sur les performances et les limites d'assèchement (cf. § 4.4.3). Nous souhaitons estimer son influence lorsque la puissance est concentrée sur une partie des sources.

5.1.5.1 Influence de *TR* lors de la répartition de la puissance sur une seule source (1SC/3)

Pour trois taux de remplissage effectués avec du pentane et deux taux de remplissage pour le méthanol et l'eau, avec une température de source froide fixée à 10°C, comparons l'évolution de la conductance avec la puissance délivrée sur une seule source (cf. figure 201) :

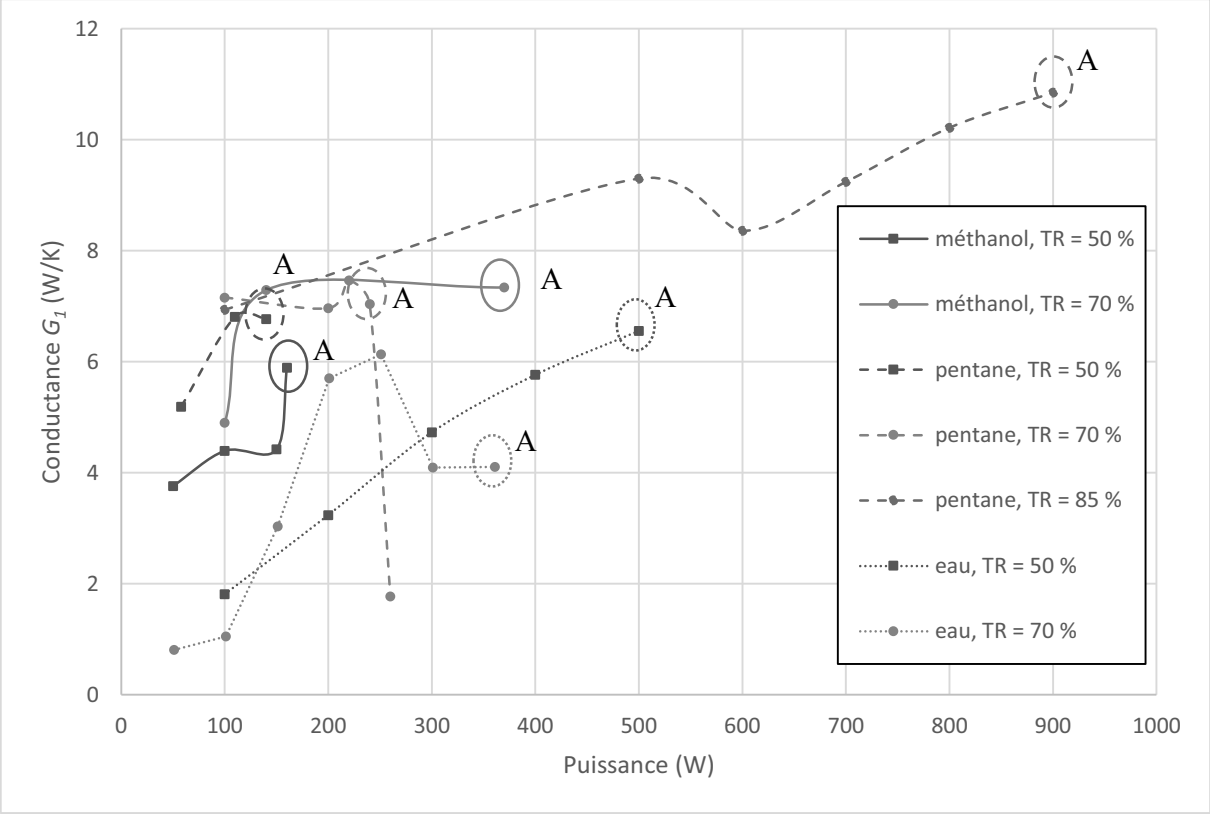


Figure 201 : Conductance G_1 en fonction de la puissance injectée ($Q_2 = Q_3 = 0$ W, $T_{cryo} = 10$°C)

- les limites d'assèchement sont nettement impactées et améliorées avec l'augmentation du taux de remplissage pour le pentane et le méthanol. L'eau induit étonnamment une diminution de la limite lors du passage du taux de remplissage de 50 à 70 % ;
- comparativement, le pentane et l'eau induisent une diminution de la limite d'assèchement pour le dispositif 3SC lors du passage de *TR* = 70 % à 85 % (cf. figure 179 et figure 180) et, pour le dispositif 1SC, le pentane induisait une diminution lors du passage de *TR* = 50 à 70 % (cf. figure 181 et figure 182) ;

- à même taux de remplissage, l'eau semble induire la limite la plus élevée alors que le pentane induit la plus basse, résultat cohérent avec les observations associées à la puissance uniformément répartie ;
- les performances semblent s'améliorer avec l'accroissement du taux de remplissage ;
- le pentane semble induire les meilleures conductances alors que l'eau induit les pires.

Si un remplissage supérieur à 70 % est néfaste à la limite d'assèchement lors d'une puissance répartie équitablement, ici, il semble bénéfique. L'hypothèse avancée est que la concentration de la puissance sur une seule source assèche celle-ci, diminuant le taux de remplissage local. Un taux de remplissage supérieur peut alors permettre une limite d'assèchement plus élevée.

5.1.5.2 Influence de *TR* lors de la répartition de la puissance sur deux sources (2SC/3)

Observons l'influence du taux de remplissage avec du pentane pour deux sources actives (cf. figure 202 et figure 203).

Comme pour une répartition de la puissance sur une seule source, la limite d'assèchement est nettement améliorée par l'augmentation du taux du remplissage, et ceci indifféremment de la température de source froide. Le taux de remplissage ne semble pas influencer les performances relatives aux niveaux des conductances obtenus mais il a une influence importante sur la limite d'assèchement.

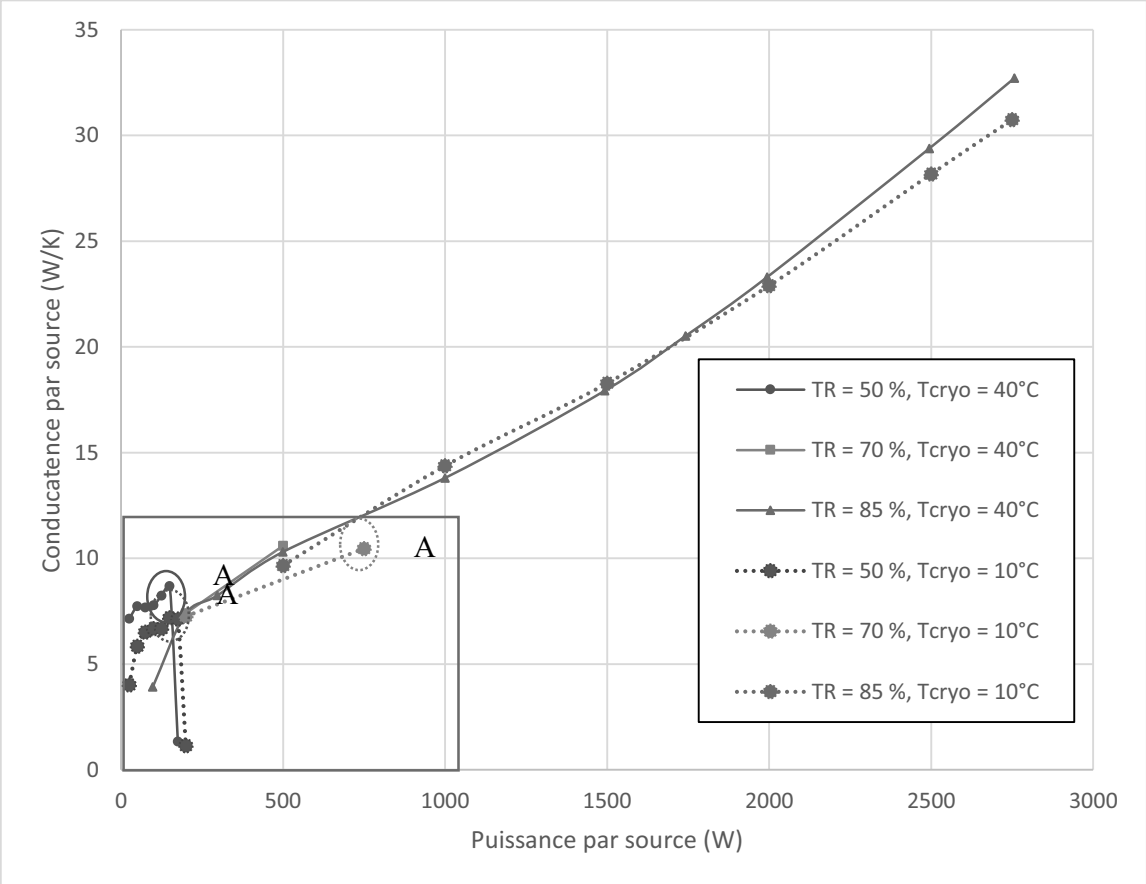


Figure 202 : Conductance G_1 en fonction de la puissance injectée (Q_3 = 0 W, pentane)

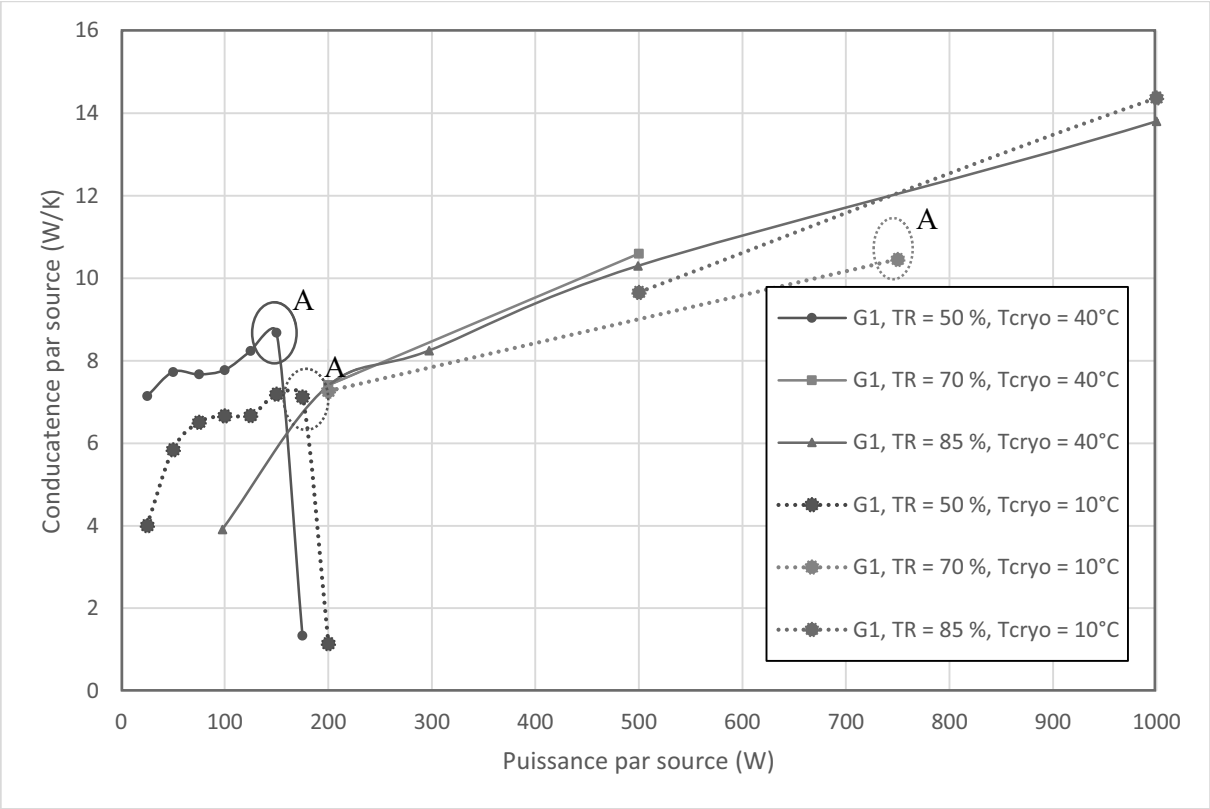


Figure 203 : Zoom sur la conductance G_1 en fonction de la puissance injectée (Q_3 = 0 W, pentane)

5.1.5.3 Comparaison entre configurations

Pour finir nous comparons, l'influence du taux de remplissage sur les différentes configurations testées pour un remplissage au pentane avec une température de source froide fixée à 40°C (cf. figure 204 et figure 205).

La limite d'assèchement augmente avec l'accroissement du taux de remplissage entre 50 et 85 %, sauf pour le dispositif 3SC où elle diminue entre 70 % et 85 %.

Même s'il est difficile d'établir une règle générale pour les performances car elles sont globalement proches, la plupart des configurations montrent une diminution des performances avec l'augmentation du taux de remplissage entre 50 et 85 %. La configuration 1SC/3 montre une légère amélioration entre 50 et 70 % et des performances supérieures aux autres dispositifs.

Dans le cas de l'accroissement de la puissance injectée et concentrée dans une seule source (1SC/3), la température du condenseur dans la face opposée à la source chaude active augmente. Ceci peut expliquer des performances par sources mesurées comme meilleures comparées aux dispositifs 1SC et 3SC, en effet une partie de la puissance injectée est dissipée dans les autres sources même si elles ne sont pas considérés comme actives.

En conclusion, lorsque la puissance injectée est concentrée sur une partie des sources, le comportement et l'influence des différents paramètres explorés sur les performances du caloduc oscillant à sources multiples, sont globalement similaires à ceux où la puissance est uniformément répartie. Les sources semblent équivalentes entre elles et capables de fonctionner partiellement indépendamment. Toutefois certaines différences sont à noter, particulièrement concernant les limites d'assèchement du système. Une répartition de la puissance sur une portion du caloduc oscillant semble très néfaste à la limite d'assèchement.

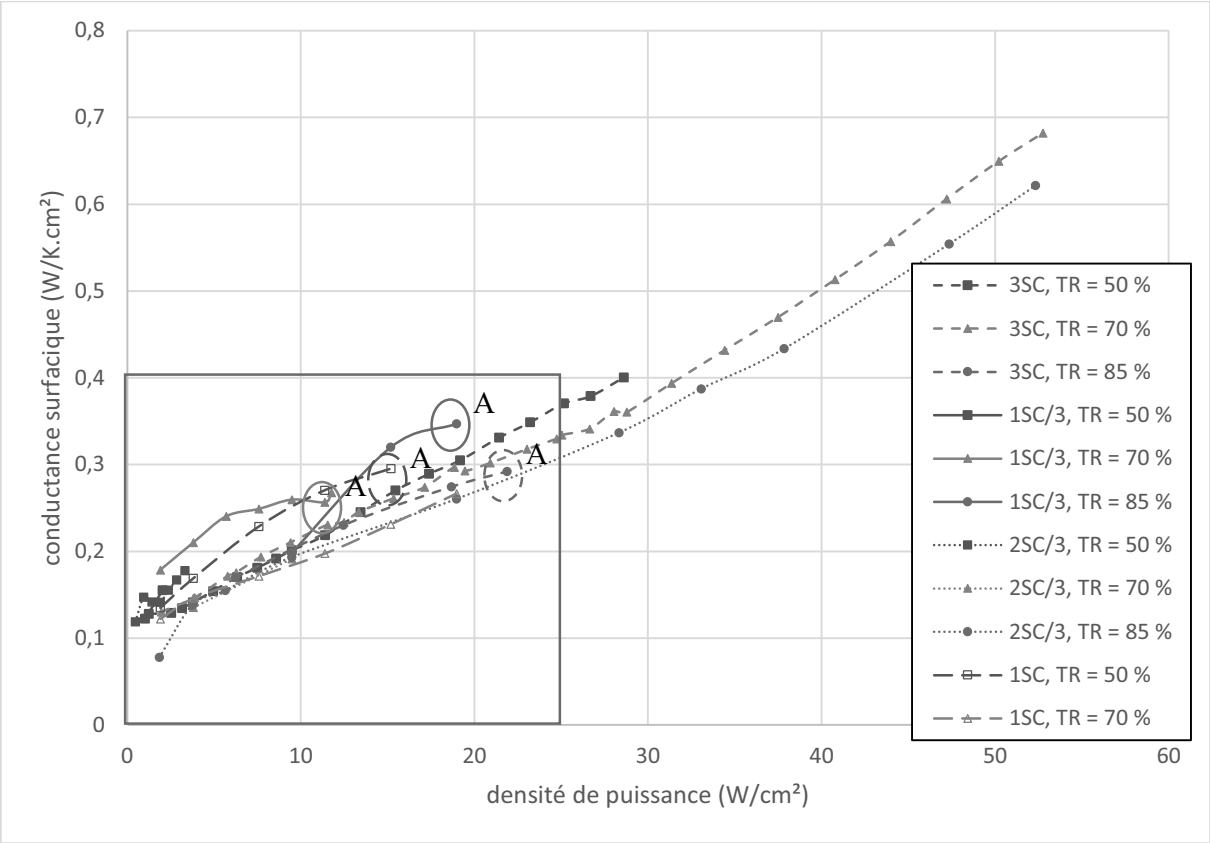


Figure 204 : Conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40°C)

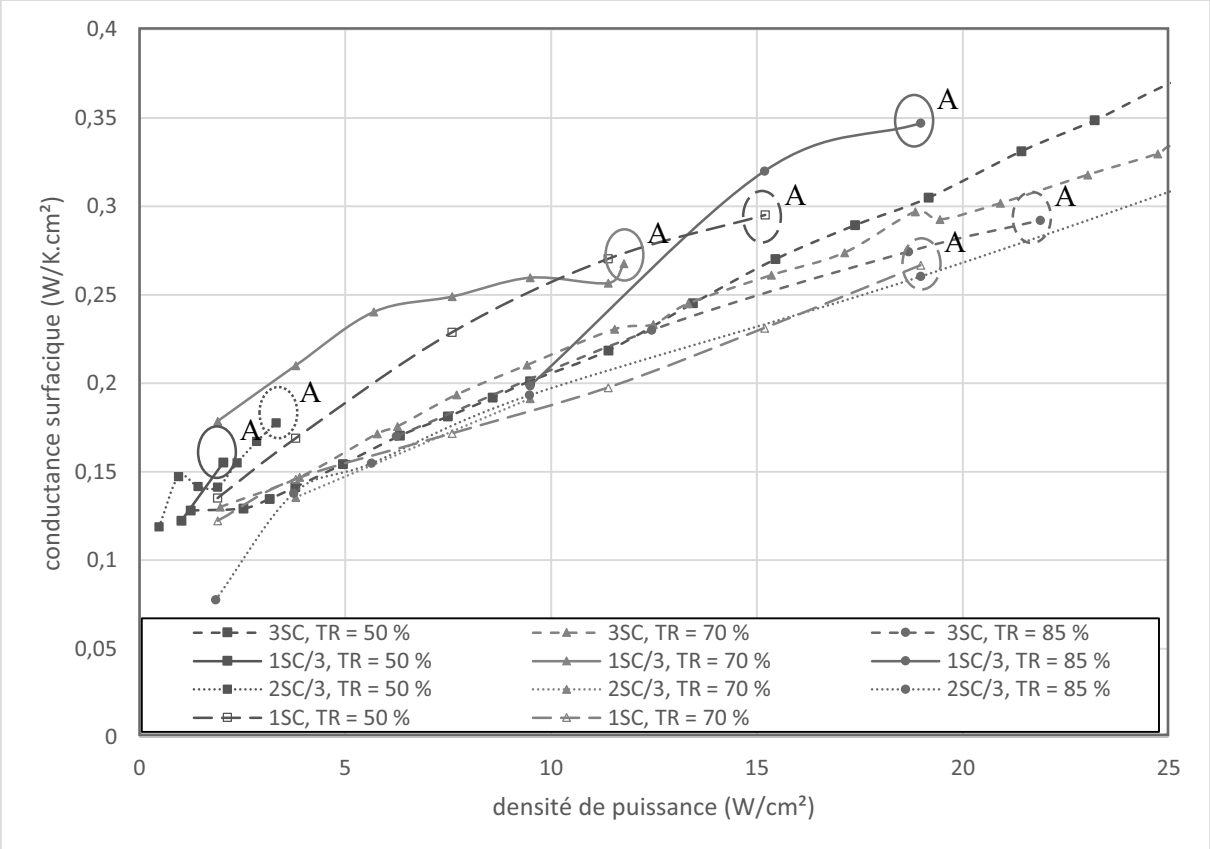


Figure 205 : Zoom sur la conductance surfacique en fonction de la densité de puissance pour différents dispositifs et différents taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 40°C)

5.2 Comportement pour une puissance distribuée non uniformément sur les 3 sources

Dans cette partie, nous nous intéressons au comportement du PHP lorsque toutes les sources sont actives, mais avec des niveaux de puissances différents.

5.2.1 Présentation d'une campagne sur le dispositif 3SC (pentane, T_{cryo} = 10°C)

5.2.1.1 Augmentation de la puissance dans une source avec puissance constante dans les deux autres

Dans ce premier paragraphe, nous étudions l'évolution de la température dans le système lors de l'augmentation par incrément de la puissance Q_3, alors que la puissance injectée dans les autres sources est maintenue constante à 500 W, ceci depuis une situation où elles sont initialement toutes égales (cf. figure 206).

A égale puissance injectée (500 W par source), nous retrouvons naturellement des résultats conformes à une puissance uniformément répartie. Lorsque la puissance augmente dans S3, la température $T_{ev3,1}$ augmente évidemment dans cette source. Nous observons une augmentation de température de 5°C pour une augmentation de 100 W dans S3 entre 500 W et 600 W. Comparativement, depuis cette même situation initiale, la température n'augmente que de 2,6°C lors d'une augmentation de 100 W dans chacune des 3 sources. L'augmentation de la température lors de l'accroissement de l'écart de puissance entre les sources, croît de plus en plus par rapport à la configuration équilibrée, impliquant une diminution des performances avec l'augmentation de l'écart.

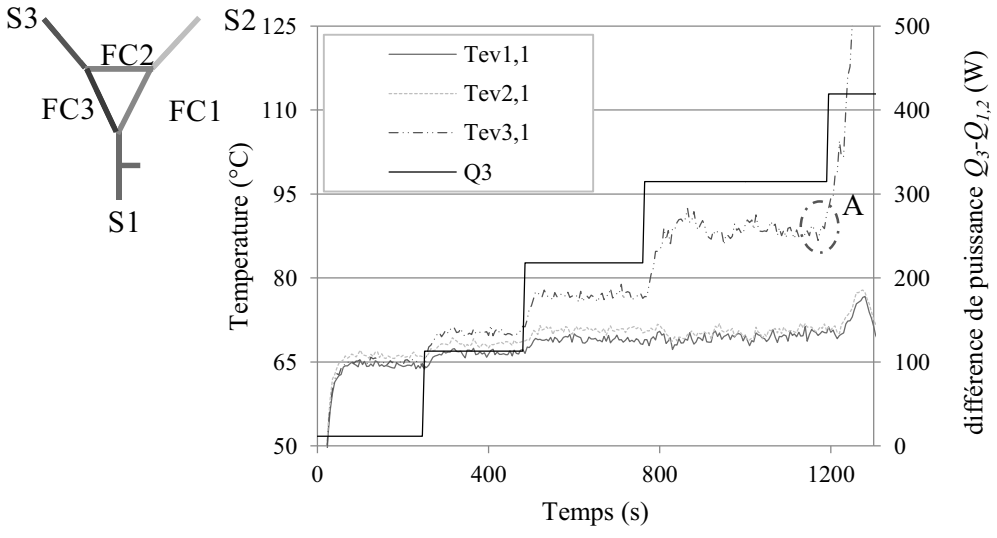


Figure 206 : Evolution temporelle des températures dans les différents évaporateurs lorsque la puissance est augmentée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, Q_1 = Q_2 = 500 W)

Lors de l'augmentation de Q_3, la température augmente également très légèrement dans les autres sources. Un changement peut également être observé au niveau des oscillations locales de températures des sources dont la puissance ne varie pas.

Lorsque la puissance injectée Q_3 dépasse 800 W (soit un écart avec les autres sources de 300 W), un assèchement peut être observé dans cette source, accompagné d'une augmentation de température dans les deux autres. Précédemment nous avons vu que lors d'un assèchement où la puissance est concentrée sur une seule ou deux sources, la température diminue dans les sources non asséchés car il n'y a plus de mouvement fluidique susceptible de transférer de la chaleur au niveau de ces sources (cf. § 5.1.1.2). Toutefois ici le fonctionnement oscillatoire dans les sources adjacentes à la source asséchée est maintenu, la température de la source s'asséchant étant très élevée, la température des autres sources augmente en conséquence lorsqu'un transfert de chaleur s'opère entre celles-ci.

La température d'évaporateur associée à l'assèchement (ici 90°C) ou la différence de températures entre évaporateur et condenseur (80°C), est nettement inférieure aux niveaux mesurés lorsque la puissance est également répartie entre les sources car aucun assèchement n'a été observé jusqu'à 8400 kW avec une température d'évaporateur de 137°C. Nous avons aussi vu précédemment qu'une puissance répartie seulement sur une ou deux sources entraine une diminution de la limite d'assèchement comparée à une répartition uniforme (ce sujet sera développé § 5.3) ;

Les températures du condenseur $T_{co2,1}$ *et* $T_{co3,1}$, qui correspondent à la figure 206 sont présentées figure 207. Nous constatons une augmentation dans les faces FC2 et FC3, lorsque la source S3, adjacente à celles-ci, voit sa puissance injectée augmenter. Une valeur relativement constante voire une diminution de la température dans la face FC1 ($T_{co1,1}$) peut être notée.

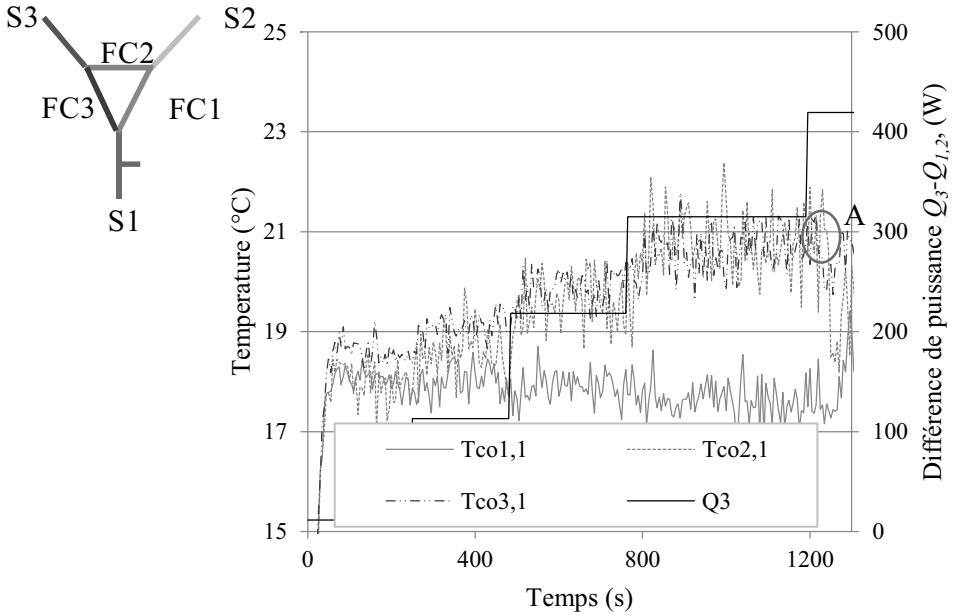


Figure 207 : Evolution temporelle des températures dans les différentes faces du condenseur lorsque la puissance est augmentée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, Q_1 = Q_2 = 500 W)

Lors de l'arrêt des oscillations, la température du condenseur diminue dans les faces adjacentes à la source s'asséchant ($T_{co2,1}$ et $T_{co3,1}$), montrant qu'il n'y a plus de transferts dans ces zones. Toutefois, dans la face FC1 nous observons une augmentation de la température $T_{co1,1}$, car les sources adjacentes S1 et S2 sont toujours en fonctionnement et présentent une augmentation de leur température. La face du condenseur FC1 reçoit ainsi plus de quantité de chaleur à évacuer bien que la puissance des sources adjacentes n'a pas changé.

5.2.1.2 Diminution de la puissance dans une source avec une puissance constante dans les deux autres

Nous présentons figure 208 l'évolution des températures dans les différentes sources chaudes lorsque la puissance Q_3 diminue, alors que les deux autres sources chaudes restent constantes (Q_1 = Q_2 = 1 kW). Le caloduc oscillant est rempli au pentane à 70 % et la température de source froide est fixée à 10°C.

La température dans la source S3, dont la puissance diminue, décroît fortement. La température des deux autres sources diminue légèrement, mais de façon équivalente entre les deux sources. Pour les conditions expérimentales utilisées ici aucun assèchement n'est constaté.

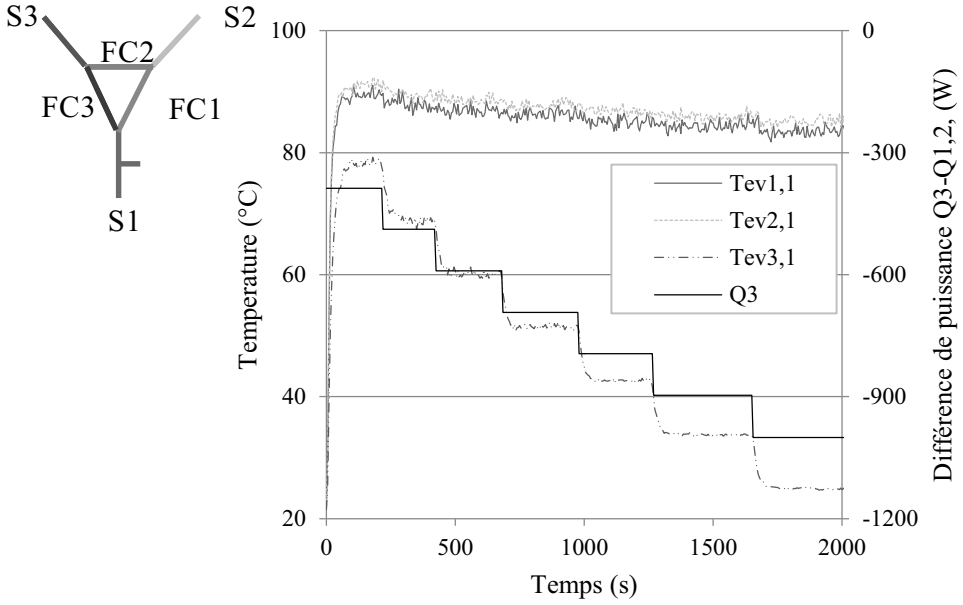


Figure 208 : Evolution temporelle des températures dans les différentes faces évaporateur lorsque la puissance est diminuée dans S3 (pentane, TR = 70%, T_{cryo} = 10°C, Q_1 = Q_2 = 1 kW)

Nous présentons figure 209 un essai similaire mais avec un taux de remplissage de 50 % et une puissance de 500 W dans les sources S1 et S2. Nous observons toujours une diminution notable de la température dans la source S3 ; toutefois, la température des deux autres sources évolue différemment avec la diminution de Q_3. Alors que, comme pour l'essai précédent, la température dans la source S2 diminue légèrement, c'est le contraire qui se produit dans source S1 !

Pour un écart de puissance (Q_3-$Q_{1,2}$) de -160 W, nous pouvons même observer un assèchement de la source S1 dont la température augmente et semble entrainer par la suite la source S2 avec elle. La limite d'assèchement est ainsi diminuée lorsque une source présente une puissance inférieure comparée aux deux autres sources, qu'elle soit nulle (cf. § 5.1.5.3) ou non.

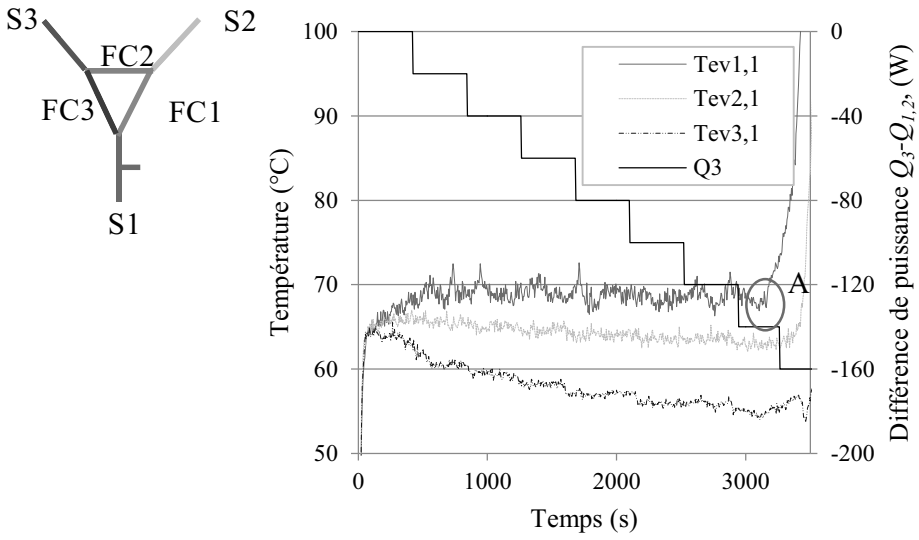


Figure 209 : Evolution temporelle de la température dans les différentes faces évaporateur lorsque la puissance est diminuée dans S3 (pentane, TR = 50%, T_{cryo} = 10°C, Q_1 = Q_2 = 500 W)

5.2.2 Influence de la répartition de la puissance

5.2.2.1 Comportement pour deux sources fixes

La figure 210 présente l'influence du changement de puissance d'une source lorsque les deux autres sont fixes (à 200 W ou 500 W), avec un remplissage au pentane à 50 % et la source froide fixée à 10°C.

Les conductances par sources sont comparées à la conductance G_1 lorsque la puissance est répartie uniformément dans le dispositif 3SC.

Lorsque la puissance fixe dans les sources S1 et S3 est portée à 200 W, nous observons que tant que Q_2 est inférieure à 200W, les conductances G_1 et G_3 sont supérieures à celles obtenues en chauffage uniforme, G_2 est quant à elle inférieure mais augmente avec Q_2.

Le point remarquable est que les courbes se rejoignent lorsque les trois puissances deviennent égales, et convergent avec la courbe de puissance uniformément répartie. Au-delà de 200 W, S_2 subit un assèchement tandis que S_1 et S_3 continuent de décroître.

Les variations de ces conductances peuvent être mises en relation avec la variation locale du taux de remplissage, qui diminue dans S_1 et S_3 au fur et à mesure que S_2 est activée par une puissance croissante, ce qui diminue leur performance.

Pour une puissance fixe des deux sources (ici S_1 et S_2) de 500 W, la plage de puissance pour la troisième source S_3 est resserrée, nous observons un assèchement pour les trois sources pour des écarts de puissances négatifs (-160 W) ou positif (+80 W). Entre ces valeurs, les conductances sont relativement proches et/ou légèrement supérieures à celle obtenues pour une puissance uniformément répartie.

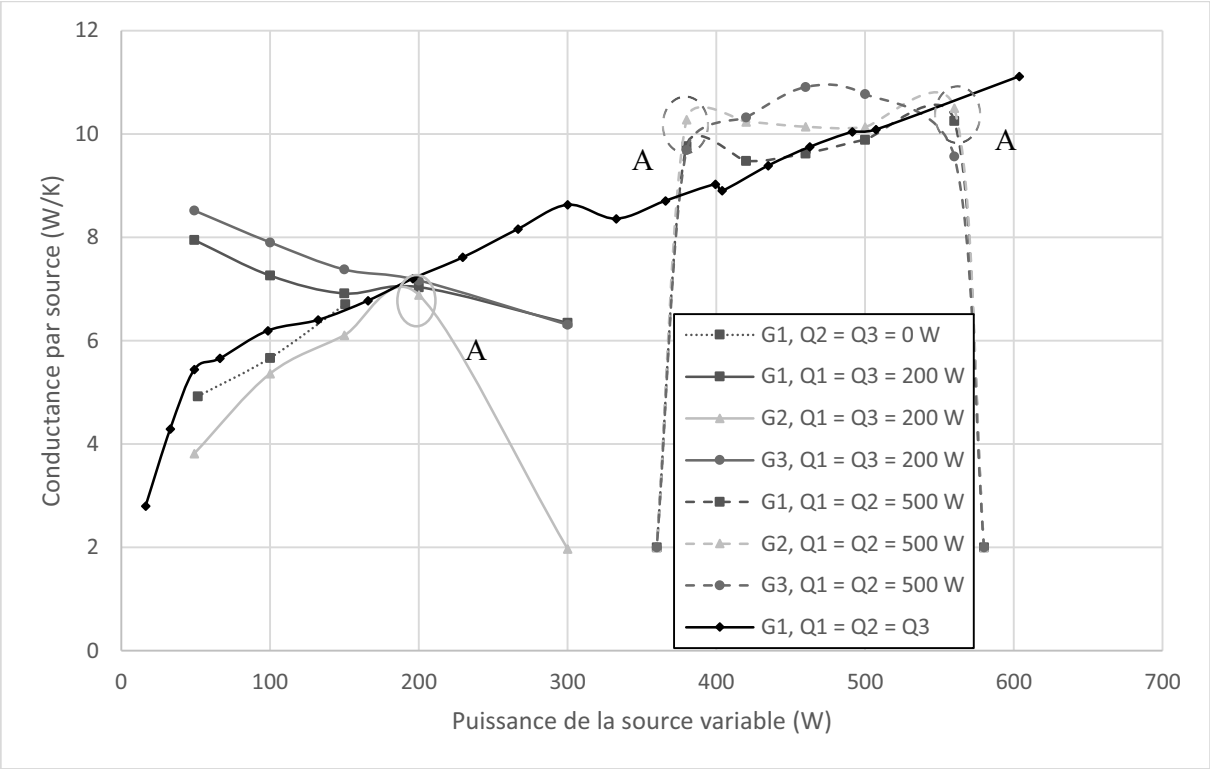


Figure 210 : Conductance des trois sources en fonction de la puissance variable pour deux sources fixes (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

La figure 211 présente, de façon similaire à la figure 210, l'évolution de la conductance de la source variable S_2, lorsque les deux autres (S_1 et S_3) sont fixes, pour une température de source froide fixée à 40°C.

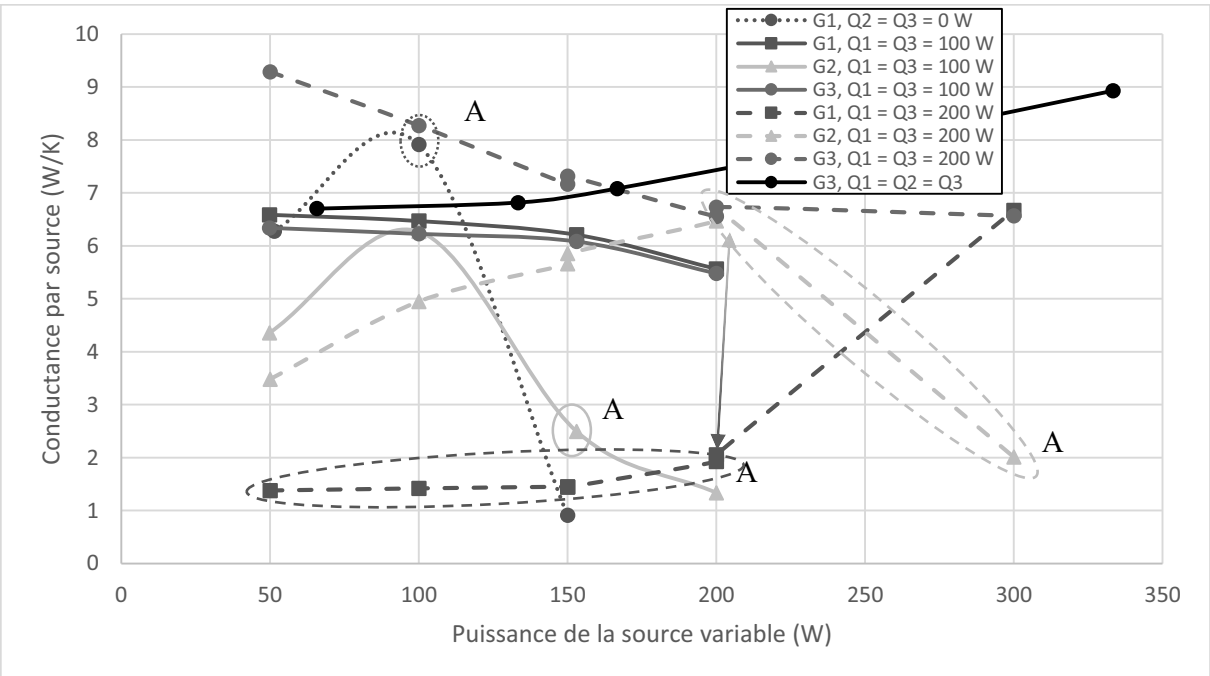


Figure 211 : Conductance des trois sources en fonction de la puissance variable pour deux sources fixes (pentane, *TR* = 50 %, T_{cryo} = 40°C)

Pour une puissance fixe de 100 W, nous observons un comportement similaire à celui observée avec une température de source froide de 10°C et une puissance dans les sources fixes de 200 W.

Pour une puissance fixe de 200 W, nous observons une différence de comportement entre G_1 et G_3, la première restant asséchée tant que Q_2 ne dépasse pas 200 W, l'autre diminuant légèrement au fur et à mesure que Q_2 augmente, jusqu'à convergence entre les deux (G_2 et G_3). G_1 ne rejoint la valeur de G_3 que lorsque la source S2 s'assèche (à 300 W), inversant les tendances, hormis pour G_3 aux faibles valeurs de Q_2, ici les conductances restent inférieures à celles obtenues en chauffage uniforme.

Pour un taux de remplissage de 50 %, au pentane il semblerait ainsi qu'il existe une plage d'écart de puissances entre les sources à laquelle le caloduc oscillant continue d'opérer. Toutefois, lorsqu'un écart de température existe entre deux sources, le taux de remplissage local est affecté et peut modifier les performances des différentes sources, voire les assécher.

5.2.2.2 Comportement pour une source fixe

Pour les mêmes conditions opératoires (Pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C), nous pouvons observer sur la figure 212 les conductances dans les trois sources, lorsque Q_3 est fixe, à 0W ou 100 W et Q_1 *et* Q_2 varient de façon égale.

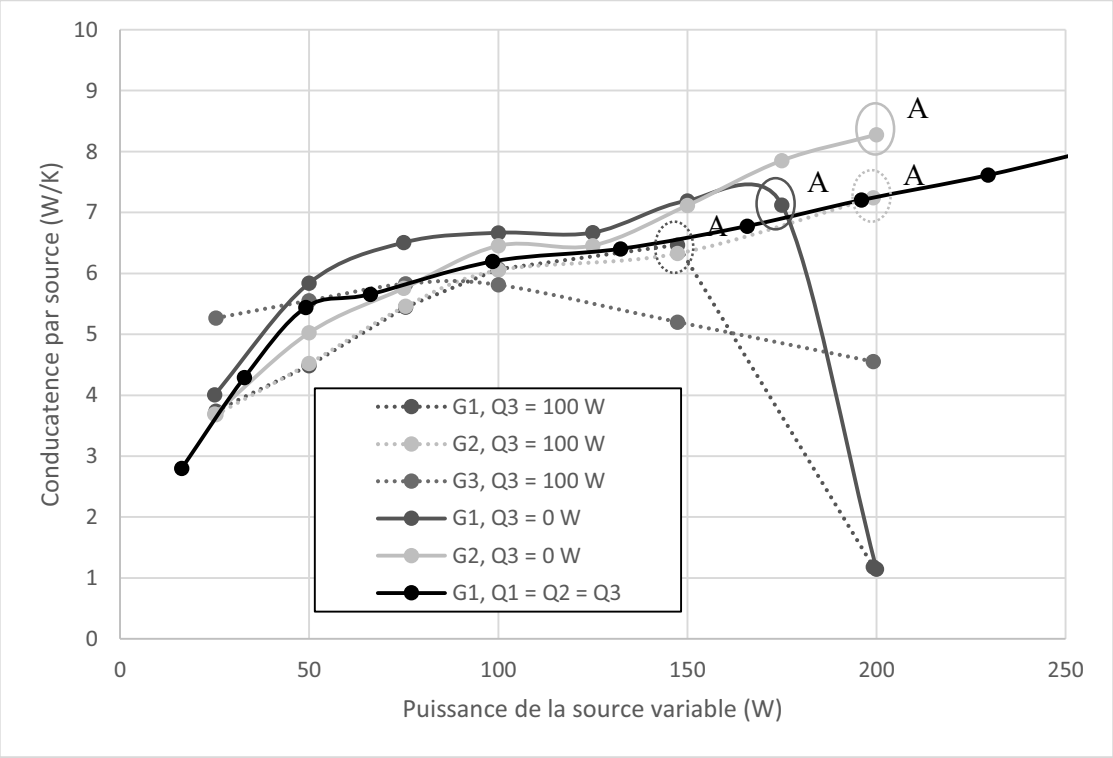


Figure 212 : Conductance par source en fonction de la puissance injectée par source dans les sources à puissance variable (pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Lorsque Q_3 = 100 W, les conductances G_1 et G_2 sont très proches et augmentent avec l'augmentation de Q_1 et Q_2, (tandis que G_3 évolue peu).

Comme observé précédemment, les trois courbes convergent pour une même puissance délivrée, et restent très proches de celle obtenue pour une puissance uniformément répartie (courbe noire). Au-delà, nous observons un assèchement différencié, à 150 W pour S_1 et à 200 W pour S_2, tandis que G_3 diminue progressivement avec l'augmentation de la puissance.

Pour Q_3 = 0 W, les performances ont déjà été décrites et correspondent à une répartition de puissance sur deux des trois sources. Nous y avions notamment vu que les performances sont globalement supérieures à la configuration uniforme pour la source S1 jusqu'à son assèchement à 175 W. Il en est de même pour la source S_2 qui s'assèche à 200 W.

Globalement, une portion minoritaire du caloduc oscillant peut présenter une différence de puissance d'avec le reste mais un écart trop important provoque un assèchement. Les températures étant différentes d'une source à l'autre, les propriétés thermo-physiques locales seront différentes. L'écart de température peut également favoriser la migration du liquide vers les zones plus froides. Au final, les performances de chaque source pourront ainsi être améliorées ou diminuées par un écart de puissance.

5.2.3 Influence de la température de source froide

Observons l'influence de la température de source froide pour 3 situations différentes.

5.2.3.1 Situation 1 : T_{cryo} = 40°C et 70°C (pentane, TR = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 100 W)

La figure 213 présente l'évolution des conductances dans les trois sources en fonction de la puissance variable, pour deux températures de source froide.

Pour les deux températures de source froide, le comportement est similaire, une température de 70°C semble toutefois induire une plus grande différence de performances entre les sources S_1 et S_3. Si les différences sont plus marquées à 70 %, nous observons en revanche que les conductances de la source variable S2 sont parfaitement superposées pour les deux niveaux de température, jusqu'à l'assèchement à la même puissance (200 W).

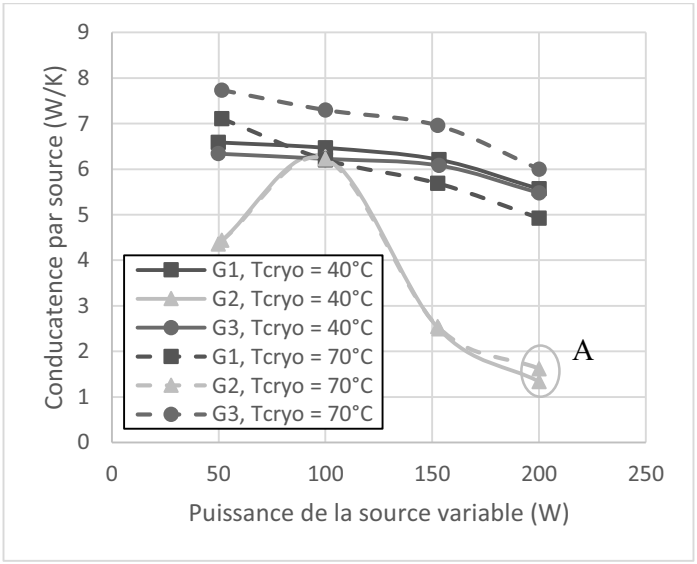


Figure 213 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 (pentane, TR = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 100 W)

5.2.3.2 Situation 2 : T_{cryo} = 10°C et 40°C (pentane, TR = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 200 W)

Sur la figure 214, nous retrouvons le comportement particulier déjà observé sur la figure 211, pour une température de source froide de 40°C et une puissance fixe de 200 W.

En revanche, nous voyons qu'à 10°C, nous retrouvons la tendance prédictible de l'évolution des conductances de la figure 210 (à 200 W). Ce qui est remarquable est que l'évolution des conductances de la source variable S2 est tout à fait similaire dans les deux cas, les courbes étant quasiment superposées, malgré la forte dissymétrie observée sur les courbes de G_1 et G_3 à 40°C.

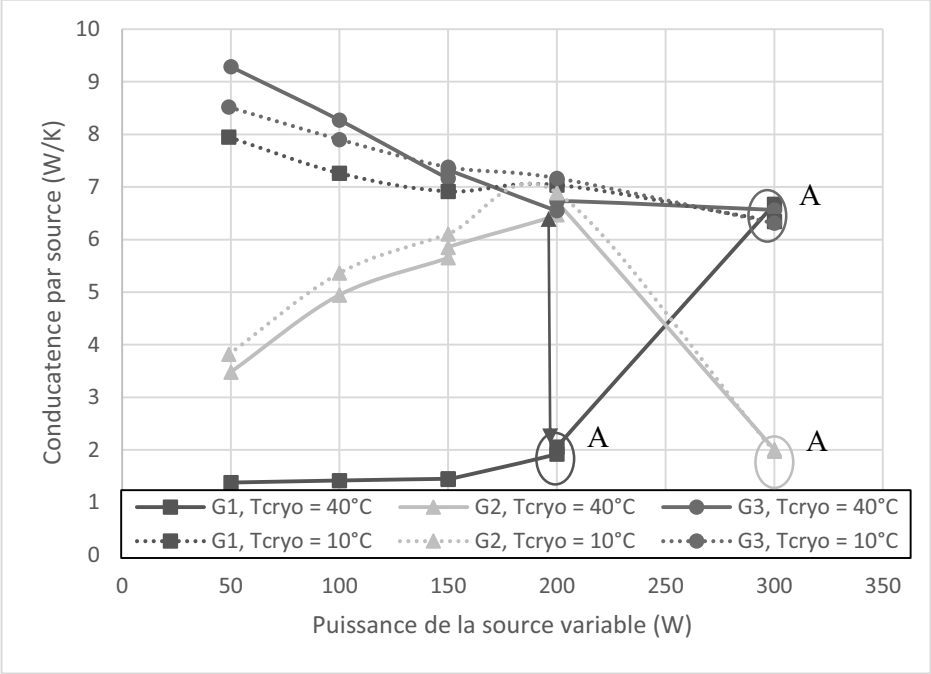


Figure 214 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 (pentane, TR = 50 %, $Q_1 = Q_3$ = 200 W)

5.2.3.3 Situation 3 : T_{cryo} = 10°C et 40°C (pentane, TR = 70 %, $Q_1 = Q_3$ = 200 W)

Finalement, pour un taux de remplissage plus élevé, nous observons sur la figure 215 que la conductance dans les trois sources restent parfaitement superposées pour les deux températures de source froide, et ceci jusqu'à l'assèchement des sources qui arrive plus rapidement à 10°C qu'à 40°C

Comme pour une répartition uniforme de la puissance, la température de source froide va influencer les performances et les limites d'assèchement au travers des propriétés thermo-physiques du fluide utilisé.

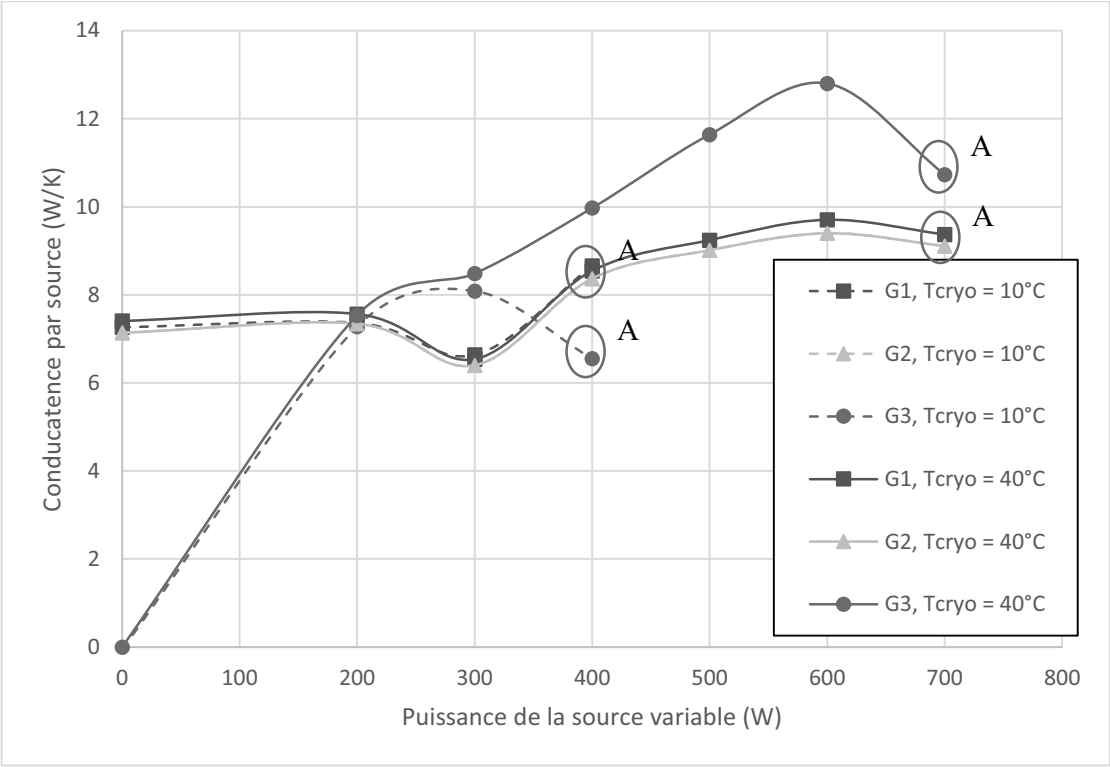


Figure 215 : Conductance par source en fonction de la puissance variable S2 (pentane, TR = 70 %, $Q_1 = Q_2$ = 200 W)

5.2.4 Influence du taux de remplissage

Lors d'une répartition de puissance non-uniforme entre sources, le taux de remplissage a une influence très grande sur le comportement du caloduc oscillant, tant du point de vue des performances que de la limite d'assèchement. La figure 216 compare les conductances de la source à puissance variable et de la moyenne de celles à puissance fixe (ici, 200 W) pour les trois taux de remplissage testés (50 %, 70 %, 85 %).

Contrairement aux performances observées lors d'une répartition uniforme de la puissance où l'optimum se situe à 50 % pour le pentane ; pour des puissances supérieures à 200 W, nous observons globalement des performances similaires ou une amélioration des performances de toutes les sources avec l'augmentation du taux de remplissage de 50 à 85 %. Nous remarquons que, toutes les courbes convergent à 200 W, point où la puissance est uniformément répartie.

A l'inverse, pour des puissances inférieures à 200 W, nous observons une diminution des performances avec l'augmentation du taux de remplissage.

La limite d'assèchement causée par une puissance plus élevée de la source variable est également nettement repoussée par l'augmentation de TR.

En effet, nous avons vu précédemment que l'écart de puissance entre les sources peut modifier le taux de remplissage local et affecter les performances et limites d'assèchement ; les performances et la limite d'assèchement diminuent avec l'augmentation du taux de remplissage lors d'une puissance uniformément répartie.

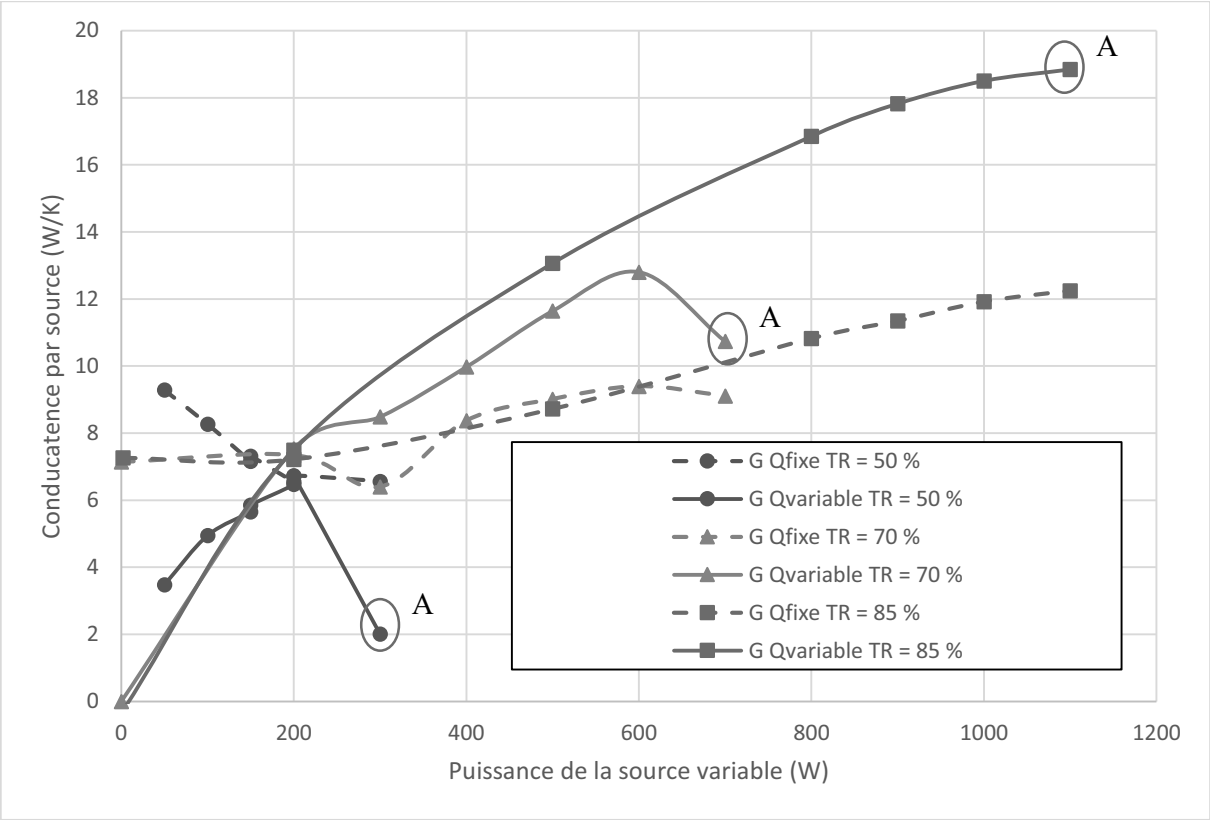


Figure 216 : Conductance par source en fonction de la puissance variable (pentane, T_{cryo} = 40°C, Q_{fixe} = 200 W)

Lorsqu'une source présente une température plus basse que les autres sources (par exemple si sa puissance est inférieure aux autres sources), celle-ci peut présenter une accumulation de liquide augmentant son taux de remplissage local, les deux autres abritent alors moins de liquide.

De façon similaire, lorsque la puissance augmente dans la source à puissance variable, celle-ci va avoir tendance à faire migrer du liquide dans les autres sources. Ceci devrait entrainer une baisse de leurs performances ; toutefois, l'augmentation de la puissance variable entraine une amélioration des performances de cette source même si elle est moindre que dans une situation où la puissance est uniformément répartie car le taux de remplissage varie également.

Au-dessus de 50 %, l'augmentation de la puissance variable induit ainsi une amélioration des performances dans les autres sources, car leur taux de remplissage local diminue et se rapproche de l'optimum.

Nous pouvons alors nous retrouver dans une situation où une puissance non-uniformément répartie présente des performances globales plus intéressantes qu'une situation où la puissance est uniformément répartie.

Un taux de remplissage plus élevé (ici, 85 %) que le taux de remplissage optimum à puissance uniforme semble alors très intéressant, tant en termes de performances (conductance) que de limite de fonctionnement (assèchement).

En déterminant plus précisément les phénomènes mis en jeu, ceci pourrait permettre un contrôle des performances à travers la répartition de la puissance.

5.2.5 Comparaison entre configurations

Si nous comparons les différentes configurations du dispositif 3SC (cf. figure 217), les performances de la source à puissance variable lorsque les deux autres ont une puissance

fixée à 200 W sont inférieures à toutes les autres configurations. Pour rappel, les performances des sources à puissance fixe augmentent. Le dispositif à source unique 1SC montre quant à lui les pires performances à 2 W/cm² mais les meilleures performances au-delà de 4 W/cm².

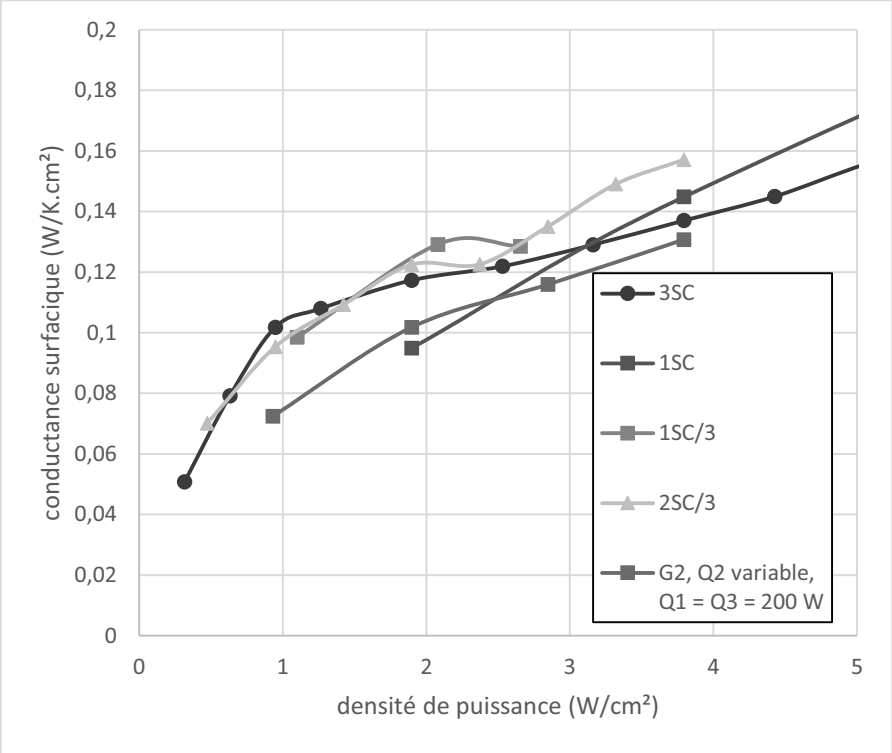


Figure 217 : Conductance dans la source S2 pour différentes configurations de la répartition de la puissance (Pentane, TR = 50 %, T_{cryo} = 10°C)

Nous pouvons conclure que le déséquilibre de puissances (et de températures/pressions) entre les sources affecte le comportement fluidique du système, comme mentionné dans la littérature (53) (54) (55). En effet, non seulement les propriétés thermo-physiques sont différentes mais le taux de remplissage local peut également être amené à changer. Tout cela influence alors légèrement les performances, mais les limites d'assèchement semblent nettement impactées.

5.3 Limite d'assèchement pour une puissance non-uniformément répartie

Dans cette partie nous allons tenter d'analyser l'influence des différents paramètres sur la limite d'assèchement observée lors d'une distribution non uniforme de la puissance.

5.3.1 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur une ou deux des trois sources

5.3.1.1 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur une des trois sources (configuration 1SC/3)

5.3.1.1.1 Influence couplé du taux de remplissage et de la température de source froide

Les puissances associées à l'assèchement de la source sollicitée et les températures d'évaporateur, pour un remplissage au pentane à différents taux de remplissages et différentes températures de source froide sont visibles (cf. figure 218 à figure 221).

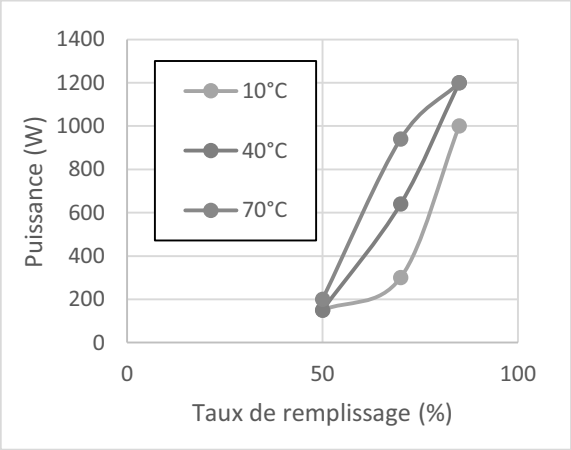


Figure 218 : Puissance avant l'assèchement en fonction du taux de remplissage pour différentes températures de sources froides (pentane)

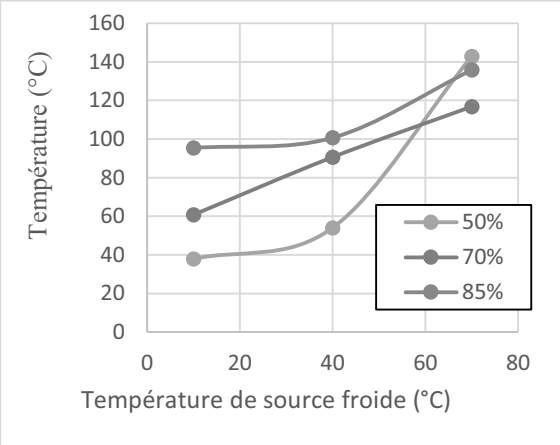


Figure 219 : Température d'évaporateur avant assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane)

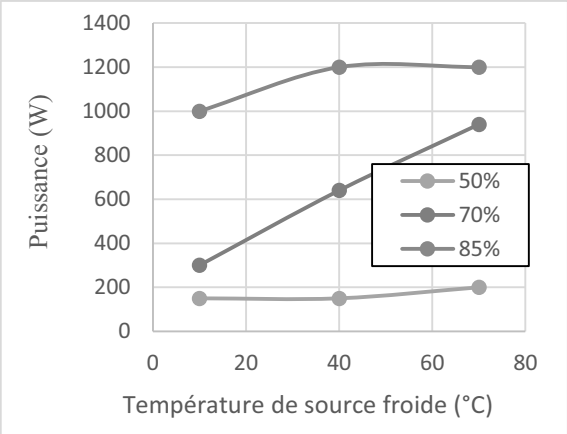


Figure 220 : Puissance avant l'assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane)

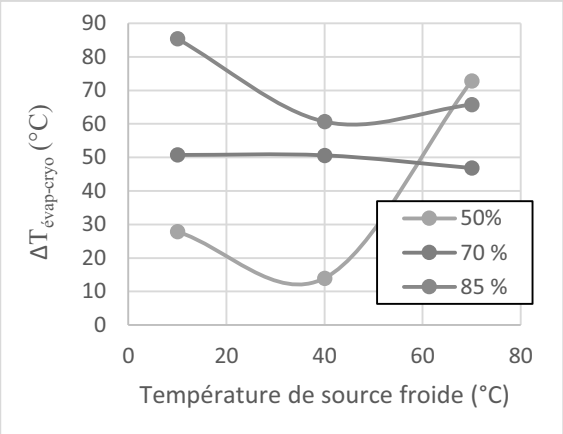


Figure 221 : $\Delta T_{évap\text{-}cryo}$ avant assèchement en fonction de la température de la source froide pour différentes taux de remplissage (pentane)

- la limite d'assèchement augmente nettement avec le taux de remplissage entre 50 % et 85 % pour toutes les températures de source froide (cf. figure 218), comparativement pour une puissance uniformément répartie, la limite d'assèchement diminuait entre 70 et 85 % ;
- la limite d'assèchement augmente avec la température de source froide entre 10°C et 70°C, ce qui va dans le sens contraire des observations effectuées à puissance uniformément répartie (cf. figure 220) ;
- pour tous les taux de remplissage explorés, nous observons une augmentation bien plus sensible de la température avant assèchement lorsque la température de source froide augmente, que lorsque la puissance est uniformément répartie (cf. figure 219 et § 4.5.1). Cette température semble également augmenter avec le taux de remplissage, sauf pour une température de source froide de 70°C où elle augmente très fortement pour un remplissage à 50 % ; en comparaison lors d'une puissance uniformément répartie, cette température diminuait avec l'augmentation du taux de remplissage et de la température de source froide ;
- la différence de températures avant assèchement augmente avec le taux de remplissage (sauf pour le point à 70°C et 50 %). Comme pour une répartition uniforme de la puissance, les niveaux se situent entre 90 et 60°C ;
- en revanche, la différence de températures entre évaporateur et cryostat (pouvant être assimilé ici au condenseur) n'évolue pas avec la température de source froide pour un remplissage à 70 %, contrairement aux deux autres (cf. figure 221).

5.3.1.1.2 Influence de la température de source froide pour différents fluides

Les températures et différences de températures associées à l'assèchement sont présentées (cf. figure 222 et figure 223) en fonction de la température de source froide pour les différents fluides avec un remplissage à 50 % dans la configuration 1SC/3.

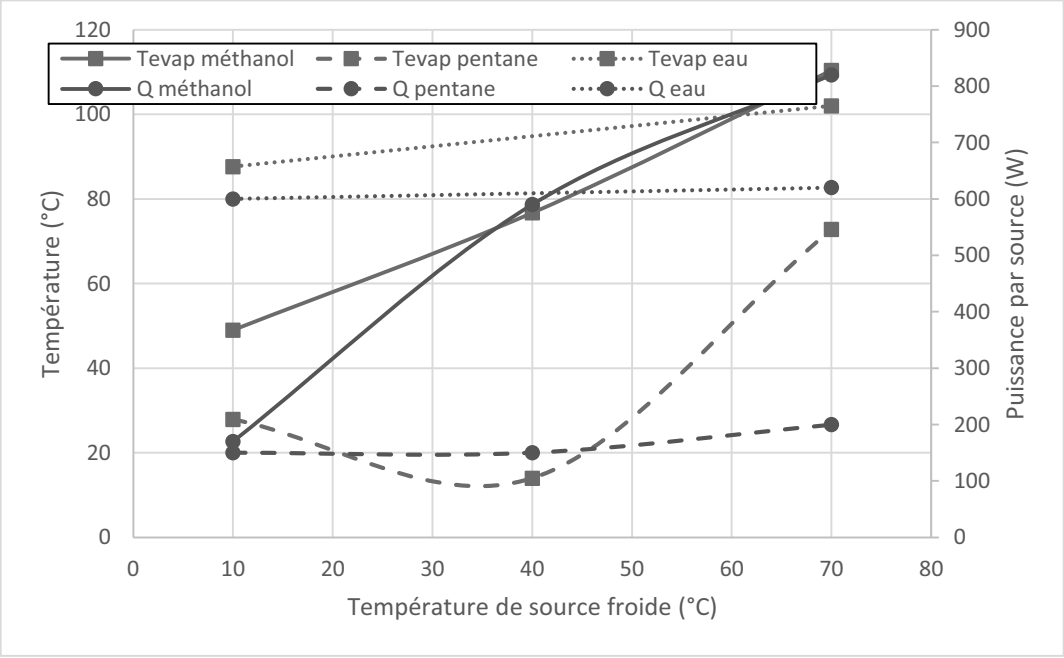


Figure 222 : Température et puissance déclenchant l'assèchement en fonction de la température de source froide pour différents fluides (*TR* = 50 %)

Nous pouvons constater que globalement le caloduc rempli avec de l'eau présente la plus haute limite de puissance à basse température de source froide mais qu'elle évolue peu

avec l'augmentation de la température de source froide. Le pentane induit les limites de puissance les plus faibles. Le caloduc rempli au méthanol montre des limites de puissance intermédiaires mais s'améliorant grandement avec l'augmentation de la température de source froide, ainsi ce fluide induit les meilleures limites à haute température de source froide.

Pour l'eau, les niveaux de $T_{évap}$ et $\Delta T_{évap\text{-}cryo}$ sont globalement similaires avec ceux observés pour le dispositif 1SC (cf. figure 185 et figure 186), les puissances évacuées sont toutefois nettement inférieures, ce qui peut être en partie attribué aux différences de performances liées aux variations de taux de remplissage locaux. Le pentane induit quant à lui des niveaux de limites d'assèchement bien plus bas lors d'une répartition non uniforme (cf. § 4.5.2).

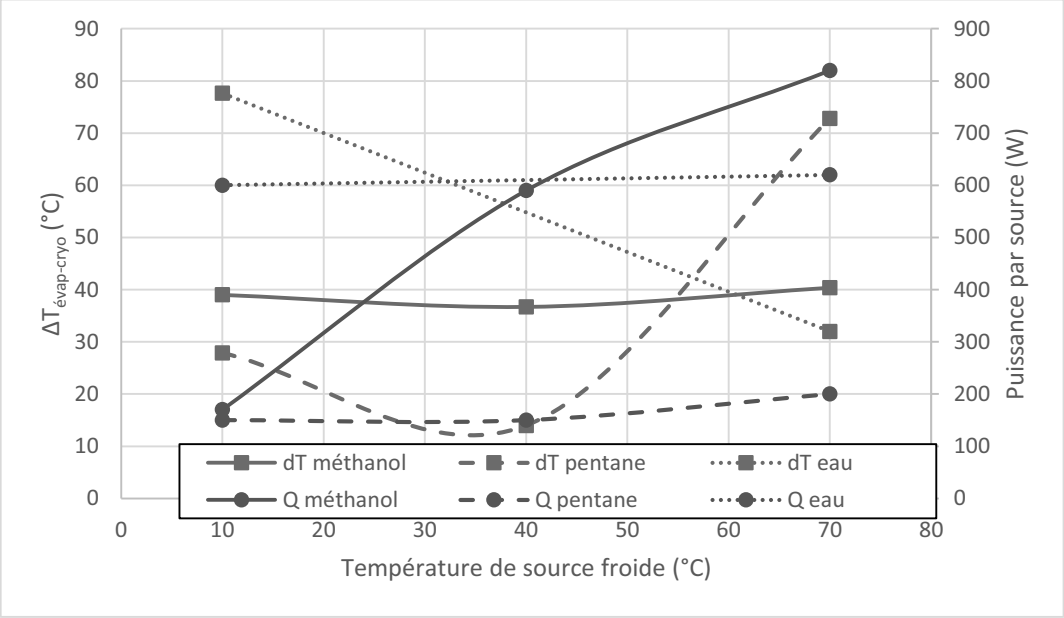


Figure 223 : Différence de températures entre évaporateur et condenseur et puissance déclenchant l'assèchement en fonction de la température de source froide pour différents fluides (*TR* = 50 %)

5.3.1.1.3 Analyses par visualisation IR (configuration 1SC/3)

Dans l'objectif de mieux comprendre, le comportement du caloduc oscillant lors de l'assèchement un relevé des températures provenant de visualisations IR a été effectué.

Pour un remplissage au méthanol à 70% et une température de source froide de 10°C, la puissance est augmentée initialement dans la source S3 à 400 W depuis un régime d'équilibre à 300 W.

Le placement des différents points de mesures sur un même tube est présenté figure 224.

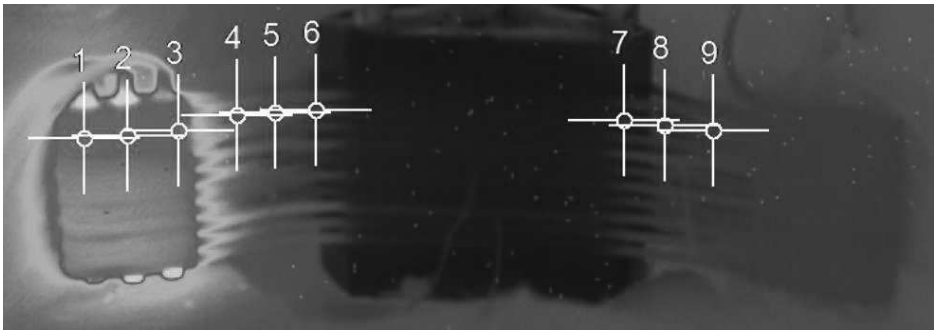


Figure 224 : Placement des points de mesures IR

Sur la figure 225, après l'assèchement de la source S3 à 400 W, qui se déclenche au-delà de 60°C (cercle rouge, 5000 s), la température de l'évaporateur augmente alors jusqu'à l'arrêt manuel de l'alimentation électrique avant déclenchement de la sécurité (cercle bleu, 9000 s). Pendant l'assèchement, les températures mesurées dans la zone adiabatique proche (Série 4, 5 et 6 sur la figure 225) augmentent également progressivement avec des oscillations marquées, tandis que dans le même temps, elles diminuent très sensiblement dans la zone adiabatique opposée à la source froide (séries 7, 8 et 9). Après l'arrêt de la puissance Q_3, les températures de S_3 et de la zone adiabatique proche vont diminuer jusqu'au redémarrage des oscillations qui prendront fin quand la chaleur emmagasinée aura été évacuée (cercle vert, 15500 s). La reprise des oscillations a lieu à une température proche mais légèrement supérieure (70°C) à celle de l'arrêt des oscillations.

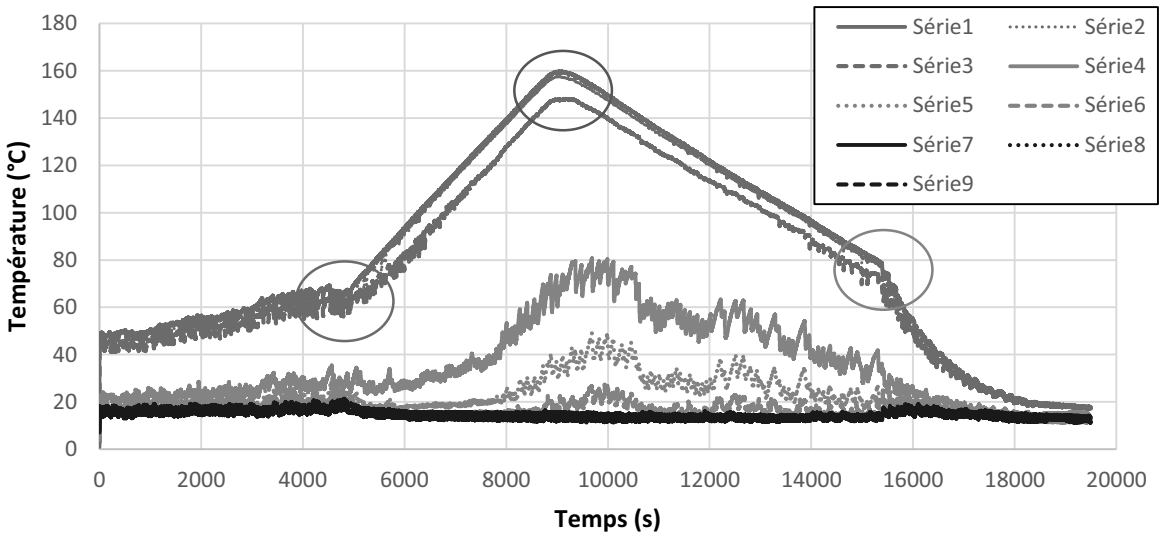


Figure 225 : Relevés de températures mesurées par visualisation IR (méthanol, TR = 70 %, T_{cryo} = 10°C)

La figure 226 présente des relevés similaires pour une puissance initiale de 1500 W et une température de source froide de 40°C. Le comportement est ici globalement identique, la différence notable étant la pente plus élevée lors de l'assèchement car la puissance injectée est plus importante, mais également le niveau plus élevé pour ces conditions expérimentales de la température avant assèchement (110°C) et lors de la reprise des oscillations (125°C).

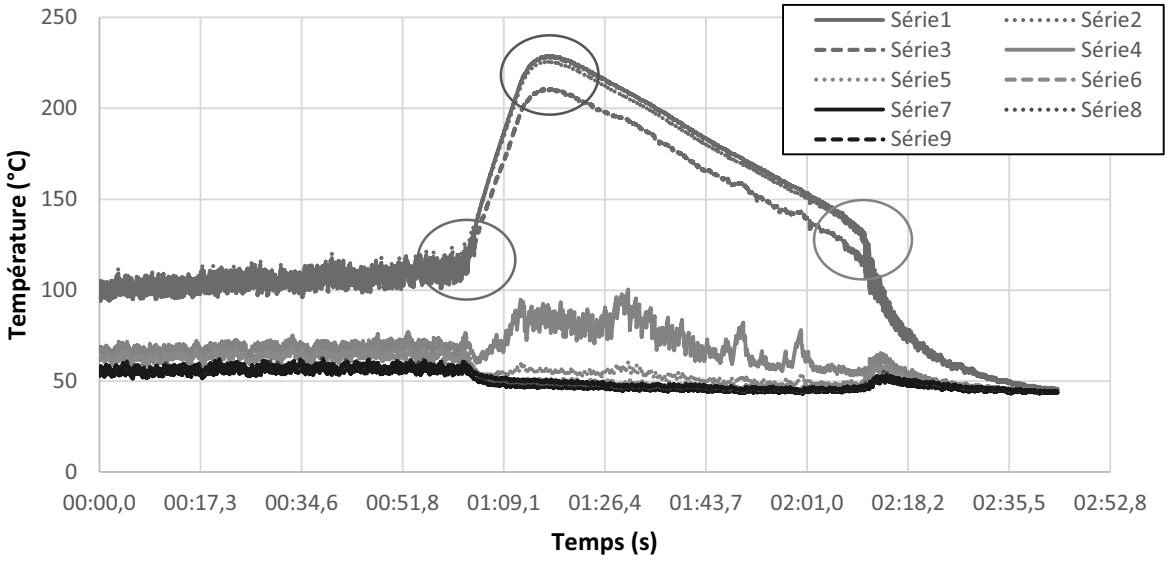


Figure 226 : Relevés de températures mesurées par visualisation IR (méthanol, TR = 70 %, T_{cryo} = 40°C)

Globalement, nous pouvons voir que l'assèchement et la reprise des oscillations semble se produire à une température similaire. Alors que pour une température trop élevée à l'évaporateur les oscillations s'arrêtent, nous pouvons voir que la zone adiabatique qui est plus basse en températures peut présenter des oscillations. L'arrêt des oscillations à l'évaporateur n'est ainsi pas synonyme d'un arrêt complet du caloduc oscillant.

5.3.1.2 Limite d'assèchement pour une puissance répartie sur deux des trois sources (configuration 2SC/3)

Pour un remplissage au pentane à TR = 50 %, avec différentes températures de source froide, nous pouvons faire les constats suivants (cf. figure 227 et figure 228) :

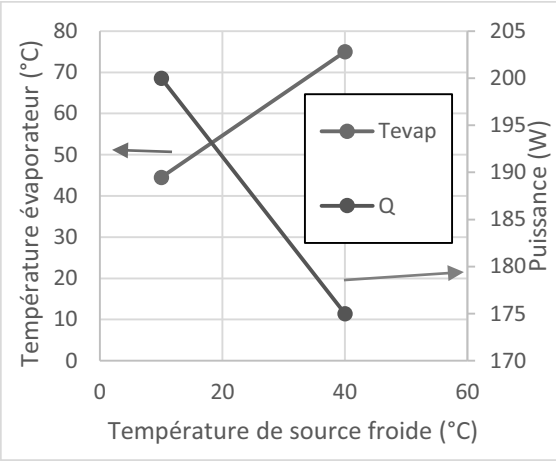


Figure 227 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, *TR* = 50 %, 2SC/3)

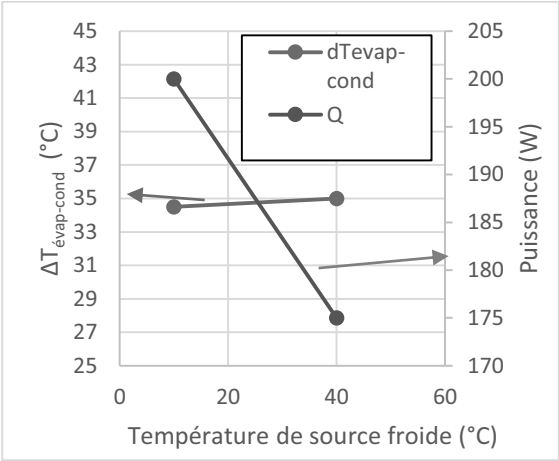


Figure 228 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide (pentane, *TR* = 50 %, 2SC/3)

- contrairement à une puissance répartie sur une seule source, la puissance limite lors de la répartition de la puissance sur deux sources, diminue avec l'augmentation de la température de source froide ;
- la température avant laquelle les oscillations s'arrêtent augmente avec la température de source froide ;
- la différence de températures entre évaporateur et source froide semble ne pas varier en fonction cette dernière.

Ces différentes évolutions vont dans le même sens que pour une puissance uniformément répartie mais à des niveaux bien inférieurs.

5.3.1.3 Influence du nombre de sources actives

Nous comparons ici les limites d'assèchement en fonction du nombre de sources actives. Dans un premier temps nous comparons la configuration 1SC/3 à la configuration 2SC/3. Pour un remplissage au pentane à 50 % et différentes températures de source froide, nous observons que la limite d'assèchement est d'autant plus faible que le nombre de sources actives est petit.

La température d'évaporateur augmente dans les deux configurations tandis que $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ semble stable pour la configuration 2SC/3 mais subit de fortes variations pour la configuration 1SC/3.

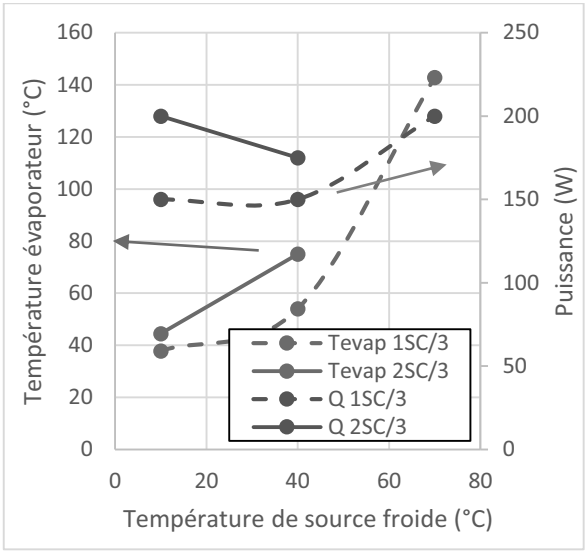


Figure 229 : Température et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux configurations (pentane, *TR* = 50 %)

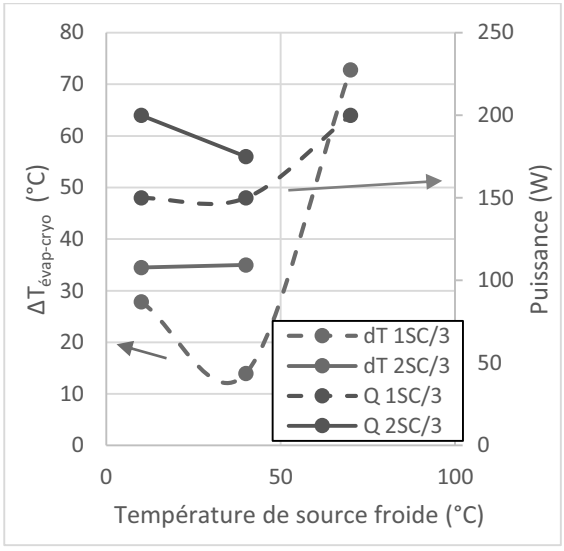


Figure 230 : $\Delta T_{évap\text{-}cond}$ et puissance avant assèchement en fonction de la température de source froide pour deux configurations (pentane, *TR* = 50 %)

5.3.2 Limite d'assèchement lors de l'augmentation de puissance dans une seule source avec puissance fixe dans les deux autres

5.3.2.1 Influence couplée de la puissance des sources fixes et du taux de remplissage

La figure 231 montre l'influence d'un écart positif ou négatif de puissance avant assèchement. Lors d'une puissance non-uniformément répartie dans les deux cas (200 W et 500 W), l'augmentation de la puissance des sources à puissance fixe et du taux de remplissage repousse la limite d'assèchement.

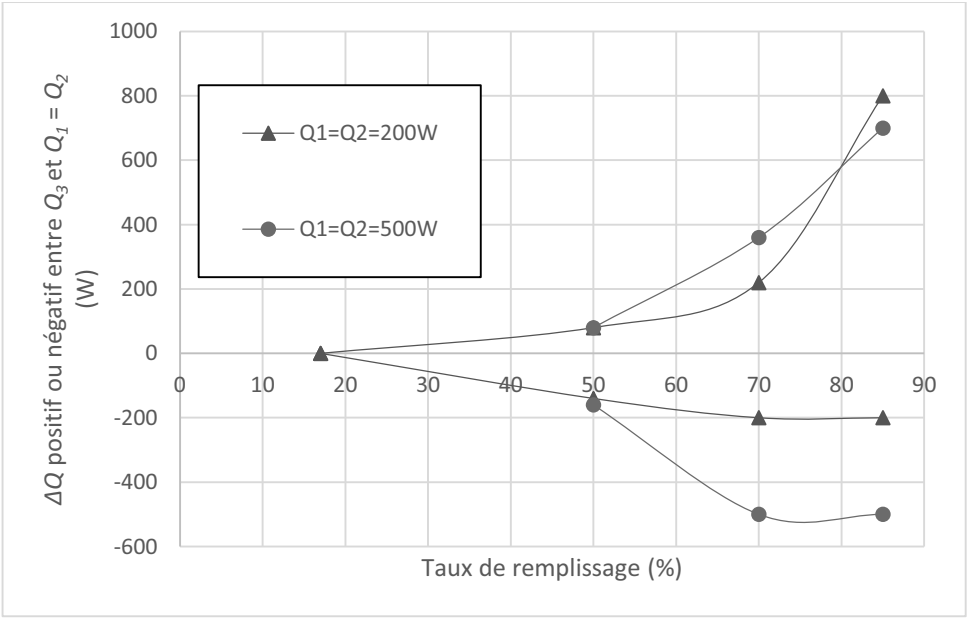


Figure 231 : Différence de puissance déclenchant avant assèchement en fonction du taux de remplissage pour différentes puissances des sources fixe (pentane, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$)

La figure 232 présente les limites d'assèchement obtenues pour un remplissage au pentane, en fonction de *TR* (l'écart de puissance entre Q_3 et $Q_1 = Q_2$ pour la figure 232 en haut à gauche, l'écart de températures entre T_3 et $T_1 = T_2$ en haut à droite et la température de la source S_3 en bas)

Nous pouvons voir que, pour une puissance de 500 W dans les sources fixes, la température évaporateur avant assèchement augmente avec l'accroissement du taux de remplissage, mais cette augmentation est plus réduite entre 70 et 85 % comparé aux deux autres puissances ; cela résulte, pour la configuration où $Q_1 = Q_2 = 500$ W, par une différence de température entre sources et donc de puissance inférieures aux deux autres valeurs de puissance.

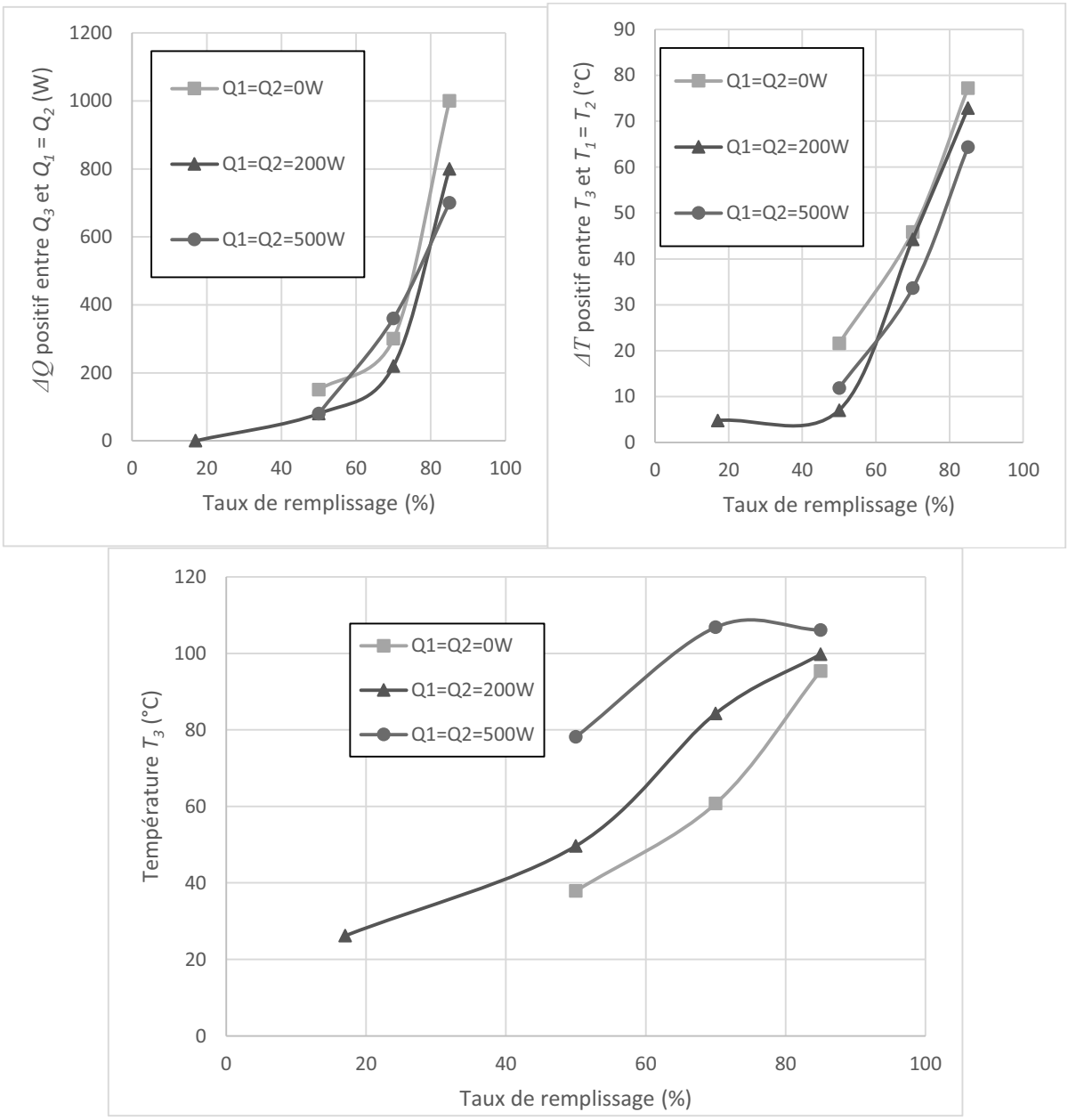


Figure 232 : Limites d'assèchement pour différentes températures de source froide en fonction du taux de remplissage (pentane, T_{cryo} = 10°C, $Q_1 = Q_2$)

5.3.2.2 Influence couplée de la température de source froide et de la puissance des sources fixes pour différents fluides

Les figures suivantes présentent l'influence du fluide sur les limites d'assèchement en fonction de la puissance dans les deux sources fixes $Q_1 = Q_2$ dans la figure 233, et de T_{cryo} dans la figure 234Figure 234.

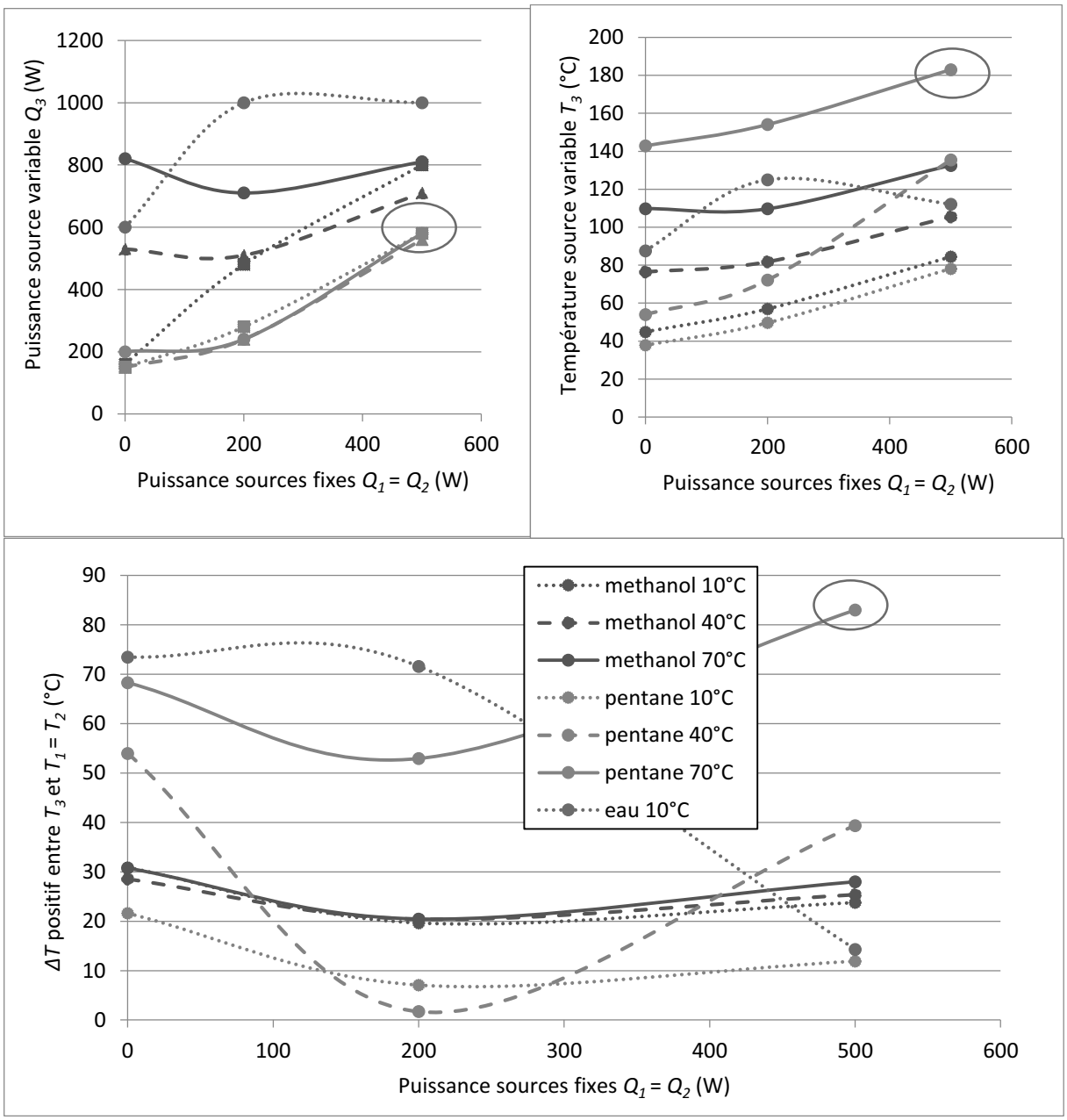


Figure 233 : Limites d'assèchement pour différents fluides et températures de source froide en fonction de la puissance dans les sources fixes (*TR* = 50% $Q_1 = Q_2$)

Nous pouvons constater que l'eau induit la limite d'assèchement la plus élevée en termes de puissance à T_{cryo} = 10°C alors que le pentane présente la plus basse. Pour le pentane et le méthanol avec une basse température de source froide, l'augmentation de la puissance des sources fixes semble globalement favorable à une limite d'assèchement plus élevée ; pour des températures de source froide de 40 et 70°C, le méthanol montre toutefois la limite d'assèchement la plus basse pour $Q_1 = Q_2$ = 200 W.

A $Q_1 = Q_2 = 500$ W, le pentane à $T_{cryo} = 70°C$ ne montre pas d'assèchement mais l'atteinte de la température de sécurité (cercle rouge) ; en effet, malgré des puissances faibles, les mauvaises performances du pentane entrainent une température avant assèchement élevée.

Malgré une température avant assèchement plus faible, le méthanol permet d'évacuer une puissance plus élevée que le pentane, grâce aux performances plus élevées que ce fluide induit. Toutefois pour ce fluide, l'augmentation de la température de source froide semble ne pas avoir d'influence sur la différence de température avant assèchement, ce qui permet d'évacuer une puissance plus élevée.

Nous pouvons voir figure 34 qu'avec le méthanol, l'augmentation de la température de source froide semble favorable aux limites d'assèchement, notamment lors d'une puissance des sources fixes de 0 ou 200 W ; pour une puissance de 500 W, l'influence est plus mitigée.

Avec le pentane, la température de source froide ne semble pas présenter d'influence notable sur la puissance déclenchant l'assèchement.

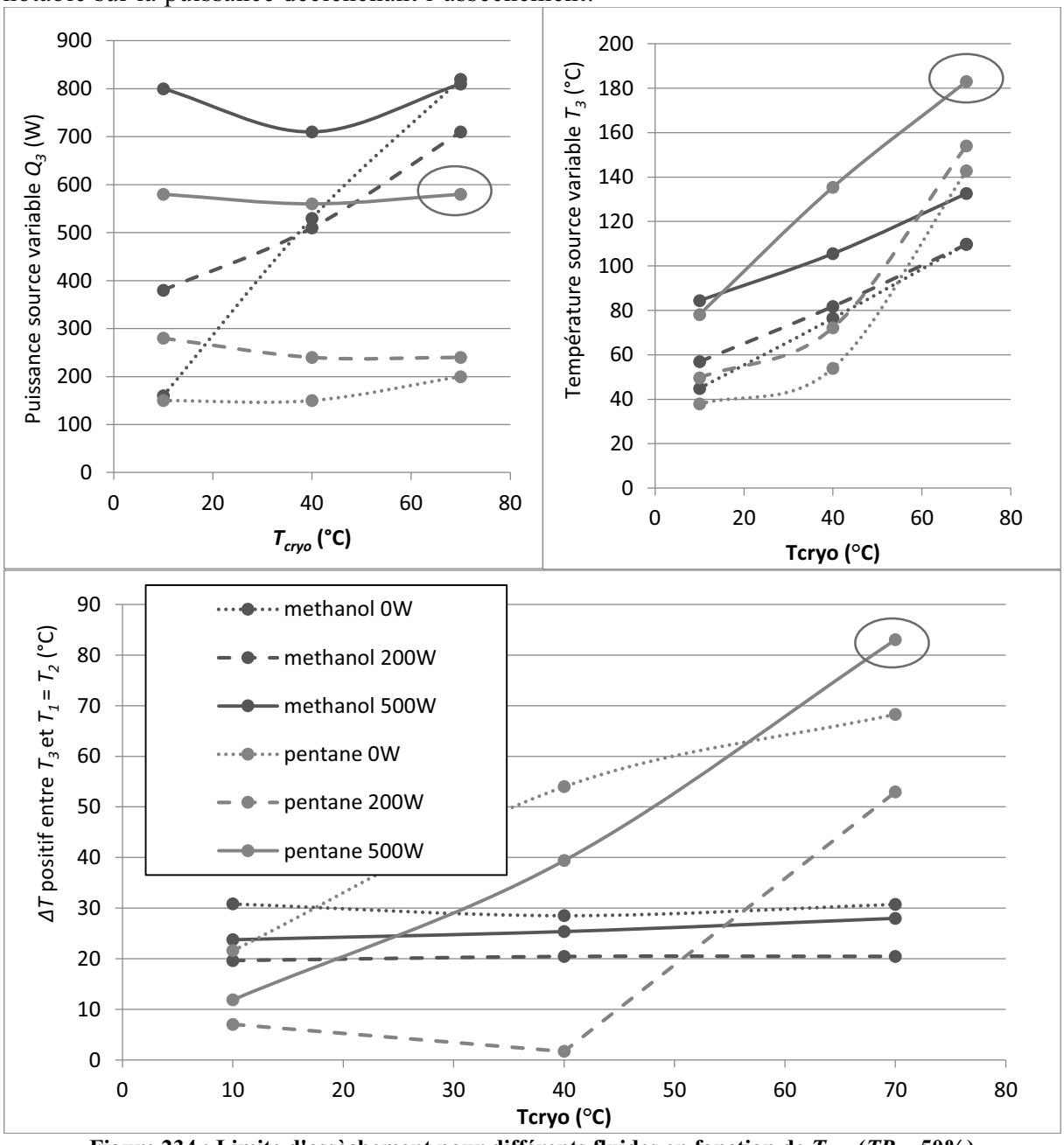


Figure 234 : Limite d'assèchement pour différents fluides en fonction de T_{cryo} (TR = 50%)

Conclusion

En conclusion de ce chapitre, les performances et limites d'assèchement sont influencées par une répartition de la puissance sur les sources. En effet, un écart de puissances et donc de températures entre les sources peut amener des taux de remplissage locaux différents. Les performances sont ainsi affectés à la fois par la température locale mais également le rapprochement ou non du taux de remplissage local de l'optimum. Des performances inférieures ou supérieures à une puissance uniformément répartie peuvent ainsi être obtenues. Après la construction d'un modèle permettant de prévoir ces influences, un contrôle pourrait être envisagé.

Même si des comportements similaires avec ceux obtenus lors d'une puissance uniformément répartie peuvent être observés, nous pouvons noter quelques différences majeures. Tout d'abord, la limite d'assèchement est bien plus basse lors de la répartition de la puissance sur une partie des sources (globalement 40 fois inférieure pour la configuration 1SC/3 et 10 fois inférieure pour la configuration 2SC/3 comparées à une répartition uniforme).

Une répartition non-uniforme de la puissance est possible mais les écarts de puissances avant assèchement sont limités. La valeur de l'écart mais également la proportion de sources subissant cet écart par rapport aux nombres de sources totales, vont ainsi fortement influencer les performances et limites d'assèchement. Dans ces deux configurations, un taux de remplissage supérieur à ce qui a été mesurée en configuration 3SC (85 %) semble favorable aux limites d'assèchements.

Les différents paramètres comme la température de source froide, la puissance ou le taux de remplissage sont des éléments très importants à prendre en compte, tant du point de vu des performances que des limites d'assèchement. Leurs influences sont bien évidement différentes suivant le fluide utilisé mais peuvent également changer lors d'une répartition non-uniforme de la puissance.

Conclusion générale et perspectives

La science et la technologie ont depuis toujours modifié profondément la vie humaine ainsi que son environnement. L'accent est aujourd'hui fortement porté sur l'énergie, même si elle a toujours été source de défis majeurs. Les industries automobile et aéronautique en sont notamment les pionnières, car ayant les yeux rivés vers de nouvelles technologies. Elles cherchent constamment à augmenter la puissance de leurs équipements et à en réduire l'encombrement mais cela n'est pas sans conséquences. Les dissipations thermiques devant être évacuées ont ainsi grandement augmenté ne pouvant plus être prises en charge par les solutions de refroidissement actuelles.

L'utilisation de systèmes diphasiques permettant de transporter la chaleur n'est pas nouvelle. De nombreux dispositifs ont petit à petit vu le jour jusqu'à l'aboutissement du caloduc oscillant. Cette technologie, simple de réalisation et économique, se présente comme une solution de contrôle thermique prometteuse. En effet, grâce à son fonctionnement passif et ses performances de transfert élevées, celui-ci pourrait vite devenir un outil de refroidissement indispensable parmi d'autres. Même s'il est étudié depuis plus d'une vingtaine d'années, son comportement thermo-fluidique complexe ne permet toutefois pas à nos jours de l'utiliser facilement en tant qu'outil de transfert thermique. Il est ainsi encore nécessaire de l'étudier, que ce soit théoriquement ou expérimentalement.

Dans le cadre du projet FUI OPTIMAL, Bonnenfant *et al.* (9) ont analysé les performances du PHP dans un contexte aéronautique. Celles–ci ont su convaincre différents partenaires industriels et académiques de construire le projet ANR-AARDECO (Automobile et Aéronautique Regroupement pour le DEveloppement de Caloducs Oscillants), dans l'objectif de mieux comprendre le fonctionnement de ce système en particulier. Les différentes missions de cette thèse s'inscrivent ainsi dans les lots de ce projet, afin d'évaluer l'utilisation potentielle du caloduc oscillant dans un contexte aéronautique et automobile, mais également de prouver son potentiel de performances en termes de puissances et de densités de puissances évacuées, tout en étudiant la possibilité de gérer une répartition non-uniforme de cette puissance.

Dans un premier chapitre de cette thèse, nous avons décrit ce qu'est un caloduc oscillant et ses principaux mécanismes de fonctionnement. Nous avons ensuite présenté l'état de l'art actuel et notamment une synthèse des développements de cette technologie. Puis à travers une étude bibliographique nous avons présenté plus spécifiquement les différents paramètres influençant le fonctionnement du PHP, l'attention étant toutefois essentiellement concentrée sur nos objectifs comme l'application du caloduc oscillant à un contexte aéronautique et automobile ou à une répartition non-uniforme de la puissance injectée.

Le second chapitre a été consacré à l'impact des contraintes rencontrées dans un contexte aéronautique et automobile sur le fonctionnement du caloduc oscillant développé dans le cadre de la thèse de Bonnenfant (9). Les limites de fonctionnement et performances ont notamment été étudiées, comme les conditions requises à son démarrage, la répétabilité et stabilité de ses performances dans le temps. Nous avons alors pu constater que, malgré son fonctionnement globalement répétable, il faut être prudent quant à la façon dont il est utilisé. Le fonctionnement du PHP est toutefois robuste et en ajoutant l'étude de l'impact de contraintes dynamiques, comme le changement brusque de l'orientation, de la puissance ou de la température de source froide, ainsi qu'en dernier lieu, de l'influence de vibrations caractéristiques d'un vol aéronautique, nous pouvons voir que le PHP peut être utilisé dans ce contexte. Nos études paramétriques étant toutefois limitées, de nombreux

approfondissements restent à effectuer, comme l'influence de vibrations à très basses fréquences (< 10 Hz). En effet, même si nos études ont permis de préparer le processus de qualification d'un caloduc oscillant, elles ne peuvent remplacer des études menées directement sur le dispositif visant à être intégré dans un avion ou une voiture.

Un troisième chapitre a présenté les deux caloducs oscillants qui ont été étudiés dans les chapitres suivants. Ceux-ci avaient notamment un double objectif, l'extension des caractérisations à des puissances thermiques et densités de flux de chaleur plus importantes que ce qu'il est habituel de rencontrer, et l'étude de la gestion thermique d'une répartition non-uniforme de la chaleur. Ceux-ci ont notamment nécessité un dimensionnement et une géométrie particuliers.

Le quatrième chapitre a été consacré à l'étude de notre premier objectif, la caractérisation d'un dispositif à haute puissance et densité de puissance. Nous y avons notamment observé que le dispositif à trois sources chaudes (3SC) permet de transférer des puissances pouvant dépasser 8,4 kW et des densités de flux supérieures à 53 W/cm². Ces valeurs, impressionnantes comparées à d'autres dispositifs et à la littérature, ne sont toutefois pas encore représentatives des limites d'utilisation d'un caloduc oscillant. A travers des visualisations infrarouges réalisées sur le dispositif 3SC, en complément d'analyses paramétriques sur trois fluides, nous avons pu mieux comprendre l'influence de différents paramètres sur ces performances et le lien avec les propriétés thermo-physiques des fluides. Le taux de remplissage, la température de source froide et la puissance sont ainsi des paramètres affectant grandement les performances et les limites d'assèchement du PHP. Globalement, avec l'accroissement de la température de source froide pour tous les dispositifs, les performances du PHP rempli avec de l'eau s'améliorent, et la limite d'assèchement avec le pentane diminue. Le pentane montre une amélioration des performances avec la diminution du taux de remplissage de 85 à 50 % ; un taux de remplissage très élevé provoque toutefois un assèchement rapide du PHP.

Pour finir, dans le dernier chapitre, nous avons regardé le comportement du PHP lors d'une sollicitation thermique seulement sur une partie de ses sources chaudes (1SC/3 ou 2SC/3). Même si les comportements restent globalement similaires avec ceux obtenus pour une puissance uniformément répartie, la limite d'assèchement d'autant plus basse que le nombre de sources sollicitées est faible (jusqu'à 40 fois inférieure à la configuration 3SC pour la configuration 1SC/3 et 10 fois inférieure pour la configuration 2SC/3). Nous avons ensuite étudié l'influence d'une répartition non-uniforme de la puissance, et découvert que l'assèchement du caloduc oscillant limite les écarts de puissance possible entre les sources. Cela a été l'occasion de constater que la valeur et la proportion des sources subissant un écart de puissance par rapport au nombre de sources totales vont fortement influencer les performances et limites d'assèchement. Dans toutes ces configurations non-uniformes, un taux de remplissage très élevé (85 %) semble favorable à repousser les limites d'assèchements. En effet, nous avons pu constater que l'écart de puissance entre sources chaudes est également à même de modifier le taux de remplissage local à travers les gradients de températures. Finalement, nous avons étendu les études paramétriques précédentes à des configurations de répartition de puissances non-uniformes. Nous y avons finalement constaté que les influences précédemment observées, même si globalement similaires à la configuration 3SC, pouvaient changer avec la répartition de la puissance.

Finalement, à l'issue de cette thèse et fort de tous nos constats, nous pouvons dégager de nombreux points à éclaircir et qui permettront de mieux comprendre le fonctionnement des caloducs oscillants en général. Nos études paramétriques peuvent être complétées sur de nombreux points. D'autres dispositifs avaient également été envisagés pour approfondir

l'étude de l'influence de la répartition de la puissance : par exemple, des dispositifs de géométrie identique mais ayant une disposition des sources chaudes en parallèle plutôt qu'en série, comme c'est le cas pour le dispositif 3SC. L'extension des visualisations infrarouges et des analyses fréquentielles pourraient également agrémenter nos études sur le lien entre propriétés thermo-physiques et performances qu'il reste encore à démontrer. De plus, les limites de fonctionnement, comme l'assèchement, et l'influence des vibrations mériteraient plus d'attention. Maintenant, un lien avec les travaux de modélisation des caloducs oscillants est nécessaire afin de faire converger toutes ces études vers un socle de connaissances commun et propre aux communautés scientifique et industrielle.

Bibliographie

1. Perkins AM, inventor; Mode of heating buildings and evaporation fluids. Etats-Unis d'Amérique patent 888. 1838 Août 20.
2. Gaugler RS, inventor; Heat transfer device. Etats-Unis d'Amérique, patent 2350348. 1944 Juin 6.
3. Grover GM, inventor; Evaporation-condensation heat transfer device. Etats-Unis d'Amérique, patent 3229759. 1963 Décembre 2.
4. Gerasimov YF, Maydanik YF, inventors; Heat pipe. Ex-URSS, patent 449213. 1974.
5. Smyrnov G, Savchenkov G, inventors; Ex-URSS patent 504065. 1975.
6. Akachi H, inventor; Structure of a heat pipe. Etats-Unis d'Amérique, patent 4921041 A. 1990 Mai 1.
7. Akachi H, inventor; Structure of micro-heat pipe. Etats-Unis d'Amérique, patent 5219020 A. 1993 Juin 15.
8. Akachi H, inventor; L-type Heat sink. Etats-Unis d'Amérique, patent 5490558 A. 1996 Février 13.
9. Bonnenfant JF. Analyse expérimentale et modélisation de caloducs oscillants en contexte aéronautique: Thèse de l'Université - ENSMA; 3 Juillet 2013.
10. Khandekar S, Gautam AP, Sharma PK. Multiple quasi-steady states in a closed loop pulsating heat pipe. International Journal of Thermal Sciences. 2009; 48: p. 535-546.
11. Soponpongpipat N, Sakulchangsatjaati P, Kammuang-lue N, Terdtoon P. Investigation of the start-up condition of a closed-loop oscillating heat pipe. Heat Transfer Engineering. 2009; 30: p. 626-642.
12. Zhang Y, Faghri A. Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes. Heat Transfer Engineering. 2008; 29: p. 20-44.
13. Khandekar S, Panigrahi PK, Lefèvre F, Bonjour J. Local hydrodynamics of flow in a pulsating heat pipe : a review. Frontiers in Heat Pipes. 2010; 1: p. 1-20.
14. Khandekar S. Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes: Thèse de l'Université - Stuttgart University; 19 juillet 2004.
15. Khandekar S, Groll M. Closed and open loop pulsating heat pipes. In 13th International Heat Pipe Conference; 2004; Shanghai.
16. Romestant C. Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosyphons soumis à de fortes accélérations: Thèse de l'Université - ENSMA et Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées; 24 Novembre 2000.
17. Nukiyama S. Film boiling water on thin wires. The Japan Society of Mechanical Engineers. 1934; 37.
18. Khandekar S. On the definition of pulsating heat pipes : an overview. In 5th Minsk International Seminar (Heat Pipes, Heat Pumps and Refrigerators); 2003; Minsk.
19. Nikolayev VS. Oscillating menisci and liquid films at evaporation/condensation. In 17th International Heat Pipe Conference; 2013; Kanpur.
20. Nikolayev VS. Oscillatory instability of the gas-liquid meniscus in a capillary under the imposed temperature difference. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013; 64: p. 313-321.
21. Nikolayev VS. Effect of tube heat conduction on the single branch pulsating heat pipe start-up. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016; 95: p. 477-487.
22. Gully P, Bonnet F, Nikolayev VS, Luchier N, Tran TQ. Evaluation of the vapor thermodynamic state in PHP. In 17th International Heat Pipe Conference; 2013; Kanpur.

23. Fourgeaud L. Analyse de la dynamique du film liquide dans un caloduc oscillant: Thèse de l'Université - CEA/SBT Grenoble; 20 Septembre 2016.
24. Rao M. Thermo-hydrodynamics of an extended meniscus as unit-cell approach of pulsating heat pipe. 18 Septembre 2015. Thèse de l'université - INSA Lyon.
25. Rao M, Frédéric L, Khandekar S, Bonjour J. Understanding transport mechanism of a self-sustained thermally driven oscillating two-phase system in a capillary tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013; 65: p. 451-459.
26. Chauris N, Ayel V, Bertin Y, Romestant C. Evaporation of a liquid film deposited on a capillary heated tube: Experimental analysis by infrared thermography of its thermal footprint. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015; 86: p. 492-507.
27. Intel. Intel Core 2 Extreme Quad-core Processor QX6000 Sequence and Intel Core Quad Processor Q6000 Sequence. 2007..
28. Rutter D. Dan's Data. [Online].; 2003 [cited 2016 novembre 11. Available from: http://www.dansdata.com/ncu1000.htm.
29. Akachi H. Stereo-type heat lane heat sink. In 10th International Heat Pipe Conference; 1997; Stuttgart.
30. Akachi H. Thermal control of IGBT modules in traction drives bu pulsating heat pipes. In 10th International Heat Pipe Conference; 1997; Suttgart.
31. Rittidech S, Dangeton W, Soponronnarit S. Closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) air-pre-heater for energy thrift in a dryer. Applied Energy. 2005; 81: p. 198-208.
32. Arab M, Soltanieh M, Shafii MB. Experimental investigation of extra-long pulsating heat pipe application in solar water heaters. Experimental Thermal and Fluid Science. 2012; 42: p. 6-15.
33. Chumnumwat S, Charoensawan P. Temperature controller of paddy bulk with closed-loop oscillating heat pipe. In 16th International Heat Pipe Conf.; 2012; Lyon.
34. CEA , inventor; Refroidissement de composants electroniques et/ou electriques par caloduc pulse et element de conduction thermique. Europe patent EP 3011249. 2016.
35. Palo Alto Research Center Incorporated , inventor; Integrated thin film evaporation thermal spreader and planar heat pipe heat sink. Europe patent EP 2757584. 2014.
36. Palo Alto Research Center Incorporated , inventor; Pulsating heat pipe spreader for ink jet printer. Europe patent EP 2738006. 2014.
37. ABB Research Ltd , inventor; Heat exchanger based on pulsating heat pipe principle. Europe patent EP 2444770A1. 2010.
38. ABB Technology Ag , inventor; Dispositif d'échange thermique basé sur un caloduc pulsatoire. Monde patent EP 2015049388. 2015.
39. ABB Technology Oy , inventor; Cooling element. Europe patent EP 20160054074. 2016.
40. Uniheat S.R.L. , inventor; Dispositif d'échange de chaleur fait d'une matière polymère. Monde patent WO 2010055542A2. 2010.
41. Thermavant Technologies Llc , inventor; Multiple Thermal Circuit Heat Spreader. Monde patent US 20130133871. 2010.
42. Thermal Corp , inventor; Integrated thermal architecture for thermal management of high power electronics. Monde patent US 6388882. 2001.
43. Integral Laser Solutions , inventor; Thin disk laser operations with unique thermal management. Monde patent US8213471. 2010.
44. Koninklijke Philips N.V. , inventor; Fixating pulsating heat pipes. Monde patent WO 2014207692. 2014.

45. The Boeing Company , inventor; Cooling apparatus, system, and associated method. Monde patent US 7345877. 2008.
46. Gallmetzer G, Nelles F, Martin K, inventors; Monde patent US20110259556. 2008.
47. Korea Advanced Institute Of Science And Technology , inventor; Flat plate pulsating heat pipe applicable at various angles and method for manufacturing same. Monde patent WO2016060350. 2016.
48. Honeywell International Inc. , inventor; Nonlinear oscillator for vibration energy harvesting. Etats-Unis patent US 20110095648 A1. 2011 avril 28.
49. Zaonzi Co.Ltd , inventor; Led lighting device and streetlight device having same. Monde patent WO 2012033280. 2012 mars 15.
50. United Technologies Corporation , inventor; Oscillating heat pipe for thermal management of gas turbine engines. Etats-Unis d'Amérique patent US20140165570. 2014 juin 19.
51. Liu X, Chen Y, Shi M. Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes(CLPHPs). International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013; 65: p. 224-233.
52. Yang H, Khandekar S, Groll M. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. Applied Thermal Engineering. 2008; 28: p. 49-59.
53. Kammuang-lue N, Sakilchangsatjatai P, Terdtoon P. Multiple heat source arrangements of a vertical closed-loop pulsating heat pipe. In 10th International Heat Pipe Symposium; 2011; Taipei.
54. Jiansheng W, Zhenchuan W, Meijun L. Thermal performance of a pulsating heat pipes with different heating patterns. Applied Thermal Engineering. 2014; 64: p. 209-212.
55. Mangini D, Mameli M, Georgoulas A, Araneo L, Filippeschi S, Marengo M. A pulsating heat pipe for space applications : Ground and microgravity experiments. International Journal of Thermal Sciences. 2015; 95: p. 53-63.
56. Ayel V, Bertin Y, Romestant C, Burban G. Experimental study of pulsating heat pipes tested in horizontal and vertical positions. In 15th International Heat Pipe Conference; 2010; Clemson.
57. Borgmeyer B, Wilson C, Winholtz RA, Ma HB. Heat Transport Capability and Fluid Flow Neutron Radiography of Three-Dimensional Oscillating Heat Pipes. Journal of Heat Transfer. 2010; 132.
58. Mameli M, Manno V, Filippeschi S, Marengo M. Thermal instability of a closed loop pulsating heat pipe : combined effect of orientation and filling ratio. Experimental Thermal and Fluid Science. 2014; 59: p. 222-229.
59. Xian H, Yang YL, Du X. Heat transfer characteristics of oscillating heat pipe with water and ethanol as working fluids. Journal of Heat Transfer. 2010; 132: p. 1-6.
60. Mameli M, Araneo L, Filippeschi S, Marelli L, Testa R, Marengo M. Thermal response of a closed loop pulsating heat pipe under a varying gravity force. International Journal of Thermal Sciences. 2014; 80: p. 11-22.
61. Ayel V, Thevenot F, Romestant C, Bertin Y. Analyse thermo-hydraulique expérimentale d'un caloduc oscillant sous champ de gravité variable. In 21ème Congrès Français de Thermique; 2013; Gérardmer.
62. Ayel V, Araneo L, Scalambra A, Mameli M, Romestant C, Piteau A, et al. Experimental study of a closed loop flat plate pulsating heat pipe under a varying gravity force. International Journal of Thermal Sciences. 2015; 96: p. 23-34.

63. Yang H, Khandekar S, Groll M. Performance characteristics of pulsating heat pipes as integral thermal spreaders. International Journal of Thermal Sciences. 2009; 48: p. 815–824.
64. Peng H, Frank Pai P, Ma H. Nonlinear thermomechanical finite-element modeling, analysis and characterization of multi-turn oscillating heat pipes. International. Journal of Heat and Mass Transfer. 2014; 69: p. 424-437.
65. Qu J, Wang Q. Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling. Applied Energy. 2013; 112: p. 1154-1160.
66. Charoensawan P, Terdtoon P. Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes. Applied Thermal Engineering. 2008; 28: p. 460–466.
67. Promdan S, Sakulchangsatjatai P, Terdtoon P. Effects of Working Fluid and Evaporator Lengths on Startup Condition of Closed Loop Oscillating Heat Pipes. In 9th International Heat Pipe Symposium; 2008; Kuala Lumpur.
68. Qu J, Wua H, Cheng P. Start-up, heat transfer and flow characteristics of silicon-based micro pulsating heat pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2012; 55: p. 6109–6120.
69. Das SP, Nikolayev VS, Lefevre F, Pottier B, Khandekar S, Bonjour J. Thermally induced two-phase oscillating flow inside a capillary tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010; 53: p. 3905–3913.
70. Nine MJ, Tanshen R, Md. , Munkhbayar B, Chung H, Jeong H. Analysis of pressure fluctuations to evaluate thermal performance of oscillating heat pipe. Energy. 2014; 70: p. 135-142.
71. Spinato G, Borhani N, d'Entremont BP, Thome JR. Time-Strip Visualization and Thermo-Hydrodynamics in a Closed Loop Pulsating Heat Pipe. Applied Thermal Engineering. 2014.
72. Xu JL, Zhang XM. Start-up and steady thermal oscillation of a pulsating heat pipe. Heat Mass Transfer. 2005; 41: p. 685–694.
73. Mameli M, Marengo M, Khandekar S. Local heat transfer measurement and thermo-fluid characterization of a pulsating heat pipe. International Journal of Thermal Sciences. 2014; 75: p. 140-152.
74. Ayel V, Romestant C, Bertin Y, Manno V, Filippeschi S. Visualisation of flow patterns in flat plate pulsating heat pipe: influence of hydraulic behaviour on thermal performances. In 17th International Heat Pipe Conference; October 13-17, 2013; Kanpur, India.
75. Bensalem A. Contribution à l'analyse du comportement de caloducs oscillants à finalité spatiale par voies expérimentale et numérique. 28 avril 2008. Thèse de l'Université - ENSMA.
76. Han X, Wang X, Zheng H, Xu X, Chen G. Review of the development of pulsating heat pipe for heat dissipation. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016; 59: p. 692-709.
77. Prisniakov K, Marchenko O, Melikaev Y, Kravetz V, Nikolaenko YPV. About the complex influence of vibrations and gravitational fields on serviceability of heat pipes in composition of space-rocket systems. Acta Astronomica. 2004; 55: p. 509-518.
78. Guo C, Hu X, Cao W, Yu D, Tang D. Effect of mechanical vibration on flow and heat transfer characteristics in rectangular microgrooves. Applied Thermal Engineering. (2013); 52: p. 385-393.

79. Grzybowski H, Mosdorf R. Dynamics of pressure oscillations in flow boiling and condensation in the minichannel. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014; 73: p. 500–510.
80. Senjaya R, Inoue T. Effects of non-condensable gas on the performance of oscillating heat pipe, part II: Experimental study. Applied Thermal Engineering. 2014; 73: p. 1393-1400.
81. Hao T, Ma X, Lan Z, Li N, Zhao Y, Ma H. Effects of hydrophilic surface on heat transfer performance and oscillating motion for an oscillating heat pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014; 72: p. 50-65.
82. RTCA Inc. Environmental Conditions and Test Procedures for Airborne Equipment. 2010. Section 8 : Vibration.
83. Cai Q, Chen Cl, Asfia J. Operating Characteristic Investigations in Pulsating Heat Pipe. Journal of Heat Transfer. 2006; 128: p. 1329-1334.
84. Charoensawan P, Khandekar S, Groll M, Terdtoon P. Closed loop pulsating heat pipes : Part a : parametric experimental investigation. Applied Thermal Engineering. 2003; 23: p. 2009-2020.
85. Verma B, Yadav V, Srisvastava K. Heat Transfer studies in a closed loop pulsating heat pipe. In 17th International Heat Pipe Conference; 2013; Kanpur.
86. AFNOR. NF EN 1057 ISO 274. 1996..
87. Laroze S, Barreau JJ. Mécanique des structures. 1988. édition Masson.
88. CopperBenelux. Dimensionnement des tubes cuivre. [cited 2017. Available from: www.copperbenelux.org.
89. ISO. Norme ISO 13786:2007 Performance thermique des composants de bâtiment — Caractéristiques thermiques dynamiques — Méthodes de calcul §3.1.2.7. 2007..
90. Rittidech S, Terdtoon P, Tantakom P, Murakami M, Jompakdee W. Effect of inclination angles, evaporation and working fluid properties on heat transfer charracteristics of a closed-end oscillating heat pipe. In 6th International Heat Pipe Symposium; 2000; Chiang Mai (Thailand).

Annexes

Annexe A

Brevets

Année	Zone d'application	Nom	Possesseur
1990	DE/US	US 4,921,041	Actronics Kabushiki Kaisha
1993	DE/US	US 5,219,020	Actronics Kabushiki Kaisha
1998	CN/DE/EP/US	US 5,737,840	Actronics Kabushiki Kaisha
2000	CN/DE/EP/US	US 6,026,890	Actronics Kabushiki Kaisha
2001	EP/US/WO	US 6388882	Thermal Corp.
2007	CN/WO	WO 2007124652A1	Yang Hongwu
2008	CA/CN/EP/WO	US 20110259556	G. Gallmetzer, F. Nelles, K. Martin
2008	CN/EP/US/WO	US 7345877	The Boeing Company
2010	CN/EP/US	EP 2444770A1	ABB Research Ltd
2010	US/WO	WO 2010055542A2	Uniheat
2010	US/WO	US 2013/0133871	Thermavant Technologies
2010	US/WO	US 8213471	Integral Laser Solutions
2011	EP/US	EP 2520889B1	CEA
2011	CA/CN/EP/US/WO	US 20110095648	Honeywell International Inc.
2011	WO	WO 2011059177A3	Zaonzi Co. Ltd.
2012	CN/EP/US/WO	WO 2012033280	Zaonzi Co. Ltd.
2013	WO	WO 2013045850	Hispano Suiza
2014	WO	WO 2014207692	Koninklijke Philips N.V.
2014	CN/EP/US	EP 2757584	Palo Alto Research Center Incorporated
2014	EP/US/WO	US 20140166239	Zaonzi Co. Ltd.
2014	EP/US/WO	WO 2014099482	United Technologies Corporation
2014	EP/US	EP 2738006	Palo Alto Research Center Incorporated
2014	CN/EP/US/WO	US 8773855	Zaonzi Co. Ltd.
2015	CN/EP/US/WO	WO 2015049388	ABB Technology Ag
2016	WO	WO 2016060350	Korea Advanced Institute Of Science And Technology
2016	CN/EP/US	EP 20160054074	ABB Technology Oy
2016	EP/WO	EP 3011249	CEA

Tableau 11 : Brevets

Zone d'application :
CA : Canada ;
CN : Chine ;
DE : Allemagne ;
EP : Europe ;
US : Etats-Unis d'Amérique ;
WO : Monde.

Annexe B

Evolution des propriétés thermo-physiques de fluides usuels avec la température

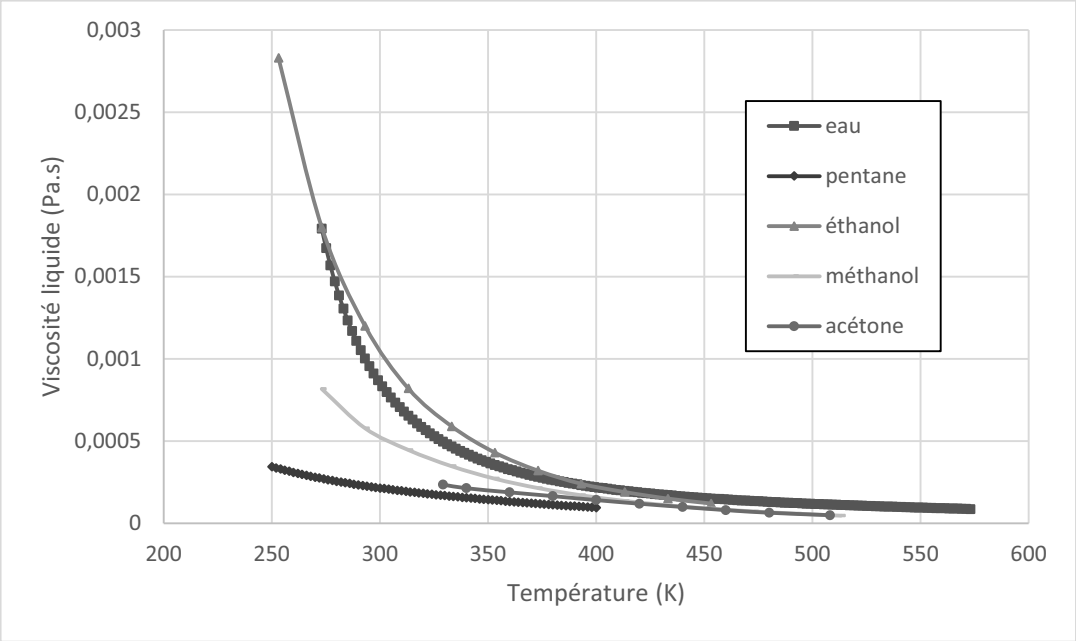


Figure 235 : Evolution de la viscosité dynamique avec la température de fluides usuels

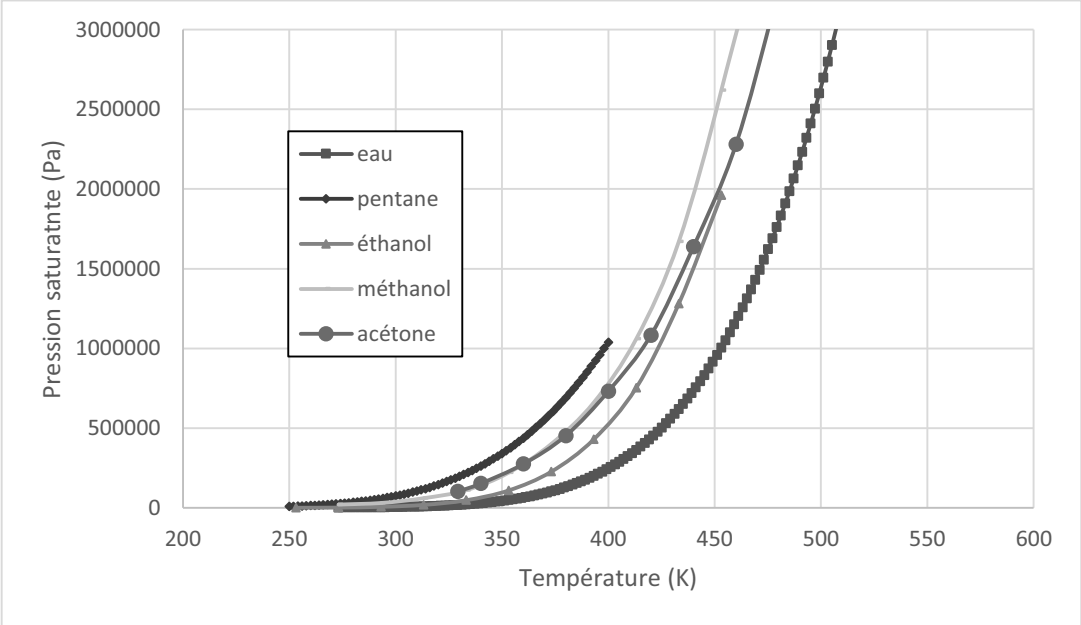


Figure 236 : Evolution de la courbe de saturation liquide – vapeur avec la température de fluides usuels

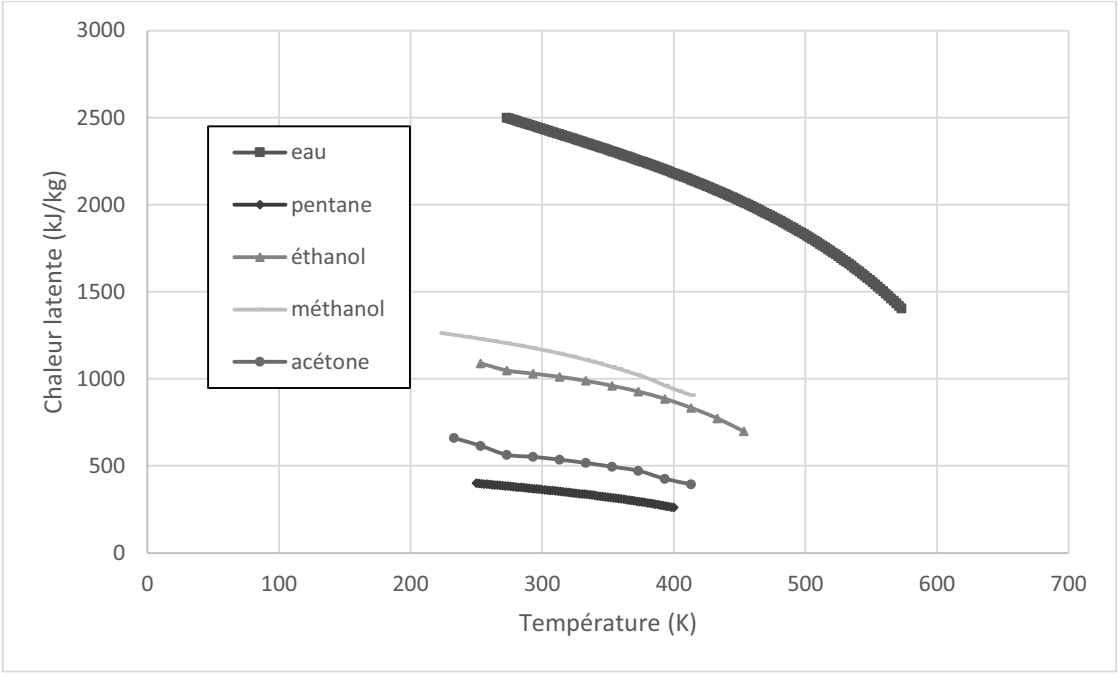


Figure 237 : Evolution de la chaleur latente avec la température de fluides usuels

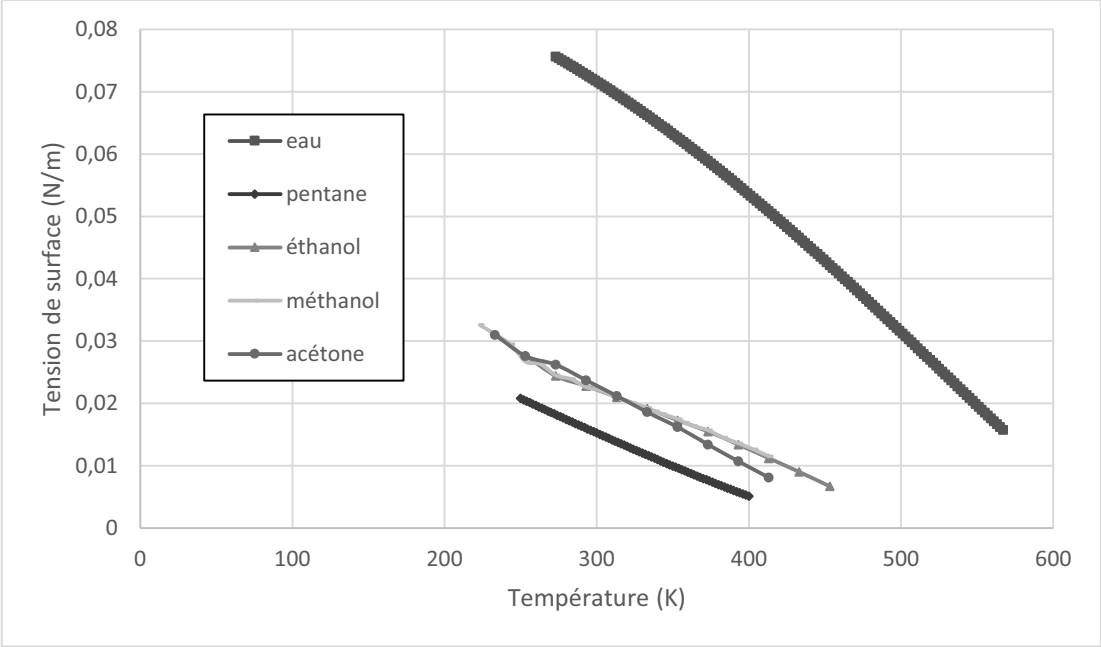


Figure 238 : Evolution de la tension de surface avec la température de fluides usuels

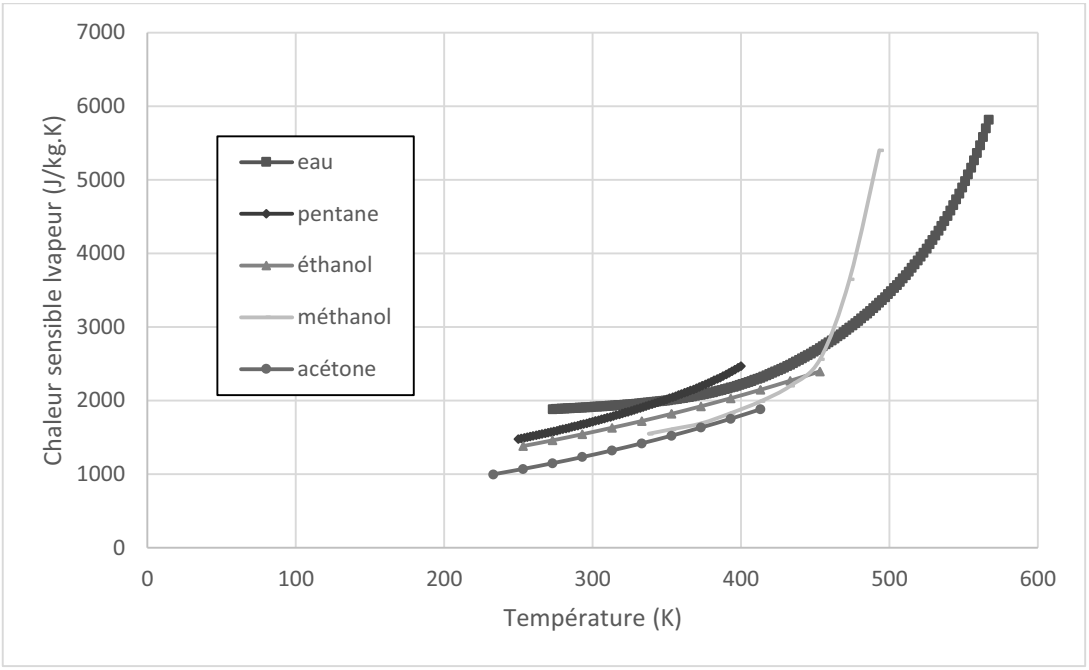


Figure 239 : Evolution de la chaleur sensible de la vapeur avec la température de fluides usuels

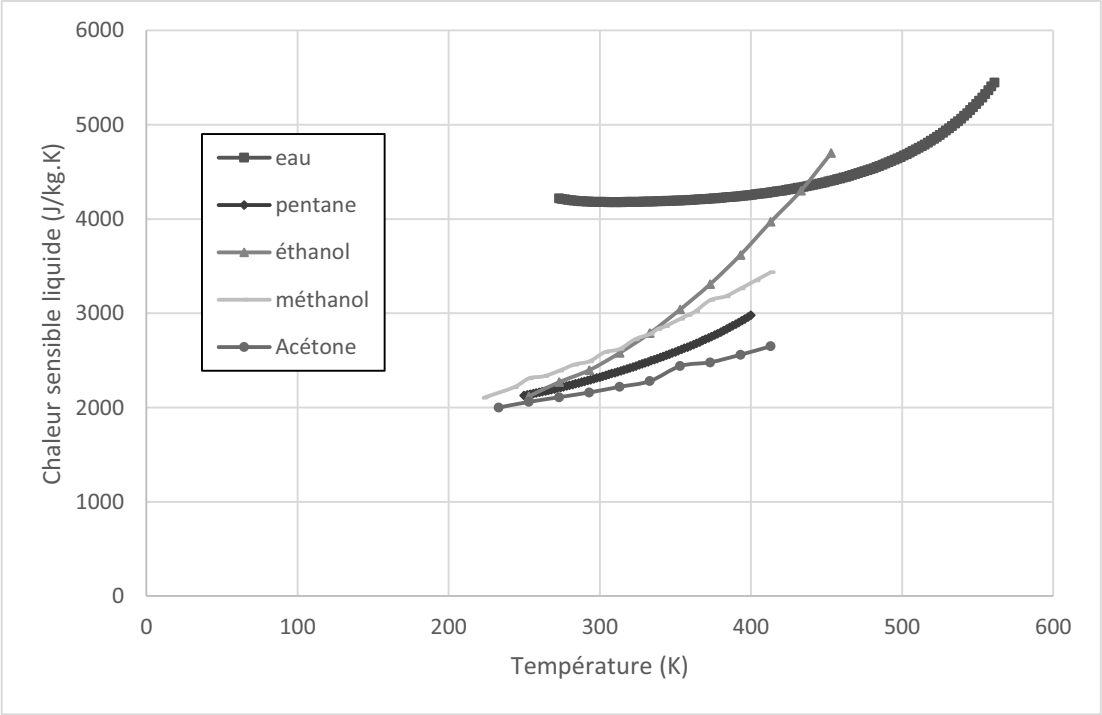


Figure 240 : Evolution de la chaleur sensible du liquide avec la température de fluides usuels

Annexe C

Fréquences naturelles de vibrations pour des éléments continus

En vue de réduire l'influence du support et de vérifier sa tenue mécanique, nous déterminons les fréquences naturelles de vibration, pour un élément continu (dans notre cas un tube) avec les deux extrémités fixées et une charge uniforme selon la longueur incluant le poids de celle-ci (cf. Tableau 12), nous obtenons :

$$f_n = \frac{K_n}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{\omega L^4}}$$

Avec :

- f_n, la fréquence naturelle du mode vibratoire n ;
- K_n, le coefficient du mode vibratoire n ;
- g, l'accélération gravitationnelle (9,81 m²/s) ;
- E, le module d'élasticité (E_{alu} = 7,0 *10^{10} Pa, E_{acier} = 2,0 *10^{11} Pa) ;
- L, la longueur ;
- w, la charge par unité de longueur incluant le poids (nous prenons 2X le poids de l'élément considéré (ρ_{alu} = 2698 kg/m^3, ρ_{acier} = 7850 kg/m^3) ;
- I, le moment d'inertie surfacique tel que :

$$I_{tube} = \frac{\pi}{4}\left({r_{ext}}^4 - {r_{int}}^4\right) \; ou \; I_{poutre\ creuse} = \frac{\left({L_{ext}}^4 - {L_{int}}^4\right)}{12}$$

avec r le rayon du tube.

$r_{int,\ alu}$ = 1,2 mm ; $L_{int,\ acier}$ = 26 mm ;

$r_{ext,\ alu}$ = 2,6 mm ; $L_{ext,\ acier}$ = 30 mm.

16.7 Tables

TABLE 16.1 Natural frequencies of vibration for continuous members

NOTATION: f = natural frequency (cycles per second); K_n = constant where n refers to the mode of vibration; g = gravitational acceleration (units consistent with length dimension); E = modulus of elasticity; I = area moment of inertia; $D = Et^3/12(1-\nu^2)$

Case no. and description		Natural frequencies
1. Uniform beam; both ends simply supported	1a. Center load W, beam weight negligible	$f_1 = \frac{6.93}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{Wl^3}}$
	1b. Uniform load w per unit length including beam weight	$f_n = \frac{K_n}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{wl^4}}$ — Mode 1: K_n 9.87, Nodal position/l 0.0 1.00; Mode 2: 39.5, 0.0 0.50 1.00; Mode 3: 88.8, 0.0 0.33 0.67 1.00; Mode 4: 158, 0.0 0.25 0.50 0.75 1.00; Mode 5: 247, 0.0 0.20 0.40 0.60 0.80 1.00 — Ref. 22
	1c. Uniform load w per unit length plus a center load W	$f_1 = \frac{6.93}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{Wl^3 + 0.486wl^4}}$ approximately
2. Uniform beam; both ends fixed	2a. Center load W, beam weight negligible	$f_1 = \frac{13.86}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{Wl^3}}$
	2b. Uniform load w per unit length including beam weight	$f_n = \frac{K_n}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{wl^4}}$ — Mode 1: K_n 22.4, Nodal position/l 0.0 1.00; Mode 2: 61.7, 0.0 0.50 1.00; Mode 3: 121, 0.0 0.36 0.64 1.00; Mode 4: 200, 0.0 0.28 0.50 0.72 1.00; Mode 5: 299, 0.0 0.23 0.41 0.59 0.77 1.00 — Ref. 22
	2c. Uniform load w per unit length plus a center load W	$f_1 = \frac{13.86}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{Wl^3 + 0.383wl^4}}$ approximately
3. Uniform beam; left end fixed, right end free (cantilever)	3a. Right end load W, beam weight negligible	$f_1 = \frac{1.732}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{Wl^3}}$
	3b. Uniform load w per unit length including beam weight	$f_n = \frac{K_n}{2\pi}\sqrt{\frac{EIg}{wl^4}}$ — Mode 1: K_n 3.52, Nodal position/l 0.0; Mode 2: 22.0, 0.0 0.783; Mode 3: 61.7, 0.0 0.504 0.868; Mode 4: 121, 0.0 0.358 0.644 0.905; Mode 5: 200, 0.0 0.279 0.500 0.723 0.926 — Ref. 22

Tableau 12: Fréquences vibratoires naturelles pour des éléments continus

Nous trouvons que, pour le support en acier, des longueurs en dessous de 85 cm, aucun mode vibratoire n'est rencontré en-dessous de 2 kHz, alors que pour le tube du PHP en aluminium, des longueurs supérieures à 16 cm peuvent amener à des modes vibratoires pour des fréquences inférieures à 2 kHz.

Annexe D

Pression de service

Grâce à la pression de saturation des fluides, nous pouvons estimer la pression interne maximale. En effet, le fluide à l'intérieur du caloduc oscillant est globalement à saturation.

Si nous prenons comme référence la température mesurée à l'évaporateur, qui est la plus élevée au sein du caloduc oscillant, nous pouvons estimer la pression maximale interne.

Dans les faits, le fluide peut être surchauffé au niveau de l'évaporateur et la température mesurée peut être supérieure à celle de saturation, de la même façon le fluide peut-être sous-refroidi au niveau du condenseur et la température peut être inférieure à la température de saturation. La pression globale sera ainsi inférieure à la pression de saturation se basant sur la température au niveau de l'évaporateur.

En se basant sur cette limite haute, la pression maximale de fonctionnement vaut :

Fluide	Pression maximale à 200°C (Bars)
Pentane	34
Eau	16
Méthanol	39

Tableau 13 : Pression de saturation pour les différents fluides à 200°C

La pression de service supportée par les tubes (86) est donnée par :

$$P = 2 * \frac{e}{D_{int}} * C$$

Avec l'épaisseur *e,* le diamètre intérieur du tube D_{int} et la contrainte de traction du cuivre C = 40 Mpa (87).

Un diamètre de tube de 2 mm intérieur et de 3,2 mm extérieur sont choisis. Soit une épaisseur de 0,6 mm aboutissant à une pression de service de 240 bars

Une formule similaire mais spécifique au cuivre (88) :

$$P = 2 * \frac{e}{D_{ext} - 0{,}8 * D_{int}} * C$$

Nous permet d'obtenir une pression d'utilisation des tubes de 123 bars.
Dans les deux cas, le tube est suffisamment résistant.

Annexe E

Dimensionnement du bloc condenseur

Bilan thermique

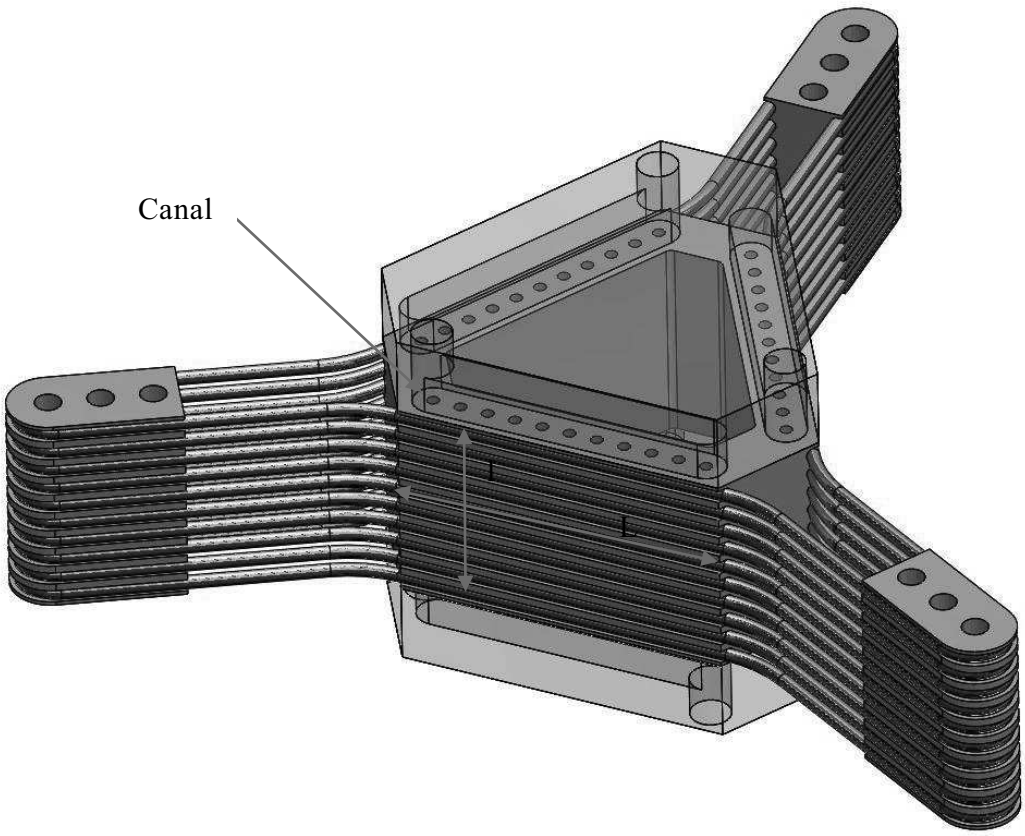


Figure 241 : Vue 3D du dispositif 3SC

La hauteur l = 52 mm et la longueur L = 82,2 mm d'une face du condenseur sont choisies telles que la surface d'échange S_{ext} d'un bloc évaporateur avec le tube du caloduc oscillant soit à peu près égale à celle entre une face du condenseur et le caloduc oscillant.

Nous estimons la puissance à évacuer à Q = 3 kW avec une différence de température entre condenseur et fluide de refroidissement dT_{transf} de 15°C.

Nous obtenons ainsi une conductance entre le fluide de refroidissement et le condenseur G tel que :

$$G = h * S_{int} = \frac{Q}{dT_{transf}} = 200 \text{ W/K}$$

Le condenseur est un bloc de cuivre traversé par des canaux parallèles. La surface d'échange interne S_{int} est déterminée en fixant le diamètre D d'un canal de fluide de

refroidissement traversant le condenseur et l'espacement *e* entre les canaux ; ces deux valeurs associées à la longueur *L* fixeront le nombre de canaux N_{ca}.

$$N_{ca} = \frac{\mathrm{N_{bloc}} * L}{D + e}$$

Avec le nombre de bloc évaporateur N_{bloc} = 3

Par itération progressive de ces deux valeurs nous calculons le coefficient d'échange et les pertes de charges jusqu'à trouver une géométrie acceptable.

Les valeurs finalement choisies sont un canal de diamètre D_{int} = 3 mm avec un espacement de *e* = 4 mm.

Cela nous donne N_{ca} = 33.

Nous pouvons calculer la surface d'échange entre fluide de refroidissement et canaux S_{int} de 0,016 m² avec :

$$S_{int} = \pi * D_{int} * l * N_{ca}$$

Nous trouvons ainsi un coefficient d'échange *h* de 12260 W m^{-2} K^{-1} avec :

$$h = \frac{Q}{S_{int} * dT_{transf}} = \frac{Nu * h_{eau}}{D_{int}}$$

et la conductivité thermique de l'eau h_{eau} = 0,596 W m^{-1} K^{-1}

Nous pouvons alors calculer le nombre de Nusselt correspondant :

$Nu = \frac{h*D_{int}}{h_{eau}} = 62$

Avec le nombre de Prandtl Pr de l'eau à 7,01 et la formule du nombre de Nusselt suivante

$$Nu = 0{,}024 * Re^{0,8} * Pr^{1/3}$$

Nous calculons le nombre de Reynolds *Re* = 6916

Avec la formule du nombre de *Re* suivante :

$$Re = \frac{v * D_{int}}{\upsilon_{liq}}$$

et les propriétés de l'eau glycolée comme fluide de refroidissement (en pratique on utilisera les données physique de l'eau) :
C_p = 4185 J/kg/K;
ρ = 998 kg/m^3;
υ_{liq}(20°C) = 1,007*10^{-6} m^2s^{-1}.

On trouve une vitesse *v* de 2,31 m/s

Soit un débit $\dot{m}$ de 0,54 kg/s ou *F de* 32,67 L/min.

Nous obtenons ainsi un $dT_{ent\text{-}sort}$ de l'eau de refroidissement de 1,32°C avec la formule :

$$F = \frac{Q}{C_p * dT_{\text{ent}-\text{sort}}}$$

Nous nous intéressons ensuite aux pertes de charges dans le système.

Pertes de charges

Les pertes de charges regroupent les pertes linéiques et singulières :

$$\Delta P = \Delta P_{sing} + \Delta P_{lin}$$

Pertes de charges linéiques

Les pertes de charges linéiques sont calculées telles que :

$$\Delta P_{lin} = \rho\, k\, \frac{L}{D_h} \frac{v^2}{2}$$

Pertes de charges linéiques dans les canaux

Comme les canaux sont parallèles nous avons, $D_h = 4 * \frac{S}{P} = D_{int}$

Nous sommes en régime laminaire (Re < 8000), le facteur de perte de charge linéique peut être calculé tel que $k = \frac{64}{\text{Re}}$ = 0,009

Pertes de charges linéiques dans les raccords

Dans les raccords la vitesse est telle que $v_{rac} * S_{rac} = F$
Avec D_{rac} = 10 mm
Nous obtenons ainsi v_{rac} = 6,93 m/s et Re_{rac} = 69059

Nous sommes en régime turbulent (8000 < Re < 10^5), le facteur de perte de charge linéique peut être calculé avec la formule de Blasius tel que $k = 0{,}316\,\text{Re}^{-0{,}25}$ = 0,019

La longueur totale de raccord est L_{rac} = 2 m

Pertes de charges singulières

Pertes de charges pour les coudes

D'après la formule de Weisbach :

$$k = (0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{\mathrm{D}}{2\mathrm{r}}\right)^{3{,}5})\frac{\theta}{90}$$

en considérant que nous avons des coudes doux (θ = 90°) et $\frac{r}{D} = 1$;

Nous trouvons un coefficient de pertes de charges k = 0,3

Pertes de charge par rétrécissement/élargissement

Nous utilisons la formule suivante :

$$\Delta P = 0{,}5 * \frac{\rho}{2} * v^2 * (1 - (\frac{D_{ca}}{D_{rac}}))$$

Conclusion

La somme des pertes de charges est de 1,05 bars avec un débit de 32,7 L/min et une puissance thermique de 3 kW.

Le cryostat à notre disposition permet d'évacuer au maximum 8 kW (pour 15°C) avec un débit maximum de 84 L/min et une pression de 5,6 bars.

Annexe F

Visualisation Infrarouge

En vue d'évaluer la pertinence d'une visualisation IR sur la paroi d'un tube, pour retirer des informations sur les oscillations de températures à l'intérieur de celui-ci ; il convient de vérifier si l'épaisseur de la paroi modifie sensiblement les valeurs mesurées ou filtre les fréquences.

Hypothèse du corps mince

Nous proposons de vérifier que la paroi du tube ne modifie pas sensiblement les températures en faisant l'hypothèse qu'il s'agit d'un corps thermiquement mince. Pour cela il faut vérifier que le nombre de Biot correspondant est faible.

Le nombre de Biot est définie tel que :

$Bi = h * \frac{e}{\lambda_{cu}}$ avec :

avec la longueur caractéristique (épaisseur du tube) e = 0,6 mm ;
la conductivité thermique du corps (cuivre) λ_{cu} = 401 W/m/K ;
le coefficient global de transfert thermique h.

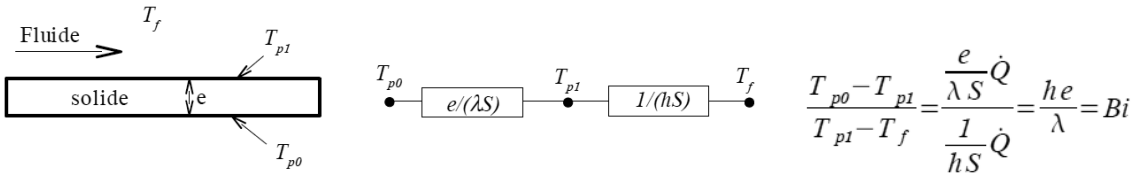


Figure 242 : Schéma d'une paroi solide en contact avec un fluide et du bilan thermique correspondant

Ne connaissant le coefficient global de transfert thermique du fluide à l'intérieur de tube, nous proposons de prendre 2 fois la valeur mesurée maximum de la conductance surfacique (cf. **§** 4.1.3.1) :

Nous avons ainsi, h = 11105 W/m²/K.

Et finalement, Bi = 0,033 < 0,1.

Le tube peut donc être considéré comme un corps thermiquement mince et les températures mesurées en paroi sont ainsi fidèles avec celles à l'intérieur du tube.

Atténuation d'un signal sinusoïdal à travers un milieu continu

Afin d'évaluer la pertinence des oscillations de températures mesurées en paroi du tube, nous souhaitons évaluer à quelle point les fréquences d'oscillations de températures à l sont atténuées par le passage à travers l'épaisseur du tube.

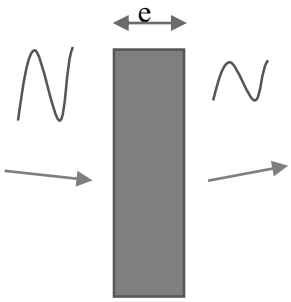


Figure 243 : Schéma de l'atténuation d'une oscillation thermique

Pour cela il convient de calculer la profondeur de peau thermique δ définie telle que (89) :

$$\delta(\omega) = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}$$

Avec ω la pulsation du signal en rad/s
α la diffusivité du matériau (α_{alu} = 98,8*10^{-6} m²/s, α_{cu} = 117*10^{-6} m²/s)

Nous pouvons alors évaluer le coefficient d'atténuation défini tel que

$$A(\omega) = \exp(\frac{-e}{\delta(\omega)})$$

Pour le dispositif en aluminium l'épaisseur e_{alu} du tube est de 0,4 mm.
Pour le dispositif en cuivre l'épaisseur du tube e_{cu} est de 0,6 mm.

Nous pouvons établir l'évolution du coefficient d'atténuation du signal en fonction de la fréquence (cf. Figure 244). Nous pouvons assumer qu'au-delà de 25 Hz, les fréquences sont fortement atténuées, notamment pour le dispositif 3SC.

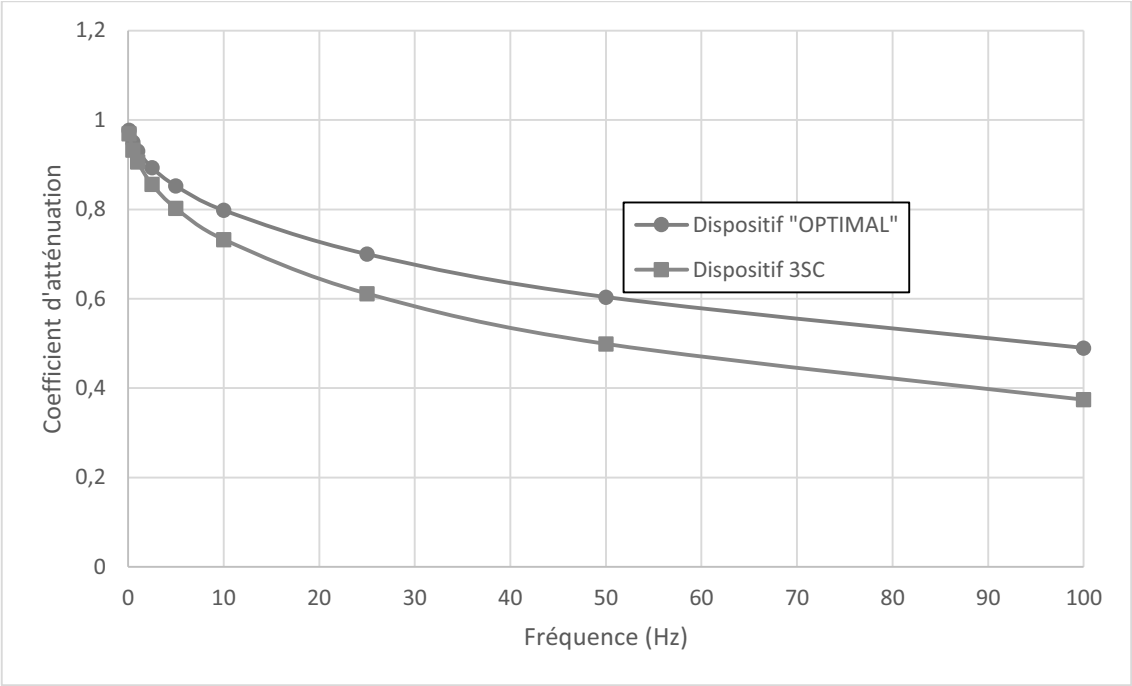


Figure 244 : Evolution du coefficient d'atténuation du signal en fonction de la fréquence