



**HAL**  
open science

# Étude expérimentale et modélisation d'une boucle de refroidissement à pompage hybride capillaire mécanique

Marie Lévêque

## ► To cite this version:

Marie Lévêque. Étude expérimentale et modélisation d'une boucle de refroidissement à pompage hybride capillaire mécanique. Energie électrique. Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2020. Français. NNT : 2020TOU30068 . tel-03030743

**HAL Id: tel-03030743**

**<https://theses.hal.science/tel-03030743v1>**

Submitted on 30 Nov 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.



Université  
de Toulouse

# THÈSE

En vue de l'obtention du

## DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par : *l'Université Toulouse 3 Paul Sabatier (UT3 Paul Sabatier)*

---

---

Présentée et soutenue le *04/03/2020* par :

**MARIE LÉVÊQUE**

**Étude expérimentale et modélisation d'une boucle de  
refroidissement à pompage hybride capillaire mécanique**

---

---

### JURY

HASNA LOUAHLIA	Professeur d'Université	Rapporteure
VINCENT PLATEL	Maître de conférences	Rapporteur
SOUAD HARMAND	Professeur d'Université	Présidente
XAVIER ROBOAM	Professeur d'Université	Examineur
SÉBASTIEN DUTOUR	Maître de conférences	Examineur
MARC MISCEVIC	Maître de conférences	Directeur de thèse
YVES BERTIN	Professeur d'Université	Directeur de thèse
LAURA FOURGEAUD	Docteure ingénieure	Invitée

---

**École doctorale et spécialité :**

*MEGEP : Énergétique et transferts*

**Unité de Recherche :**

*LAPLACE (UMR 5213)*

**Directeur(s) de Thèse :**

*Marc MISCEVIC et Yves BERTIN*

**Rapporteurs :**

*Vincent PLATEL et Hasna LOUAHLIA-GUALOUS*



# Remerciements

L'aboutissement scientifique aussi bien que personnel qui fait suite à une thèse est le fruit d'un travail collectif et d'interactions diverses. Cette section a donc pour but de remercier toutes les personnes qui y ont contribué, que ce soit de manière directe ou indirecte.

En tout premier lieu, je ne peux qu'exprimer toute ma gratitude à Sébastien Dutour. Sa patience infinie, son implication ainsi que son sens de la pédagogie m'ont été indispensables tout au long de cette thèse et particulièrement lors de son aboutissement.

Un grand merci à Marc Miscevic qui m'a, entre autre, permis de prendre le recul nécessaire à l'éclaircissement et à la cohérence de mon discours et de mon travail. Merci également à Yves Bertin qui, en m'accueillant ponctuellement au PPRIME, m'a fait découvrir d'autres points de vues ainsi que d'autres travaux qui m'ont amenée à construire, renforcer et justifier mes réflexions. Je veux également remercier Pascal Lavieille dont les conseils et l'expérience ont été indispensables lors de cette thèse.

Je remercie Hasna Louahlia et Vincent Platel d'avoir accepté de rapporter cette thèse, ainsi que Souad Harmand et Xavier Roboam d'avoir participé à mon jury de thèse. Leurs critiques enrichissantes et constructives ainsi que nos discussions, ont permis non seulement d'améliorer ce travail final, mais lui ont donné également des perspectives intéressantes.

Je tiens à remercier l'Institut de Recherche Technologique Saint-Exupéry qui a financé cette thèse et a mis en relation de nombreux partenaires industriels (Thalès, ADS, Epsilon, CALYOS, Liebherr) et académiques (LAPLACE, PPRIME) autour du projet SOCOOL.

Merci à Raphaël Mari et à Laura Fourgeaud pour avoir successivement fait l'interface avec les partenaires industriels, et pour avoir su me montrer les enjeux et les défis auxquels ils étaient confrontés. Un grand merci à Mélanie Morin et Marie-Line Labouille qui ont encadré ce projet avec douceur et compréhension et ont contribué à instaurer une ambiance amicale et agréable dans ce projet. Merci à Laurent Lachassagne pour son aide précieuse et à Antonin Chapacou. Ils auront tous deux participé à élargir ma culture musicale. Merci à Hervé Nourry qui a eu la gentillesse de partager son expertise chaque fois que j'en avais besoin.

Un grand merci à Jacques Lluc qui a été présent avant, pendant et après le montage et qui a participé activement aux modifications du banc expérimental. Il a apporté améliorations et

conseils précieux tout au long de ma thèse. Merci également à Cédric Trupin et Thierry Bergé pour leur disponibilité et leur efficacité. De manière plus générale je tiens à remercier tous les membres de notre couloir qui chacun à sa façon a contribué à édifier cette thèse. Ils ont également construit un environnement agréable, propice aux réflexions et débats de toutes sortes.

Je dédie dans ces pages un paragraphe spécial aux doctorants du LAPLACE : Alexandre, Manon, Loris, Najda, Jean-Marc, Paule, Léa, Jérémie et Marion. Vous avez tous rempli ma tête de merveilleux souvenirs : des raclettes aux barbecues en passant par le tarot ; du diphasique à Monté-Carlo en passant par la modélisation de déplacement des moutons *etc.* Je ne peux pas citer ici tous les bons moments passés ensemble ni tout ce que vous m'avez apporté : je ne saurais ni par où commencer ni quand finir. Pourtant soyez sûrs qu'ils resteront gravés dans ma mémoire. Je conclurai donc simplement par : "Finalement, vaut-il mieux courir ou marcher sous la pluie?".

Merci à mes parents qui m'ont toujours encouragée et soutenue, à mes frères qui malgré nos chamailleries et la distance ont toujours été là pour moi et à tout le reste de ma grande famille qui sont et seront toujours mon roc. Merci à Stephen pour avoir partagé ces années avec et auprès de moi. Il m'a rassurée dans les moments de doute et m'a supportée peut-être quelquefois. Je termine ces remerciements par une pensée pour deux personnes qui m'étaient chères, ma tante Bernadette, l'une des femmes les plus fortes que j'ai connue, et mon grand-père Claude qui m'a transmis nombre de ses passions. Je garde précieusement les souvenirs des moments passés à leur côté.

# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>3</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>9</b>
<b>Introduction</b>	<b>11</b>
<b>1 Contexte et objectifs scientifiques de l'étude</b>	<b>15</b>
1.1 L'évaporateur capillaire . . . . .	16
1.1.1 Description des principaux constituants . . . . .	16
1.1.2 Pompage capillaire et limite capillaire . . . . .	18
1.1.3 Transferts thermiques par vaporisation dans un évaporateur capillaire	21
1.1.4 Problématique associée à l'alimentation en liquide de la mèche . . . .	26
1.1.5 Synthèse . . . . .	27
1.2 Couplages et dynamique de la boucle capillaire . . . . .	28
1.2.1 Cycle et couplages entre composants . . . . .	28
1.2.2 Comportement dynamique suite à des sauts de puissance . . . . .	29
1.2.3 Phase de démarrage et installation de la vaporisation dans la mèche .	31
1.3 Approche de l'hybridation . . . . .	33
1.3.1 Les différents types de pompes mécaniques . . . . .	34
1.3.2 État de l'art de l'hybridation mécanique des boucles à pompage capillaire	36
1.4 Cadre de la thèse . . . . .	40
<b>2 Présentation du dispositif expérimental</b>	<b>45</b>
2.1 Description des composants . . . . .	47
2.1.1 Évaporateur . . . . .	47
2.1.2 Réservoir . . . . .	47
2.1.3 Condenseur . . . . .	49
2.1.4 Pompe centrifuge . . . . .	50
2.2 Couplage avec l'assistance mécanique . . . . .	52
2.2.1 Architectures . . . . .	52
2.2.2 Contrôle de la HCPL . . . . .	53

2.3	Instrumentation et conditions d'essais . . . . .	54
2.3.1	Instrumentation . . . . .	54
2.3.2	Étanchéité du système . . . . .	55
2.3.3	Flux de pertes thermiques . . . . .	57
2.4	Fluide de travail . . . . .	57
2.4.1	Remplissage de la boucle . . . . .	58
2.4.2	Dégazage en cours de fonctionnement . . . . .	58
2.4.3	Vidange de la boucle . . . . .	59
2.5	Présentation du fonctionnement de la boucle capillaire . . . . .	60
2.5.1	Champ de pression . . . . .	60
2.5.2	Performances thermiques . . . . .	63
2.5.3	Limites capillaire et thermique . . . . .	69
2.6	Conclusion . . . . .	73
<b>3</b>	<b>Résultats expérimentaux dans le cas où la pompe mécanique est placée entre le réservoir et l'évaporateur (architecture 1)</b>	<b>75</b>
3.1	Réponse à des sollicitations d'amplitude modérée . . . . .	76
3.1.1	Réponse à un cycle d'évolution des pertes de charge dans la conduite vapeur à puissance fixée . . . . .	77
3.1.2	Réponse à un cycle de puissance appliquée à l'évaporateur . . . . .	83
3.2	Réponse à des sollicitations de fortes amplitudes . . . . .	91
3.2.1	Réponse à des échelons de pertes de charge vapeur . . . . .	91
3.2.2	Réponse à des échelons de puissance . . . . .	95
3.3	Réponse lors de la phase de démarrage . . . . .	102
3.3.1	Description du démarrage d'une boucle à pompage strictement capillaire	103
3.3.2	Démarrage avec assistance mécanique . . . . .	106
3.4	Conclusion . . . . .	112
<b>4</b>	<b>Modélisation et analyse de couplage de l'architecture 1</b>	<b>113</b>
4.1	Modèle . . . . .	113
4.1.1	Évaporateur . . . . .	114
4.1.2	Ligne vapeur . . . . .	117
4.1.3	Condenseur . . . . .	119
4.1.4	Lignes liquides . . . . .	120
4.1.5	Modèle de pompe mécanique centrifuge . . . . .	121
4.1.6	Résolution numérique . . . . .	122
4.2	Détermination du jeu de paramètres de la boucle . . . . .	122
4.2.1	Conductances et masse thermique à l'évaporateur . . . . .	122
4.2.2	Coefficients d'échange dans la ligne vapeur et le condenseur . . . . .	124
4.2.3	Paramètres de contrôle et de la pompe centrifuge . . . . .	125
4.2.4	Pertes de charge . . . . .	126

4.3	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux . . . . .	128
4.3.1	Validation du modèle dans les phases transitoires pour la CPL . . . . .	128
4.3.2	Analyse de la réponse de la CPL à des échelons de puissance de forte amplitude . . . . .	131
4.3.3	Analyse de la réponse à des échelons de puissance . . . . .	135
4.3.4	Analyse de la réponse à des échelons de pertes de charge . . . . .	136
4.3.5	Synthèse . . . . .	139
4.4	Analyse de couplages avec un condenseur plus performant . . . . .	141
4.4.1	Analyse du couplage entre la pompe et le débit en entrée d'évaporateur	143
4.4.2	Sensibilité aux paramètres du contrôleur . . . . .	144
4.5	Conclusion . . . . .	148
<b>5</b>	<b>Résultats et analyse préliminaires dans le cas où la pompe mécanique est placée avant le réservoir (architecture 2)</b>	<b>151</b>
5.1	Réponse expérimentale à des sollicitations d'amplitudes modérées . . . . .	152
5.1.1	Réponse à un cycle d'évolution des pertes de charge dans la conduite vapeur à puissance fixée . . . . .	152
5.1.2	Réponse à un cycle de puissance appliquée à l'évaporateur . . . . .	156
5.1.3	Sous-refroidissement au régime stationnaire et limite d'ébullition . . .	158
5.2	Modélisation et analyse . . . . .	161
5.2.1	Modification du modèle . . . . .	161
5.2.2	Comparaison de la dynamique des simulations du modèle aux résultats expérimentaux . . . . .	162
5.2.3	Analyse de couplages . . . . .	165
5.2.4	Sensibilité aux paramètres de contrôle . . . . .	165
5.3	Conclusion . . . . .	169
	<b>Conclusion générale et perspectives</b>	<b>171</b>
	<b>Annexe A : Paramètres thermo-physiques du méthanol</b>	<b>175</b>
	<b>Annexe B : Modèle condensation de Wedekind</b>	<b>181</b>
	<b>Annexe C : Relations de Haaland et de Jaster et Kosky</b>	<b>183</b>
	<b>Annexe D : Modèle de sensibilité</b>	<b>185</b>





# Nomenclature

A	Section du tube	$m^2$
$c_p$	capacité calorifique massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre	$m$
g	accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
f	coefficient de pertes de charge	
G	conductance	$W.K^{-1}$
h	coefficient d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
k	rugosité	$m$
$K_p$	coefficient de contrôle proportionnel	
L	longueur	$m$
$\dot{m}$	débit massique	$kg.s^{-1}$
mc	capacité calorifique	$J.K^{-1}$
n	masse molaire	$kg.mol^{-1}$
p	pression	Pa
q	flux gazeux	$Pa.m^3.s^{-1}$
$\dot{Q}$	flux thermique	$W$
r	rayon de ménisque	$m$
S	Surface	$m^2$
t	temps	s
T	température	$^{\circ}C$
$T_i$	coefficient de contrôle intégrateur	
V	Volume	$m^3$
x	fraction massique vapeur	
z	hauteur	$m$

## indices

$2\varphi$	zone diphasique (condensation)
amb	ambiance
cap	capillaire
cond	condenseur
e	extérieur
ev	évaporateur
g	gravité
i	intérieur
l	liquide
ll	ligne liquide
p	paroi
res	réservoir
sat	saturation
set	consigne
sec	secondaire
SR	sous-refroidissement
stat	stationnaire
v	vapeur

## lettres grecques

$\alpha$	taux de vide moyen	
$\Delta$	différence	
$\Delta h_v$	chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
$\lambda$	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
$\mu$	viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\rho$	masse volumique	$kg.m^3$
$\sigma$	tension superficielle	$N.m^{-1}$
$\tau$	temps caractéristique	s
$\omega$	vitesse de rotation	$tr.min^{-1}$

# Introduction

L'activité aéronautique représente environ 3 % des émissions de  $CO_2$  avec une augmentation annuelle de consommation de carburant d'environ 5 %. La diminution de l'impact de ce moyen de transport sur notre environnement passe en premier lieu par la réduction de son utilisation. Par ailleurs, il est nécessaire de développer des technologies où la consommation de carburant fossile est fortement limitée voire nulle. Un des projets porté par l'IRT Antoine de Saint-Exupéry est de développer des avions plus électriques (A+E). On retrouve cette tendance à l'électrification dans le transport terrestre, mais également spatial, qui se traduit par l'augmentation générale de la puissance électrique totale embarquée.

Un système électronique, regroupant plusieurs composants électroniques avec un rendement généralement compris entre 60 % et 99 %, peut dissiper des puissances calorifiques de quelques watts à plusieurs kilowatts sur des surfaces que l'on tend à vouloir diminuer [1]. Cette tendance à l'électrification est donc liée à la capacité à extraire des avions toujours plus de chaleur dissipée par effet Joule. Afin d'éviter leur dégradation prématurée, la température de jonction des composants silicium doit être maintenue entre 20 °C et 120 °C (jusqu'à 225 °C pour les composants en SiC). La problématique du contrôle thermique de l'électronique se formule ainsi : comment transférer toujours plus de chaleur dissipée sur des surfaces toujours plus petites avec une différence de température fixée ?

Les boucles diphasiques à pompage capillaire peuvent apporter des solutions pour le refroidissement de composants et cela dans plusieurs domaines d'applications grâce à leur capacité de transport thermique de puissance de l'ordre du kW sur une dizaine de mètres ou de la dizaine de kW sur quelques mètres. L'évaporateur capillaire possède d'excellentes performances thermiques, il permet de dissiper des densités de flux de l'ordre de la centaine de  $W.cm^{-2}$  avec des coefficients d'échange atteignant plusieurs  $W.cm^{-2}.K^{-1}$ . De plus, il permet la circulation totalement auto-adaptative du fluide rendant de ce fait le système robuste dans le sens où il ne dépend pas entièrement de la fiabilité d'un système mécanique. Le pompage capillaire repose sur le piégeage d'une interface de vaporisation dans un milieu poreux dont la courbure s'ajuste alors "naturellement" au flux de vaporisation. Cependant, ce processus connaît deux limites principales :

- une capacité de pompage maximal intrinsèque aux propriétés de l'évaporateur (dia-

mètres de pore) et du fluide caloporteur appelé limite capillaire. Comme le pompage capillaire évolue avec les pertes de charge dans la boucle, cette limite est généralement associée pour un système donné à un flux imposé maximal à une limitation de la gamme opératoire en puissance imposée à l'évaporateur.

- le pompage n'est possible que si l'évaporateur est alimenté en liquide sous-refroidi. En effet, lorsque de fortes densités de flux sont imposées sur l'évaporateur, de l'ébullition peut se développer sous la mèche poreuse et bloquer l'alimentation en liquide. On parle alors de limite d'ébullition.

L'utilisation de ces boucles est délicate dans des domaines et des conditions opératoires soumises à de fortes contraintes mécanique du type :

- forte gamme de puissance de fonctionnement et/ou grande longueur de transport.
- sauts de puissance rapides et de fortes amplitudes.
- changement d'orientation dans le champs de pesanteur et accélération.
- arrêt et démarrage de l'élément dissipateur.

D'autre part, les limitations de l'évaporateur capillaire imposent de fait le choix du fluide caloporteur. Les propriétés thermo-physiques de l'eau en feraient un excellent fluide caloporteur mais sa température de fusion ainsi que sa compatibilité chimique sont problématiques notamment dans le contexte aérospatial. Des fluides comme l'ammoniac, le méthanol, l'éthanol ou l'acétone peuvent être utilisés mais leur utilisation peut être proscrite en fonction de la toxicité admissible ce qui peut freiner le développement de solution de refroidissement intégrant des boucles à pompage capillaire.

Le but de la collaboration entre le groupe GREPHE au LAPLACE, l'équipe COST de l'institut PPRIME et l'équipe SOCOOL de l'IRT Antoine de Saint-Exupéry a alors été d'identifier un moyen de s'affranchir de la limite capillaire de façon à étendre fortement la gamme opératoire des CPL/LHP, de rendre le système plus robuste face aux contraintes précédemment décrites et de donner la possibilité d'utiliser une gamme élargie de fluide de travail.

La démarche de l'hybridation des boucles à pompage capillaire répond à cet objectif. Elle consiste à coupler une boucle à pompage capillaire avec une pompe centrifuge contrôlée. Le but est de pouvoir assister l'évaporateur avec un pompage mécanique de faible puissance, soit pour un fonctionnement continu dans le cas où la capacité de transport thermique nécessaire est élevée soit pour un fonctionnement transitoire dans le cas de fortes sollicitations ponctuelles. Cependant il s'agit simultanément de ne pas dégrader les performances thermiques de l'évaporateur capillaire (différence de pression aux bornes de l'interface de vaporisation positive et inférieure à sa limite capillaire). Pour cela, la pompe doit être contrôlée afin que l'évaporateur reste dans sa gamme de fonctionnement lui conférant son caractère auto-adaptatif au flux de chaleur à dissiper.

L'objectif de cette thèse est d'explorer la faisabilité du couplage d'une pompe centrifuge

avec une CPL, de le mettre en œuvre puis d'établir l'augmentation des performances et la dynamique associée. Sa structure sera :

- le premier chapitre décrira de façon détaillée la physique intrinsèque à une boucle à pompage capillaire à l'aide d'un état de l'art à l'échelle de l'interface de vaporisation dans l'évaporateur ou à l'échelle du système. L'objectif est de rassembler l'ensemble des connaissances permettant une analyse du comportement de ces systèmes à plusieurs échelles. Ensuite une présentation des études sur les boucles à pompage hybride capillaire-mécanique complétera notre examen de la littérature. Enfin la position et les objectifs de la thèse seront précisés.
- le chapitre 2 présentera le dispositif expérimental de cette thèse. Après avoir décrit chaque élément du dispositif, le fonctionnement de la boucle en pompage strictement capillaire sera présenté à titre de référence.
- dans le troisième chapitre, nous présenterons les résultats de l'étude expérimentale de la boucle hybride avec la pompe placée entre le réservoir et l'évaporateur. Le système sera alors soumis à plusieurs type de sollicitations cohérentes avec les applications visées de façon à explorer sa dynamique et sa contrôlabilité.
- le quatrième chapitre présentera une modélisation du système couplé selon cette même architecture permettant d'une part d'analyser plus en détail les couplages et d'autre part de dégager des pistes d'optimisation du système.
- enfin, le cinquième chapitre présentera les analyses expérimentales et théoriques d'une boucle hybride lorsque la pompe est placée entre le condenseur et le réservoir ce qui complétera notre exploration de la démarche de l'hybridation des boucles à pompage capillaire.



# Chapitre 1

## Contexte et objectifs scientifiques de l'étude

Le contexte de l'étude s'inscrit dans les questions liées à la compréhension et à la modélisation des systèmes diphasiques et des boucles à pompage capillaire. Les boucles fluides diphasiques sont constituées de trois éléments principaux : un évaporateur capillaire en contact avec le composant à refroidir et assurant la circulation du fluide, un condenseur en contact avec la source froide et un réservoir imposant la pression de saturation de référence dans la boucle le tout relié par des conduites.

La nature du couplage du réservoir avec l'évaporateur permet de classer les boucles à pompage capillaire en deux catégories. La CPL (Capillary Pumped Loop) a été inventée en 1966 par Stenger (USA) et la LHP (Loop Heat Pipe) en 1971 par Gerasimov et Maydanik (Russie) (figure 1.1). Dans le cas d'une CPL, le réservoir est séparé de l'évaporateur par une conduite liquide. La température de ce réservoir est alors contrôlée pour atteindre une température ou une pression de saturation cible. Dans le cas d'une LHP, aucune régulation directe n'est nécessaire grâce au couplage entre l'évaporateur et le réservoir. Le flux de chaleur conduit depuis l'évaporateur vers le réservoir est compensé par le liquide sous-refroidi en provenance du condenseur ce qui rend la température de saturation auto-adaptative au flux appliqué à l'évaporateur.

Les performances des boucles à pompage capillaire dépendent principalement de l'évaporateur qui joue à la fois le rôle de pompe et d'échangeur thermique. Après avoir décrit les principaux éléments constituant un évaporateur capillaire, nous décrivons succinctement le mécanisme du pompage capillaire. Ensuite, en se basant sur un état de l'art dans le domaine, nous présenterons les processus de transferts thermiques dans l'évaporateur et les questions scientifiques associées.

Le système complet réalisé par le couplage de l'évaporateur avec le condenseur et le réservoir



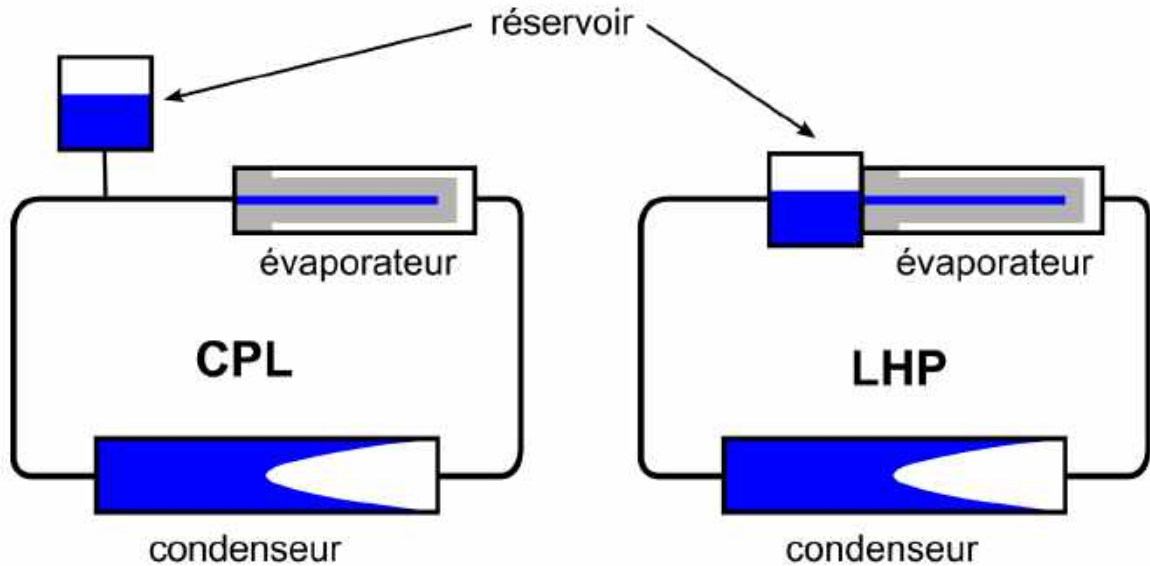


FIGURE 1.1 – Schémas de principe d'une CPL et d'une LHP [2]

voir est un autre sujet de recherche important sur les boucles à pompage capillaire. Après une description du couplage, les travaux de recherche évaluant les mécanismes qui pilotent la dynamique globale de la boucle seront présentés notamment lors de l'application d'une échelon de puissance puis lors d'une phase de démarrage.

Il sera alors possible d'inscrire dans ce paysage la démarche de l'hybridation de ces boucles. Après un examen bibliographique spécifique, nous présenterons les problématiques et objectifs associés à cette étude.

## 1.1 L'évaporateur capillaire

### 1.1.1 Description des principaux constituants

Un évaporateur capillaire est constitué d'une mèche poreuse alimentée en son cœur par un distributeur de liquide et rainurée à sa surface par des canaux (qu'on appellera canaux vapeur) permettant d'évacuer la vapeur produite (figure 1.2).

On trouve deux types de géométries d'évaporateur : les évaporateurs cylindriques et les évaporateurs plats. Les évaporateurs plats permettent de minimiser l'épaisseur de la semelle entre le composant et la paroi de l'évaporateur, améliorant le transfert thermique global dans l'évaporateur. Cependant la résistance mécanique des évaporateurs plats est bien plus faible que celle des évaporateurs cylindriques ce qui ne leur permet pas de fonctionner en forte surpression ou dépression par rapport au milieu ambiant.

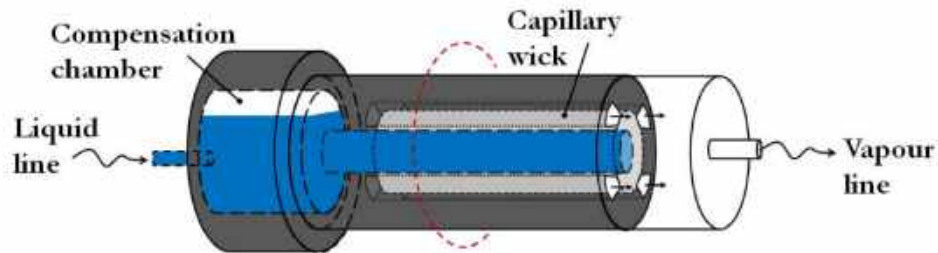


FIGURE 1.2 – Schématisation d'un évaporateur capillaire cylindrique de LHP [3]

Les performances des évaporateurs dépendent également du matériau de la mèche ainsi que de la structuration des pores, imposant un rayon de pore moyen dans la mèche, dont on retrouve une synthèse exhaustive dans Launay [4] et Mottet [3] qui décrivent les principaux types de mèche utilisés. Elles sont séparées en trois familles : les mèches métalliques, les mèches plastiques et les mèches céramiques, plus rares. Le matériau le plus utilisé pour les mèches est le Nickel qui permet d'obtenir une porosité entre 55 % et 86 %, une perméabilité entre  $1,4 \cdot 10^{-14} m^2$  et  $1 \cdot 10^{-11} m^2$  pour un diamètre de pore compris entre  $1,8 \mu m$  et  $20 \mu m$ .

Les canaux vapeur ont une influence non négligeable sur le transfert thermique global dans la mèche. Plusieurs configurations sont possibles : soit les cannelures sont usinées dans la culasse de l'évaporateur soit dans la mèche poreuse (figure 1.3). Il existe également plusieurs géométries de canaux vapeur, dont les deux principales sont les canaux rectangulaires ou trapézoïdaux (figure 1.4). L'enjeu majeur de cette géométrie est de pouvoir maximiser la surface de contact mèche-paroi, tout en limitant les pertes de charge associées à l'écoulement dans les cannelures. De nombreuses études ont alors démontré la performance des cannelures trapézoïdales creusées dans la mèche [5] [6] [7] [8].

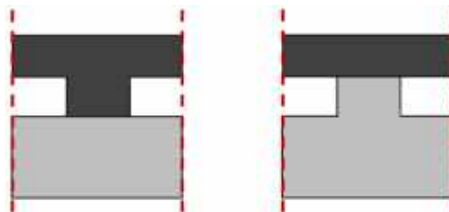


FIGURE 1.3 – Schéma des configurations des canaux vapeur les plus usuelles (en noir, culasse métallique ; en gris, mèche poreuse) [3].

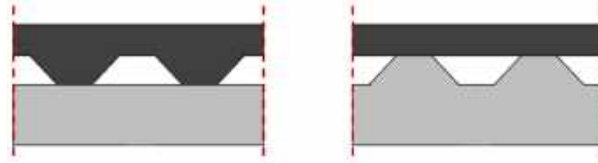


FIGURE 1.4 – Schéma des géométries des canaux vapeur les plus usuelles (en noir, culasse métallique ; en gris, mèche poreuse) [3].

### 1.1.2 Pompage capillaire et limite capillaire

Le pompage capillaire consiste en la mise en œuvre de l'écoulement d'un fluide à partir de la vaporisation dans la mèche poreuse. Son origine se trouve dans les forces capillaires développées par la courbure de l'interface liquide-vapeur piégée dans la structure poreuse.

#### Piégeage mécanique de l'interface à l'échelle du pore

Les forces capillaires développées par l'interface génèrent une différence de pression de part et d'autre de l'interface proportionnelle à la courbure locale des ménisques présents au sein des pores.

Soit une structure poreuse symbolisée de façon élémentaire par une couche de billes séparées entre elles par une distance inférieure à la longueur capillaire. Cette structure est mise en contact sur sa surface inférieure avec du liquide contenu dans un réservoir considéré infini dont on contrôle la pression  $p_{res}$ . La pression liquide à l'interface est appelée  $p_l$  et la pression de la phase vapeur surmontant le liquide  $p_v$ . On considère que les billes sont à la même hauteur que le liquide dans le réservoir de sorte que  $p_l \approx p_{res}$ . La figure 1.5 présente l'évolution de la position de l'interface liquide-vapeur en fonction de la différence de pression entre la vapeur et le réservoir  $p_v - p_{res}$  lorsque l'on diminue la pression du réservoir  $p_{res}$ .

Si la différence de pression est négative  $p_v - p_{res} < 0$ , l'interface ne peut pas se fixer entre les billes. Un écoulement se crée entre le réservoir et les billes. Le liquide inonde la structure poreuse. Lorsque la différence de pression devient positive l'interface se fixe entre les billes dès que la pression liquide est égale à la pression du réservoir. On atteint une situation d'équilibre telle que la courbure de l'interface s'adapte à la différence de pression entre la vapeur et le liquide. Plus la différence de pression augmente plus la courbure de l'interface augmente en descendant le long des billes. Lorsque l'interface atteint la distance minimale entre les billes (le pore), on atteint un seuil tel que si la différence de pression augmente la vapeur envahit la conduite vers le réservoir. On parle de décrochage de l'interface ou d'assèchement de la structure poreuse, ce que l'on définit par "limite capillaire". Sous l'hypothèse d'un ménisque de forme sphérique, son rayon de courbure est égal au rayon des pores du milieu poreux. Le saut de pression capillaire maximal de part et d'autre de l'interface peut alors être estimé

selon la relation de de Laplace-Young (relation 1.1) pour un fluide parfaitement mouillant ( $\cos\theta = 1$ ) :

$$\Delta p_{cap,max} = p_v - p_l = \frac{2 \cdot \sigma}{r_{min}} \quad (1.1)$$

Finalement l'interface reste piégée au niveau de la structure poreuse lorsque le saut de pression de part et d'autre de l'interface  $p_v - p_l$  est compris entre 0 et  $\Delta p_{cap,max}$  :  $0 \leq p_v - p_l \leq \Delta p_{cap,max}$ .

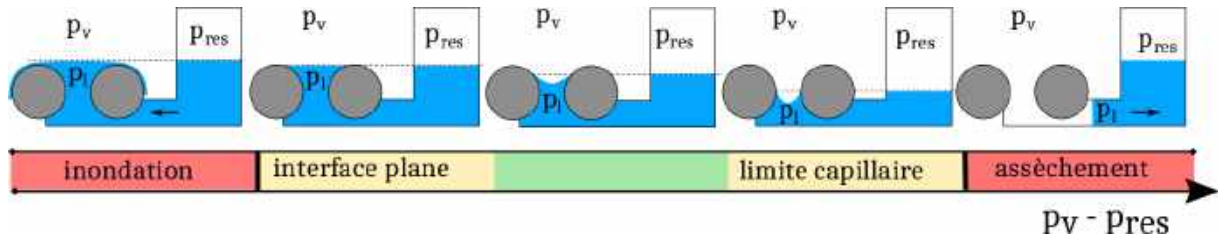


FIGURE 1.5 – Schématisation de l'évolution de la position de l'interface liquide-vapeur lors de l'augmentation de la différence de pression entre la vapeur et le réservoir.

### Application d'un flux de chaleur

Lorsqu'un flux de chaleur est appliqué sur la structure poreuse, il va provoquer la vaporisation du fluide (figure 1.6.a). Le creusement de l'interface dû à cette vaporisation entraîne la baisse de la pression  $p_l$  qui induit à son tour un pompage du liquide contenu dans le réservoir. On a alors une auto-régulation de la courbure du ménisque afin d'atteindre un régime permanent avec un pompage en continu du fluide tel que les pertes de charge visqueuses provoquées par cette circulation en amont de l'interface soient compensées par le saut de pression capillaire.

En reliant l'interface de vaporisation au réservoir comme présenté en figure 1.6.b, la pression vapeur devient dépendante de l'écoulement vers le réservoir. Le saut de pression capillaire doit alors compenser exactement les pertes de charge totales dans les lignes.

Dans une boucle à pompage capillaire, la structure poreuse peut être vue comme un empilement de billes sur lequel se fixe l'interface de vaporisation avec une distribution de taille des pores comme celle présentée par Nishikawara *et al* [9] [10] [11] (figure 1.7). L'application d'un flux se traduit alors par un couplage entre le saut de pression à l'interface et les pertes de charge dans l'ensemble de la boucle. Or les pertes de charge dans la boucle augmentent avec le flux imposé à l'évaporateur ce qui rapproche le saut de pression capillaire de son seuil de décrochage. Ainsi, la limite capillaire impose le flux maximal appliqué à l'évaporateur.

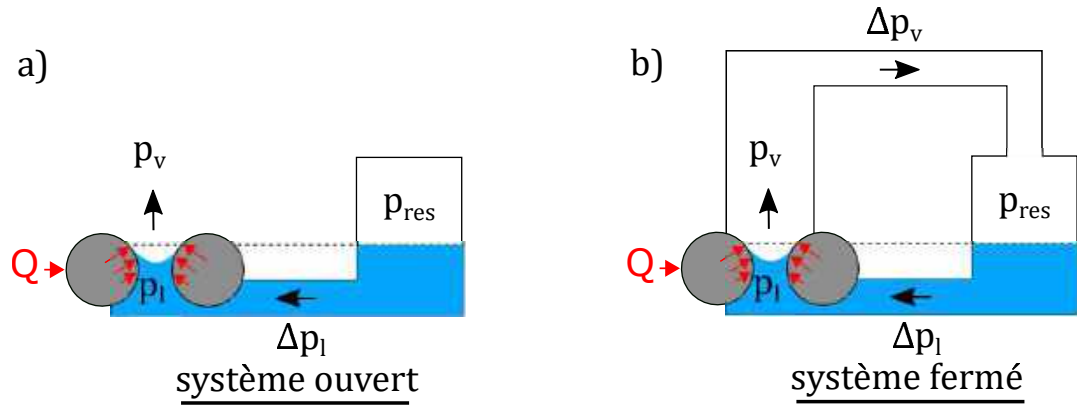


FIGURE 1.6 – Schématisation de l'application d'un flux sur une interface dans le cas d'un évaporateur en circuit ouvert et dans le cas d'un circuit fermé

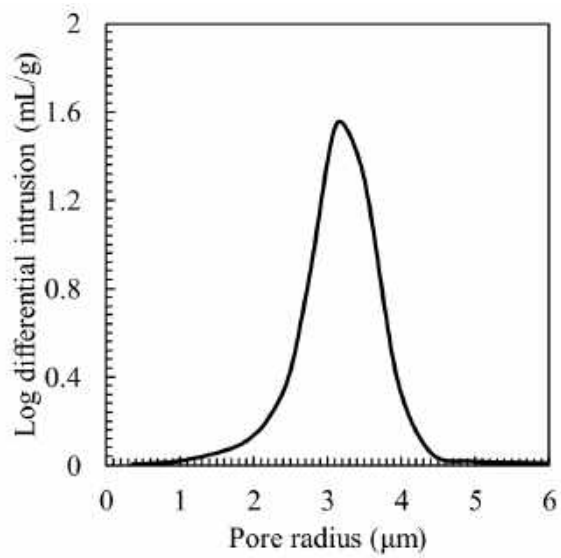


FIGURE 1.7 – Distribution des rayons de pores par Nishikawara *et al* [11]

### 1.1.3 Transferts thermiques par vaporisation dans un évaporateur capillaire

La majorité du flux appliqué sur l'évaporateur permettant la vaporisation du fluide dans la mèche, la compréhension des transferts thermiques et de l'évolution de l'interface dans la mèche poreuse fait l'objet de nombreuses études depuis les années 1990. C'est une des questions scientifiques ayant énormément progressé ces dernières années notamment avec les travaux de modélisation 3D des transferts effectués par Mottet [3] et Nishikawara *et al* [9] [10]. Les performances thermiques d'un évaporateur capillaire se caractérisent usuellement par le calcul de la conductance entre sa culasse et l'interface de vaporisation  $G_{ev}$  selon la relation :

$$G_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{p,ev} - T_v^{sat}} \quad (1.2)$$

où  $\dot{Q}_{ev}$  est le flux vaporisé,  $T_{p,ev}$  est la température extérieure de la paroi de l'évaporateur et  $T_v^{sat}$  la température de vaporisation de l'interface.

On y associe généralement un coefficient de transfert thermique à l'évaporateur qui se définit par la division de la conductance par la surface chauffée. Liao et Zhao [12] déterminent en 1999 que l'évolution de la conductance en fonction de la puissance appliquée sur un empilement de billes est une courbe en forme de cloche (figure 1.8). Ce type d'évolution a depuis été confirmée par plusieurs études expérimentales sur des configurations proches de celles d'un évaporateur capillaire comme celle de Odagiri *et al* [8] ou encore directement à partir des mesures effectuées sur un évaporateur comme celles d'Accorinti [13] qui remarque également une diminution de la conductance lors de l'application d'une puissance élevée à l'évaporateur.

Des visualisations d'une tranche d'un évaporateur plan récemment réalisées par Odagiri [8] [14] (figure 1.9) ont montré l'existence de plusieurs régimes de vaporisation lors de l'augmentation du flux appliqué sur l'évaporateur. Trois régimes de fonctionnement de l'évaporateur ont été identifiés (figures 1.10 et 1.11) :

- pour des puissances imposées faibles, la mèche est saturée de liquide et des ménisques (ou "ponts liquides") se forment à la jonction entre les canaux vapeur et la mèche poreuse. Selon ces auteurs, la présence de ces ménisques expliquerait l'augmentation de la conductance avec la puissance sachant que les transferts thermiques à l'échelle d'un ménisque s'intensifient au voisinage de la ligne triple (zone de contact des phases liquide-solide-vapeur) avec la diminution du rayon de courbure du ménisque et de l'épaisseur du film liquide.
- pour des puissances imposées modérées, les bulles coalescent et grossissent au contact de la paroi et de la mèche poreuse pour ensuite s'évacuer vers les canaux vapeur. Les ménisques à la jonction de la mèche et des canaux vapeur se réduisent puis

disparaissent. Parallèlement la taille de la zone vapeur au contact de la paroi et de la mèche poreuse augmente avec la puissance appliquée. La fréquence de formation et disparition de ces bulles est élevée, et implique la formation d'une zone de coexistence entre le liquide et la vapeur.

- pour de hautes puissances imposées, une couche de vapeur s'installe entre la paroi et la mèche poreuse. Son épaisseur augmente avec la puissance appliquée jusqu'à aboutir à l'assèchement total de l'évaporateur ou bien à l'atteinte de la température maximale admissible de l'élément chauffant.

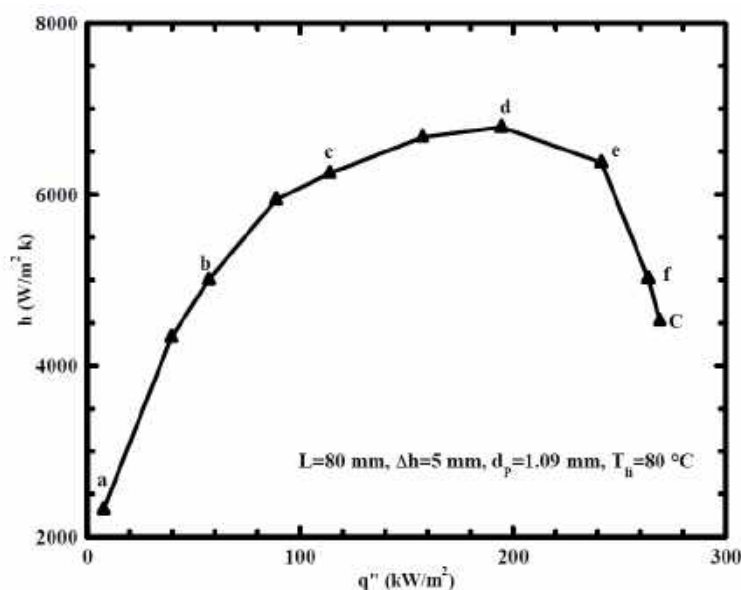


FIGURE 1.8 – Évolution du coefficient d'échange de vaporisation avec la puissance appliquée dans l'étude de Liao et Zhao [12]

Un regard différent est apporté par les travaux de modélisation et de simulation de la vaporisation dans une configuration 3D élémentaire d'un évaporateur à partir d'une approche par réseaux de pores [15] [9] [3] [10]. Un travail important a été notamment réalisé lors de la thèse de Mottet [3]. Une variation de la conductance qualitativement comparable aux résultats expérimentaux a été obtenue (figure 1.12). Dans ces modèles, l'extension de la vapeur dépend de deux critères : (i) le liquide atteint la surchauffe nécessaire à la nucléation de la vapeur dans la mèche poreuse et (ii) la limite capillaire entre deux pores est atteinte.

Voici une synthèse de ces résultats de simulation permettant de décrire les liens entre les modes de transferts thermiques selon les types de répartition des phases dans la mèche :

- si la puissance imposée est faible, la mèche est saturée de liquide (figure 1.14.a). Dans ce cas de figure, le flux est conduit à travers le liquide surchauffé et la mèche poreuse avant d'atteindre l'interface de vaporisation située au niveau des cannelures.

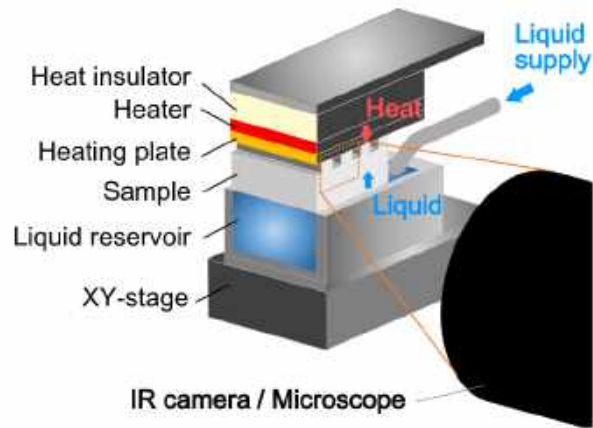


FIGURE 1.9 – Schéma du banc expérimental de Odagiri *et al* [14]

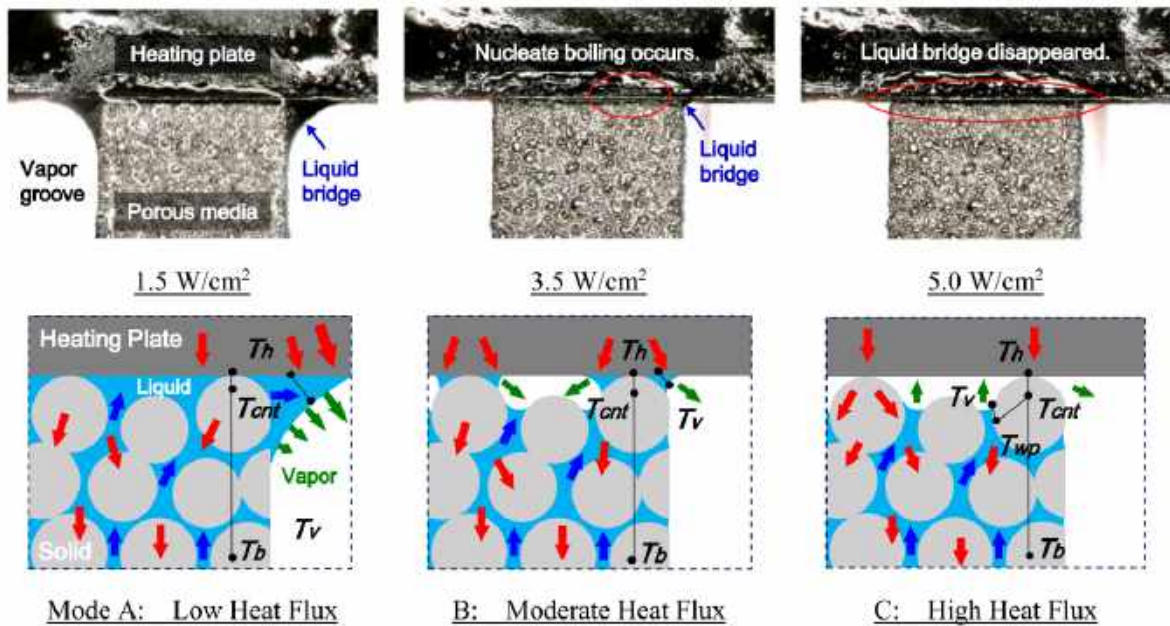


FIGURE 1.10 – Évolution de la distribution des phases avec la puissance appliquée selon Odagiri *et al* [14]



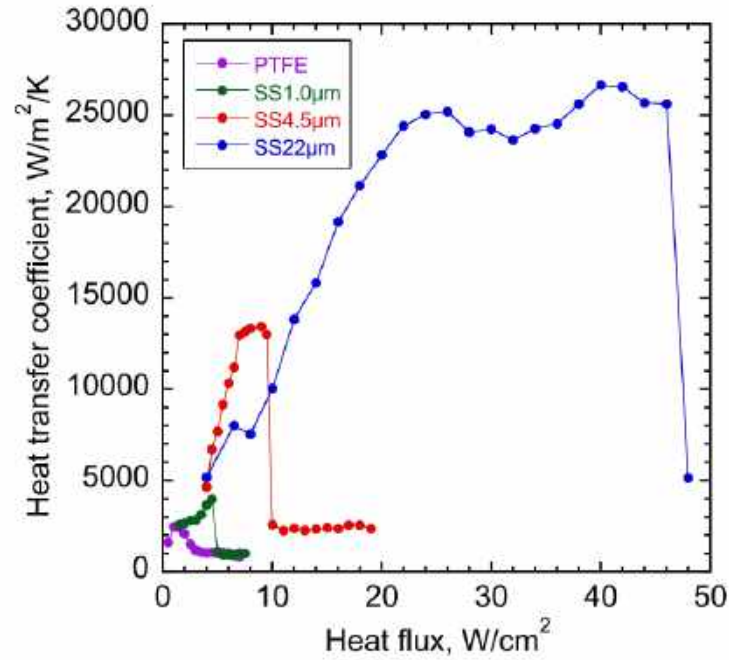


FIGURE 1.11 – Évolution du coefficient d'échange à l'évaporateur avec la puissance appliquée (violet : mèche poreuse en PTFE ; vert, rouge et bleu : mèche poreuse en inox pour trois diamètres de pores moyens) [14]

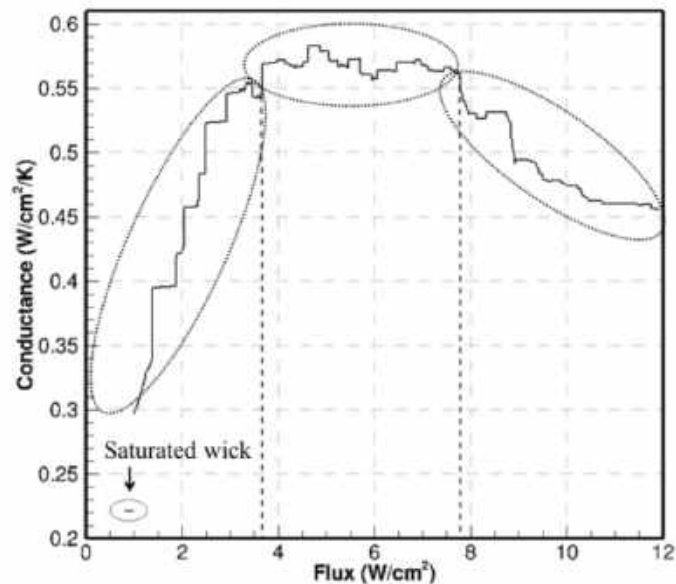


FIGURE 1.12 – Évolution de la conductance avec le flux selon Mottet [3]

La conductance à l'évaporateur dépend de la conductivité du liquide et de la mèche et de la distance paroi-interface. Dans ce cas la variation de la conductance ne dépend pas du flux.

- lorsque la puissance imposée augmente, une zone diphasique d'une certaine extension se forme au contact de la paroi et de la mèche poreuse (figure 1.14.b). La vapeur peut se former par nucléation dans la mèche puis s'évacuer vers les canaux vapeur. La conductance augmente avec la diminution du nombre de pores liquide au contact de la culasse (augmentation de longueur cumulée de lignes triple).
- lorsque la puissance imposée devient suffisamment grande, une zone asséchée de plus en plus grande apparaît au niveau de la paroi (figure 1.14.c) jusqu'à ce qu'une couche de vapeur s'installe de façon permanente entre la paroi et l'interface de vaporisation. Dans ce cas, le flux thermique est conduit dans la mèche poreuse avant d'atteindre l'interface de vaporisation. L'augmentation de la puissance conduit donc à une diminution du coefficient de transfert thermique global.

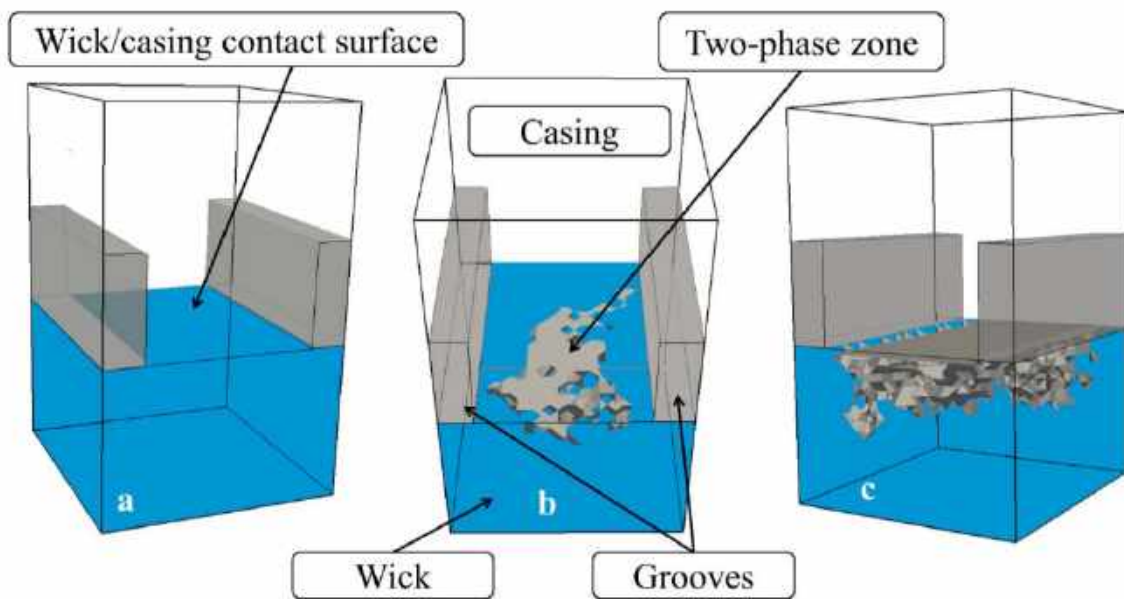


FIGURE 1.13 – Évolution de la répartition des phases avec le flux selon Mottet [3]

A partir de ces simulations Mottet a effectué une étude paramétrique permettant, entre autres, d'étudier l'impact des caractéristiques de la mèche ainsi que des canaux vapeur. Contrairement aux mèches plastiques, les mèches métalliques ont une conductivité plus élevée qui augmente la part du flux transmis vers l'alimentation liquide de l'évaporateur. Mottet montre également qu'une mèche conductrice permet d'améliorer les échanges thermiques dans le poreux. Il est alors possible d'utiliser un poreux bi-couche dont l'une est conductrice (haute conductivité faible permittivité) et l'autre isolante (faible conductivité haute perméabilité).

Ce type de structure est régulièrement utilisé dans les LHP. De plus, selon Mottet, les canaux vapeur usinés dans la mèche sont préférables. En effet, elle montre en particulier que le régime diphasique (régime b) se maintient sur une gamme de flux bien plus large que lorsque les cannelures sont creusées dans la culasse.

### 1.1.4 Problématique associée à l'alimentation en liquide de la mèche

Le fonctionnement de l'évaporateur est intrinsèquement lié à sa possibilité de pomper du liquide dans le réservoir. Si de la vapeur s'installe entre ces deux éléments, l'alimentation en liquide n'est plus assurée et la mèche poreuse s'assèche. On atteint alors une limite thermique du système. De la vapeur peut s'installer dans plusieurs situations :

- la part du flux qui n'est pas vaporisé (appelé parasite) conduit par la mèche et le liquide peut provoquer l'ébullition du liquide sous la mèche.
- une partie de la mèche atteint transitoirement sa limite capillaire entraînant une percolation locale de la vapeur.
- dans le cas d'une LHP, la phase de fonctionnement transitoire peut aboutir à une injection de vapeur par le condenseur dans le cœur de l'évaporateur

La première situation est critique dans le sens où le développement de l'ébullition sous la mèche peut bloquer l'alimentation en liquide de la mèche et provoquer l'assèchement de l'évaporateur. On appelle cette limite "limite d'ébullition" (figure ).

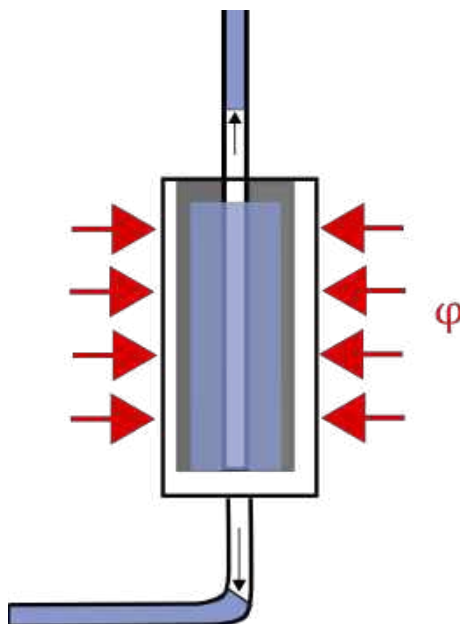


FIGURE 1.14 – Schéma du blocage de l'alimentation en liquide de la mèche poreuse par de la vapeur

Le réservoir et le condenseur jouent un rôle primordial pour éviter ce type de situation. Le condenseur doit être correctement dimensionné en fonction du flux appliqué à l'évaporateur afin d'assurer un sous-refroidissement suffisant du liquide à l'entrée de l'évaporateur pour : d'une part éviter que le fluide n'atteigne la surchauffe nécessaire au démarrage de la nucléation avant d'atteindre l'interface de vaporisation et d'autre part pour condenser la vapeur ayant éventuellement percolé à travers la mèche pendant la phase transitoire.

Pour un fonctionnement du système dans le domaine terrestre, Lossouarn [16] a étudié une architecture de boucle sur laquelle le réservoir est placé au dessus de l'évaporateur. Cette disposition permet d'évacuer naturellement, par gravité, la vapeur et de ramener du liquide sous-refroidi sous la mèche comme a pu l'observer Blet [2]. Dupont *et al* [17] ont développé un clapet anti-retour qui, placé en amont de l'évaporateur, permet d'éviter la percolation de vapeur en bloquant la circulation du fluide de l'évaporateur vers le réservoir tout en permettant l'évacuation des bulles de vapeur pouvant être produites sous la mèche.

Dans le cas d'utilisation sous zero gravité, une mèche secondaire peut également être tapissée sur les parois du réservoir et de la conduite menant à l'évaporateur jusqu'à l'alimentation de l'évaporateur afin de ramener par capillarité du liquide jusqu'à la mèche primaire. On retrouve là un des intérêts des configurations LHP utilisées dans le domaine spatial. Il est également commun pour les LHP d'ajouter une bayonnette ramenant le liquide sous-refroidi en provenance du condenseur directement au cœur de la mèche primaire. La question des transferts et de la structuration des phases dans le cœur des évaporateurs de LHP aboutit à un couplage thermique supplémentaire entre la mèche et le réservoir, appelé effet caloduc, ce qui peut provoquer des écarts de performances importants. Ce mécanisme a notamment été étudié par Ku *et al* [18] et Soler [19].

### 1.1.5 Synthèse

En résumé, la figure 1.15 présente les types de structure des phases que l'on peut avoir dans un évaporateur en fonction du flux appliqué selon les résultats d'observation et de modélisation décrits. En accord avec les résultats expérimentaux et de modélisation, l'évolution des transferts avec le flux appliqué serait liée à trois mécanismes :

- la présence de ménisques à la jonction entre les cannelures, la mèche poreuse et la paroi.
- la nucléation de la vapeur au contact mèche-paroi.
- la progression du front vapeur par percolation liée à l'augmentation de la différence de pression de part et d'autre de l'interface.

On notera enfin que la situation de transfert peut aboutir à un assèchement de la mèche si l'ébullition se déclenche au niveau de la surface d'alimentation en liquide et que la vapeur créée coupe l'alimentation en liquide de la mèche. Cette limite d'ébullition peut se produire dans n'importe quel régime de flux et dépend du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur et du flux parasite.

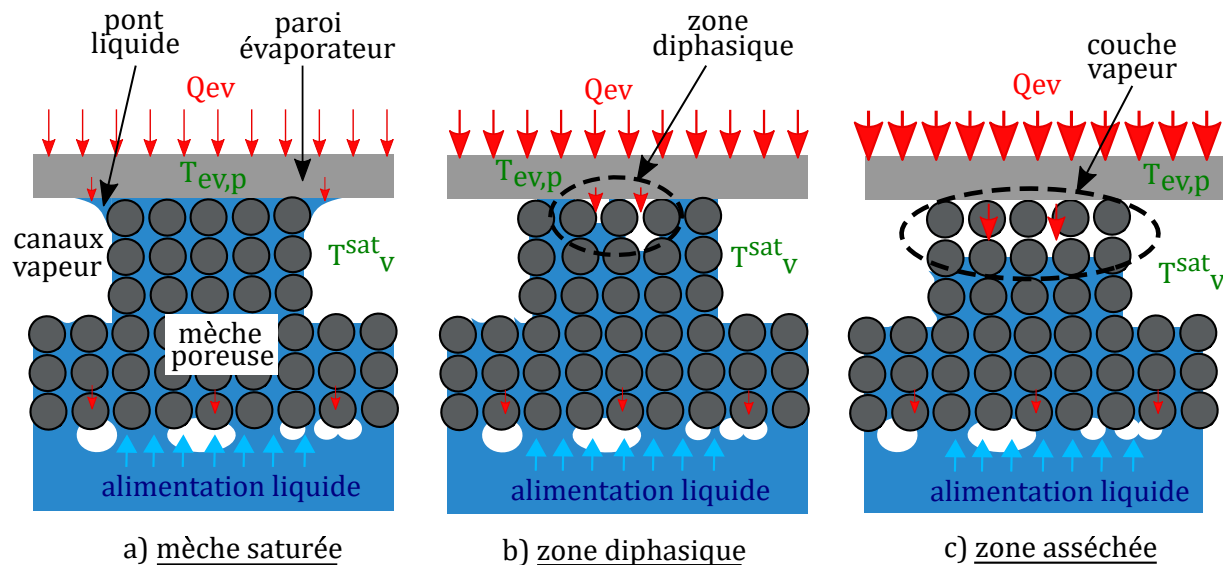


FIGURE 1.15 – Évolution de la répartition des phases liquide et vapeur dans la mèche poreuse lors de l'augmentation de la puissance appliquée sur les parois de l'évaporateur.

## 1.2 Couplages et dynamique de la boucle capillaire

Connaître en détail le fonctionnement d'un évaporateur capillaire permet de connaître les enjeux de son fonctionnement, ses capacités d'adaptation à des sollicitations ainsi que ses limites de fonctionnement. Cependant dans une boucle à pompage capillaire, sa dynamique est couplée à la dynamique du condenseur et du réservoir. Connaître le comportement qui émerge à l'échelle du système constitue un autre domaine de recherche sur les boucles à pompage capillaire et d'une façon générale sur les systèmes diphasiques passifs (caloducs, PHP, *etc.*). On se focalisera en particulier sur les travaux alliant expériences et modélisation dans le but d'établir les mécanismes pilotant la dynamique du système lors des phases de cycle de puissance appliquée à l'évaporateur et des phases de démarrage. Un travail important a été entrepris d'abord sur les CPL puis sur les LHP par Ku et Hoang *et al* [20] [21] [22] [18] [23] [24] ainsi que par Chen [25] et Launay [5] sur les LHP et par Pouzet [26] et Boubaker [7] [27] sur les CPL.

### 1.2.1 Cycle et couplages entre composants

Un premier aperçu général des couplages entre composants est donné par le cycle (p,T) de fonctionnement. Le cycle de fonctionnement d'une CPL (en négligeant la contribution de la gravité) est décrit en figure 1.16.

- 1-2 : le fluide vaporisé à l'interface traverse les canaux vapeur pouvant le surchauffer. Cet écoulement provoque de faibles pertes de charge.

- 2-3** : la vapeur circule jusqu'à l'entrée du condenseur ce qui provoque des pertes de charge. Si la conduite est peu isolée, les échanges thermiques avec l'ambiance peuvent dé-surchauffer le fluide voire provoquer le démarrage de sa condensation.
- 3-3'** : le fluide entre dans le condenseur et se refroidit jusqu'à atteindre sa température de condensation  $T_{2\varphi}^{sat}$ . La longueur de la zone diphasique de condensation varie avec la puissance appliquée à l'évaporateur.
- 3'-4** : le fluide sort du condenseur avec un sous-refroidissement suffisant, à une température idéalement égale à la température de source froide  $T_{sec}$ . Sa pression a encore légèrement chuté à cause des pertes de charge.
- 4-5** : on observe la même chose dans la ligne liquide où cependant des échanges thermiques avec l'ambiance peuvent avoir lieu.
- 5-6** : la température du fluide augmente jusqu'à sa température de saturation grâce au flux conduit par la culasse de l'évaporateur et la mèche poreuse tandis que la mèche provoque des pertes de charge importantes.
- 6-1** : le fluide change de phase au niveau de l'interface de vaporisation. Le saut de pression capillaire est égale à la totalité des pertes de charge provoquées par la circulation du fluide dans la boucle.
- R** : Le réservoir permet de fixer la pression de fonctionnement de référence de la boucle et impose donc la température de vaporisation dans l'évaporateur ainsi que la température de condensation au condenseur aux effets de pertes de charge près. La dynamique du réservoir se reportera donc sur l'ensemble des composants. Il existe deux types de conception du réservoir :
- le réservoir monophasique : le réservoir est plein de liquide. Il contient une paroi mobile contrôlée dont le temps de réaction est très court. Cependant le contrôle mécanique diminue la fiabilité de la boucle de par l'ajout d'une pièce mobile.
  - le réservoir diphasique : Le fluide est sous forme liquide-vapeur. Sa pression de saturation est imposée par la température du fluide. Ce sont les réservoirs les plus utilisés et les seuls que nous décrirons par la suite.

Ce cycle décrit le fonctionnement de la boucle dans un cas de régime stabilisé. Or l'application d'une sollicitation telle qu'un échelon de puissance provoque une dynamique intrinsèque à chacun des éléments décrits.

## 1.2.2 Comportement dynamique suite à des sauts de puissance

Selon Kaled [28] et Blet [2], la dynamique principale de la boucle suite à l'application d'un échelon de puissance à l'évaporateur se développe en plusieurs phases caractéristiques : (i) la phase redistribution du liquide entre le condenseur et le réservoir suite à l'augmentation de la longueur de la zone de condensation qui peut durer quelques minutes (ii) une phase

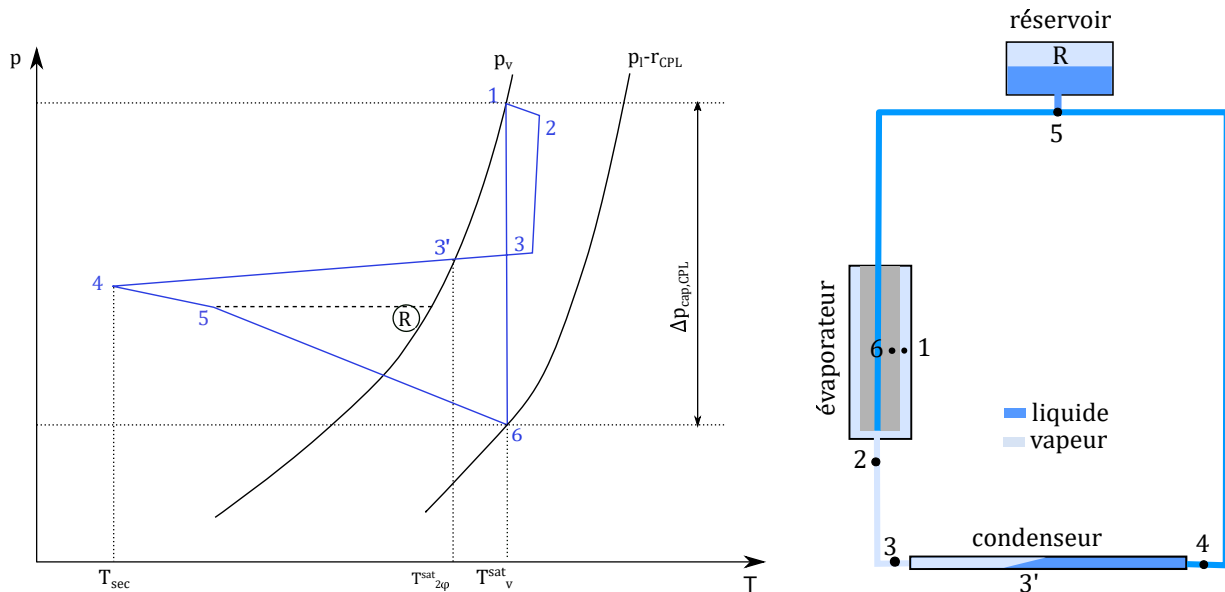


FIGURE 1.16 – Cycle de fonctionnement d'une CPL

d'une dizaine de minutes pilotée principalement par l'inertie thermique de l'évaporateur et des conduites.

C'est lors de la phase de répartition des phases dans la boucle que la dynamique est de plus forte intensité. La quantité de liquide chassée provoque transitoirement un pic de pertes de charge dont l'amplitude peut très largement dépasser la valeur du régime stationnaire. Il en résulte une dynamique complexe dans le réservoir entre le flux conduit par la mèche poreuse et la culasse en provenance de l'évaporateur et l'écoulement du fluide en provenance du condenseur qui peut aboutir à des oscillations de température de plusieurs dizaines de degré Kelvin à une fréquence de l'ordre de la minute [5] [18] [24] (figure 1.17). D'autres types d'oscillations avaient été identifiées dans la CPL par Hoang et Ku [20]. Dans le cas où le réservoir est parfaitement contrôlé, Dutour et Kaled [29] montrent par linéarisation d'un modèle non linéaire de CPL que la dynamique du couplage évaporateur-condenseur pouvait être reproduite par un modèle linéaire d'ordre 2. Il dépend principalement de deux temps caractéristiques liés à la dynamique de vaporisation ainsi qu'à la dynamique de condensation.

Kaled [28] montre, en suivant l'évolution du front de condensation à l'aide d'une caméra rapide qu'il existe des échelles de temps bien plus petites (quelques secondes) liées à l'installation d'instabilités dans le condenseur (figure 1.18). La formation d'un bouchon de liquide en entrée de condenseur (photo a) provoque une accumulation de vapeur et une augmentation de pression en amont de celui-ci. Cela entraîne l'éjection du liquide (photos b à e), aboutissant à la baisse de pression en entrée du condenseur. Les photos f) à h) montrent quand à elles la phase de retour du liquide vers l'entrée du condenseur puis l'émergence

d'un nouveau bouchon de liquide venant obstruer l'alimentation en vapeur et augmenter la pression en entrée de condenseur.

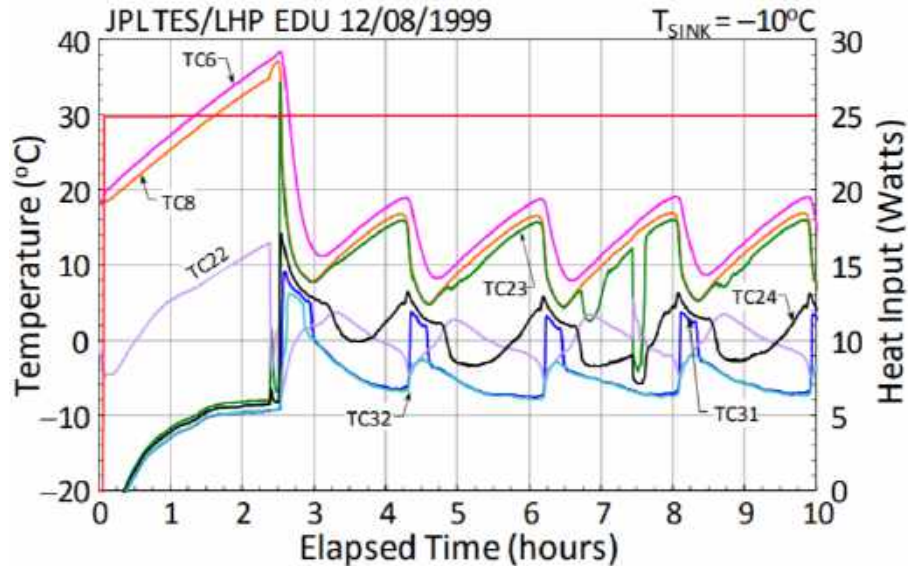


FIGURE 1.17 – Oscillations de température dans une LHP selon Ku *et al* [24].

### 1.2.3 Phase de démarrage et installation de la vaporisation dans la mèche

Le démarrage d'une boucle consiste à appliquer un flux de chaleur sur la culasse de l'évaporateur suite à une phase d'arrêt de la vaporisation dans ce dernier. Un démarrage est considéré comme effectif lorsque la vaporisation et le pompage capillaire s'installent de manière permanente dans la mèche poreuse.

Suite à une phase d'arrêt de la boucle, il est possible d'avoir plusieurs situations de répartition des phases dans l'évaporateur. Or la répartition des phases dans l'évaporateur influe sur le redémarrage de la boucle. L'article écrit par Ku [21] décrit de façon exhaustive les différentes situations de démarrage possibles, dont les quatre principales sont résumées par Mottet [3] sur la figure 1.19.

Lorsque la répartition des phases avant le démarrage est telle qu'il existe de la vapeur dans les cannelures (situation 1 et 2) l'application d'un flux suffit généralement à réinstaller la vaporisation. Au contraire, les situations 3 et 4 sont celles où il sera le plus difficile de réinstaller le pompage capillaire. En effet, les cannelures étant pleines de liquide, le fluide doit atteindre une surchauffe suffisante pour que la première bulle de vapeur soit produite et que la vaporisation s'installe. Cette surchauffe dépend du fluide, de la température de saturation ainsi que du confinement du fluide.



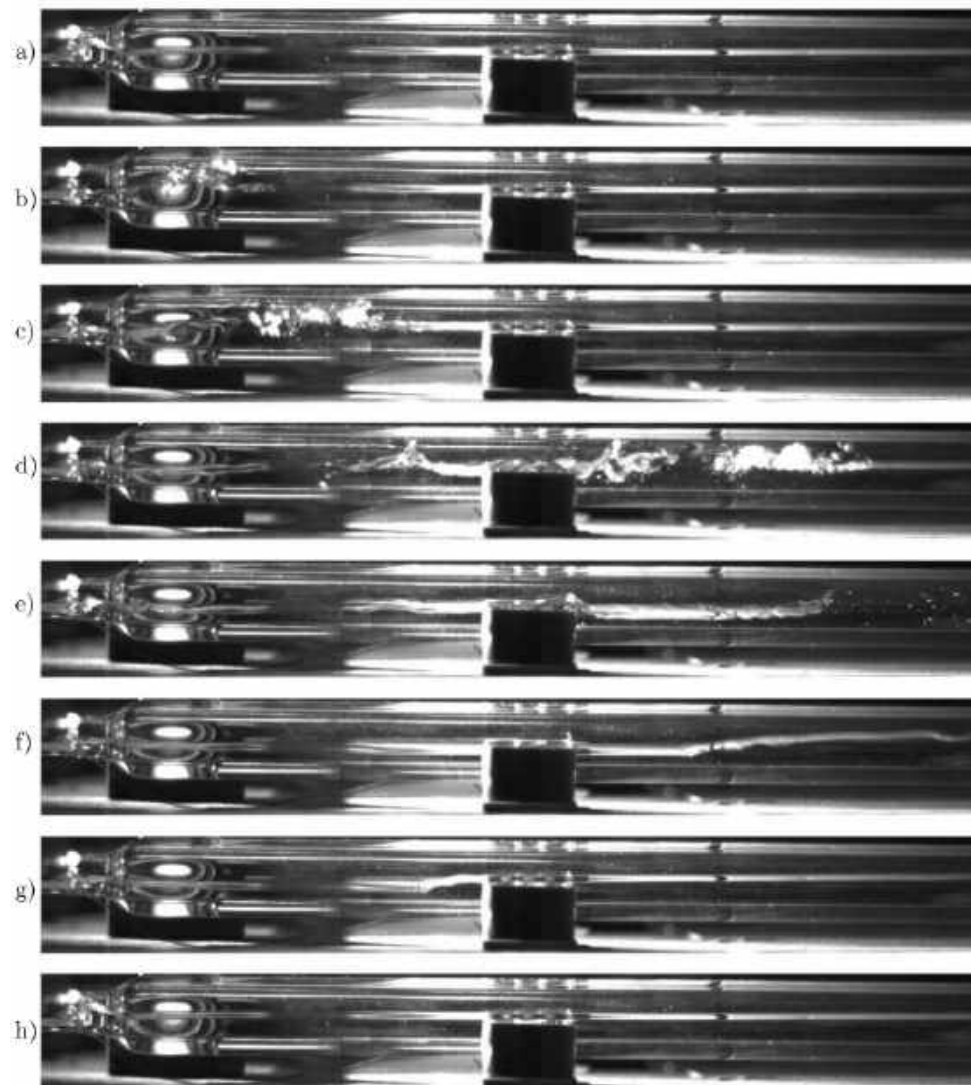


FIGURE 1.18 – Structuration des phases dans le condenseur.

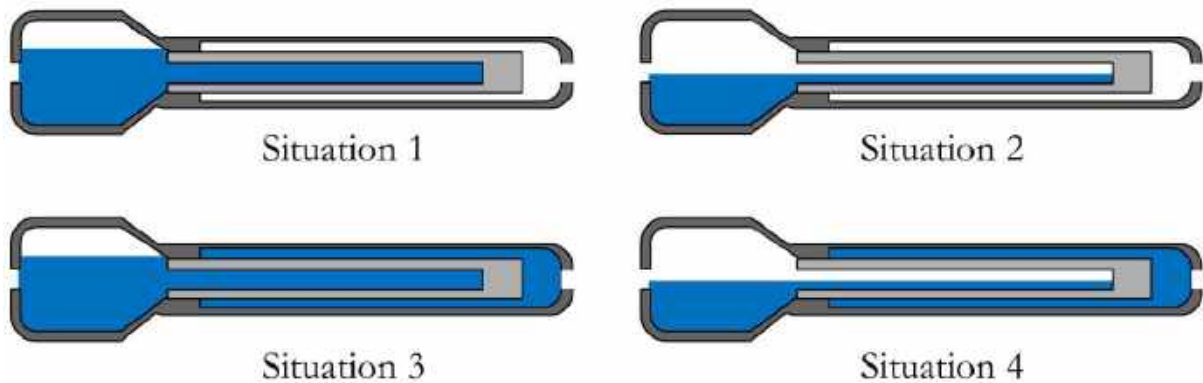


FIGURE 1.19 – Schémas des répartitions liquide/vapeur possibles dans un évaporateur suite à une phase d'arrêt [3]

Dans la situation 4, le flux atteignant le cœur de l'évaporateur fera monter la température de saturation ce qui limitera la surchauffe du liquide et empêchera l'installation de la vapeur dans les cannelures, et finalement, le démarrage.

Dans la situation 3, la surchauffe pourra être atteinte mais le déclenchement brutal (de l'ordre de la seconde) de la vaporisation du liquide présent dans les cannelures se traduit par une forte dynamique de redistribution du fluide dans la boucle. La vapeur produite repousse le liquide vers l'amont et l'aval de l'évaporateur. Blet [2] et Accorinti [30] montrent que la vapeur peut alors percoler à travers la mèche poreuse vers l'amont de l'évaporateur. Accorinti *et al* [30] montre de plus que la température des masses thermiques de l'évaporateur et de la conduite liquide joue un rôle déterminant dans la dynamique de cette phase en limitant le déplacement du fluide dans la conduite. Le liquide en provenance de l'évaporateur est également une source de sous-refroidissement pouvant aider à l'installation permanente du pompage capillaire.

Au final, il reste que cette phase de démarrage est l'une des plus critiques du point de vue du système et que le niveau de complexité des couplages, des échelles de temps et des variétés de situations initiales posent un certain nombre de questions ouvertes en termes de capacité de modélisation.

### 1.3 Approche de l'hybridation des boucles à pompage capillaire avec des pompes mécaniques

L'objectif premier de l'hybridation est de supprimer la limite capillaire tout en conservant le même poreux dans l'évaporateur et les performances thermiques associées. Il s'agit donc de découpler le saut de pression capillaire du flux appliqué à l'évaporateur. L'approche consiste à introduire une pompe dans le circuit pour compenser les pertes de charge liées à la cir-

culution du fluide dans la boucle. Le couplage d'une LHP ou d'une CPL avec une pompe mécanique comme présenté figure 1.20 est une façon de contrôler la différence de pression aux bornes de l'évaporateur afin de maintenir le saut de pression capillaire dans sa gamme de fonctionnement. Elle permet donc d'augmenter la plage de fonctionnement globale du système.

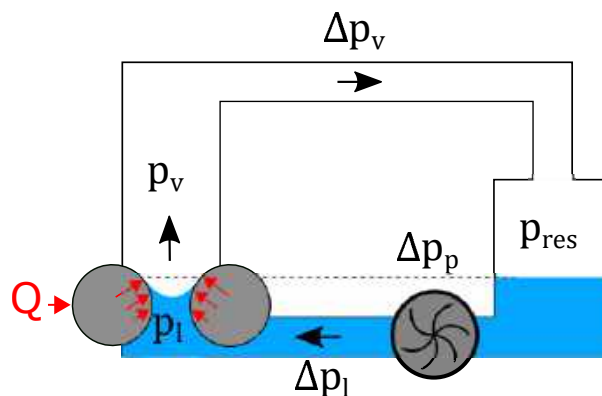


FIGURE 1.20 – Schéma d'un couplage pompage capillaire-mécanique.

Avant de présenter les différents travaux envisagés dans la littérature, il est nécessaire de faire un rappel sur les différentes technologies de pompes mécaniques existantes dont va dépendre ce couplage. Ensuite l'originalité de l'approche considérée dans la thèse sera décrite.

### 1.3.1 Les différents types de pompes mécaniques

Deux grandes familles de pompe existent : les pompes volumétriques et les pompes centrifuges.

Les pompes volumétriques sont divisées en deux sections :

- pompes oscillantes : un piston ou une membrane aspire puis pousse un volume de fluide et lui apporte ainsi du travail. Ce type de pompe peut provoquer des vibrations importantes.
- pompes rotatives : une pièce tournante entraîne le fluide lui imposant une certaine vitesse. Le débit refoulé est plus homogène et les pannes moins fréquentes que pour une pompe oscillante.

De par leur constitution, les pompes volumétriques imposent le débit de circulation pour une vitesse de rotation donnée de façon quasi-insensible à la perte de charge dans le circuit. Leurs courbes de fonctionnement type sont tracées figure 1.21. Ce type de pompe permet un contrôle très précis du débit de refoulement, mais le rend discontinu (fréquence d'oscillations proportionnelle à la vitesse de la pompe).

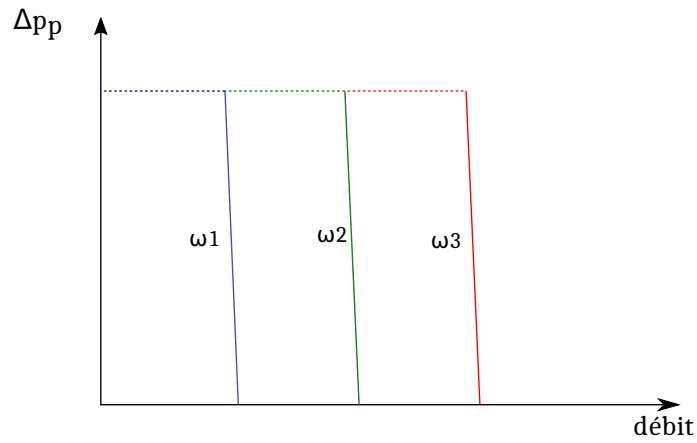


FIGURE 1.21 – Courbes de fonctionnement classiques d'une pompe volumétrique pour trois vitesses de rotations quelconques  $\omega$ .

Les pompes centrifuges sont constituées d'une pièce rotative passant augmentant la pression de refoulement du fluide tout en permettant sa circulation continue. Plus de détails sur le fonctionnement des pompes centrifuges sont par exemple donnés dans le chapitre 1 du livre écrit par la société Sulzer pumps [31]. Contrairement aux pompes volumétriques le débit de refoulement n'est pas imposé par la vitesse de rotation de la pompe et peut ainsi être imposé par ailleurs. Leurs courbes de fonctionnement type sont données figure 1.22.

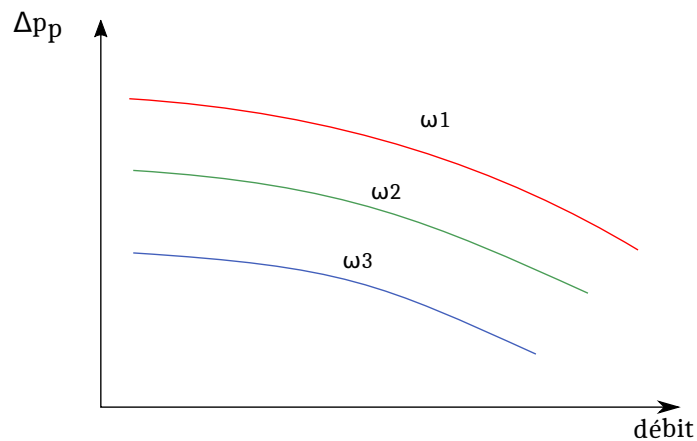


FIGURE 1.22 – Courbes de fonctionnement classiques d'une pompe centrifuge pour trois vitesses de rotations quelconques  $\omega$ .

Quelle que soit la pompe utilisée, il faudra être vigilant à ne pas entraîner de cavitation dans la pompe pendant son fonctionnement. Pour cela il sera nécessaire que le liquide soit suffisamment sous-refroidi pour éviter la formation de bulles vapeur dans la pompe.

### 1.3.2 État de l'art de l'hybridation mécanique des boucles à pompage capillaire

Les premières études sur l'hybridation des boucles à pompage capillaire ont eu lieu dans les années 90 dont une revue non-exhaustive a été faite par Zhang [32]. En 1989, Schweickart *et al* [33] étudie l'hybridation d'une CPL assistée avec une pompe volumétrique. Le système consiste en huit évaporateurs en parallèle reliés par une dizaine de mètres de lignes vapeur et liquide à six condenseurs en parallèle. La pompe est placée après le réservoir (contrôlé en température) en série avec les évaporateurs capillaires (figure 1.23). Un contrôle spécifique est développé afin que la vitesse de rotation de la pompe soit réglée en fonction de la puissance imposée à l'évaporateur. Ce contrôle doit être extrêmement précis car :

- un débit trop élevé provoque la dégradation de la conductance à l'évaporateur. Dans ce cas, le débit de liquide entrant, supérieur à celui vaporisé, inonde l'évaporateur.
- un débit trop faible provoque l'assèchement de la mèche poreuse. En effet, dans ce cas le débit de liquide alimentant la mèche est inférieur à celui évaporé.

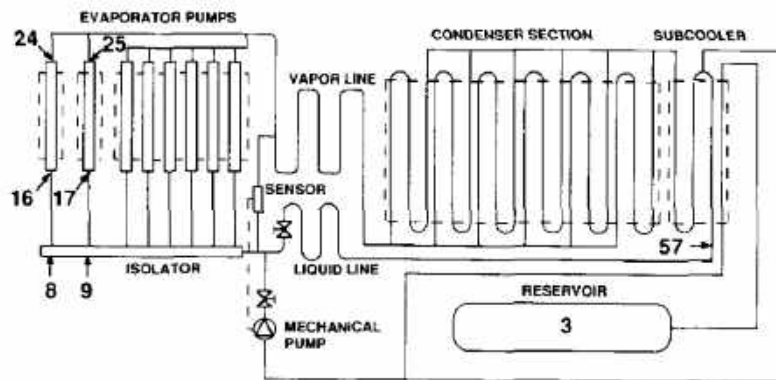


FIGURE 1.23 – Architecture de la boucle hybride de Schweickart *et al* [33].

La mise en parallèle de plusieurs évaporateurs rend ce contrôle d'autant plus critique : les puissances appliquées sur les différents évaporateurs sont différentes. Pour éviter l'assèchement des évaporateurs sur lesquels la puissance appliquée est la plus forte, les autres évaporateurs doivent être sur-alimentés de liquide.

La capacité de transport thermique de la boucle hybridée augmente de 14 % par rapport à son fonctionnement en pompage strictement capillaire. L'augmentation de la gamme de fonctionnement de la boucle est limitée par le passage de liquide à travers la mèche poreuse qui contribue à baisser le coefficient d'échange thermique à l'évaporateur. Or, les tests sont arrêtés lorsque les composants atteignent leur température critique.

Une configuration différente de l'hybridation a été développée par Park *et al.* [34] et Crepin-

sek et Park [35] [36] (figure 1.24). L'étude consiste en un ou plusieurs évaporateurs capillaires plats couplés à une pompe volumétrique dont l'objectif est de pouvoir évacuer des densités de flux, dissipées par de l'électronique de puissance, supérieures à  $100 W.cm^{-2}$ . Le système consiste en une boucle fluide principale constituée d'un réservoir diphasique dont la circulation est assurée par la pompe mécanique. Cette boucle principale passe par la chambre liquide de l'évaporateur capillaire, située en aval de la pompe, qui est alors au contact de la mèche poreuse. Lorsqu'un flux est appliqué sur la paroi de l'évaporateur provoquant la vaporisation de fluide, la mèche poreuse vient prélever une partie du liquide circulant dans la boucle principale. Le fluide vaporisé est condensé avant de revenir vers le réservoir, constituant une boucle secondaire parallèle à la boucle primaire (figure 1.24). Plusieurs évaporateurs peuvent être mis en parallèle en divisant la boucle principale en plusieurs lignes en aval de la pompe (figure 1.25.a) ou en série sur cette même boucle principale (figure 1.25.b).

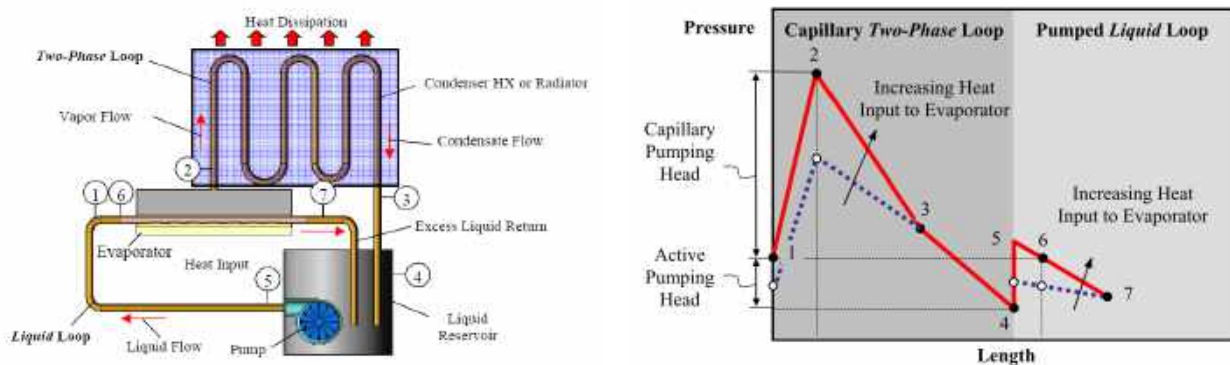


FIGURE 1.24 – Architecture et cycle de fonctionnement de la boucle hybride de Crepinsek et Park [36].

Ce dispositif permet l'évacuation d'une puissance de 1,2 kW (puissance maximale desservie par les cartouches chauffantes) pour une densité de flux de  $120 W.cm^{-2}$  et des pertes de charge totales dans le circuit allant jusqu'à 60 kPa. Cependant, on peut observer le passage de liquide à travers la mèche entraînant une dégradation du coefficient de transfert thermique lors de l'application de faibles et moyennes puissances (figure 1.26). On observe ces situations lorsque la pression de vaporisation est inférieure à la pression dans la chambre liquide, c'est à dire pour des faibles pertes de charge dans la boucle secondaire. Dans ce cas, les ménisques ne peuvent pas être maintenus au sein de la mèche poreuse et le transfert thermique se fait alors par ébullition nucléée.

Cette situation est d'autant plus probable lorsque deux évaporateurs sont mis en parallèle. Il est alors difficile de maintenir l'équilibre des différences de pression dans chaque branche en fonction des débits de vaporisation. Une vanne située en amont d'un évaporateur aide alors à maintenir l'équilibre dans chaque branche. La mise en série des évaporateurs permet de limiter ces problèmes d'équilibrage entre les branches. Cependant, le sous-refroidissement en

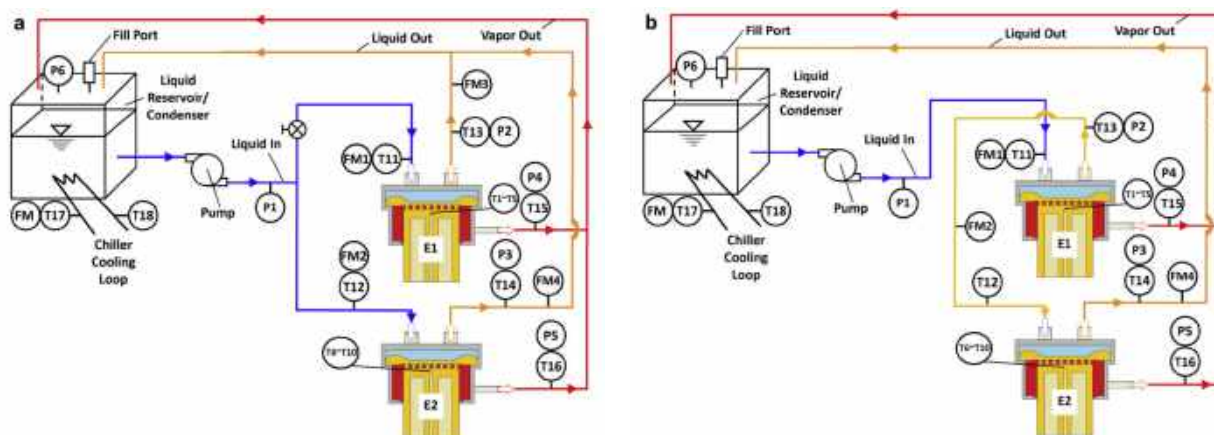


FIGURE 1.25 – Architecture des boucles hybrides avec des évaporateurs a) en parallèle et b) en série de Crepinsek *et al* [36].

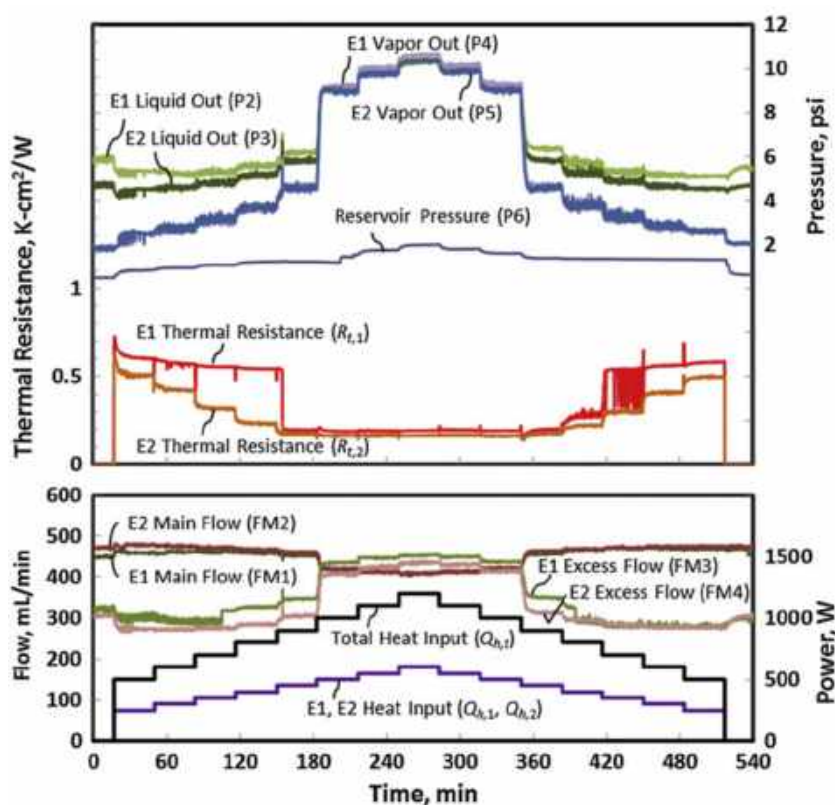


FIGURE 1.26 – Variation de la résistance thermique d'un évaporateur capillaire d'une boucle hybridée en fonction du flux appliqué selon Park *et al* [34].

entrée du second évaporateur étant moins élevé, la limite d'ébullition sous la mèche poreuse est plus rapidement atteinte ce qui limite la puissance imposable sur les évaporateurs à 800 W.

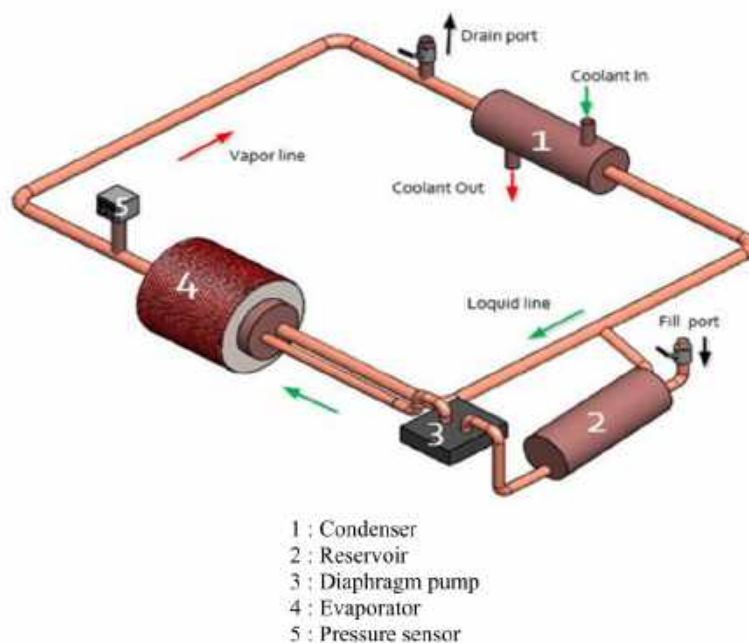
Pour éviter ces envahissements de liquide, Bejarano et Park [37] ont étudié l'impact de la régulation de la vitesse de rotation de la pompe en fonction de la puissance appliquée. En effet, la pression dans la chambre liquide dépend du débit de refoulement de la pompe mécanique. La régulation permet donc de diminuer la pression dans la chambre liquide dans le cas de faibles pertes de charge dans la boucle secondaire. Malgré ce contrôle, des envahissements de liquide sont encore observés à faible flux.

Jiang *et al* [38] [39] [40] ont étudié une architecture proche de la précédente. Ils démontrent l'importance de la répartition liquide-vapeur dans l'évaporateur sur la bonne réussite du démarrage de la boucle hybride ainsi que les effets du remplissage de liquide sur la stabilité de la température de vaporisation et donc sur les performances de l'évaporateur.

Une autre approche de l'hybridation a été proposée par Setyawan *et al* [41] dans le but de diminuer l'assèchement de l'évaporateur d'une LHP durant sa phase de démarrage à haute puissance. Pour cela, une petite pompe volumétrique à diaphragme est placée sur un ligne parallèle à la ligne d'alimentation liquide en entrée d'évaporateur (figure 1.27). Le débit de refoulement de cette pompe est contrôlé en fonction de la température de vapeur mesurée en sortie d'évaporateur. Lors d'un assèchement de l'évaporateur, la température de sortie vapeur augmente et active la mise en route de la pompe mécanique qui permet de ré-alimenter la mèche poreuse en liquide. L'interface de vaporisation a alors la possibilité de se reformer. Dans ces phases de fonctionnement, la boucle fonctionne comme une boucle à pompage mécanique (MPL). La pompe s'arrête lorsque la température mesurée est inférieure à la consigne donnée. Dans cette configuration la capacité de transport thermique maximale de la LHP est toujours imposée par la limite capillaire de l'évaporateur.

La boucle ainsi hybridée permet de réussir des démarrages à une puissance appliquée maximale de 200 W contre 140 W pour une boucle strictement capillaire. Cette étude permet de mettre en avant l'influence du pompage mécanique sur l'apport de sous-refroidissement en entrée d'évaporateur qui permet d'éviter l'assèchement lors de certaines phases transitoires et de démarrage.



FIGURE 1.27 – Architecture de la boucle hybride de Setyawan *et al* [41]

## 1.4 Cadre de la thèse

Dans toutes les situations décrites dans la partie précédente, la distribution des phases dans l'évaporateur est un paramètre critique du fonctionnement de ce dernier. Or, l'utilisation de pompes volumétriques n'a pas permis jusqu'alors de contrôler suffisamment cette dernière. En effet, dans le premier cas où elle est mise en série avec l'évaporateur, le débit desservi par la pompe doit être exactement égal au flux de vaporisation, ce qui exige une connaissance très précise du système ainsi qu'un contrôle extrêmement efficace du débit. Dans le cas où la pompe est mise en parallèle avec l'évaporateur capillaire, la différence de pression aux bornes de chaque branche doit permettre l'installation de la vaporisation dans la mèche ce qui implique une pression vapeur plus élevée que la pression liquide. Là encore, un contrôle de la vitesse de la pompe permet d'imposer la différence de pression souhaitée et d'améliorer les performances du système sans résoudre totalement les problèmes d'inondation de liquide. Une nouvelle approche de l'hybridation doit donc être étudiée.

L'étude proposée change d'approche par rapport aux processus d'hybridation décrit dans la littérature. Pour cela le choix de la pompe mécanique est primordial : nous choisissons de coupler l'évaporateur en série avec une pompe centrifuge. La pompe centrifuge est une pompe passante qui contrairement aux pompes volumétriques n'impose pas le débit de refoulement, qui peut ainsi être imposé par ailleurs. On cherche ainsi à conserver le caractère auto-adaptatif de l'évaporateur concernant la régulation du débit et le piégeage de l'interface

de vaporisation dans la mèche. La vitesse de la pompe centrifuge devra être contrôlée afin de maintenir le saut de pression capillaire entre sa valeur minimale (saut de pression positif) et sa valeur maximale (limite capillaire) afin de garder les performances thermiques de la boucle tout au long de son fonctionnement tout en repoussant sa limite capillaire (tableau 1.28). L'un des avantages de cette configuration est que l'architecture de la CPL reste inchangée et elle peut s'adapter sans modification des évaporateurs actuels contrairement aux approches de Crepinsek *et al.*

	<b>Boucle capillaire</b>	<b>Boucle hybride</b>
Fonctionnement	Passif	Passif + mécanique
Température de l'électronique	Homogène	Homogène
Architecture	Souple	Souple
Densité de flux critique	$\approx 100 W.cm^{-2}$	$\approx 100 W.cm^{-2}$
Limite mécanique	$\Delta p_{cap,max}$	$\Delta p_{cap,max} + \Delta p_{pompe,max}$

FIGURE 1.28 – Tableau de comparaison entre une boucle capillaire et une boucle hybride

Un des premiers objectifs de l'étude est de mettre en œuvre ce couplage, démontrer sa faisabilité et établir l'augmentation des performances associées à l'hybridation. Un travail sur un modèle expérimental sera proposé et permettra d'établir une analyse du système où l'ensemble de la physique sous-jacente interviendra. Deux architectures pour deux emplacements de pompe seront étudiés. Selon son emplacement, en amont ou en aval du réservoir, on s'attend à ce que le fonctionnement de la CPL hybridée (HCPL) soit différent comme le montrent les figures 1.29 et 1.30. Ces figures schématisent le couplage d'une HCPL, sans apport de pression par gravité et pour une puissance imposée à l'évaporateur :

- si le gain de pression est apporté après le réservoir (architecture 1 ou HCPL-A1, figure 1.29) les températures de vaporisation  $T_v^{sat}$  et de condensation  $T_{2\varphi}^{sat}$  de la boucle restent identiques à un cas de pompage strictement capillaire. Associé à la faible dynamique dans la ligne liquide entre le réservoir et l'évaporateur, le couplage de la pompe selon cette architecture a une faible rétroaction sur la dynamique globale de la boucle et sera donc plus facile à contrôler.
- si le gain de pression est apporté avant le réservoir (architecture 2 ou HCPL-A2, figure 1.30), les températures de vaporisation  $T_v^{sat}$  et de condensation  $T_{2\varphi}^{sat}$  varieront en fonction de la différence entre les pertes de charge et le gain de pression apporté par la pompe. Malgré la plus forte rétroaction de la pompe sur le système pour cette architecture, elle permet d'ouvrir la possibilité d'hybridation mécanique à des LHP.

Le travail de la thèse porte essentiellement sur l'étude de la HCPL-A1 pour laquelle nous avons cherché à explorer le comportement le plus largement possible en imposant des cycles de puissance et des perturbations du champ de pression de fortes amplitudes ainsi qu'en considérant les phases critiques du démarrage. Cependant une étude préliminaire de la HCPL-A2

sera présentée dans le dernier chapitre de cette thèse.

Le dernier objectif sera d'effectuer un travail de modélisation avec un modèle non-linéaire représentant les dynamiques principales du système. Il permettra alors l'analyse du couplage centré sur le rôle de la pompe centrifuge. Le modèle permettra également de déterminer la sensibilité de la réponse de la boucle aux paramètres du contrôleur ainsi que sa contrôlabilité.

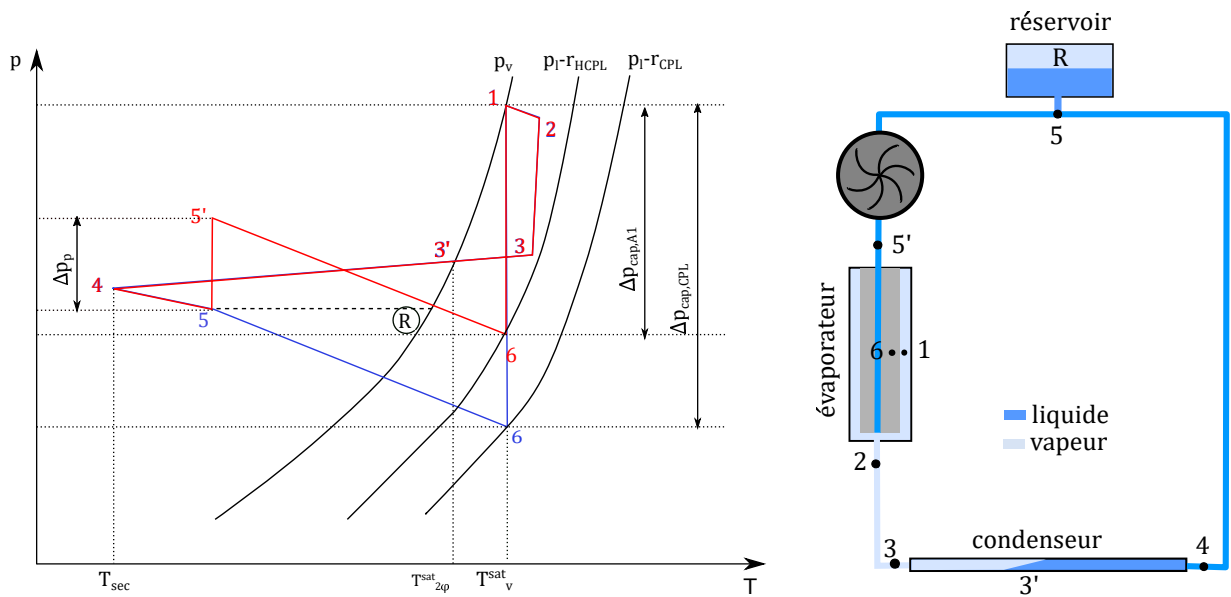


FIGURE 1.29 – Cycle de fonctionnement en bleu d'une CPL et en rouge d'une HCPL hybridée avec une pompe centrifuge placée après le réservoir (architecture 1 ou HCPL-A1).

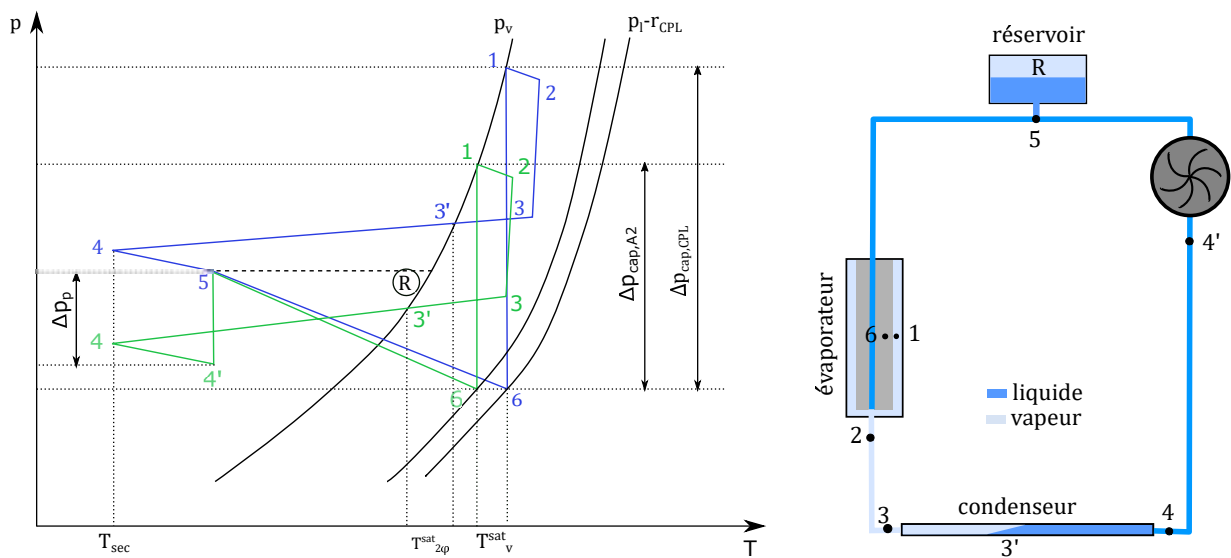


FIGURE 1.30 – Cycle de fonctionnement : en bleu d'une CPL et en vert d'une HCPL hybridée avec une pompe centrifuge placée avant le réservoir (architecture 2 ou HCPL-A2).



# Chapitre 2

## Présentation du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental utilisé pour cette thèse s'est appuyé sur un banc de test édifié en 2013 au laboratoire LAPLACE par Kaled [28] pour son étude d'un dispositif CPL. L'architecture a été modifiée afin de permettre la mise en place d'une pompe centrifuge, soit en amont soit en aval du réservoir, ainsi que d'instrumentations supplémentaires. La figure 2.1 donne un aperçu des spécificités du dispositif : l'évaporateur plat a été dimensionné pour refroidir des composants d'électronique de puissance utilisés dans le transport ferroviaire et il est spécialement conçu pour permettre l'évacuation de fortes densités de puissance, le réservoir et le condenseur sont respectivement situés au dessus et en dessous de l'évaporateur. Ce placement est d'une part défavorable car signifie que l'évaporateur capillaire doit au minimum compenser cette perte de pression par gravité, mais en compensation il permet l'évacuation par gravité de la vapeur potentiellement créée en amont de l'interface de vaporisation vers le réservoir. De plus, la régulation du réservoir diphasique à l'aide d'une résistance chauffante permet de contrôler la température de saturation du fluide et donc la pression de fonctionnement du système.

Un autre élément important de ce banc est qu'il permet l'identification visuelle de la structuration des phases dans le condenseur dont les parois sont en verre. Ce choix a été fait même si la faible conductivité thermique de ce matériau limite le coefficient d'échange total au condenseur. Les longueurs de ligne du système ainsi que les dimensions des composants principaux sont regroupées dans le tableau 2.1. La ligne vapeur a été isolée afin de diminuer les échanges thermiques avec le milieu ambiant. Une vanne pointeau placée sur cette ligne permet d'en modifier les pertes de charge. Le pourcentage de fermeture de cette vanne sera défini comme le nombre de tour effectué sur le nombre de tour total ( $\frac{N_{tour}}{N_{tot}}$ ).

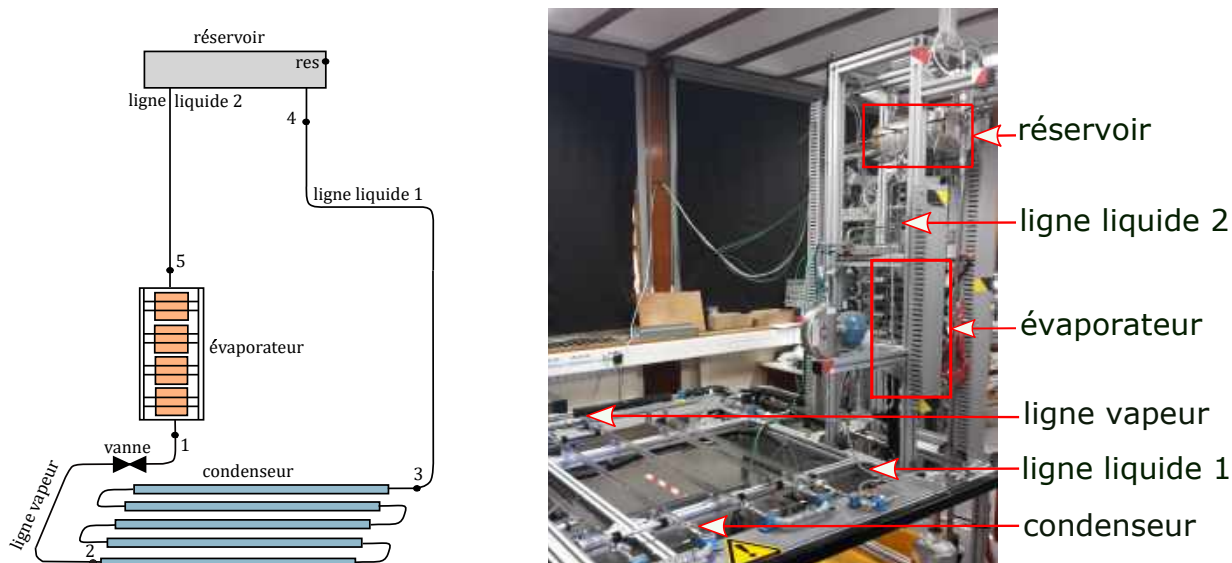


FIGURE 2.1 – Schéma et photographie du banc expérimental

Composants	Matériaux	Type de dimensions	Dimensions
<b>Évaporateur</b>	inox	volume	320x81x20 $mm^3$
		épaisseur de paroi	1 $mm$
<b>Mèche poreuse</b>	Nickel	volume	283x68x16 $mm^3$
		diamètre de pores moyen	6,8 $\mu m$
		porosité $\epsilon$	73 %
		perméabilité k	6,53 $10^{-13} m^2$
<b>ligne vapeur</b>	inox isolé	longueur	3,3 $m$
		diamètre	12 - 14 $mm$
<b>Condenseur</b>	verre	longueur	7,2 $m$
		diamètre primaire	12 - 14 $mm$
		diamètre secondaire	23 - 26 $mm$
<b>Ligne liquide 1</b>	inox	longueur	2,6 $m$
		diamètre	6 - 8 $mm$
<b>Réservoir</b>	inox	longueur	308 $mm$
		diamètre	100 - 102 $mm$
<b>Ligne liquide 2</b>	inox	longueur	0,78 $m$
		diamètre	10 - 12 $mm$
<b>Pompe</b>	-	volume	18x9x4,4 $cm$
		poids	0,65 $kg$

TABLE 2.1 – Dimension des composants du banc expérimental

## 2.1 Description des composants

### 2.1.1 Évaporateur

L'évaporateur a été développé dans les années 2000 par Euro Heat Pipes pour le refroidissement de composants de l'électronique de puissance (figure 2.2). La densité de flux maximale de cet évaporateur est de  $45 \text{ W/cm}^2$ . Pour permettre une bonne intégration de l'électronique de puissance à refroidir, l'évaporateur est plat. La première version de cet évaporateur a été étudié en 2008 à l'institut PPrime dans la cadre de la thèse de Lossouarn [16].

La paroi de l'évaporateur est en contact direct avec la mèche poreuse en nickel. Cette mèche est un bloc parallélépipédique constitué de pores de diamètre moyen de  $6,8 \mu\text{m}$ . Trois distributeurs de 12 mm de diamètre permettent de l'alimenter en liquide. La vapeur est évacuée par environ 50 rainures trapézoïdales horizontales de 0,6 mm de profondeur usinées dans la mèche (canaux vapeur) et rejoignant deux collecteurs de vapeur situés sur les bords latéraux de l'évaporateur (cf figure 2.2). Ces collecteurs débouchent sur la sortie vapeur en aval de l'évaporateur. Les volumes et masses de fluide correspondant à chaque partie de l'évaporateur sont donnés dans le tableau 2.2. Ces valeurs permettront par la suite une analyse des phases dans l'évaporateur. C'est la mèche poreuse qui représente le plus grand volume dans l'évaporateur, suivie par les distributeurs de liquide. Ces deux éléments contiendront environ 195 g de liquide.

Noms	Volume [ $\text{cm}^3$ ]	masse liquide [g]	masse vapeur [g]
Distributeurs liquide	104	78	0,13
Mèche poreuse	156	117	0,20
Canaux vapeur	0,6	0,4	$7,8 \cdot 10^{-4}$
Collecteurs vapeur	56	42	0,075
total	316,6	237,4	0,4

TABLE 2.2 – Dimension des différentes parties de l'évaporateur, masse de liquide totale équivalente et masse de vapeur totale équivalente selon leur masse volumique.

Dans cette étude, l'électronique de puissance est remplacée sur le dispositif par des cartouches chauffantes, enserrées dans 8 blocs de cuivre répartis sur les deux faces de l'évaporateur. La totalité des cartouches chauffantes peut produire jusqu'à 2 kW de puissance, ce qui correspond à des densités de puissance de  $1,1 \text{ W/cm}^2$  à  $11 \text{ W/cm}^2$  rapportées à la surface des blocs chauffants (cf tableau 2.1).

### 2.1.2 Réservoir

Le réservoir diphasique (figure 2.3) a été également développé par la société Euro Heat Pipes. Une plaque d'acier de 1 mm d'épaisseur permet de créer un canal de circulation du liquide



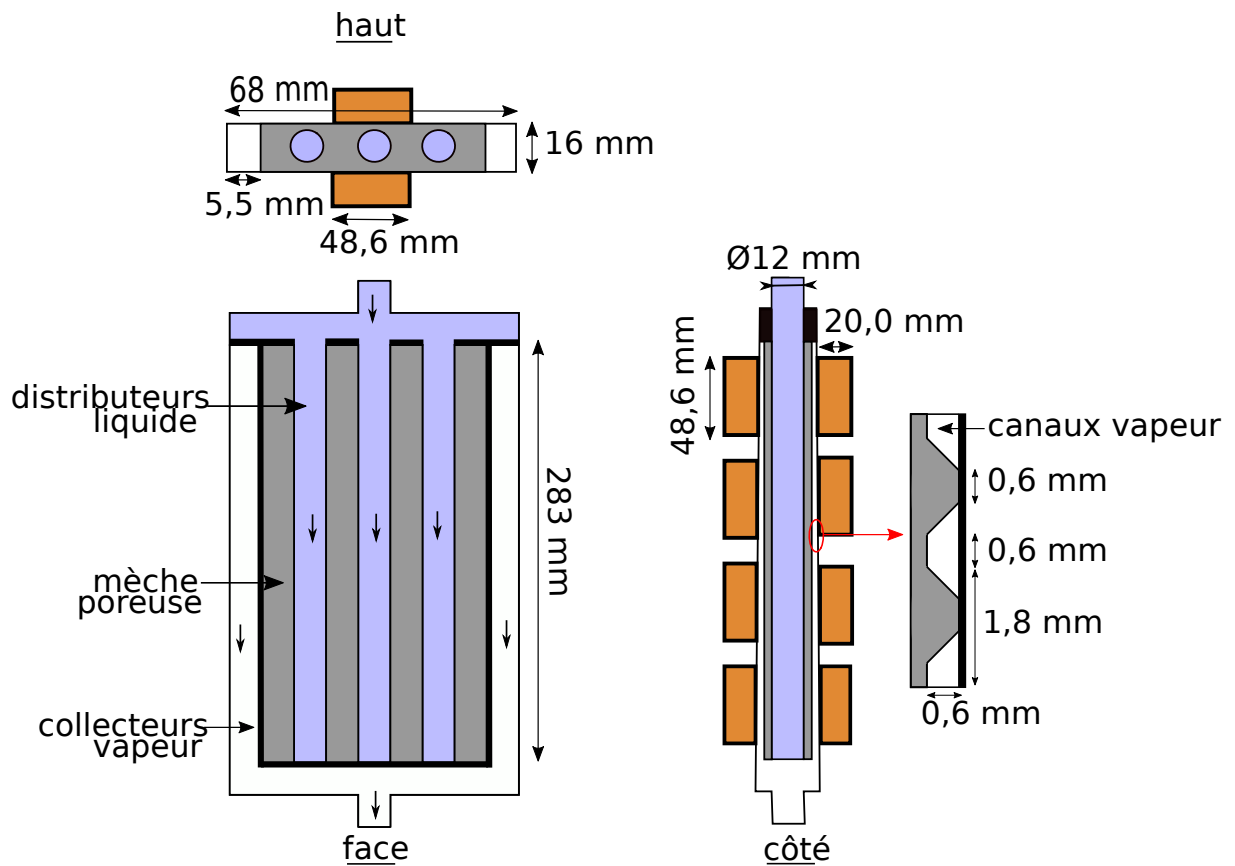


FIGURE 2.2 – Schéma de l'évaporateur

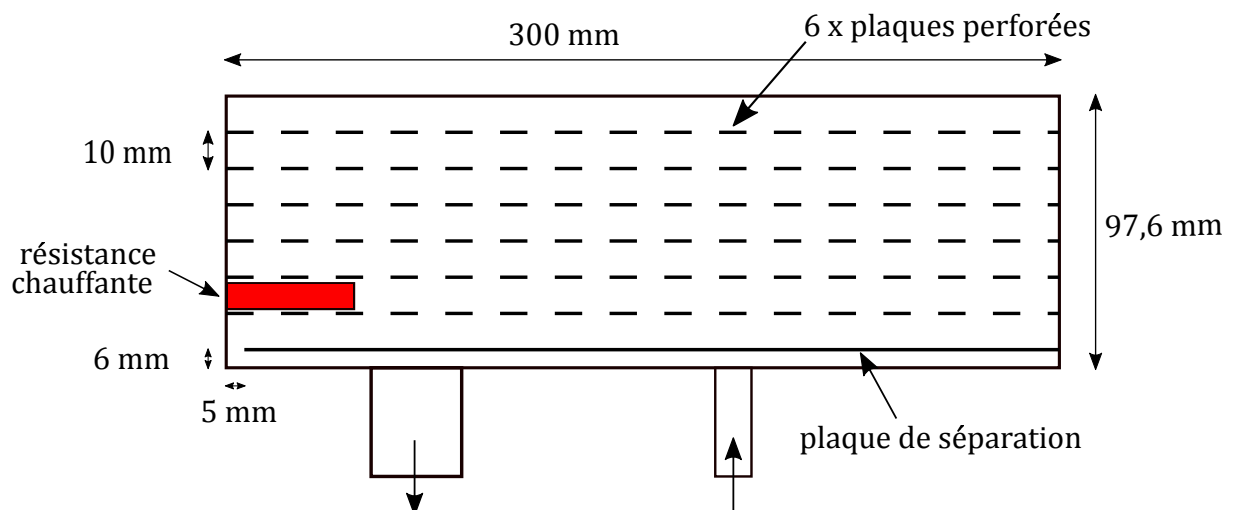


FIGURE 2.3 – Schéma du réservoir

en provenance du condenseur, une ouverture de 5 mm y connecte la partie supérieure qui contient le fluide sous forme diphasique et le système de contrôle en température. Celui-ci est constitué :

- d'une résistance chauffante contrôlée par un PID à l'aide d'une mesure de la température de saturation (thermocouple placé sur la paroi en haut du réservoir).
- d'un ensemble de plaques perforées destinées à augmenter l'inertie du réservoir et à favoriser le réchauffement du liquide envahissant la partie supérieure lors des phases transitoires. En effet sans cette configuration, lors du démarrage ou d'échelon de puissance de fortes amplitudes, une grande quantité de liquide froid peut brusquement faire diminuer la température de saturation dans le réservoir ("cold shock"). L'inconvénient de ces plaques est d'augmenter la masse totale du système, ce qui peut être problématique pour certains domaines d'application (notamment l'aérospatial).

Lors du dimensionnement de la boucle, le volume de ce réservoir est déterminé en fonction du volume des lignes du système. Le volume de fluide introduit doit tenir compte de la capacité (i) minimale et (ii) maximale du réservoir qui seront atteintes respectivement lorsque (i) toutes les lignes sont saturées de liquide et (ii) que la totalité du condenseur contient de la vapeur.

### 2.1.3 Condenseur

Le condenseur est un échangeur en verre coaxial à contre courant dont l'écoulement secondaire est connecté à un cryostat pouvant évacuer jusqu'à 1600 W à 25 °C. Le fluide utilisé comme réfrigérant est le Kryo 51. Malgré sa faible performance thermique, le verre est utilisé afin de visualiser la zone diphasique de condensation et ainsi pouvoir relever de précieuses informations sur la dynamique du front de condensation et la structuration des phases.

Dans l'étude de Kaled [28], les tubes coaxiaux sont reliés par des coudes en verre connectés entre eux par des pinces en inox. Or l'instabilité de l'interface provoque de fortes contraintes mécaniques sur le condenseur qui aboutissent à l'apparition de micro-fissures au niveau de la jonction des tubes, et ont provoqué par deux fois la casse du condenseur.

Afin d'éviter tout nouveau risque de casse, un travail a été réalisé pour renouveler la conception de l'échangeur. Les coudes en verre ont été remplacés par des tubes flexibles en inox permettant d'une part de faciliter le montage et d'autre part de rendre flexible le condenseur lors du fonctionnement de la boucle (figure 2.4). Pour connecter du verre et de l'inox deux solutions sont possibles : des connexions doubles bagues ou des soudures verre/inox. Pour éviter l'apparition de micro-fissures au niveau des bagues et malgré la difficulté d'effectuer ce type de soudure, la deuxième solution a été choisie. Avec un tel montage, aucune casse du condenseur n'a jusqu'à présent été à déplorer. Dans la continuité de ces modifications, deux mètres de tubes coaxiaux ont été ajoutés afin de permettre une température stable et égale à la température du secondaire en sortie de condenseur.

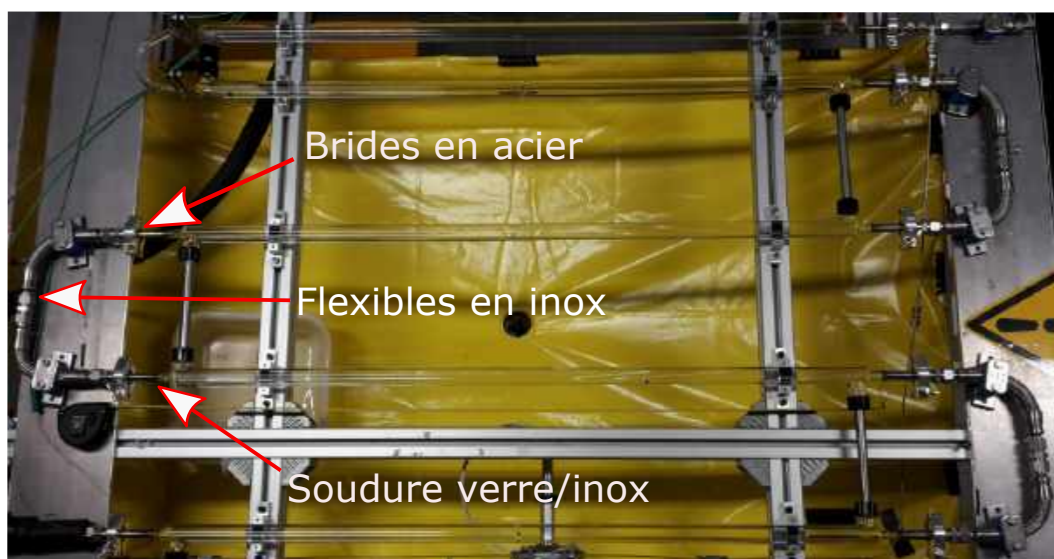


FIGURE 2.4 – Photo du condenseur

### 2.1.4 Pompe centrifuge

La pompe mécanique choisie est une pompe centrifuge radiale développée par Realtechnologie (figure 2.5) pesant 0,65 kg pour un encombrement d'environ 18x9x4,4 cm. La gamme de vitesse de rotation de la turbine est de 4 000 tr/min à 30 000 tr/min ce qui correspond à une gamme de pression de 1 kPa à 60 kPa pour une gamme de débit de 0 kg/s à  $10^{-2}$  kg/s. L'augmentation de la vitesse de rotation est plafonnée à  $2\,000\text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ . Sa consommation électrique dépend principalement de sa vitesse de rotation et varie entre 1 W et 13 W environ.

Les courbes de fonctionnement de la pompe avec du méthanol ont été déterminées expérimentalement en changeant le niveau de pertes de charge dans la boucle à différentes vitesses de rotation fixées (figure 2.6). La relation classique entre le gain de pression générée par la pompe en fonction de sa vitesse de rotation et du débit de circulation est donnée par la relation (2.1) ci dessous. Une régression linéaire a ensuite permis de déterminer les coefficients  $a_{pompe} = 7,3 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}^{-2}$  et  $b_{pompe} = 90\text{ Pa}\cdot\text{kg}\cdot\text{s}^{-2}$ .

$$\Delta p_{pompe} = a_{pompe} \cdot \omega^2 - b_{pompe} \cdot \omega \cdot \dot{m}_{ll} \quad (2.1)$$

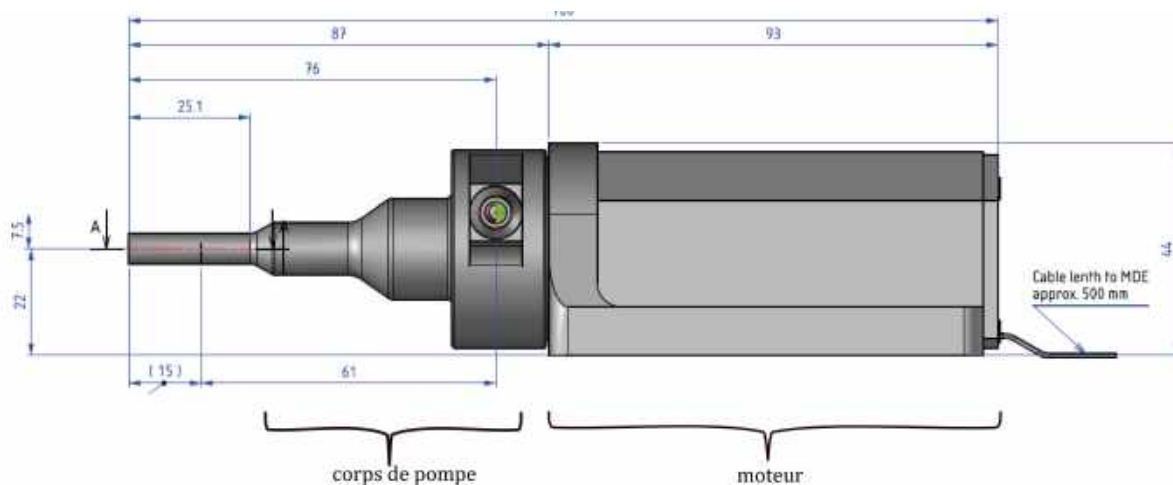


FIGURE 2.5 – Schéma de la pompe centrifuge

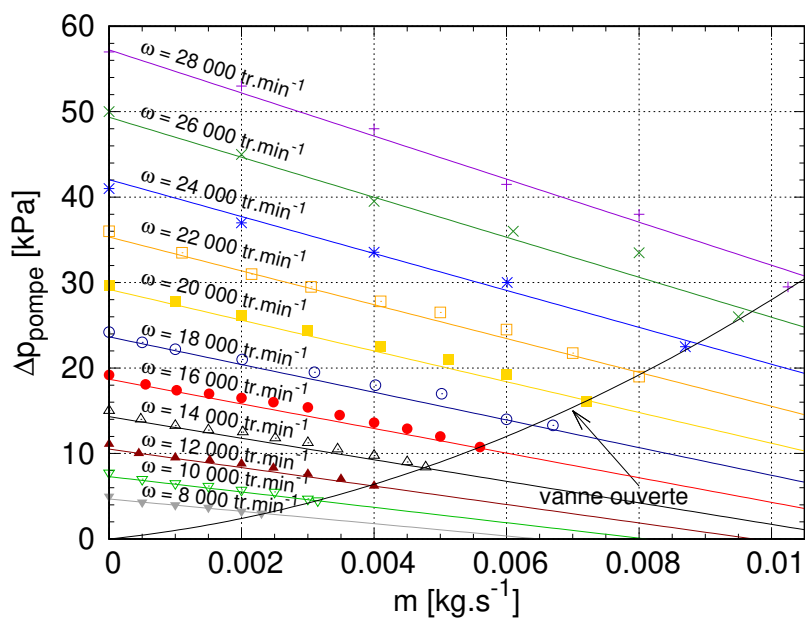


FIGURE 2.6 – Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge avec du methanol. Sur le circuit entièrement liquide, la vitesse de rotation de la pompe est fixée et les pertes de charges de la boucle augmentées afin de modifier le débit de circulation. Le gain de pression généré par la pompe est mesuré pour différents débits de circulation.

## 2.2 Couplage avec l'assistance mécanique

### 2.2.1 Architectures

Comme décrit dans le chapitre 1 partie 1.4, nous souhaitons explorer deux types d'architecture de boucles hybrides (figure 2.7). Dans le premier cas appelé architecture 1 ou HCPL-A1, la pompe centrifuge est placée entre le réservoir et l'évaporateur. Dans le second cas, appelé architecture 2 ou HCPL-A2, la pompe est placée entre le condenseur et le réservoir. Une exploration complète du fonctionnement de la HCPL-A1 ainsi qu'une étude préliminaire de la HCPL-A2 seront effectuées dans les chapitres suivants.

Outre les effets sur la température de condensation (*cf.* figures 1.29 et 1.30), la phase de redistribution du liquide entre le condenseur et le réservoir suite à un échelon de puissance appliquée à l'évaporateur provoque un pic de débit dans la ligne liquide 1 dont l'amplitude dépend de la différence des coefficients d'échange entre le condenseur et l'évaporateur. Leurs fortes différences dans notre dispositif conduit à multiplier, dans la phase transitoire, jusqu'à dix fois la valeur du débit attendu en régime permanent comme l'a montré Kaled [28]. Dans la ligne liquide 2 aucun dépassement significatif n'est observé. Sachant que le gain de pression apporté par la pompe dépend du débit de circulation dans celle-ci (relation 2.1) on peut supposer que le contrôle de l'architecture 2 sera plus délicat que celui de l'architecture 1. De plus, un gain de pression supplémentaire sur une ligne liquide a lui même une influence sur l'écoulement de celui-ci dans les régimes transitoires.

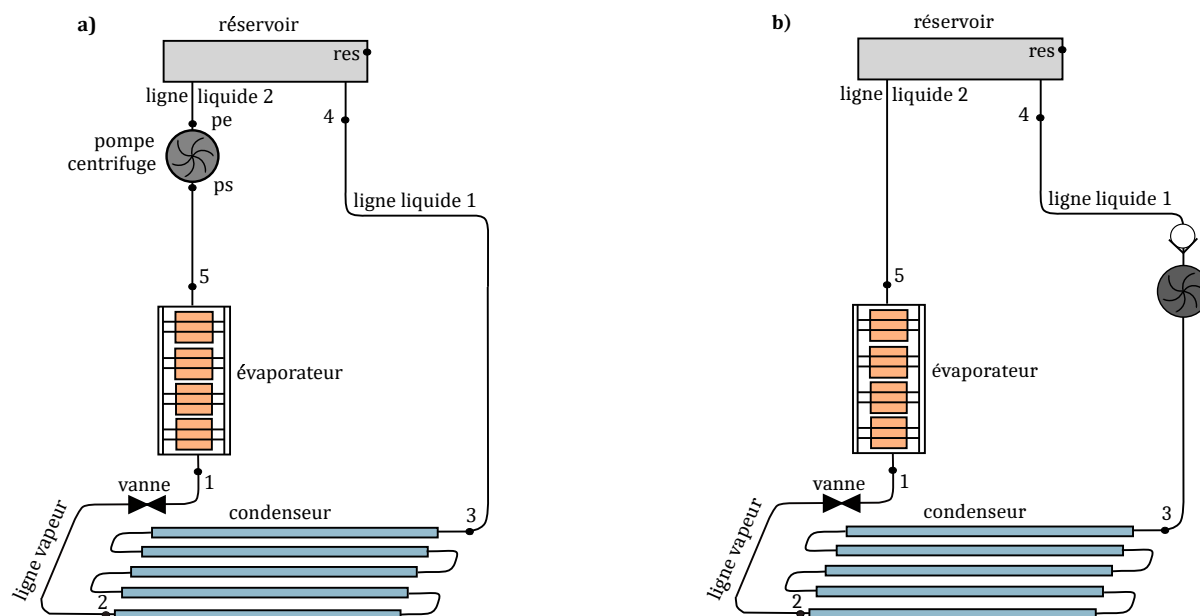


FIGURE 2.7 – a : Architecture 1 (HCPL-A1) et b : architecture 2 (HCPL-A2)

Kaled a montré par ailleurs que la circulation du fluide dans la ligne liquide peut s'inverser lors de créneaux de puissance décroissants. Pour éviter que le fluide ne circule dans le sens contraire à celui de la pompe et augmente la difficulté de contrôle de cette dernière, un clapet anti-retour a été installé en aval de la pompe. On sait également grâce au travail de Dupont *et al* [17] et de Blet [2] que de la vapeur peut se former sous la mèche et remonter vers le réservoir. Dans le cas de l'architecture 1 il faudra donc faire attention à ce que la pompe ne bloque pas le passage de ces bulles de vapeur et que ces dernières ne l'endommagent pas.

### 2.2.2 Contrôle de la HCPL

Un schéma de contrôle (figure 2.8) est utilisé afin de maintenir la différence de pression aux bornes de l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  en dessous de sa limite capillaire, même lorsque les pertes de charge totales de la boucle l'excèdent. Les mesures des différences de pression à l'évaporateur ( $\Delta p_{ev}$ ) et aux bornes de la pompe centrifuge ( $\Delta p_{pompe}$ ) permettent de connaître les pertes de charge totales dans le circuit ( $\Delta p_{circuit}$ ) selon la relation (2.2). Lorsque la pompe est à l'arrêt  $\Delta p_{pompe}$  est négatif car génère uniquement une perte de pression.

$$\Delta p_{ev} + \Delta p_{pompe} - \Delta p_{circuit} = 0 \quad (2.2)$$

En comparant cette valeur à la consigne donnée à l'évaporateur, deux zones de fonctionnement sont définies :

- quand  $\Delta p_{circuit} < \Delta p_{ev,set} + \Delta p_{pompe,0}$  la pompe mécanique est à l'arrêt, et agit comme un composant passif avec les pertes de pression associées. Le régime de pompage de la HCPL est alors strictement capillaire (PC).
- quand  $\Delta p_{circuit} > \Delta p_{ev,set} + \Delta p_{pompe,0}$  la pompe mécanique démarre et sa vitesse de rotation  $\omega$  est réglée afin que la différence de pression mesurée à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  soit la plus proche possible de la consigne choisie  $\Delta p_{ev,set}$ . Le régime de pompage correspond à un pompage capillaire assisté mécaniquement (PCAM).

Durant le régime PCAM, la vitesse de la pompe centrifuge est réglée avec un contrôleur PI. Ses paramètres de contrôle sont ajustés expérimentalement avec la méthode de Ziegler et Nichols [42]. Un régulateur PID ne peut pas être choisi dans cette configuration malgré le meilleur contrôle qu'il permettrait. En effet, l'observable étant une différence de pression, les mesures sont bruitées (échelles temporelles courtes dues aux oscillations de pression) et provoquent la divergence d'un contrôle comprenant un terme dérivatif.

Dans le plupart des tests expérimentaux, la valeur de consigne choisie est égale à environ deux tiers de la limite capillaire soit  $\Delta p_{ev} = 6 \text{ kPa}$ . Ainsi, l'évaporateur peut s'adapter en cas de dépassement de la consigne. Le choix de  $\Delta p_{pompe,0}$  est effectué afin que la pompe ne fonctionne pas en dessous de sa vitesse de rotation minimale conseillée de  $4000 \text{ tr.min}^{-1}$ . Cette valeur est d'environ  $0,7 \text{ kPa}$  pour la puissance de fonctionnement maximale de la boucle

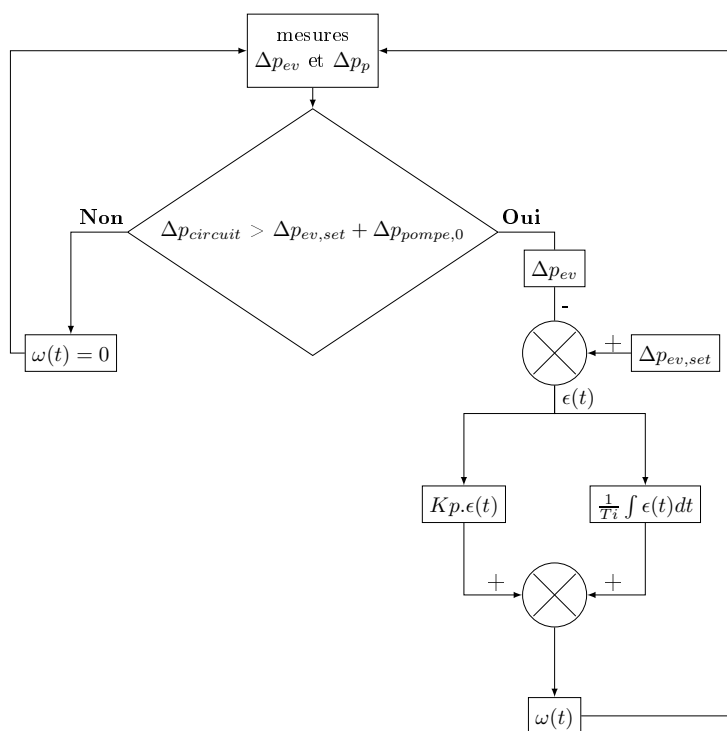


FIGURE 2.8 – Représentation du schéma de contrôle de la vitesse de la pompe centrifuge

(débit de vaporisation de  $5.10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$  au régime permanent). Cette valeur est ajustable en fonction du dépassement de consigne lors de l'allumage de la pompe et du bruit mesuré par les capteurs de pression qui peuvent provoquer une oscillation entre des états de marche et d'arrêt de la pompe.

## 2.3 Instrumentation et conditions d'essais

### 2.3.1 Instrumentation

La figure 2.9 schématise l'emplacement des différents capteurs sur la boucle pour les deux architectures, ainsi qu'un agrandissement de l'évaporateur. Les mesures de température sont effectuées avec des thermocouples de type K (diamètre de 0,5 mm) de précision  $\pm 0,1 \text{ K}$  après étalonnage. Sur l'évaporateur, 32 thermocouples ont été placés dans des rainures de 0,6 mm usinées dans la paroi extérieure de l'évaporateur. Les températures des blocs de cuivre sont suivies avec 12 thermocouples placés à 1 mm sous la surface. Des thermocouples sont également placés sur les parois extérieures des conduites.

Une sonde platine PT 100 permettant une mesure de précision  $\pm 0,25 \text{ }^\circ\text{C}$  est également insérée par passage étanche dans la vapeur saturante contenue dans le réservoir. La pression de

saturation du méthanol peut ainsi être déterminée à  $\pm 40 Pa$ .

Un capteur de pression absolue 0-2 bar permet la mesure de la pression dans le réservoir avec une précision de  $\pm 400 Pa$ . La comparaison de cette mesure avec la pression de saturation du méthanol permet de détecter la présence de gaz incondensables (NCG : Non Condensable Gas) dans la boucle. Des capteurs différentiels de pression 0-0,5 bar sont installés aux bornes de l'évaporateur, du condenseur, du réservoir et des lignes liquides 1 et 2. Des capteurs différentiels de pression 0-1 bar sont installés aux bornes de la pompe centrifuge et de la ligne vapeur. Leurs précisions sont respectivement de  $\pm 100 Pa$  et de  $\pm 200 Pa$ . Dans le cas des éléments considérés comme résistifs (conduites, condenseur, réservoir) les bornes positives des capteurs sont situées à leurs entrées. Dans le cas des éléments de pompage (pompe centrifuge et évaporateur) les bornes positives des capteurs sont situées à leurs sorties. Cette convention permet de mesurer majoritairement des valeurs positives.

Deux débitmètres Coriolis permettent de mesurer les débits circulants dans la boucle avec une précision de  $\pm 0,6\%$  pour un débit inférieur à  $0,5 g.s^{-1}$  et de  $0,1\%$  pour les autres débits. Le premier situé sur la ligne liquide 1 permet de mesurer le débit en sortie de condenseur et le second, situé sur la ligne liquide 2 permet de mesurer le débit entrant dans l'évaporateur.

Une caméra rapide a été fixée en face du condenseur afin de pouvoir filmer la position du front de condensation. La longueur de la zone de condensation est ensuite calculée à l'aide d'un programme de traitement d'images codé sous Matlab.

### 2.3.2 Étanchéité du système

Après chaque modification du banc expérimental, l'air et l'humidité présents dans ce dernier doivent être éliminés, et son étanchéité vérifiée. Pour cela, le banc est mis sous vide secondaire. Le flux gazeux ( $q_{gazeux}$ ) calculé avec la relation (2.3) correspond à la remontée de la pression ( $\Delta p_{abs}$ ) pour le volume du système ( $V_{boucle}$ ) sur une durée donnée ( $\Delta t$ ). Il est compris, en fonction des différentes modifications effectuées, entre  $1.10^{-5} Pa.m^3.s^{-1}$  et  $2.10^{-5} Pa.m^3.s^{-1}$ . Selon le document de référence [43], la sensibilité maximale d'un test de flux de fuite (ou flux gazeux) par remontée en pression est de  $10^{-4} Pa.m^3.s^{-1}$  à cause du dégazage possible des parois. La figure 2.10 montre un exemple de courbe de remontée de pression avant les essais sur l'architecture 1.

$$q_{gazeux} = \frac{V_{boucle} \cdot \Delta p_{abs}}{\Delta t} \quad (2.3)$$





### 2.3.3 Flux de pertes thermiques

Lors du fonctionnement de la boucle, la puissance appliquée sur l'évaporateur ( $\dot{Q}$ ) est décomposée selon la relation (2.4) : une partie ( $\dot{Q}_{ev}$ ) permet la vaporisation et le réchauffement du fluide, alors qu'une autre partie ( $\dot{Q}_{amb}$ ), appelée flux de fuite, est perdue vers le milieu ambiant.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{amb} \quad (2.4)$$

Ce flux de pertes est déterminé expérimentalement lors de la mise sous vide secondaire de la boucle. Une puissance est appliquée sur l'évaporateur afin d'atteindre une température de paroi cible. L'évaporateur étant mis sous-vide aucun transfert par convection n'est possible dans la boucle et le transfert thermique par rayonnement au sein de la boucle est supposé négligeable. Pour une température de paroi donnée, il est donc possible de trouver le flux de perte vers l'ambiant correspondant. La relation (2.5) correspondante au flux de pertes en fonction de la différence de température entre la paroi et le milieu ambiant est donnée ci-dessous, avec  $h_{amb,ev} = 22 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

$$\dot{Q}_{amb} = h_{amb,ev} S_{ev} (T_{ev,p} - T_{amb}) \quad (2.5)$$

## 2.4 Fluide de travail

Comme pour l'étude de Kaled [28] le fluide utilisé est le méthanol, dont les propriétés sont données en annexe A. En raison de sa chaleur latente, sa viscosité, sa tension de surface et son GWP (Global Warming Power), c'est un fluide qui permet d'allier performances thermiques, hydrauliques et faible impact écologique.

C'est également un fluide peu réactif chimiquement, contrairement à l'éthanol qui réagit avec le Nickel et certain types d'élastomères. L'étude de Kaled montre que ces réactions provoquent une production de NCG et empêche dès lors la stabilisation de la température de saturation dans le système.

Le méthanol est cependant un fluide toxique, explosif et inflammable. Certaines précautions doivent donc être prises lors de sa manipulation : le port de gants, blouse et masque à gaz lors de sa manipulation. L'assurance d'une étanchéité suffisante du système, un renouvellement d'air suffisant et l'installation de capteurs de seuil de toxicité et d'explosivité sont nécessaires avant tout essai.

Son point d'ébullition à pression atmosphérique est proche de 60 °C ce qui en fait un fluide idéal pour le refroidissement d'électronique. Travailler proche de la pression atmosphérique permet l'utilisation de l'évaporateur plat ainsi que d'un condenseur en verre, éléments dont

les résistances mécaniques sont faibles et qui ne pourraient donc pas résister à de fortes différences de pression avec l'ambiance.

### 2.4.1 Remplissage de la boucle

Le méthanol utilisé n'étant pur qu'à 99,9 %, il est dégazé avant d'être introduit dans le système (figure 2.11.a). Pour cela, la bouteille est placée dans un bain régulé à une température comprise entre 60 °C et 70 °C. Le système de dégazage utilisé permet de connecter cette bouteille sous pression à une bouteille mise préalablement sous vide. L'ouverture ponctuelle et rapide de la vanne V1 permet de faire remonter le fluide de la bouteille dans des tuyaux en PTFE. Le méthanol se condense dans ce tuyau alors que les NCG présents restent dans la partie supérieure du tube. Les NCG sont régulièrement libérés vers la bouteille mise sous vide. Lorsque le tube ne présente plus de zone de gaz incondensables, le fluide est considéré comme entièrement dégazé.

La boucle est ensuite mise sous vide. La bouteille de méthanol est quant à elle sous la pression imposée par la température du bain et le condenseur de la boucle est maintenu à faible température. Lorsque la bouteille est connectée au système en ouvrant la vanne V2, le fluide vient naturellement remplir le système via la différence de pression imposée. Le condenseur venant refroidir le fluide entrant dans le système, il aide au maintien de la différence de pression entre ces deux éléments. Une fois la bouteille vidée, la vanne V2 est fermée. La chauffe du réservoir est enclenchée afin de maintenir le système à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et éviter l'introduction de NCG.

### 2.4.2 Dégazage en cours de fonctionnement

Après le remplissage de la boucle, il est toujours possible de dégazer le fluide à l'aide d'une vanne située au niveau du réservoir (figure 2.11.b). Cette vanne est connectée au système d'extraction d'air de la salle via un tuyau en PTFE et un contenant en verre isolé du tuyau et du système d'extraction via deux autres vannes V4 et V5. Le réservoir reste en surpression par rapport à l'air ambiant. Lorsque la vanne V3 est ouverte un mélange liquide-vapeur remonte dans le tuyau en PTFE. Ce dernier échangeant avec l'air à 20 °C, le méthanol se condense alors que les éventuels NCG restent sous forme gazeuse et peuvent alors être évacués vers le système d'extraction d'air. Le contenant en verre sert de tampon au cas où une grande quantité de liquide remonterait. La pompe mécanique est mise en route afin que tout le fluide présent dans la boucle passe par le réservoir. Lorsque le fluide est bien dégazé, la vanne V3 est fermée et la température du réservoir est baissée afin de le mettre en dépression. Lorsque les vannes V3 et V4 sont réouvertes, le méthanol liquide contenu dans le tuyau en PTFE et le contenant en verre à pression ambiante est repoussé vers le réservoir.

### 2.4.3 Vidange de la boucle

En premier lieu, le fluide est dégazé afin de faciliter la vidange. Après avoir été mise sous vide et plongée dans un bain à 5 °C, la bouteille de vidange est connectée à la boucle via la vanne V6 (figure 2.11.c). La résistance chauffante du réservoir est éteinte et la vanne V6 est ouverte. Le fluide vient alors remplir la bouteille, cette dernière étant en dépression par rapport à la boucle. Les tuyaux de faible diamètre et notamment ceux situés en contrebas sont chauffés afin d'évaporer les résidus de liquide. Lorsque le condenseur ne contient plus de liquide, la vanne V6 est fermée. La boucle est ensuite connectée à une pompe à vide afin de vider les restes de fluide présent dans la boucle. Lorsque cette dernière atteint un niveau de vide suffisant, la vidange est considérée comme terminée et les modifications peuvent être effectuées.

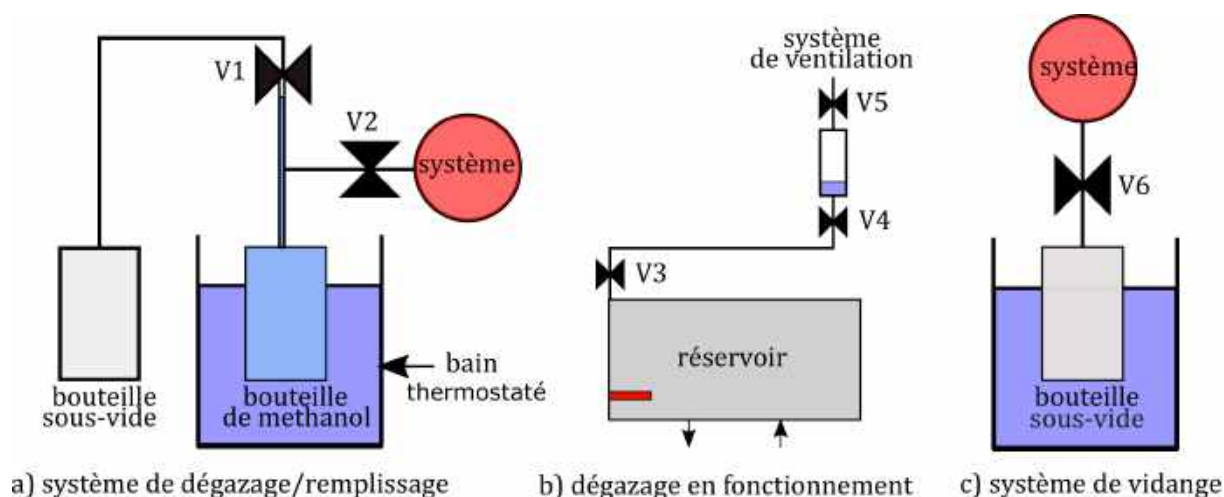


FIGURE 2.11 – Schémas des banc de remplissage (a) et vidange (c) de la boucle ainsi que du dégazage du fluide pendant le fonctionnement du banc (b)

## 2.5 Présentation du fonctionnement de la boucle capillaire

L'étude de Kaled [28] est une première approche afin de connaître le fonctionnement de référence de la CPL étudiée. Cependant, les modifications apportées pour l'hybridation ainsi que le vieillissement de l'évaporateur ont modifié ses points de fonctionnement. On peut suivre la performance d'une CPL à l'aide de plusieurs paramètres :

- les niveaux de pression dans la boucle. Ils permettent de connaître les zones de gains et de pertes de charge dans la boucle ainsi que l'influence de la gravité.
- la performance thermique du condenseur. Le coefficient d'échange global sera déterminé connaissant les températures à ses bornes ainsi que le débit de circulation.
- la performance thermique de l'évaporateur. Elle est représentée par la conductance à l'évaporateur qui correspond au transfert thermique entre la paroi extérieure et l'interface liquide vapeur dans l'évaporateur.
- les limites de la CPL, qui provoque l'arrêt du pompage capillaire et l'assèchement de l'évaporateur. Elles peuvent être de nature mécanique (limite capillaire) ou thermique (ébullition en amont de l'interface de vaporisation, atteinte de la densité de flux critique).

Pour démarrer chaque test, les alimentations des blocs chauffants sont connectées, le cryostat est mis en route avec pour consigne de température 25 °C et la température du réservoir est fixée à 64,5 °C. La stabilité de la pression au réservoir est vérifiée et sa valeur comparée à la pression de saturation du méthanol afin de vérifier l'absence de gaz incondensables.

Dans ce cas de fonctionnement strictement capillaire, le contrôle de la pompe est désactivé et les pertes de charge dans la conduite vapeur sont minimisées (vanne vapeur ouverte). Une puissance de 230 W est appliquée sur l'évaporateur afin de démarrer l'évaporation et le pompage capillaire.

### 2.5.1 Champ de pression

Afin d'étudier les variations de pression sur les différentes parties de la boucle, différentes puissances ont été appliquées. Ces évolutions de pression sont suivies grâce aux capteurs différentiels placés le long de la boucle. Comme expliqué dans la partie 2.3.1, les bornes positives des capteurs de pression sont placées à la sortie des éléments de pompage (évaporateur capillaire et pompe mécanique) et à l'entrée des éléments considérés résistifs (conduites, condenseur, réservoir).

Les valeurs de référence trouvées sont valables pour l'architecture 1 et l'architecture 2. Grâce au capteur dédié à la pompe, ses pertes de charge ne sont pas prises en compte dans celles des lignes. Les pertes de charge dans le clapet anti-retour, qui n'est présent que pour les tests sur l'architecture 2, sont déterminées expérimentalement et ne sont également pas comprises

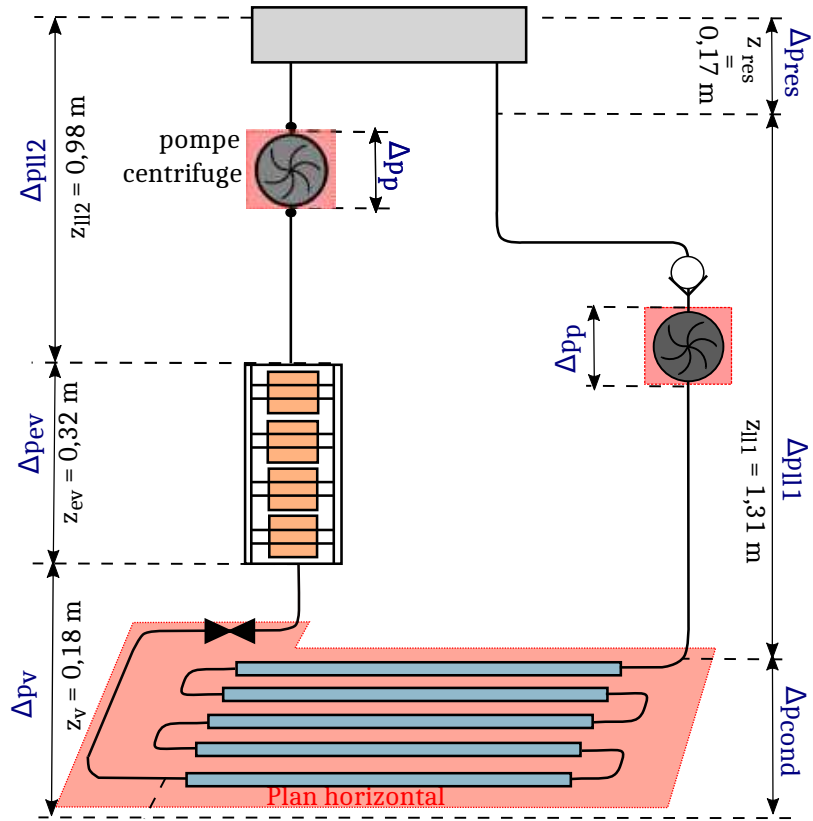


FIGURE 2.12 – Visualisation des différences de pression tracées avec leurs élévations associées

dans la différence de pression aux bornes de la ligne liquide 1. Les différences de pression tracées sur la figure 2.13 sont celles définies sur la figure 2.12. Sur cette figure les différences de hauteur entre chaque point sont référencées.

Le positionnement du réservoir au dessus de l'évaporateur ( $z_{II2}$ ) permet l'évacuation des bulles de vapeur pouvant percoler à travers la mèche poreuse, vers le réservoir. La position relative du condenseur par rapport à l'évaporateur ( $z_v$ ) impose quand à elle la différence de pression minimale dans le circuit de  $3,8 \text{ kPa}$  (correspondant à la hauteur  $\rho.g.(z_v + z_{ev})$ ), égale à la différence entre  $\Delta p_{I1} + \Delta p_{res}$  et  $\Delta p_{II2}$ . C'est le gain de charge minimum que doivent apporter les éléments de pompage si les pertes de charge visqueuses sont négligeables.

L'évaporateur étant en position verticale, le gain gravitaire est minimal en haut de l'évaporateur et maximal en bas ( $2,4 \text{ kPa}$ ). Le saut de pression capillaire est donc plus élevé en haut qu'en bas de l'évaporateur. La différence de pression à l'évaporateur ( $\Delta p_{ev}$ ) correspond à la somme du gain gravitaire et du saut de pression capillaire à laquelle sont soustraites les pertes de charge visqueuses.

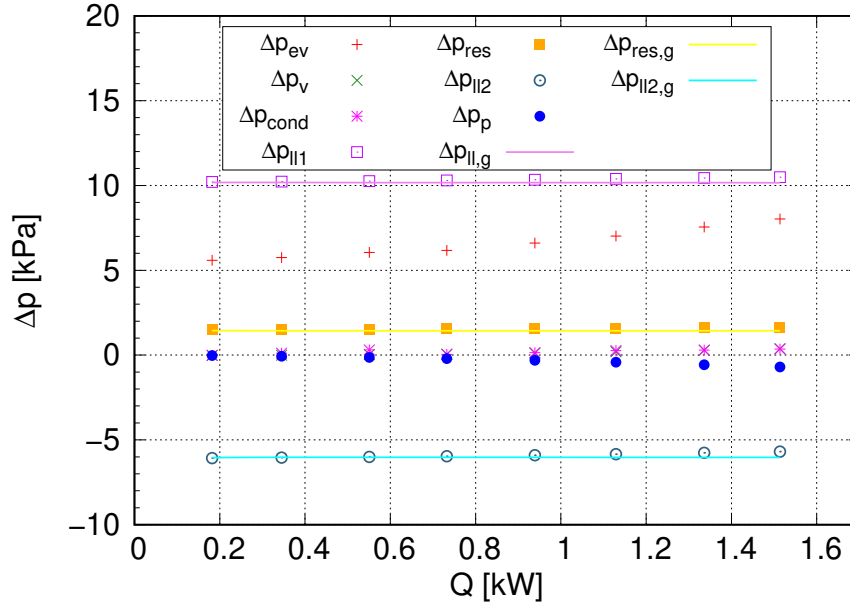


FIGURE 2.13 – Évolution des différences de pression dans la boucle lors d'un cycle de puissance. Les différences de pression indicées "g" représentent la part gravitaire des mesures.

Comme expliqué chapitre 1 partie 1.1.2, la courbure du front de vaporisation s'adapte aux pressions à ses bornes et permet l'adaptation du saut de pression capillaire aux pertes de charge totales dans le circuit. Pour chaque régime permanent, les pertes de charge visqueuses augmentent soit avec le débit soit avec un changement du coefficient de frottement dans les singularités du circuit. Le coefficient de frottement peut changer lorsque la vanne située sur la ligne vapeur est progressivement fermée. Lors des tests présentés, cette dernière est en position ouverte. Le débit de circulation dans la boucle à l'état stationnaire est égal au débit de vaporisation, proportionnel à la puissance appliquée sur l'évaporateur.

En retranchant les gains et pertes de pression gravitaire ( $\Delta p_{ll1,g}$ ,  $\Delta p_{res,g}$  et  $\Delta p_{ll2,g}$ ), les évolutions des pertes de charge visqueuses tracées figure 2.14 impose l'évolution du saut de pression capillaire lors d'un fonctionnement en pompage strictement capillaire. L'évolution des pertes de charge visqueuse dans les deux lignes liquide sont équivalentes. L'évolution du frottement est principalement due aux débitmètres placés sur chacune de ces lignes qui provoquent de fortes pertes de charge singulières. Lorsque la pompe mécanique à l'arrêt est connectée au circuit, il faut prendre en compte les pertes de charge supplémentaires que provoque la circulation du fluide à travers ses pâles qui peuvent monter jusqu'à 700 Pa. De plus dans le cas de l'architecture 2, le clapet anti-retour rajoute en plus des pertes de charge non-négligeables données par la relation (2.6). Les variations des pertes de charge visqueuses au réservoir  $\Delta p_{res}$  sont provoquées par la circulation du fluide à travers les plaques perforées. La variation de la différence de pression mesurée au condenseur  $\Delta p_{cond}$  n'est pas strictement

proportionnelle au débit de circulation. La longueur de la zone de condensation (voir partie 2.5.2) provoque des oscillations de pression en régime permanent. Les pertes de charge moyennes peuvent alors varier en fonction de l'emplacement de la zone de condensation et donc en fonction du flux appliqué à l'évaporateur (aux alentours d'un coude ou au milieu d'un tube de condenseur).

$$\Delta p_{CAR} = f_{CAR,1} \dot{m}_l + f_{CAR,2} \dot{m}_l^2 \quad (2.6)$$

avec  $f_{CAR,1} = 2,7 \cdot 10^5 \text{ Pa.s.kg}^{-1}$  et  $f_{CAR,2} = 2,1 \cdot 10^8 \text{ Pa.s}^2.\text{kg}^{-2}$

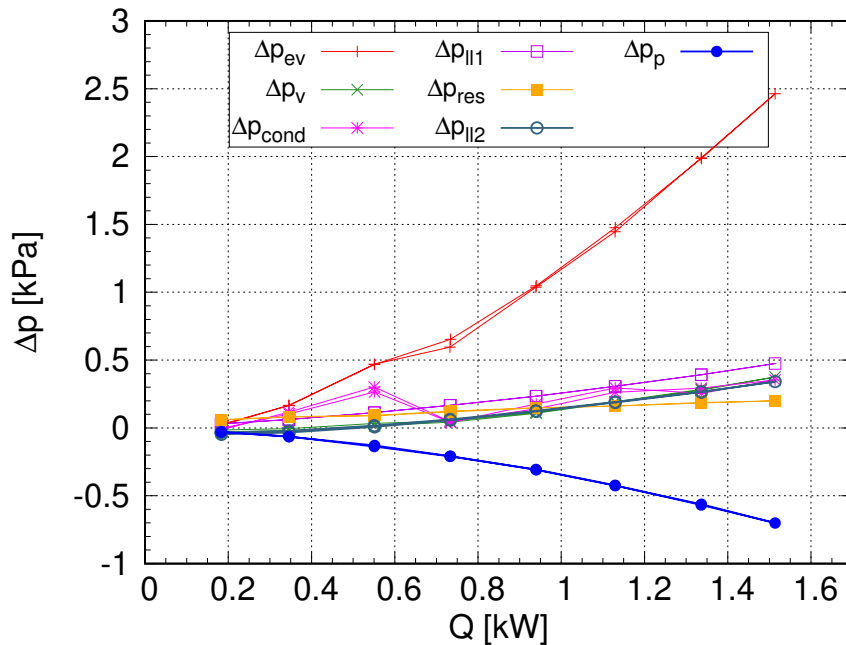


FIGURE 2.14 – Pertes de charge visqueuses dans la boucle au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur.

## 2.5.2 Performances thermiques

Une synthèse des températures en régime stationnaire obtenues sur la gamme de puissance est présentée dans cette partie. On en déduit les performances thermiques du condenseur et de l'évaporateur de la CPL.

La figure 2.15 montre la distribution des températures des parois et des blocs. On observe un écart entre les températures d'un même élément pouvant aller jusqu'à 2 °C à 1,6 kW. Par la suite, on définit les températures  $T_{ev,p}$  et  $T_{blocs}$  comme la température moyenne des thermocouples correspondants.



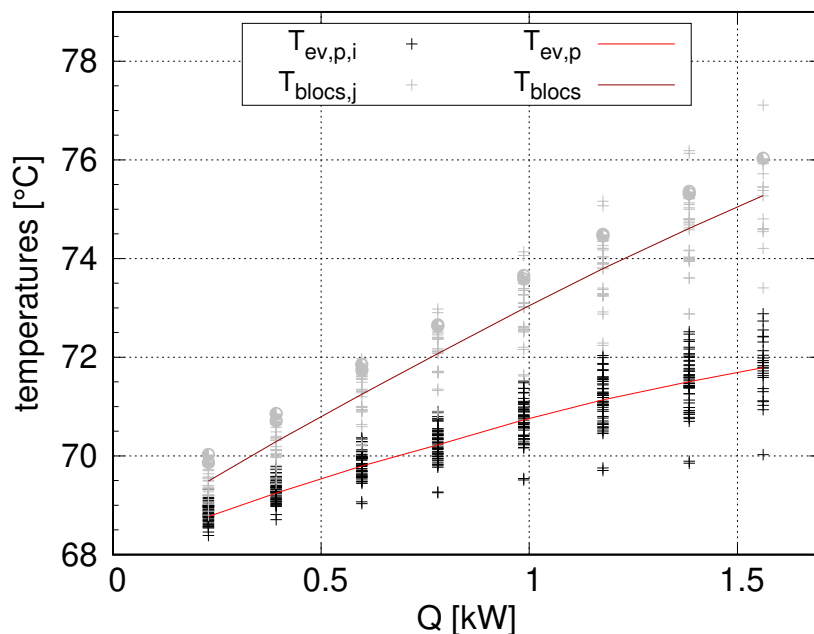


FIGURE 2.15 – Températures de blocs et de parois de l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur.

Les évolutions des températures dans la boucle sont tracées figure 2.16. La température du réservoir  $T_{res}^{sat}$  est fixée à  $64,5\text{ °C}$  et la température en sortie du condenseur ( $T_{cond,out}$ ) est stable à  $25\text{ °C}$  quelle que soit la puissance imposée. On notera que la température à l'entrée du réservoir ( $T_{res,in}$ ) est légèrement affectée par la température ambiante  $T_{amb}$  à  $22 \pm 2\text{ °C}$ .

Dans le réservoir, le fluide en provenance du condenseur échange thermiquement avec celui présent dans la partie haute du réservoir. Au même titre qu'un échangeur, plus le débit du fluide entrant sera faible plus sa température de sortie se rapprochera de celle du fluide contenu dans le réservoir. Lorsque le fluide s'approche de l'évaporateur il se réchauffe par conduction avec le flux de pertes en provenance de l'évaporateur ( $T_{ev,in}$ ). Il se réchauffe également par conduction lors de sa circulation dans la mèche poreuse jusqu'à atteindre sa température de saturation au niveau de l'interface de vaporisation. La température de saturation à l'évaporateur ( $T_v^{sat}$ ) étant confondue avec la température de sortie de l'évaporateur ( $T_{ev,out}$ ), aucune surchauffe significative de la vapeur lors de sa circulation dans les canaux vapeur n'est mesurée.

La température de paroi de l'évaporateur ( $T_{ev,p}$ ) dépend de la conductance entre l'interface de vaporisation et la paroi extérieure de l'évaporateur. La température des blocs chauffants ( $T_{blocs}$ ) dépend quant à elle de la résistance de contact entre la paroi et les blocs de cuivre ainsi que de la conduction dans ces éléments.

La conduite vapeur est isolée ce qui minimise les échanges avec l'air ambiant. Les pertes thermiques sont cependant estimées expérimentalement à environ  $\dot{Q}_{pertes,v} = 140\text{ W}$  ce qui indique un possible début de condensation dans la ligne vapeur. La température en entrée du condenseur ( $T_{ev,in}$ ) est donc proche de celle en sortie d'évaporateur ( $T_{cond,in} - T_{ev,out} \approx -2^\circ\text{C}$ ).

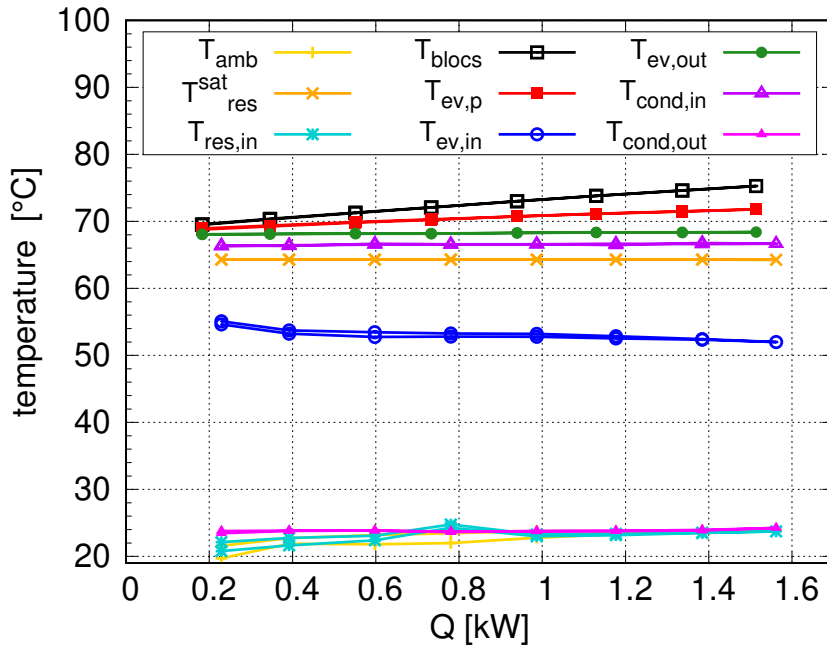


FIGURE 2.16 – Températures moyennes en différents points de la boucle lors d'un cycle de puissance au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur.

### Condenseur

Le coefficient d'échange thermique diphasique global dans la zone de condensation peut être estimé connaissant la puissance échangée, le débit de circulation, la température diphasique de condensation, la température de sortie du condenseur et la longueur de la zone de condensation selon la relation (2.7).

$$h_{2\varphi} = \frac{\dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{pertes,v} - \dot{Q}_{sens}}{\pi D_{cond,i} L_{2\varphi} (T_{2\varphi} - T_{cond,sec})} \quad (2.7)$$

$$\text{Avec } \begin{cases} T_{2\varphi} = T^{sat}(P_{res} + \Delta P_{ll2} + \Delta P_{ev} + \Delta P_v) \\ \dot{Q}_{sens} = \dot{m}_v C_p (T_{2\varphi} - T_{cond,out}) \end{cases}$$

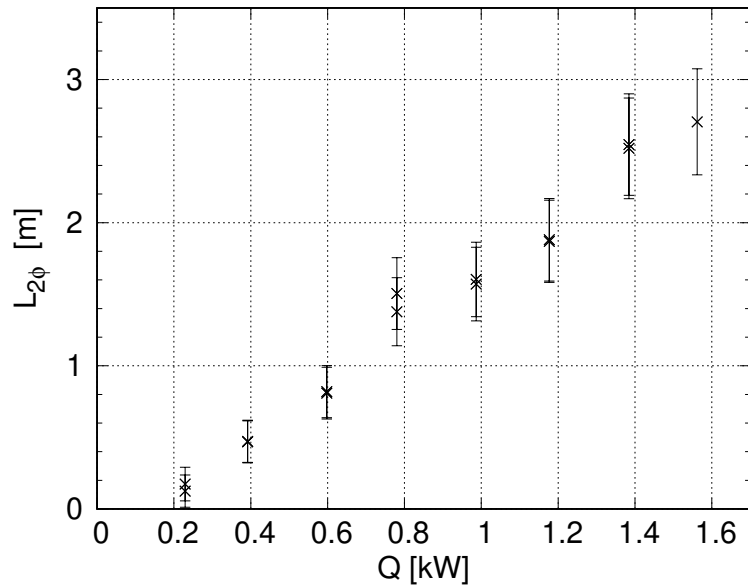


FIGURE 2.17 – Longueur de la zone de condensation au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent la variation de la longueur de condensation autour de sa valeur moyenne.

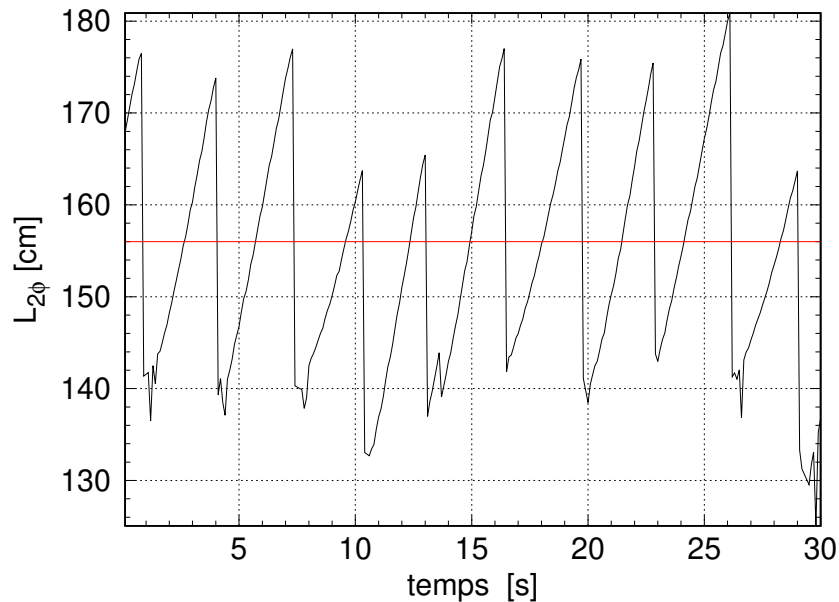


FIGURE 2.18 – Variation de la longueur de condensation au régime permanent pour une puissance appliquée de 1000 W.

La température diphasique de condensation ( $T_{2\varphi}$ ) est calculée à partir de la pression du réservoir et connaissant les pertes de charge entre le réservoir et le condenseur. La température mesurée en sortie de condenseur ( $T_{cond,out}$ ) est égale à celle dans le secondaire ( $T_{cond,sec}$ ). La puissance échangée est égale à la puissance transmise à l'évaporateur ( $\dot{Q}_{ev}$ ) à laquelle sont soustraites les pertes thermiques de la ligne vapeur ( $\dot{Q}_{pertes,v} = 140 \text{ W}$ ) et la part de puissance sensible permettant le passage du liquide de la température de saturation à la température de sortie du condenseur ( $\dot{Q}_{sens}$ ).

La visualisation de la zone de condensation permet de connaître la longueur diphasique de condensation  $L_{2\varphi}$ . La caméra rapide associée au traitement d'images développé nous permet de suivre la position du front de condensation. La figure 2.18 est un exemple de relevé de longueur diphasique sur 30 s à une fréquence de 10 images par seconde lors d'un régime permanent pour une puissance imposée à l'évaporateur de 1000 W. On relève des oscillations de pressions dues à la gravité et aux frottements visqueux énoncés partie 2.1.3 et dans le chapitre 1 partie 1.2.2. Ces oscillations ont une fréquence d'environ 0,3 Hz et font varier l'amplitude de la longueur diphasique de  $\pm 25 \text{ cm}$  pour une longueur moyenne de 156 cm. On en déduit ensuite la valeur moyenne de la longueur diphasique de condensation ( $L_{2\varphi}$ ) au régime permanent (figure 2.17).

Le coefficient de transfert thermique tracé figure 2.19 est relativement constant avec la puissance appliquée et est en moyenne égal à  $260 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . La faible valeur de ce coefficient est due principalement au faible coefficient d'échange dans la partie secondaire du condenseur (d'environ  $400 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) et également à la résistance thermique du verre, environ 2,7 fois plus faible que la résistance thermique dans la partie secondaire du condenseur. Le coefficient de transfert thermique diphasique dans la partie primaire est quant à lui de l'ordre de  $3\,000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  à  $5\,000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

## Évaporateur

Pour déterminer la capacité du transfert thermique dans l'évaporateur, la conductance entre la paroi de l'évaporateur et l'interface liquide vapeur dans l'évaporateur est calculée selon la relation (2.8).

$$G_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{p,ev} - T_v^{sat}} \quad (2.8)$$

$$\text{Avec } \begin{cases} p_v = p_{sat} + \Delta p_{l2} + \Delta p_{ev} \\ \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}(t) - \dot{Q}_{amb} \end{cases}$$

L'évolution de la conductance en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur est reportée figure 2.20. Elle passe de  $260 \text{ W.K}^{-1}$  pour une puissance appliquée de 200 W à  $450 \text{ W.K}^{-1}$  à 1,6 kW. Rapporté à la surface des blocs chauffants, le coefficient d'échange thermique de l'évaporateur tracé figure 2.21 varie entre  $14\,000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  et  $24\,000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

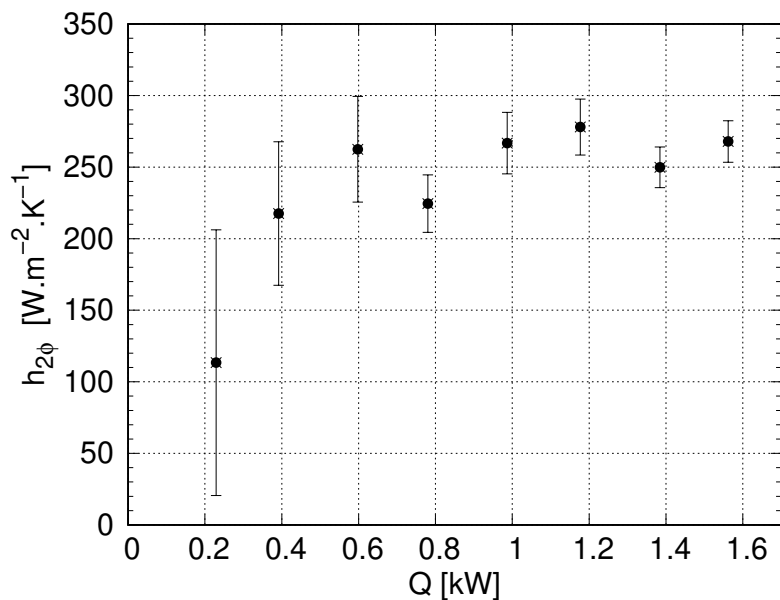


FIGURE 2.19 – Coefficient d'échange thermique dans la zone diphasique du condenseur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent l'incertitude.

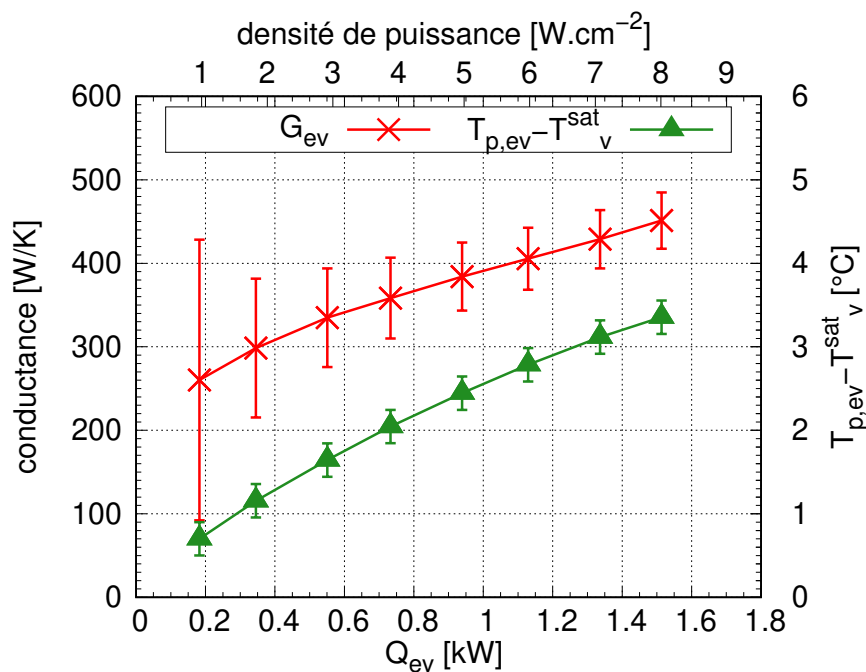


FIGURE 2.20 – Conductance à l'évaporateur et différence de température entre la paroi et l'interface de vaporisation au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent l'incertitude.

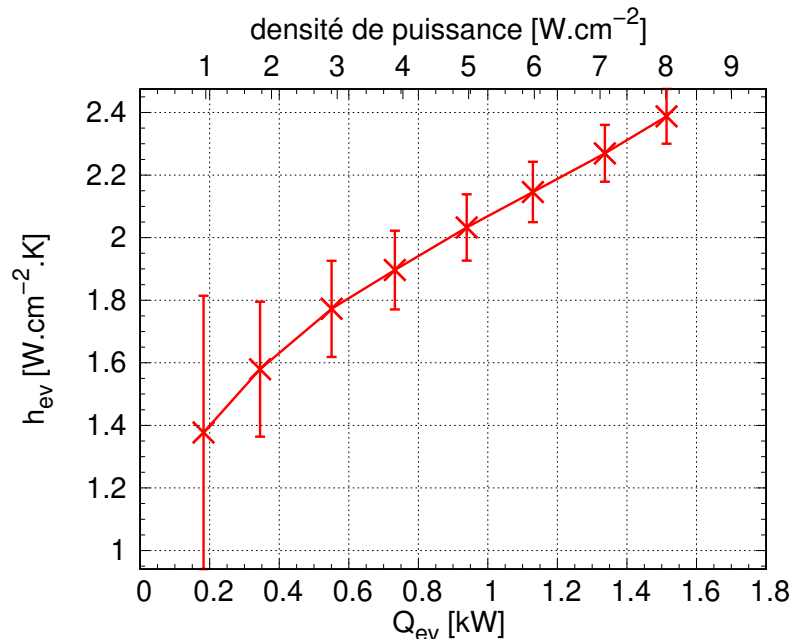


FIGURE 2.21 – Évolution du coefficient d'échange thermique à l'évaporateur en fonction de la puissance imposée

Comme expliqué dans le chapitre 1 section 1.1.3 la conductance évolue selon le mode de transfert entre la paroi et l'interface de vaporisation. Dans notre cas d'étude, la conductance augmente avec la puissance appliquée et la densité de puissance appliquée est globalement faible. Il est donc probable que la mèche soit dans un état saturé ou présente une zone diphasique. On se trouve donc dans des régimes de vaporisation où la mèche est soit saturée de liquide avec des ménisques à la jointure cannelure-mèche-paroi soit avec zone diphasique se développant dans la mèche (*cf.* figure 1.15).

### 2.5.3 Limites capillaire et thermique

Sur le banc étudié, deux paramètres peuvent influencer sur l'augmentation du saut de pression capillaire : (i) l'augmentation de la puissance appliquée et (ii) l'augmentation des pertes de charge vapeur. Afin d'encadrer les capacités de transport de chaleur de la CPL, des essais sont réalisés pour différentes puissances appliquées et différentes pertes de charge dans la ligne vapeur par la fermeture d'une vanne pointeau. La procédure choisie consiste à fixer la puissance appliquée et à augmenter les pertes de charge de la ligne vapeur jusqu'à l'assèchement de l'évaporateur. Le dernier point tracé correspond au dernier point de fonctionnement avant le décrochage. La figure 2.22 représente la "carte de fonctionnement" du système à pompage capillaire avec les différentes limites associées.

Si la puissance appliquée est inférieure à 200 W le fluide dans l'évaporateur n'atteint pas la

surchauffe nécessaire au démarrage de l'évaporation. Par ailleurs le cryostat ne permet pas d'évacuer une puissance de plus de 1600 W. Notre gamme de puissance est donc limitée à 200 W - 1600 W. La densité de puissance maximale à l'évaporateur est de  $8,5 \text{ W.cm}^{-2}$  rapportée à la surface des blocs de cuivre et n'atteint donc jamais la densité de puissance critique de la mèche poreuse de  $45 \text{ W.cm}^{-2}$ .

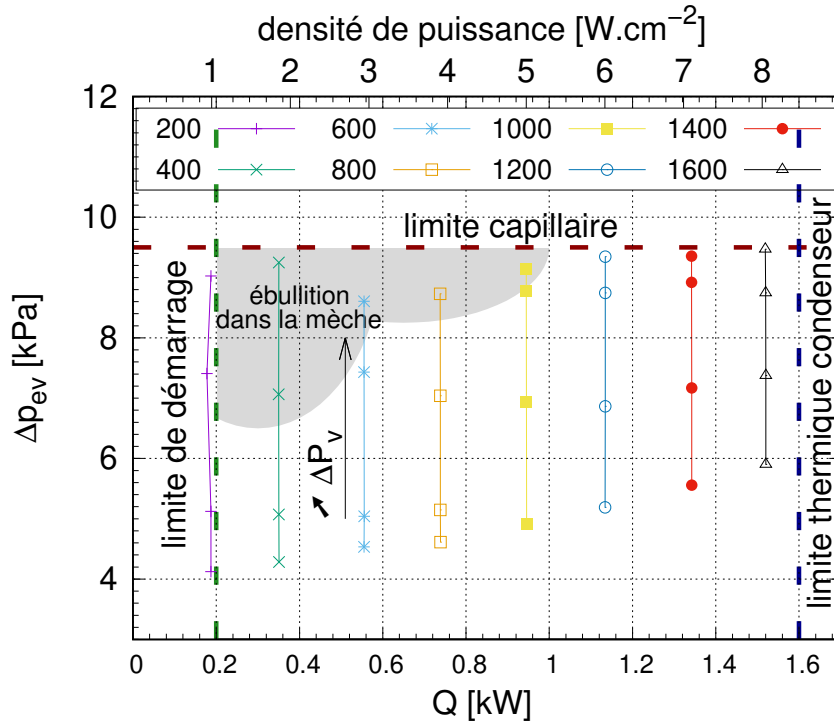


FIGURE 2.22 – Carte de fonctionnement de la CPL : différence de pression à l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur et différentes pertes de charge de la ligne vapeur jusqu'à l'assèchement de l'évaporateur. La zone grisée englobe des points de fonctionnement de l'évaporateur malgré le démarrage de l'ébullition sous la mèche.

Lorsqu'on augmente les pertes de charge pour une puissance donnée, les courbures des ménisques augmentent et se rapprochent de leur limite capillaire. Ce point de rupture théorique dépend du rayon des pores ainsi que du fluide selon la relation de Laplace-Young (2.9).

$$\Delta p_{cap,max} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_{pore}} \quad (2.9)$$

Pour un diamètre de pore moyen de  $6,8 \mu\text{m}$  et une température de saturation de  $64,5^\circ\text{C}$  la limite capillaire calculée est de 11 kPa. Elle est légèrement supérieure à la limite capillaire expérimentale trouvée de 9,5 kPa, qui comprend les pertes de charge dans la mèche poreuse et

les canaux vapeur. Une comparaison de cette conductance avec les précédents tests effectués par Kaled [28] suggère une faible dégradation de l'évaporateur.

Pour chaque puissance, le point à plus haute perte de charge correspond au dernier point de fonctionnement avant l'assèchement de l'évaporateur. On peut donc remarquer que pour les puissances inférieures à 1200 W, l'évaporateur s'assèche avant d'atteindre sa limite capillaire. Pour comprendre la raison de cet assèchement précoce il faut calculer le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur. En effet, le sous-refroidissement est un bon indicateur de présence de vapeur et permet d'identifier si l'assèchement est lié à une ébullition de fluide en amont de l'interface de vaporisation. Ce sous-refroidissement est égal à la différence entre la température de saturation calculée à ce point ( $T_{ev,in}^{sat}$ ) et la température mesurée ( $T_{ev,in}$ ) (equation 2.10). Dans notre cas d'étude et considérant que la température en sortie de condenseur est constante, il dépend de quatre types d'échange thermique :

- du flux conduit par la culasse de l'évaporateur ainsi que par la mèche poreuse. Ce flux conduit dépend du débit en amont de l'évaporateur (proportionnel à la puissance appliquée) et de la température de saturation de l'évaporateur qui dépendent eux même de la puissance appliquée et des pertes de charge dans le circuit.
- des échanges thermiques dans le réservoir. Plus le débit de circulation (proportionnel à la puissance appliquée) est élevé, plus la température du fluide en sortie de réservoir sera faible.
- des échanges thermiques avec l'ambiance dans la ligne liquide 2. Le fluide doit passer par une conduite de 78 cm de long non isolée. Plus le débit est faible et plus les échanges thermiques avec l'ambiance augmenteront.

$$\Delta T_{SR} = T_{ev,in}^{sat} - T_{ev,in} \quad (2.10)$$

avec

$$p_{ev,in} = p_{res}^{sat} + \Delta p_p + \Delta p_{g2} - \Delta p_{l2}$$

En faisant varier les pertes de charge de la ligne vapeur pour des puissances imposées (figure 2.23), deux zones de sous-refroidissement possibles se distinguent. Dans la première zone, le sous-refroidissement en amont d'évaporateur varie entre 11 °C et 14 °C en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur. Cela laisse supposer que, dans cette situation, les mécanismes d'échanges thermiques avec le réservoir sont prépondérants par rapport aux autres. Lorsque les pertes de charge sur la ligne vapeur augmentent, les flux conduits vers le liquide augmentent avec la température de vaporisation  $T_v^{sat}$  et la température de paroi  $T_{p,ev}$ . Pour une température de saturation fixe, le liquide a d'autant plus de chance d'atteindre la surchauffe nécessaire à son ébullition. Ceci est d'autant plus vrai quand le débit de circulation est faible et donc que la température en entrée de l'évaporateur est grande. Lorsque le sous-refroidissement passe brusquement à 2 °C, cela indique que l'ébullition s'est déclenchée en amont de la mèche poreuse et que la vapeur produite remonte vers le réservoir. Dans



un premier temps, cette vapeur ne gêne pas l'alimentation en liquide de la mèche poreuse (zone grisée), une deuxième zone de fonctionnement avec un faible sous-refroidissement est donc possible. Cependant lorsque la quantité de vapeur présente en amont de l'interface de vaporisation augmente avec l'augmentation du flux conduit, l'évaporateur s'assèche. En conclusion l'assèchement à faible puissance est lié à la limite d'ébullition.

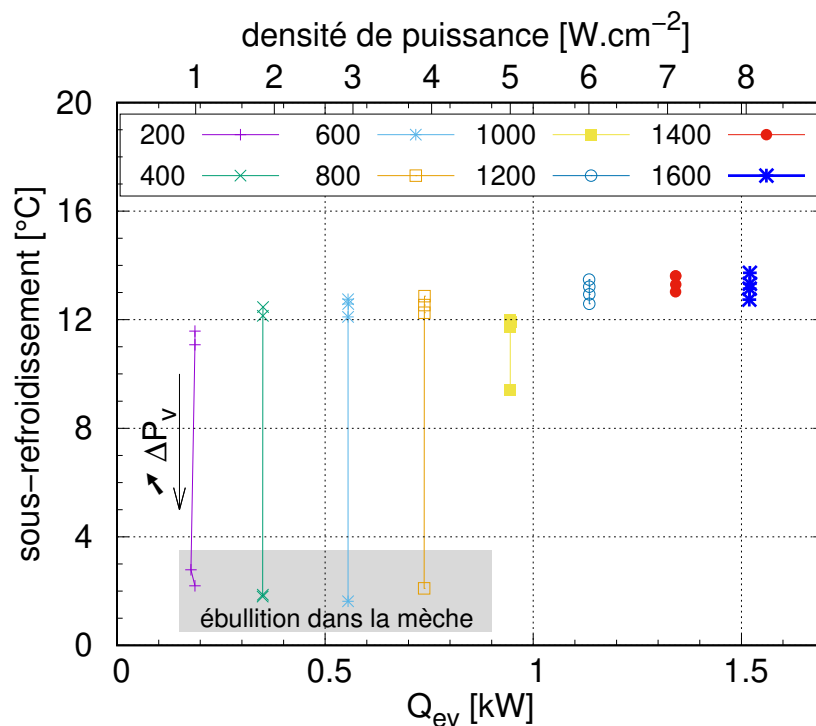


FIGURE 2.23 – Sous-refroidissement en amont de l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur et différentes pertes de charge de la ligne vapeur jusqu'à l'assèchement de l'évaporateur. La zone grisée englobe des points de fonctionnement de l'évaporateur malgré le démarrage de l'ébullition sous la mèche.

## 2.6 Conclusion

Le banc expérimental utilisé par Kaled [28] pendant sa thèse a été modifié et complété :

- deux mètres de longueur de condenseur ont été ajoutés afin de permettre une température constante en sortie de condenseur égale à la température du secondaire.
- un débitmètre Coriolis a été ajouté entre le réservoir et l'évaporateur.
- le réservoir a été surélevé afin de pouvoir intégrer la pompe mécanique soit en amont soit en aval du réservoir.
- la pompe centrifuge ainsi que l'interface homme/machine permettant de la contrôler ont été ajoutées.

Ces modifications vont permettre d'étudier l'influence d'une assistance mécanique lorsque la pompe mécanique est placée d'abord en aval (architecture 1 ou HCPL-A1) puis en amont du réservoir (architecture 2 ou HCPL-A2). Le contrôle de la vitesse de rotation de la pompe se fait à l'aide d'un régulateur PI dont les valeurs des paramètres vont varier selon l'architecture étudiée.

Dans ce chapitre le fonctionnement de la boucle à pompage strictement capillaire (CPL) a été présenté à titre de référence. Il est noté la forte contribution de la gravité dans les pertes de charge totales de la boucle lorsque la vanne vapeur est ouverte. La différence entre les coefficients d'échange thermique au condenseur et à l'évaporateur, moteur des fortes dynamiques lors des phases transitoires, est quantifiée. Une carte de fonctionnement de la CPL est également effectuée et permet d'identifier les limites capillaire et thermique de la boucle. Quatre paramètres seront particulièrement suivis lors des tests expérimentaux :

- la conductance à l'évaporateur que nous souhaitons conserver à une valeur élevée même lors de l'assistance mécanique.
- les pertes de charge totales en fonction de la puissance appliquée qui indiquent la capacité de transport thermique de la boucle.
- la différence de pression à l'évaporateur, qui doit rester inférieure à sa limite capillaire.
- le sous-refroidissement qui permet de déterminer si de la vapeur est présente sous la mèche poreuse.



## Chapitre 3

# Résultats expérimentaux dans le cas où la pompe mécanique est placée entre le réservoir et l'évaporateur (architecture 1)

Les conditions opératoires critiques dans le cadre applicatif ont été décrites en introduction. Dans le travail expérimental présenté dans ce chapitre, il s'agit d'une part de démontrer que le couplage de la CPL avec une pompe centrifuge permet de pallier aux défaillances des évaporateurs capillaires pour ces types de sollicitations et d'autre part d'étudier le plus largement possible la dynamique qui émerge de l'hybridation.

Du point de vue du banc de test, il est possible d'explorer la réponse du système à différentes sollicitations mécaniques et thermiques comme :

- des variations des pertes de charge dans le circuit à l'aide de la vanne placée sur la conduite vapeur. Actionnée manuellement, l'ouverture ou la fermeture partielle de cette vanne permet d'imposer de fortes variations de pression dans la conduite vapeur. Pour une puissance fixée à l'évaporateur, cette perturbation est de nature purement mécanique. En cela, elle permet : (i) de simuler en partie un allongement de la longueur de transport et (ii) de tester l'adaptation de l'évaporateur à une variation de pertes de charge, qui est un des effets provoqués lors d'accélération ou de changements d'orientation du dispositif dans le champ de pesanteur.
- des échelons de puissance imposés à l'évaporateur. Ces tests permettent de vérifier que le système conserve sa capacité d'auto-adaptation à la puissance imposée en maintenant l'interface de vaporisation dans la mèche poreuse de l'évaporateur quelles que soient les conditions imposées. Ils constituent aussi une étude des temps de réponse du système. Par exemple cela permet de déterminer si la réponse est compatible avec

- des variations de puissance très rapides et d'amplitudes importantes, comme il en existe dans les applications associées au refroidissement d'électronique de puissance.
- des démarrages à forte puissance. Il s'agit de déterminer s'il existe une limite à la puissance pour laquelle le pompage capillaire puisse s'installer à partir d'un état initial correspondant à l'arrêt, et pour une résistance hydraulique de circuit donnée.

Les sollicitations présentées ci-dessus sont énoncées de la moins à la plus critique pour le système dans le sens où la perturbation est purement mécanique pour la première, puis couplée à des effets thermiques et mécaniques pour les deux autres. La situation du démarrage constitue la phase la plus critique car la circulation du fluide dans la boucle n'est pas installée à l'état initial. De la même façon, le niveau de complexité des processus physiques composant la réponse du système augmente du premier au dernier type de sollicitation.

Ainsi pour la progression de l'analyse, notre démarche expérimentale suit cet ordre afin d'étudier la physique supplémentaire associée à chaque nouvelle sollicitation. Notre choix a été en premier lieu de considérer des sollicitations d'amplitude modérée. En réduisant les effets transitoires, l'objectif est avant toute chose d'accéder à une gamme opératoire de régimes stationnaires assez large et de comparer les réponses en pompage strictement capillaire et en mode assisté. Dans un deuxième temps, l'amplitude des sollicitations est augmentée afin d'étudier la robustesse du système couplé dans les phases transitoires. La structure du chapitre suivra cet ordre.

### 3.1 Réponse à des sollicitations d'amplitude modérée

Dans cette partie on commence par présenter les résultats obtenus à une puissance fixée et pour lesquels les pertes de charge du circuit sont progressivement augmentées par palier d'environ 5 kPa jusqu'à atteindre la limite capillaire en mode CPL et la différence de pression maximale de la pompe en mode HCPL-A1, puis diminuées avec la vanne située sur la conduite vapeur.

Ensuite, les résultats correspondant à un cycle de puissance de 200 W à 1600 W, par échelons croissants puis décroissants de 200 W sont présentés.

Pour chaque type d'essai les performances thermiques de l'évaporateur entre les configurations CPL et HCPL-A1 sont comparées à l'aide de deux observables : la conductance à l'évaporateur et le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur. La conductance représente le transfert de chaleur entre la vapeur saturante à l'interface de vaporisation et la paroi extérieure de l'évaporateur selon la relation (2.8) (*cf.* chapitre 2 partie 2.5.2). Selon les conditions de saturation de la mèche énoncées dans la partie 2.5.2, la résistance thermique entre ces deux points varie. Or l'évolution de la puissance appliquée ou de la courbure du ménisque peut changer les conditions de saturation de la mèche poreuse. Le flux permettant la vaporisation de fluide ( $\dot{Q}_{ev}$ ) est déterminées en soustrayant à la puissance appliquée ( $\dot{Q}$ ) les pertes vers l'ambiance ( $\dot{Q}_{amb}$ ) déterminé section 2.3.3. La température moyenne de paroi ( $T_{p,ev}$ ) est

calculée directement à partir des mesures des thermocouples et la température de saturation dans l'évaporateur  $T_v^{sat}$  est déterminée connaissant la différence de pression entre l'interface de vaporisation dans l'évaporateur et le réservoir ainsi que la pression de saturation dans le réservoir. Comme la différence de pression entre l'interface de vaporisation et la sortie de l'évaporateur (dans les canaux et les collecteurs) est inférieure à 70 Pa, elle peut être négligée ( $\Delta p_{canaux} + \Delta p_{collecteurs} < \Delta p_{ev}$ ).

Le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur est un indicateur d'absence de vapeur en amont de la mèche poreuse. Il représente la différence entre la température mesurée en entrée d'évaporateur ( $T_{ev,in}$ ) et la température de saturation calculée à ce point ( $T_{ev,in}^{sat}$ ), connaissant la différence de pression entre le réservoir et l'évaporateur et la pression de saturation du réservoir. Il est défini selon la relation (2.10) (*cf.* chapitre 2 partie 2.5.2). On observe qu'un sous-refroidissement à l'entrée de l'évaporateur supérieur à 10 K préserve le liquide en amont de l'interface de vaporisation de l'ébullition sous l'effet du flux parasite en provenance de l'évaporateur et garantit donc l'alimentation en liquide de la mèche poreuse (*cf.* chapitre 2 partie 2.5.3).

### 3.1.1 Réponse à un cycle d'évolution des pertes de charge dans la conduite vapeur à puissance fixée

Le système sans assistance (CPL) puis couplé (HCPL-A1) est soumis à un cycle de contraintes allant des pertes de charge minimales du banc jusqu'à sa gamme maximale de fonctionnement. Ce cycle est appliqué pour trois puissances différentes : 400 W, 900 W et 1400 W. Les résultats étant similaires, seule l'étude pour une puissance de 1400 W est présentée.

#### Réponse de la boucle à pompage strictement capillaire (CPL)

La figure 3.1 représente la réponse de la CPL a un cycle de contraintes hydrauliques pour une puissance imposée à l'évaporateur de 1400 W. La vanne vapeur est légèrement fermée manuellement à  $t = 10 \text{ min } 30 \text{ s}$  et à  $t = 16 \text{ min } 30 \text{ s}$  pour ajouter environ 2 kPa de pertes de charge. L'évaporateur capillaire s'adapte en conséquence jusqu'à atteindre sa limite capillaire.

L'effondrement de la différence de pression  $\Delta p_{ev}$  et l'arrêt de circulation du fluide  $\dot{m}_{ev,in}$  sur les figures 3.1.a et 3.1.b traduisent l'arrêt du pompage capillaire lorsque cette limite est atteinte. Suite à cet arrêt de circulation la vapeur envahit l'évaporateur comme indiqué par l'augmentation des températures en entrée  $T_{ev,in}$  et sortie d'évaporateur  $T_{ev,out}$  (figure 3.1.c). L'évaporateur est asséché provoquant l'augmentation de la température de ses parois  $T_{p,ev}$ . L'alimentation de la source chaude est coupée à  $t = 18 \text{ min } 30 \text{ s}$ .

On retrouve la limite capillaire expérimentale de 9,5 kPa trouvée section 2.5.3.

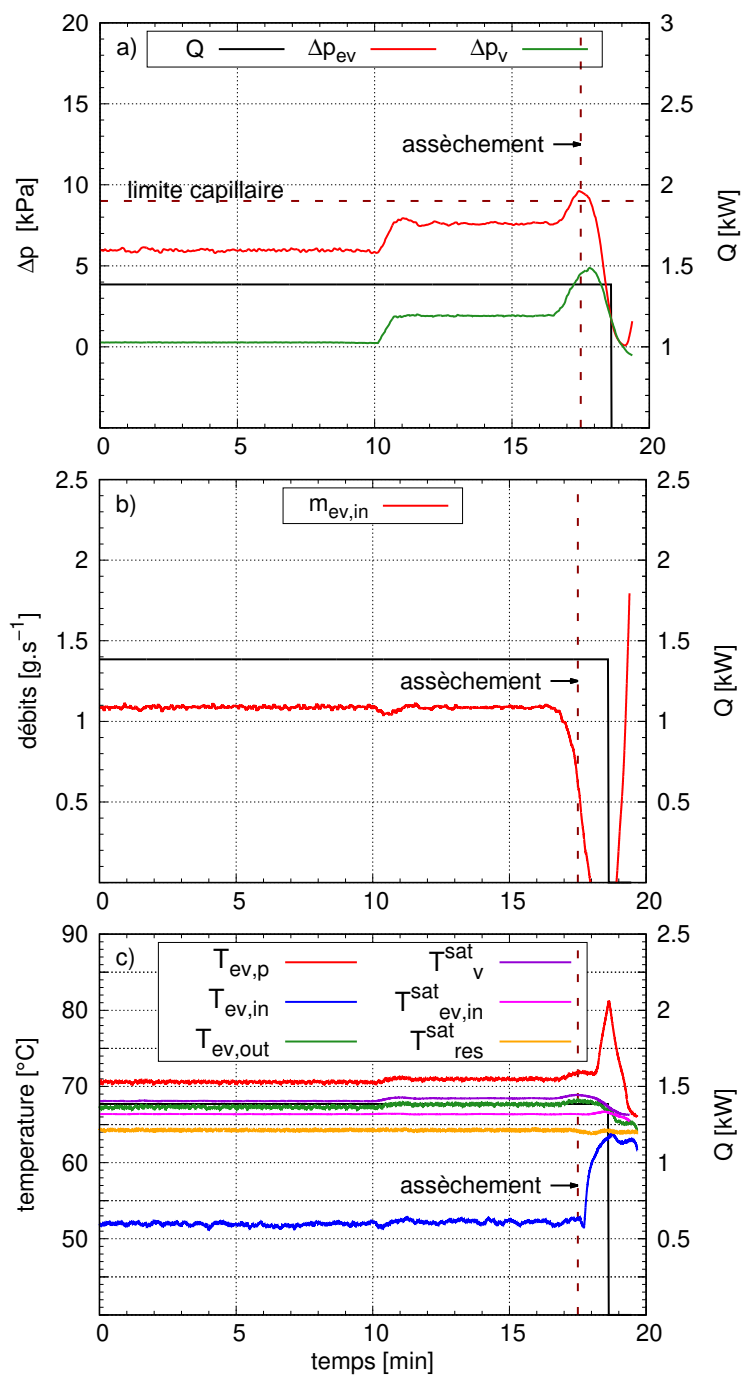


FIGURE 3.1 – Réponse de la CPL à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour une puissance thermique de 1400 W a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et températures de saturation

### Réponse de la HCPL-A1

Un cycle de contraintes est imposé sur le système assisté par la pompe mécanique en fermant progressivement la vanne vapeur pour ajouter environ 5 kPa de pertes de charge entre chaque palier. Le contrôle utilisé est celui défini en figure 2.8 partie 2.2.2, avec une consigne de différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev,set}$  fixée à 6 kPa.

La réponse du système tracée sur la figure 3.2.a démontre que le système couplé peut supporter des pertes de charge totale jusqu'à 7 fois plus importantes. Le contrôle de la pompe répond selon le schéma de contrôle, en s'adaptant à la variation des pertes de charge totales du système, et contraignant l'évaporateur à rester dans la gamme de fonctionnement fixée. De faibles dépassements transitoires de consigne d'environ 0,2 kPa pour une consigne de 6 kPa (soit environ 3% de la consigne) peuvent être notés.

Le passage du régime de pompage capillaire (PC) au mode correspondant à un pompage capillaire assisté mécaniquement (PCAM) est automatique et ne provoque pas de discontinuité de fonctionnement. De  $t = 0$  min à  $t = 13$  min puis à partir de  $t = 300$  min, la différence de pression capillaire mesurée à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  est inférieure à la valeur consigne : la boucle fonctionne en pompage capillaire standard (PC). Entre  $t = 13$  min et  $t = 300$  min, la vanne vapeur est fermée puis ré-ouverte progressivement, la différence de pression à l'évaporateur a atteint sa valeur consigne provoquant le démarrage de la pompe mécanique et le mode assisté (PCAM).

Toute la gamme de fonctionnement de la pompe est parcourue. A  $t = 125$  min la vitesse de rotation  $\omega$  maximale de la pompe centrifuge (30 000 tr/min) est atteinte, correspondant à une différence de pression fournie par la pompe de  $\Delta p_{pompe} = 58 \text{ kPa}$  pour un débit de 1,1 g/s. Le saut de pression capillaire s'adapte à nouveau aux pertes de charge supplémentaires imposées sur le système. La compensation par la pompe étant rendue impossible, les pertes de charge maximales du système couplé en fonctionnement sont atteintes et une augmentation supplémentaire aboutirait au décrochage de la HCPL-A1.

Le débit moyen en entrée d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  reste égal au taux de vaporisation à l'évaporateur tout au long du test, et aucune hystérésis de fonctionnement en fonction de l'historique de la mèche ne peut être notée. Cependant, les oscillations permanentes de la longueur de la zone de condensation  $L_{2\varphi}$  (cf partie 2.5.2) provoquent des oscillations de débits en entrée d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  autour de sa valeur moyenne (figure 3.2.b). Plus la valeur relative des oscillations de pression au condenseur  $\Delta p_{cond}$  par rapport aux pertes de charge totale  $\Delta p_{circuit}$  est grande (ce qui est le cas à faibles pertes de charge) plus son impact sur le débit en entrée d'évaporateur est élevé. Malgré tout, ces oscillations ne perturbent pas la qualité du contrôle.

Pour les modes assisté et capillaire, en augmentant la pression en sortie d'évaporateur, la température de saturation dans l'évaporateur  $T_v^{sat}$  augmente (figure 3.2.c). Cette dernière dépend de la pression imposée au réservoir  $p_{res}^{sat}$  et des pertes de charge dans le condenseur et les



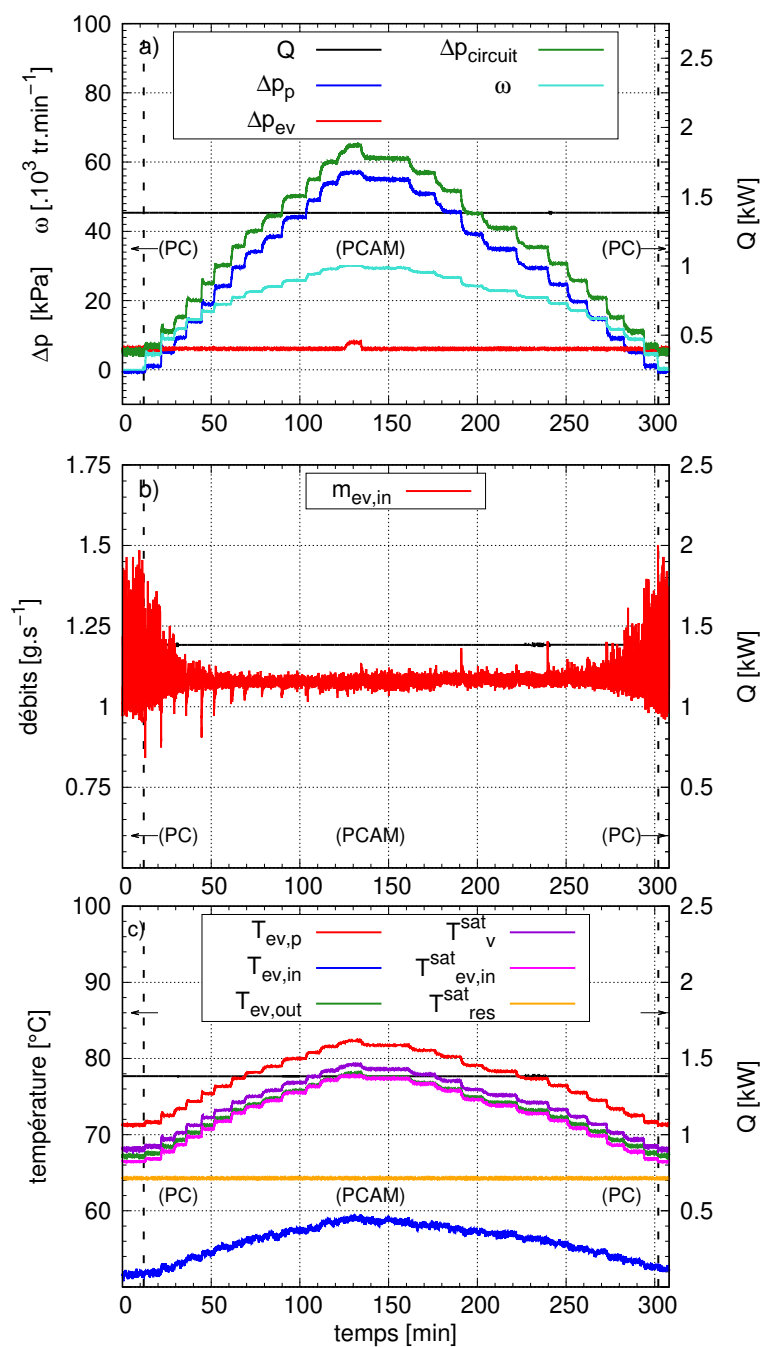


FIGURE 3.2 – Réponse de la HCPL-A1 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 1400 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir.

conduites. La température de paroi augmente proportionnellement à l'augmentation de  $T_v^{sat}$  à flux constant et la température d'entrée d'évaporateur augmente par conduction en fonction du flux de perte et de la température de paroi. La température de sortie  $T_{ev,out}$  mesurée est légèrement inférieure à  $T_v^{sat}$  à cause des échanges thermiques avec l'ambiance.

La résistance chauffante dans le réservoir est suffisamment bien contrôlée pour considérer que la température de saturation du réservoir  $T_{sat}^{res}$  reste parfaitement stable, malgré les remplissages et vidanges qu'il subit durant les phases transitoires. Les mouvements de fluide dans les phases transitoires sont étudiés dans la partie 3.2.1.

### Comparaison des régimes stationnaires de la CPL et de la HCPL-A1

L'évolution de l'écart de température entre la vapeur en sortie d'évaporateur et ses parois laisse penser que les échanges thermiques dans l'évaporateur sont peu affectés par le passage du pompage strictement capillaire au pompage assisté. La figure 3.3 montre l'évolution de la conductance entre la paroi de l'évaporateur et la vapeur en fonction des pertes de charge dans le circuit. Elle compare également le cas d'un pompage strictement capillaire avec celui assisté mécaniquement. Les conductances dans ces deux cas sont identiques ce qui permet de conclure qu'il y a préservation des performances thermiques de l'évaporateur, correspondant à la présence d'une interface de vaporisation stabilisée au sein de l'évaporateur lors du mode PCAM. En effet au cours des essais en mode HCPL-A1, le saut de pression capillaire et la puissance appliquée à l'évaporateur sont fixés, la structuration des phases dans la mèche poreuse et la longueur cumulée de ligne triple dépendant de ces deux paramètres, elles, restent stables et ne permettent pas de variation du transfert thermique (*cf.* chapitre 1 partie 1.1.3). En mode CPL, la courbure des ménisques varie mais ne semble pas avoir d'influence sur le transfert thermique.

La figure 3.4 montre l'influence de la pompe sur le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur. Une augmentation significative de ce dernier de l'ordre de  $0,7^\circ\text{C}$  par dizaine de kPa est observée. La pompe augmente la pression en entrée d'évaporateur et donc la température de saturation  $T_{ev,in}^{sat}$ , ce qui éloigne celle-ci de la température du fluide  $T_{ev,in}$  malgré l'augmentation de cette dernière avec la température de vaporisation  $T_v^{sat}$ .

Une légère différence du sous-refroidissement en fonction de l'augmentation ou de la diminution des pertes de charge est observée. A basses pertes de charge, le sous-refroidissement est de  $0,8^\circ\text{C}$  plus élevé dans le cas de pertes de charge décroissantes que dans le cas de pertes de charge croissantes. Cette observation est due à l'allongement du temps de stabilisation des températures avec la diminution de la puissance appliquée. L'état totalement stabilisé thermiquement n'a donc pas été atteint.

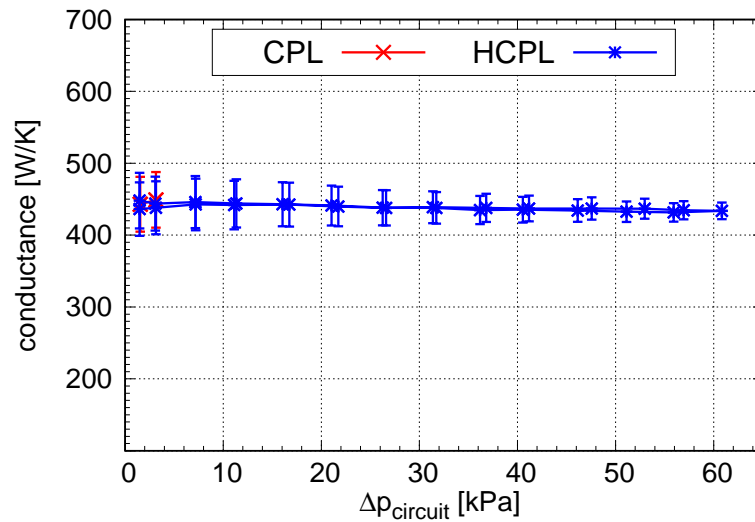


FIGURE 3.3 – Variation de la conductance à l'évaporateur de la CPL et de la HCPL-A1 en fonction des pertes de charge du circuit pour un flux de 1400 W

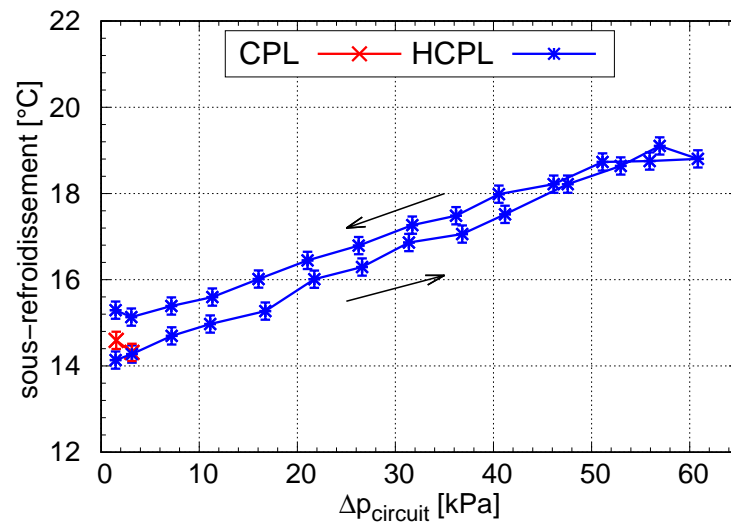


FIGURE 3.4 – Comparaison du sous-refroidissement à l'entrée de l'évaporateur de la CPL et de la HCPL-A1 en fonction des pertes de charge du circuit pour une puissance appliquée de 1400 W.

### Synthèse des résultats

Dans cette partie nous avons montré qu'à puissance fixée à l'évaporateur :

- la mise en route et le contrôle du couplage en série de la pompe centrifuge avec l'évaporateur ont été démontrés lors de sollicitations de faible amplitude.
- l'assistance mécanique de l'évaporateur permet d'étendre fortement la gamme opératoire de la boucle en régime stationnaire. Les pertes de charge maximales dans le circuit passent de la limite capillaire de 9,5 kPa pour la CPL jusqu'à 60 kPa pour la HCPL-A1.
- au régime stationnaire le débit dans la boucle correspond au débit vaporisé, comme lors du fonctionnement en pompage strictement capillaire. La pompe centrifuge agit comme un générateur de pression compensant les pertes de charge introduites.
- l'interface de vaporisation est maintenue dans la mèche poreuse de l'évaporateur sans modifications apparentes de la conductance et du sous-refroidissement par rapport à la configuration en CPL.

De façon à démontrer que la HCPL-A1 se comporte comme une CPL, nous allons dans la partie suivante appliquer un cycle de puissance à l'évaporateur et vérifier que la HCPL-A1 est capable d'auto-adaptation à la puissance imposée.

### 3.1.2 Réponse à un cycle de puissance appliquée à l'évaporateur

Comme décrit dans le chapitre 2 section 2.5.3, à résistance hydraulique vapeur faible (vanne vapeur ouverte) la boucle diphasique capillaire est capable de transférer des flux allant de 200 W à 1600 W. La fermeture de la vanne placée sur la ligne vapeur est ajustée afin d'atteindre la limite capillaire de l'évaporateur à faible flux. La valeur choisie est de 95 % fermée.

Un cycle de puissance allant de 200 W à 1600 W par échelons de 200 W est ensuite appliqué sur l'évaporateur dans les cas d'un pompage strictement capillaire puis assisté mécaniquement.

#### Réponse de la CPL

La figure 3.5 représente la réponse de la CPL à un cycle de puissance. Pendant une longue période  $t = [0 : 45]$  min, le saut de pression capillaire s'adapte à l'augmentation de pertes de charge provoquée par l'augmentation du débit jusqu'à atteindre sa limite capillaire à  $t = 45$  min pour une puissance appliquée de 600 W (figure 3.5.a)

Lorsque la puissance appliquée à l'évaporateur passe de 200 W à 400 W à  $t = 13$  min, la température en entrée de l'évaporateur  $T_{ev,in}$  (figure 3.5.c) oscille entre 55 °C et 60 °C avant de tendre vers la température de saturation  $T_{ev,in}^{sat}$  à partir de  $t = 18$  min. On est alors dans la zone de fonctionnement avec ébullition sous l'interface de vaporisation expliquée partie 2.5.3.

En parallèle, le débit en entrée d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$ , figure 3.5.b, montre de fortes oscillations qui traduisent la remontée de bulles de vapeur en amont de l'évaporateur.

Après avoir atteint la limite capillaire, la différence de pression aux bornes de l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  s'écroule et le pompage capillaire s'arrête. L'arrêt du pompage capillaire et donc de la circulation du fluide provoque l'augmentation de la température de la source chaude ( $T_{ev,p}$  figure 3.5.c). En conclusion, pour une vanne fermée à 95 % le système capillaire standard est opérationnel en régime permanent jusqu'à une puissance comprise entre 400 W et 600 W.

### Réponse de la HCPL-A1

Le contrôle de la pompe mécanique est maintenant activé. La valeur consigne de différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev,set}$  est fixée à 6 kPa et des échelons de puissance sont appliqués sur l'évaporateur.

De nouveau, une augmentation importante de la gamme de fonctionnement de l'évaporateur est observée (figure 3.6.a) : la totalité de la gamme opérationnelle de puissance du système est couverte et les pertes de charge induites par le système peuvent être multipliées par plus de 6 par rapport à une boucle à pompage strictement capillaire.

Le passage du pompage strictement capillaire (PC) au pompage capillaire assisté mécaniquement (PCAM) se fait automatiquement selon le schéma de contrôle imposé décrit figure 2.8 dans le chapitre 2 section 2.2.2. Avant  $t = 30$  min et après  $t = 445$  min (zones marquées PC), la boucle fonctionne en pompage capillaire standard. Lorsque la puissance appliquée est de 200 W, les pertes de charge totales du circuit  $\Delta p_{circuit}$  sont inférieures à 5 kPa (figure 3.6.a) et donc à la valeur consigne de différence de pression à l'évaporateur. Le pompage capillaire les compense donc entièrement.

Le mode de fonctionnement change de PC à PCAM quand la puissance appliquée dépasse 400 W pour  $t = [30 : 445]$  min. La figure 3.6.a montre que les pertes de charge totales du circuit  $\Delta p_{circuit}$ , et donc les besoins de pompage, sont supérieures à la consigne choisie. La pompe mécanique se met en marche, le contrôle PI permettant l'adaptation de sa vitesse de rotation  $\omega$  afin de maintenir la différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  autour de sa valeur de consigne. L'évaporateur semble alors insensible aux variations de charge thermique et de pertes de charge dans la boucle, démontrant que le temps de réponse de la pompe centrifuge est parfaitement adaptée à la dynamique de la sollicitation en flux.

La figure 3.6.b montre que le débit prélevé par l'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$ , et par conséquent le taux de vaporisation dans l'évaporateur, s'adapte toujours au flux qui lui est imposé. L'évaporateur fonctionne donc de la même façon que pour un pompage strictement capillaire et la HCPL-A1 reste parfaitement auto-adaptative à la puissance appliquée à l'évaporateur.

De plus sur la figure 3.6.c, aucune rupture au niveau des relevés de température aux parois

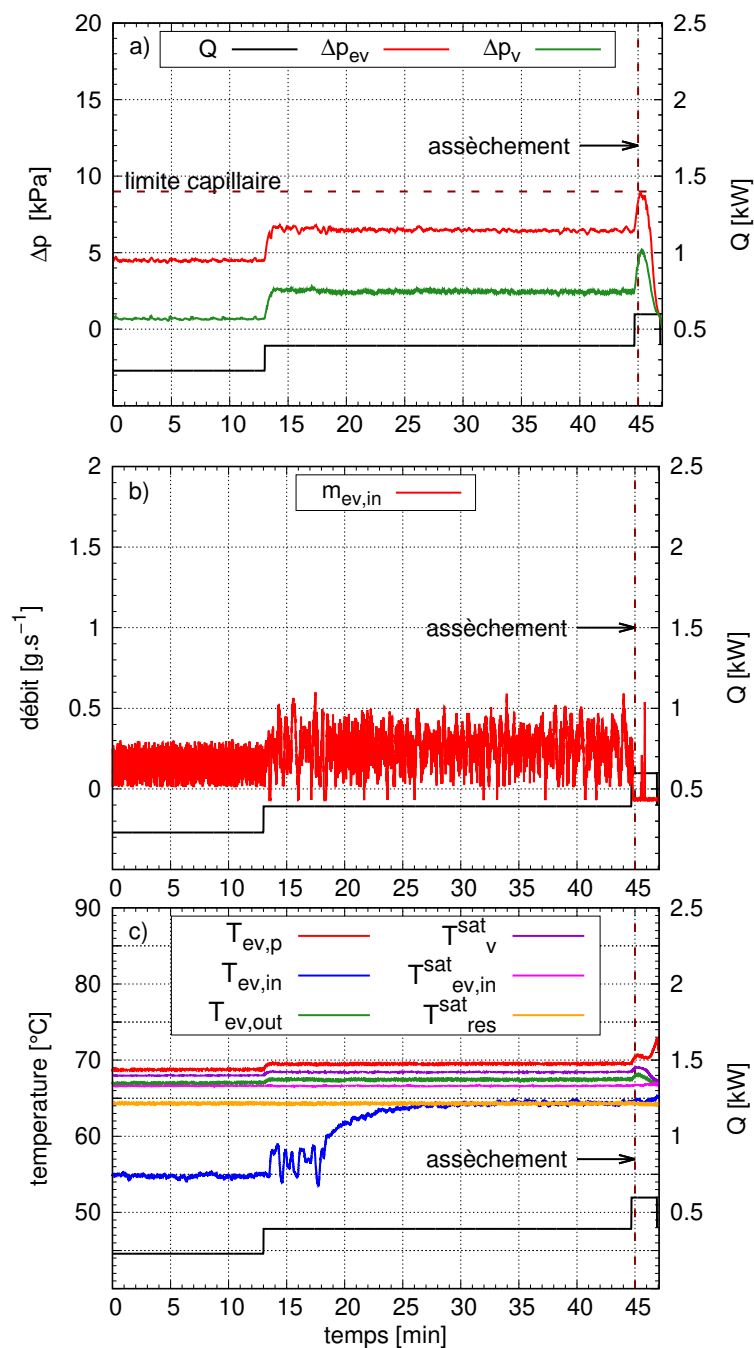


FIGURE 3.5 – Réponse de la CPL à un cycle de puissance à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur b) débit en amont d'évaporateur c) températures de l'évaporateur et températures de saturation

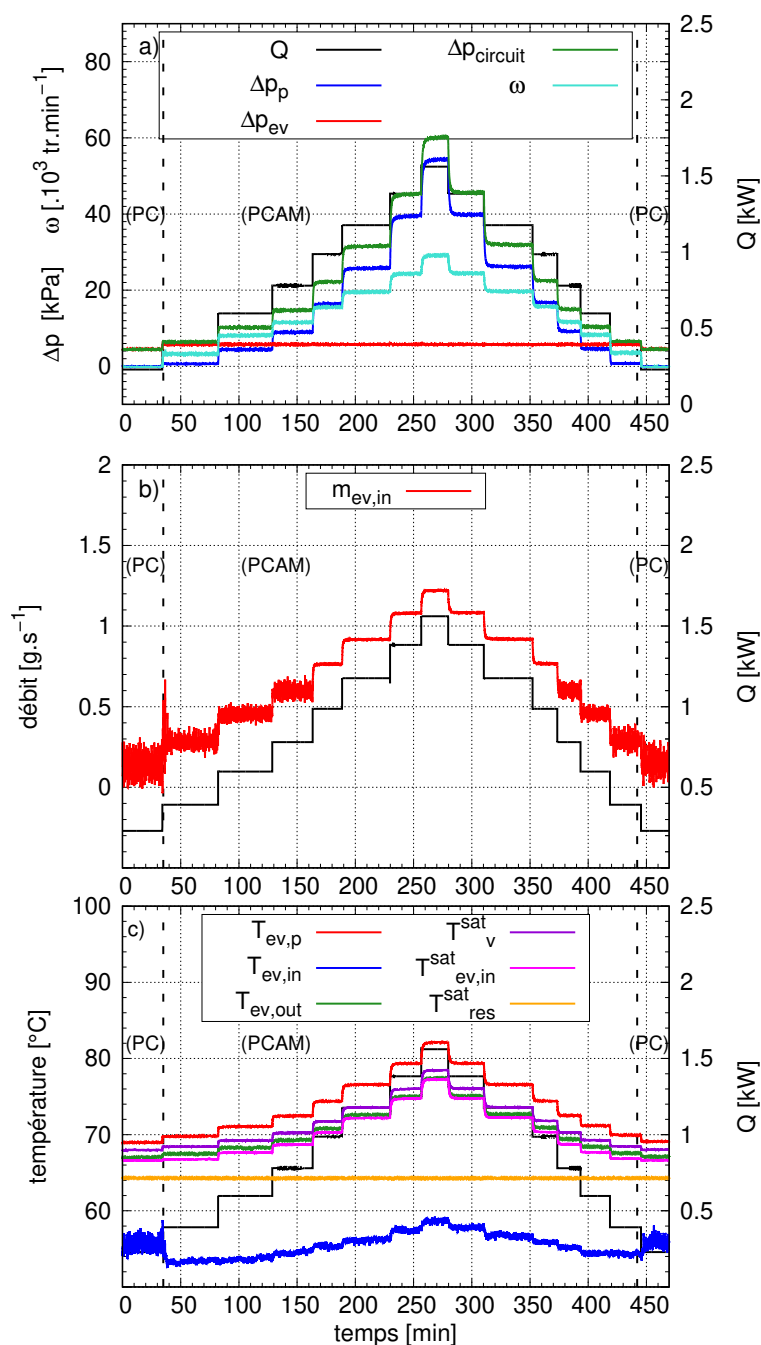


FIGURE 3.6 – Réponse de la HCPL-A1 à un cycle de puissance à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe avec sa vitesse de rotation b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir

de l'évaporateur et en sortie n'est observable, signifiant une bonne conservation des performances thermiques de l'évaporateur. Une baisse de la température en entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}$  peut être notée à 400 W lors du passage au mode assisté : lorsque la pompe centrifuge se met en marche, le sous-refroidissement augmente avec l'augmentation de pression à l'entrée de l'évaporateur.

La puissance appliquée atteint 1600 W à  $t = 270$  min. La vitesse de rotation de la pompe  $\omega$  s'approche de sa valeur maximale de 30 000 tr/min. Comme expliqué dans la partie 3.1.1, si la charge thermique est augmentée, c'est le pompage capillaire qui compensera les pertes de charge supplémentaires. Un décrochage capillaire est alors de nouveau possible.

Cette première série d'expériences justifie l'intérêt d'un système assisté mécaniquement. En insérant une pompe centrifuge de faible puissance, les pertes de charge totales du circuit peuvent être multipliées par 6,5 sans atteindre la limite capillaire de l'évaporateur, ce qui correspond à une multiplication du flux thermique évacué par 3-4 pour la boucle étudiée. Rappelons qu'en modifiant très fortement les pertes de charge sur la ligne vapeur, la distribution des pertes de charge dans la boucle sont peu représentatives d'une extension de la longueur de transport, car concentrées sur la ligne vapeur en une augmentation de la perte de charge singulière. On peut donc penser que la capacité de transport du flux puisse atteindre des valeurs proches de 6,5 fois celles d'une CPL. Il est maintenant intéressant de savoir si les performances thermiques de l'évaporateur capillaire sont affectées par le couplage.

### Comparaison des régimes stationnaires de la CPL et de la HCPL-A1

Dans cette partie nous souhaitons comparer les réponses de la HCPL-A1 à celles de la CPL. Cependant les conditions de hautes pertes de charge réduisent le nombre de points obtenus dans le cas d'un fonctionnement strictement capillaire. Pour pouvoir comparer les performances de l'évaporateur sur une même gamme de puissance dans un cas de pompage capillaire standard et de pompage capillaire assisté mécaniquement, les pertes de charge sont minimisées dans le cas du fonctionnement purement capillaire. Pour ces deux conditions de fonctionnement, les températures de vaporisation  $T_v^{sat}$  seront différentes pour une même puissance appliquée. L'évolution de la différence de pression à l'évaporateur en fonction du mode de fonctionnement et du degré d'ouverture de vanne est résumée figure 3.7.

La figure 3.8 représente l'évolution de la conductance globale de l'évaporateur en fonction de la puissance pour les deux modes de pompage.

Pour cette étude, la variation de la conductance avec le flux est similaire pour le fonctionnement strictement capillaire ou assisté mécaniquement, et ce quelle que soit la différence de pression aux bornes de l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$ . Or ces deux essais correspondent à deux jeux de courbures de ménisque pour une même puissance. Dans le cas du pompage purement capillaire (CPL), la courbure moyenne des ménisques change avec la puissance appliquée du fait de l'augmentation des pertes de charges dans la boucle avec le débit. Dans le cas du pompage



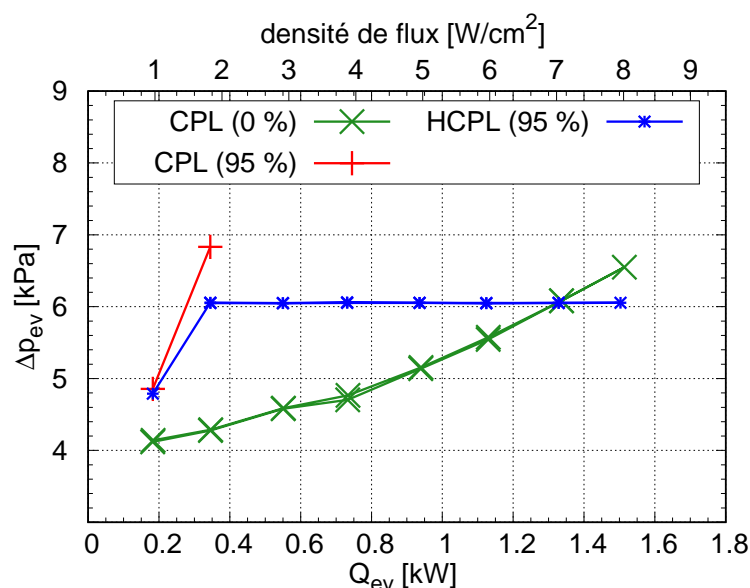


FIGURE 3.7 – Variation de la différence de pression à l'évaporateur de la CPL à hautes (vanne fermée à 95 %) et basses pertes de charge (vanne fermée à 0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur à laquelle sont retranchées les pertes vers l'ambiance.

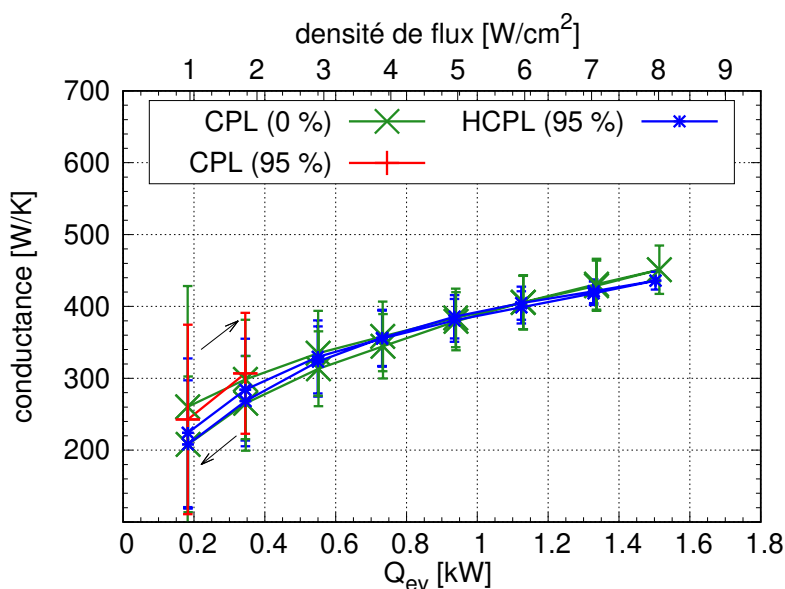


FIGURE 3.8 – Variation de la conductance à l'évaporateur de la CPL à hautes (95 %) et basses pertes de charge (0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur corrigée par les pertes vers l'ambiance.

assisté (HCPL-A1) la différence de pression à l'évaporateur est constante. On en déduit que le saut de pression capillaire et la courbure moyenne des ménisques sont également constants (à la variation des pertes de charge dans l'évaporateur près) quel que soit le flux.

Le fait que la conductance soit la même pour un même flux quelle que soit la courbure des ménisques, suggère que cette courbure n'a pas de rôle significatif sur son évolution. Ainsi dans notre étude, seule l'augmentation de la ligne triple au contact de la zone mèche-paroi peut expliquer l'augmentation de la courbure avec le changement du flux.

La figure 3.9 montre l'évolution de la conductance pour trois puissances appliquées à l'évaporateur et différentes consignes de différence de pression  $\Delta p_{ev,set}$ . Afin de minimiser l'influence de la variation des paramètres thermophysiques avec la température à l'évaporateur, la température de vaporisation  $T_v^{sat}$  est maintenue constante pour chaque puissance appliquée en modifiant les pertes de charge sur la ligne vapeur. La variation de  $\Delta p_{ev,set}$  permet de modifier la courbure du ménisque de sa courbure minimale à sa courbure maximale. La variation de la conductance ne dépasse pas 10 % quelle que soit la courbure du ménisque. Ceci confirme que dans la gamme opératoire le régime de vaporisation correspond au régime diphasique présenté dans le chapitre 2 figure 1.15. La légère augmentation de la conductance avec la différence de pression à l'évaporateur est compatible avec le fait que l'augmentation du saut de pression capillaire se traduit probablement par une diminution sensible de la fraction de pores remplis de liquide au contact de la paroi chauffante.

Le sous-refroidissement en fonction de la puissance appliquée pour une CPL et une HCPL-A1 est tracé figure 3.10. L'assistance mécanique maintient un sous-refroidissement constant jusqu'à 800 W. Ensuite, la pression à l'entrée de l'évaporateur est fortement influencée par le gain de pression apporté par la pompe mécanique lorsque ce dernier devient prépondérant par rapport à celui apporté par la gravité ( $\Delta p_{g2} \approx 5 \text{ kPa}$ ). Ainsi le sous-refroidissement est plus grand avec l'assistance mécanique pour les fortes puissances.

### Synthèse des résultats

Dans cette partie nous avons montré que lors de l'application d'un cycle de puissance sur l'évaporateur :

- la mise en route et le contrôle de la pompe centrifuge couplée en série avec l'évaporateur ont été effectifs pour des échelons de puissance de faibles amplitudes et des pertes de charge dans le circuit plus grandes.
- l'assistance mécanique de l'évaporateur permet d'étendre fortement la gamme opératoire de la boucle au régime stationnaire. La puissance maximale admissible sans décrochage passe de 400 W pour la CPL à 1600 W pour la HCPL-A1.
- le couplage conserve la propriété d'auto-adaptation à la puissance imposée à l'évaporateur. L'interface de vaporisation est maintenue dans la mèche poreuse et le débit dans la boucle rejoint le débit vaporisé au régime stationnaire. Aucune modification

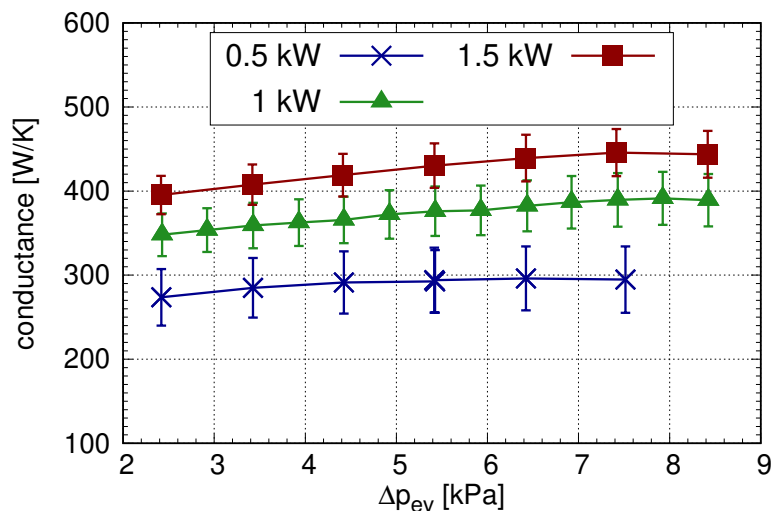


FIGURE 3.9 – Variation de la conductance à l'évaporateur de la HCPL-A1 pour trois puissances appliquées à l'évaporateur et une température de vaporisation fixée en fonction de différents sauts de pression capillaire consigne

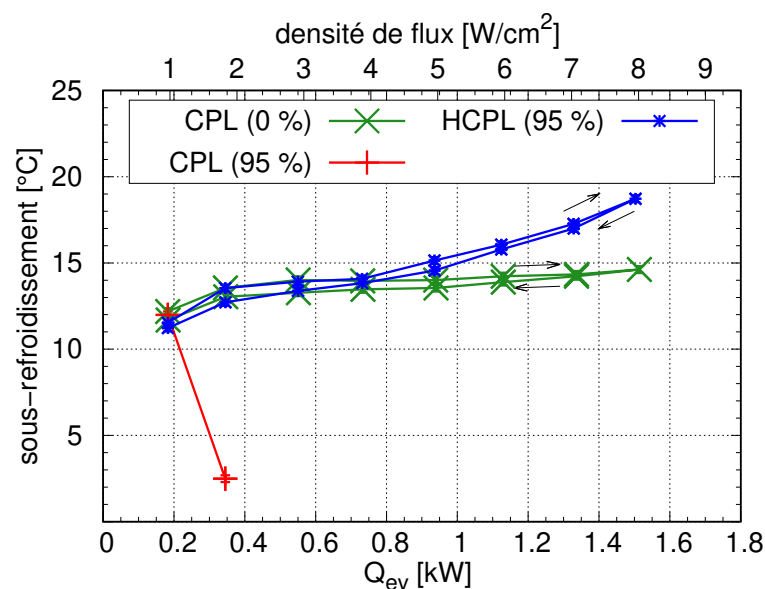


FIGURE 3.10 – Variation du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur de la CPL à hautes (vanne fermée à 95 %) et basses pertes de charge (vanne fermée à 0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur.

de la conductance n'est observée sur la gamme opératoire de puissance imposée à l'évaporateur. On en conclut que le régime de vaporisation correspond aux propriétés intrinsèque de la mèche diphasique et que le moteur principal de la variation de la conductance est l'extension de la zone diphasique au contact mèche-paroi dans l'évaporateur par nucléation.

- le sous-refroidissement en amont d'évaporateur est préservé jusqu'à 800 W puis augmente progressivement jusqu'à plusieurs degrés au delà grâce à l'augmentation de la température de saturation créée par le gain de pression de la pompe.

L'étude de l'extension des performances lors de cycles de pertes de charge et de puissance de faible amplitude ne permet pas d'anticiper la réponse d'une HCPL-A1 à de fortes dynamiques. La partie suivante cherche donc à déterminer la robustesse du couplage et de son contrôle lorsque les sollicitations sont de plus fortes amplitudes.

## 3.2 Réponse à des sollicitations de fortes amplitudes

Cette partie présente dans un premier temps la réponse du système à une variation de pertes de charge sur la ligne vapeur allant jusqu'à + 50 kPa, en refermant manuellement la vanne en quelques secondes. La puissance appliquée à l'évaporateur est constante et fixée à 1000 W.

Dans un second temps, les résultats de la réponse de la HCPL-A1 à des échelons de puissance d' amplitude allant de + 200 W jusqu'à + 1400 W seront présentés.

### 3.2.1 Réponse à des échelons de pertes de charge vapeur

La réponse de la HCPL-A1 à trois échelons croissants de pertes de charge est représentée sur la figure 3.11. Le premier cas correspond à un échelon de pertes de charge de  $\pm 27 \text{ kPa}$ , le second de  $\pm 40 \text{ kPa}$  et le dernier de  $\pm 50 \text{ kPa}$ . Entre chaque échelon, la vanne est de nouveau ouverte et les pertes de charge au régime stationnaire sont alors inférieures à la consigne, forçant l'arrêt de la pompe mécanique. Celle-ci se met en marche lors de l'application de chacune des sollicitations et permet le maintien du pompage capillaire. En effet selon les tests effectués en partie 2.5.3 le pompage strictement capillaire ne peut gérer que des pertes de charge totale maximales de 9,5 kPa.

Le comportement du système est semblable pour les trois échelons de pertes de charge appliqués. La figure 3.12 montre de façon plus détaillée la réponse de la HCPL-A1 au créneau de pertes de charge de plus grande amplitude, soit + 50 kPa. La partie de gauche (figures  $a_1$ ,  $b_1$  et  $c_1$ ) montre la partie montante de l'échelon tandis que la partie de droite (figures  $a_2$ ,  $b_2$  et  $c_2$ ) montre la partie descendante.

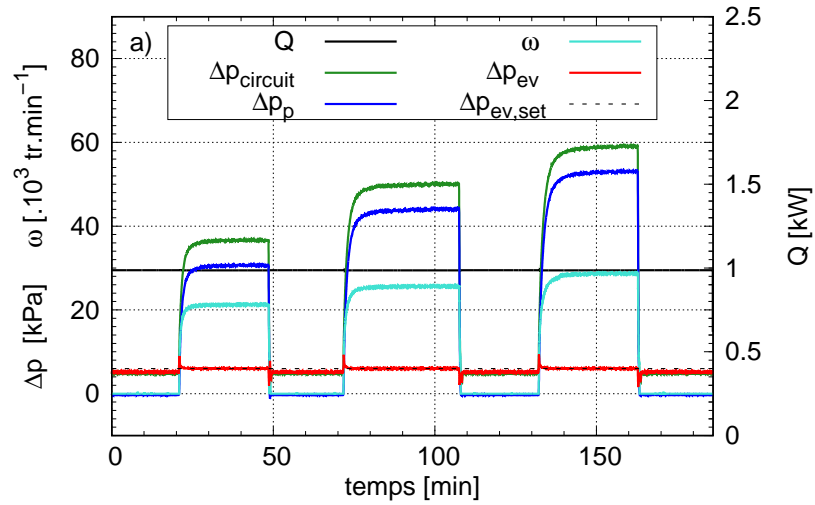


FIGURE 3.11 – Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de pertes de charge dans la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W : pertes de charge totales dans le circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe et vitesse de rotation de la pompe.

### Analyse de la dynamique lors de l'échelon croissant d'amplitude maximale

A partir de  $t = 132$  min 30 s l'augmentation de vitesse de rotation  $\omega$  est parfaitement synchronisée à l'augmentation des pertes de charge  $\Delta p_{circuit}$  (figure 3.12.a<sub>1</sub>). On note cependant un dépassement de consigne à l'évaporateur dans les premiers instants d'environ +2 kPa (soit 30 % de la valeur). C'est un élément dont il a fallu tenir compte lors du choix de la consigne de contrôle  $\Delta p_{ev,set}$ . Pour limiter, voire éviter ces dépassements de consigne, il serait intéressant d'effectuer une étude sur le type de contrôle possible pour réguler un système fortement non-linéaire et sur l'impact de la limitation de l'augmentation de la vitesse de rotation de la pompe.

L'augmentation des températures tracées figure 3.12.c<sub>1</sub> est cohérente avec l'augmentation des pertes de charge dans la ligne vapeur entraînant une augmentation de la pression de saturation à l'évaporateur à  $t = 132$  min 10 s. La température de vaporisation  $T_v^{sat}$  augmente légèrement plus rapidement que la température de paroi  $T_{p,ev}$  qui subit l'évolution imposée par son inertie thermique. La différence de température entre la paroi et la vapeur diminue donc pendant une dizaine de secondes (figure 3.12.c<sub>1</sub>). Or le débit de vaporisation est proportionnel à cette différence de température. L'approche de la limite capillaire peut aussi éventuellement aboutir à une légère percolation de la vapeur à travers la mèche poreuse pendant la phase transitoire mais semble peu probable au vu de la trajectoire d'augmentation de la température en entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}$ . La diminution du débit vaporisé entraîne une diminution de la longueur diphasique de condensation par conservation de la masse. Cette

diminution provoque à son tour un changement du sens de circulation du fluide dans la ligne liquide ( $\dot{m}_l$  figure 3.12.b<sub>1</sub>).

Suite à la stabilisation de la différence entre la température de vaporisation  $T_v^{sat}$  et des températures de parois  $T_{p,ev}$ , le débit  $\dot{m}_{ev,in}$  retrouve sa valeur stationnaire égale au débit de vaporisation. Pendant cette phase de 3 min, la longueur diphasique de condensation réaugmente, comme le montre le débit mesuré sur la ligne liquide  $\dot{m}_l$  légèrement supérieur au débit de pompage, jusqu'à retrouver sa valeur d'équilibre.

### Analyse de la dynamique lors de l'échelon décroissant d'amplitude maximale

A partir de  $t = 162$  min 45 s la décroissance rapide de la vitesse de pompe  $\omega$  avec la différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  est observable sur la figure 3.12.a<sub>2</sub>. Dans cette situation, la pression de saturation dans l'évaporateur diminue fortement. La chute de la température de saturation  $T_v^{sat}$  entraîne une vaporisation d'une partie du liquide dans l'évaporateur. D'autre part, l'augmentation transitoire de la différence de température entre les parois  $T_{ev,p}$  et la vapeur (figure 3.12.c<sub>2</sub>) entraîne une augmentation du débit de vaporisation (figure 3.12.b<sub>2</sub>). Comme en atteste le pic de débit dans la ligne liquide  $\dot{m}_l$  à  $t = 163$  min, l'augmentation transitoire du débit vaporisé entraîne à son tour une augmentation de la longueur de la zone diphasique de condensation.

L'alimentation en liquide de la mèche poreuse est assurée par le gain de pression statique et mécanique apportant le sous-refroidissement ( $T_{ev,in}^{sat} - T_{ev,in}$ ) nécessaire pendant cette phase où l'évaporateur peut s'assécher partiellement. Le temps de diminution de la température de saturation en entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}^{sat}$  est égal au temps de diminution de la vitesse de rotation de la pompe imposé par le contrôle PI. Malgré ce temps de diminution, la température mesurée en sortie d'évaporateur  $T_{ev,out}$  ne baisse pas brusquement et indique que le liquide n'a pas traversé la mèche poreuse.

Après 20 s, le débit de vaporisation puis la longueur diphasique de condensation se restablissent comme l'atteste la variation du débit dans le ligne liquide  $\dot{m}_l$  jusqu'au retour autour de sa valeur d'équilibre à  $t = 164$  min.

### Synthèse des résultats

Dans cette partie nous avons montré que pour une puissance fixée à l'évaporateur :

- la mise en route de l'assistance mécanique et le contrôle de la HCPL-A1 sont robustes lors de sollicitations de fortes amplitudes atteignant +50 kPa (soit 5 fois plus que la limite capillaire) en quelques secondes. Cependant, des dépassements de consigne d'environ +2 kPa pour une consigne fixée à 6 kPa ont été observés, ce qui démontre l'importance du rôle tampon de l'évaporateur lors des phases transitoires.
- lors d'un échelon montant de pertes de charge, la pression de saturation à l'évaporateur augmente ce qui entraîne une diminution de la quantité de fluide vaporisée.

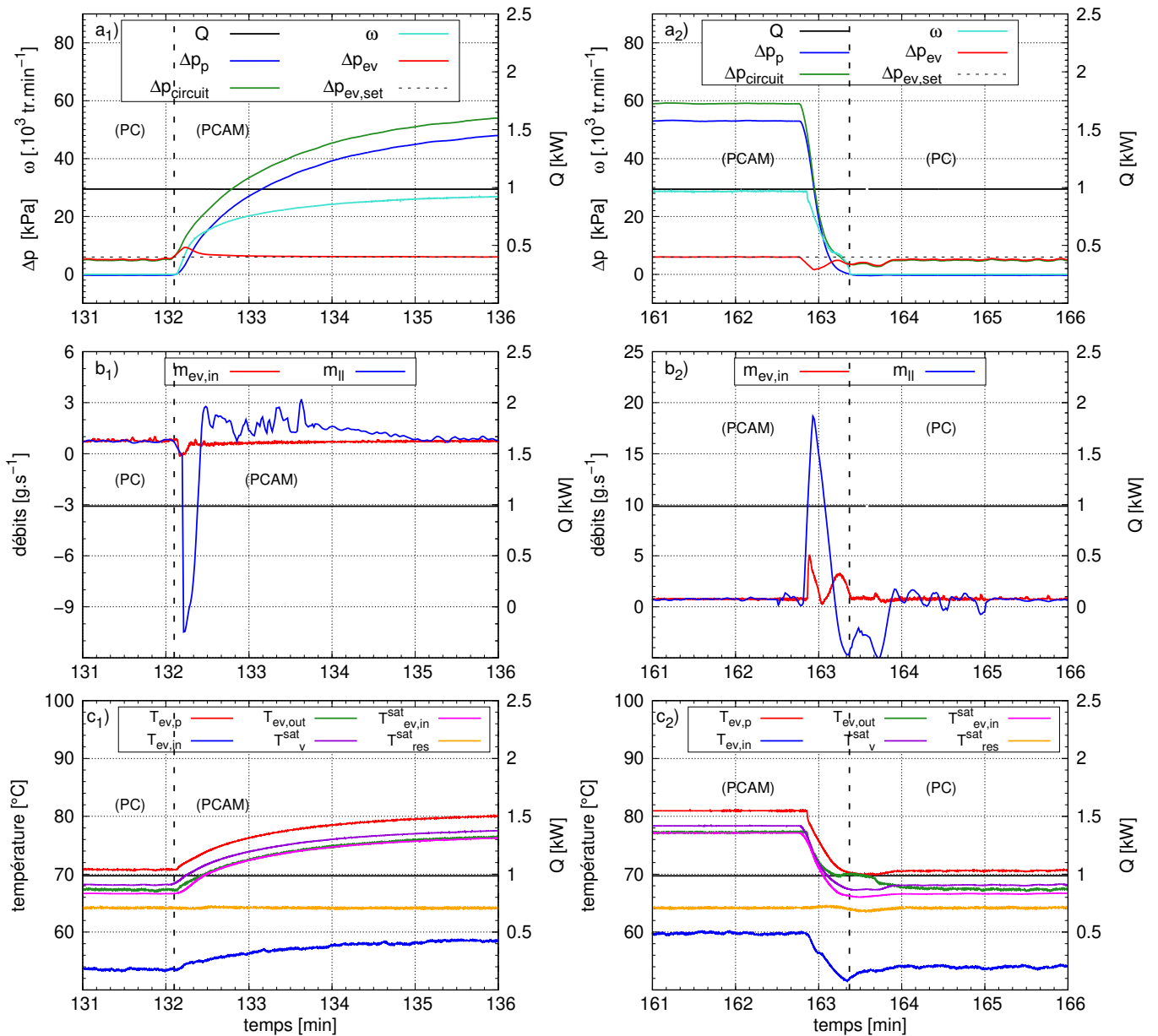


FIGURE 3.12 – Réponse de la HCPL-A1 à un échelon croissant (indiqué 1) et décroissant (indiqué 2) de pertes de charge dans la ligne vapeur de 50 kPa à 1000 W a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débits dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

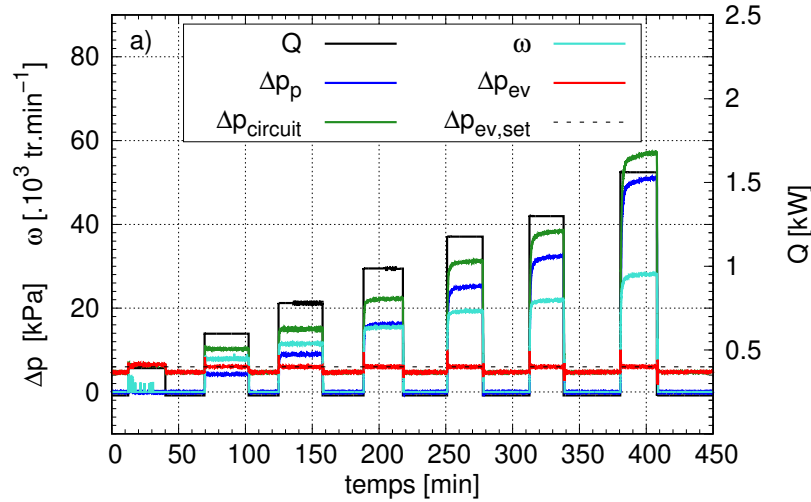


FIGURE 3.13 – Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de puissance à fortes pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) : pertes de charge totales du circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe.

Inversement, dans le cas d'un échelon descendant, la chute de pression de saturation entraîne une vaporisation du fluide. Le retard de l'arrêt de la pompe mécanique dû au contrôle PI joue alors un rôle favorable dans la ré-imbibition de l'évaporateur en liquide et évite l'assèchement de la mèche.

### 3.2.2 Réponse à des échelons de puissance

A partir d'un régime stationnaire de 200 W, des échelons de puissance de plus en plus grands sont appliqués sur l'évaporateur de la HCPL-A1. Le contrôle imposé est le même que celui décrit en figure 2.8 avec  $\Delta p_{ev,set} = 6 \text{ kPa}$ . Pour obtenir la réponse présentée sur la figure 3.13, une forte résistance hydraulique est appliquée sur la ligne vapeur, permettant d'atteindre des pertes de charge totales bien supérieures à la limite capillaire. Dans ces conditions en mode CPL l'évaporateur s'assèche lors de l'application d'un échelon de faible amplitude (200 W - 600 W). En mode HCPL-A1, la pompe s'active donc dès l'augmentation de la puissance appliquée, ce qui permet d'étudier la capacité de contrôle de la pompe lorsqu'elle passe d'un état arrêté à une forte vitesse de rotation.

Pour chaque nouvel échelon de puissance appliqué, la figure 3.13 montre la forte augmentation des pertes de charge totales de la boucle  $\Delta p_{circuit}$ . La pompe se met en fonctionnement au cours de la phase transitoire et assure le respect de la consigne imposée. Un échelon de puissance d'amplitude + 1400 W (l'amplitude maximale imposable par le banc expérimental) est appliqué sans provoquer l'assèchement du système. L'amplitude de l'échelon de puissance peut donc être multiplié entre 6,5 par rapport au système purement capillaire. L'hybridation



permet alors de d'ouvrir l'utilisation des boucles à des contextes de fortes sollicitations thermiques comme un changement rapide et de forte amplitude de la puissance dissipée par un composant électronique pour des longueurs de transport bien plus élevées.

Les figures 3.14 montrent en détail la réponse de la HCPL-A1 aux échelons de puissance de 200 W à 1600 W croissants (figures  $a_1$ ,  $b_1$  et  $c_1$ ) et décroissants (figures  $a_2$ ,  $b_2$  et  $c_2$ ). Les courbes 3.14. $a_1$  et 3.14. $a_2$  permettent d'observer le démarrage et l'arrêt de la pompe à  $t = 380 \text{ min } 42 \text{ s}$  et  $t = 408 \text{ min } 48 \text{ s}$ . La pompe se met en marche dès le dépassement de la consigne de  $\Delta p_{ev}$  et s'arrête dès que la vitesse de rotation  $\omega$  est trop faible, suivant le schéma de contrôle.

### Analyse de la dynamique lors de l'échelon croissant d'amplitude maximale

La dynamique de croissance de la pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  commande un accroissement très brusque de la vitesse de rotation de la pompe  $\omega$ . Dans de telles situations, l'accélération de la vitesse de rotation de la pompe est limitée par le contrôleur PI. Le temps que la vitesse de rotation de la pompe augmente, entre  $t = 380 \text{ min } 42 \text{ s}$  et  $t = 381 \text{ min}$ , la différence de pression aux bornes de l'évaporateur atteint sa limite capillaire sans pour autant désamorcer. Suite à cela, un début de décrochage est observé : diminution brusque du débit prélevé par l'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  (figure 3.14. $b_1$ ) et augmentation de la température en entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}$  (figure 3.14. $c_1$ ). Une partie de la phase vapeur vient donc pénétrer en amont de l'évaporateur à travers la mèche poreuse et refouler du liquide vers le réservoir (débit  $\dot{m}_{ev,in}$  négatif). Cependant, l'augmentation de pression générée par la pompe mécanique  $\Delta p_{pompe}$  apporte le sous-refroidissement ( $T_{ev,in}^{sat} - T_{ev,in}$ ) nécessaire pour que le liquide vienne ré-ensahir les distributeurs alimentant la mèche poreuse comme le montre le pic de débit en amont d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  (figure 3.14). $b_1$  entre  $t = 380 \text{ min } 48 \text{ s}$  et  $t = 381 \text{ min}$ . La disparition du passage de la vapeur à travers la mèche se traduit également par une diminution vers un état permanent de la température en entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}$  (figure 3.14. $c_1$ ).

### Analyse de la dynamique lors de l'échelon décroissant d'amplitude maximale

Lorsque la charge thermique baisse, la diminution rapide du débit vaporisé provoque la forte réduction des pertes de charge entraînant la réduction de la vitesse de rotation de la pompe. Cependant, à cause du contrôle PI utilisé, la baisse du gain de pression apporté par la pompe  $\Delta p_{pompe}$  n'est pas assez rapide pour maintenir la consigne  $\Delta p_{ev,set}$  (figure 3.14. $a_2$ ).

Durant cette étape, on peut donc observer une diminution puis un arrêt du pompage capillaire  $\dot{m}_{ev,in}$  à partir de  $t = 408 \text{ min } 05 \text{ s}$  (figure 3.14. $b_2$ ). Simultanément, la température de vaporisation  $T_v^{sat}$  chute en même temps que les pertes de charge dans la ligne vapeur. L'augmentation transitoire de l'écart de température entre la vapeur et les parois de l'évaporateur  $T_{ev,p}$  entraîne une vaporisation dans l'évaporateur pendant 30 s. Cette forte vaporisation transitoire provoque une remontée de la vapeur vers le réservoir, comme le traduit le refoulement de liquide  $\dot{m}_{ev,in}$  et l'augmentation de la température en amont de l'évaporateur  $T_{ev,in}$ .

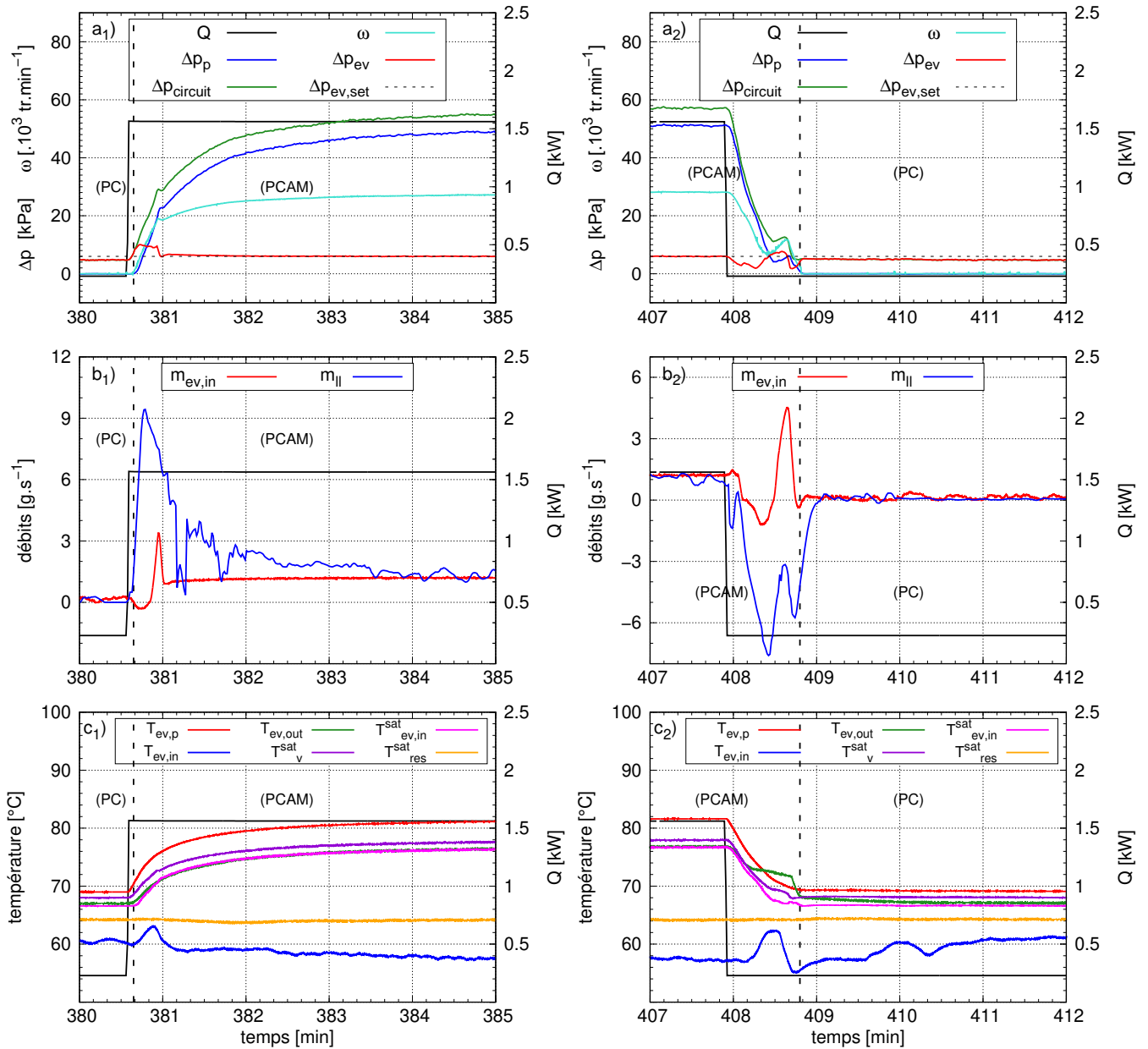


FIGURE 3.14 – Réponse de la HCPL-A1 à un échelon croissant (indiqué 1) et décroissant (indiqué 2) de puissance à fortes pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débits dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

Cependant, la pompe mécanique encore en rotation et la gravité apportent la différence de pression et le sous-refroidissement nécessaire à la ré-imbibition de la mèche, détectée par le pic de débit en amont d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  ainsi que par la baisse de sa température d'entrée  $T_{ev,in}$ . De plus, la diminution progressive de la température des parois de l'évaporateur  $T_{ev,p}$  entraîne une diminution du flux de vaporisation et donc une diminution du débit dans la conduite vapeur. Par conservation de la masse, la longueur diphasique de condensation diminue et provoque un changement du sens de circulation dans la ligne liquide  $\dot{m}_l$  (figure 3.16.b<sub>2</sub>). Le système se stabilise vers  $t = 409$  min.

### Cas de dépassement de la limite capillaire uniquement lors des phases transitoires

Dans les cas précédents où la vanne est fermée à 95 %, les essais aboutissent à des états stationnaires au delà de la limite capillaire dès 600 W. Lors de l'application d'un échelon de puissance croissant, l'assistance mécanique se déclenche alors lors de la phase transitoire puis se maintient lors du régime stationnaire final. Il peut être intéressant de tester un autre cas pour lequel l'assistance mécanique n'est nécessaire que pendant les phases transitoires, lorsque le pic de pression peut dépasser la limite capillaire. Ce comportement a par exemple été obtenu par Kaled lors de son étude de la CPL avec la vanne vapeur ouverte, dans le cas d'un échelon d'amplitude supérieure à +1200 W.

On montre sur la figure 3.15 la réponse de la HCPL-A1 à l'application d'un échelon de puissance dans le cas de faibles pertes de charge totale en régime permanent, aboutissant à des pics de pertes de charge en régime transitoire au delà de la limite capillaire. Ces évolutions sont proportionnelles à la variation transitoire du débit dans la ligne liquide  $\dot{m}_l$  dont l'amplitude dépend de l'augmentation de la longueur de condensation. La variation de la longueur de condensation est d'autant plus rapide que la conductance à l'évaporateur est grande et que le coefficient d'échange au condenseur est petit. En effet, lors de la phase transitoire, l'augmentation du débit vaporisé dépend de la conductance et de l'inertie thermique de l'évaporateur. Le débit de condensation est quant à lui limité par le coefficient d'échange global au condenseur. La différence entre ces deux débits implique une variation rapide de masse dans le condenseur qui vient remplir le réservoir et provoque le pic de débit dans la ligne liquide. Ce mécanisme est particulièrement marqué dans notre système qui associe un évaporateur avec un fort coefficient d'échange (entre  $14\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  et  $24\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ) et un condenseur avec un faible coefficient d'échange global dans la zone diphasique (environ  $260\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}$ ). Notons que lorsque la vanne sur la ligne vapeur est partiellement fermée, ces pics existent toujours mais que l'augmentation des pertes de charge est majoritairement due aux frottements visqueux dans la ligne vapeur.

Avec l'assistance mécanique, l'amplitude de puissance maximale possible avec le banc expérimental de +1400 W peut être appliquée sur l'évaporateur. Un dépassement de consigne dans les phases transitoires jusqu'à +2,5 kPa pour une consigne de 6 kPa (dépassement de

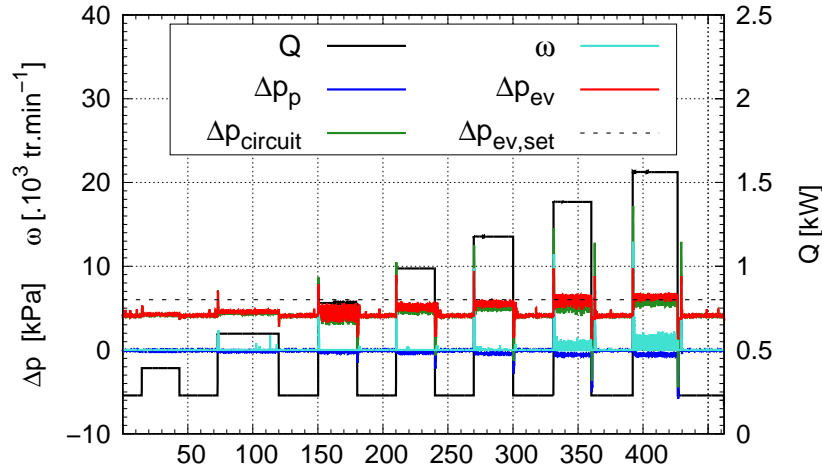


FIGURE 3.15 – Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de puissance à faibles pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) : pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe avec sa vitesse de rotation.

40 %) est observé malgré le contrôle. Comme pour les cas précédents, une optimisation du mode de régulation pourrait permettre de les minimiser ou de les éviter.

La réponse de la HCPL-A1 à l'échelon d'amplitude maximale (+ 1400W) est tracée figure 3.16. A  $t = 390$  min, le système est stable pour une puissance fixée de 200 W. Les pertes de charge totales de la boucle  $\Delta p_{circuit}$  étant égales à 4 kPa, la pompe mécanique est à l'arrêt. A  $t = 392$  min, la puissance passe de 200 W à 1600 W. Pendant moins de 10 s la différence de pression aux bornes de l'évaporateur (figure 3.16). $a_1$  augmente avec les pertes de charge totales jusqu'à atteindre sa limite capillaire sans pour autant désamorcer. Le débit pompé par l'évaporateur (figure 3.16. $b_1$ ) est nul et l'augmentation de la température en entrée de l'évaporateur  $T_{ev,in}$  (figure 3.16. $c_1$ ) traduit une remontée de vapeur.

La pompe mécanique se met en marche dès le dépassement de la consigne et sa vitesse de rotation  $\omega$  s'ajuste afin que la différence de pression aux bornes de l'évaporateur rejoigne sa valeur consigne. Le sous-refroidissement et la différence de pression apportée par la pompe avec l'augmentation de  $T_{ev,in}^{sat}$  permet de condenser la vapeur ayant percolé à travers la mèche. Le re-envahissement de la mèche par du liquide permet le redémarrage du pompage capillaire  $\dot{m}_{ev,in}$ . Il serait dès lors possible d'arrêter la pompe centrifuge, mais les pertes de charge totales étant proches de la consigne, le contrôle maintient l'assistance à un faible niveau.

Lorsque la puissance passe de 1600 W à 200 W à  $t = 426$  min 30 s, le débit de fluide vaporisée  $\dot{m}_{ev,in}$  diminue avec le flux. Dans ce cas de faibles pertes de charge vapeur, la diminution de la pression de vaporisation dans l'évaporateur ne provoque pas un assèchement partiel de ce dernier. Le changement du sens de circulation dans la ligne liquide  $\dot{m}_l$  indique la forte baisse de longueur diphasique induite par la diminution du débit de fluide vaporisé à

l'évaporateur.

La différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  atteint sa valeur de pompage minimale de 2,4 kPa à  $t=426$  min 48 s (figure 3.16.a<sub>2</sub>). Du liquide traverse alors la mèche poreuse : comme noté dans l'article de Kaled *et al* [44] la circulation du fluide se fait par pompage gravitaire et par dépression vers le condenseur (notée  $G+\Delta p$  sur les figures).

A  $t=427$  min 30 s, la présence de liquide dans la totalité du condenseur et dans une majeure partie de la ligne vapeur et de l'évaporateur provoque l'arrêt de la circulation du fluide. La température du fluide à l'état liquide dans l'évaporateur  $T_{ev,p}$  augmente jusqu'à atteindre la surchauffe nécessaire au redémarrage à  $t=429$  min 10 s (figure 3.16.c<sub>2</sub>). Durant cette phase, l'assistance mécanique joue un rôle favorable en limitant le pic de  $\Delta p_{ev}$  puis en accompagnant l'apport de liquide sous-refroidi  $\dot{m}_{ev,in}$  en entrée de l'évaporateur. Les différentes étapes de ce démarrage sont explicitées de façon détaillée dans la partie suivante 3.3.

### Synthèse des résultats

Dans cette partie nous avons montré que pour l'application d'un échelon de puissance maximale de 1400 W :

- la mise en route et le contrôle du système sont fonctionnels lors de variation de l'amplitude de puissance jusqu'à +1400 W, dans le cas où l'assistance mécanique est nécessaire ponctuellement pendant la phase transitoire et dans le cas où il permet d'atteindre un régime permanent final au delà de la limite capillaire.
- des dépassements de consigne lors des échelons croissants peuvent atteindre la limite capillaire (soit un dépassement d'environ +4 kPa pour une consigne fixée à 6 kPa) sans pour autant provoquer de désamorçage. Dans ces situations, l'adaptation de l'évaporateur est primordiale pour éviter l'assèchement du système.
- pour les échelons de puissance croissants, la pompe joue un rôle déterminant en limitant la quantité de vapeur traversant la mèche pendant la courte phase transitoire d'environ 20 s où l'évaporateur a atteint sa limite capillaire, et en augmentant le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur permettant de condenser la vapeur et de favoriser la ré-alimentation en liquide de l'évaporateur.
- dans le cas d'échelons de puissance décroissants, la chute de la pression de saturation dans l'évaporateur domine la première phase de la réponse en provoquant la vaporisation massive de fluide dans l'évaporateur. Ensuite, la pompe mécanique associée à la gravité permet dans un deuxième temps de ré-alimenter en liquide l'évaporateur et de ré-installer le pompage capillaire. Lorsque les pertes de charge dans la ligne vapeur sont plus faibles, le pompage capillaire atteint sa valeur minimale ce qui aboutit à un envahissement de l'évaporateur par du liquide. Le système passe par une phase d'arrêt momentanée avant de connaître une phase de re-démarrage classique. La pompe joue alors un rôle favorable en accompagnant le pic de pertes de charge. Les différentes étapes de ce démarrage sont explicitées dans la partie 3.3 suivante.

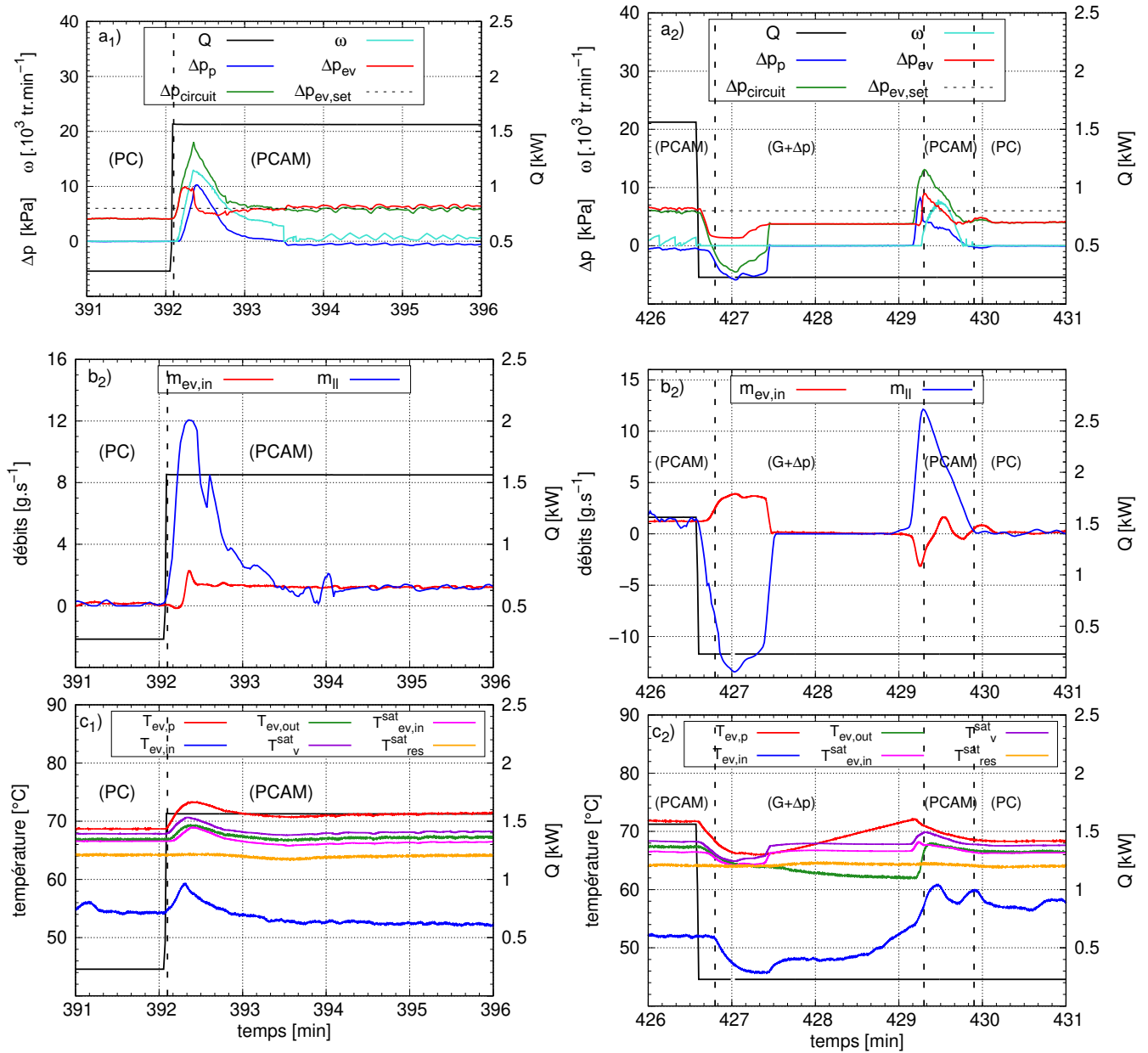


FIGURE 3.16 – Réponse de la HCPL-A1 à un échelon de puissance de 200 W à 1600 W (indiqué 1) et de 1600 W à 200 W (indiqué 2) à faibles pertes de charge dans la ligne vapeurs (vanne ouverte) a) pertes de charge totales du circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et de températures de saturation.

L'hybridation de la boucle capillaire avec la pompe mécanique rend le système robuste face à divers types de sollicitations, aussi bien en terme de pertes de charge que de puissance appliquée à l'évaporateur, ce qui ouvre son utilisation à une diversité de contextes opératoires. Nous avons cependant vu dans le chapitre 1 partie 1.2.3 que la phase de démarrage reste la plus critique du point de vue du système. L'apport de l'assistance mécanique lors de ces phases doit alors être identifié.

### 3.3 Réponse lors de la phase de démarrage

Le démarrage d'une boucle à pompage capillaire consiste en l'application d'une puissance sur l'évaporateur depuis un état initial, correspondant à une phase d'arrêt du système, jusqu'à l'installation de la vaporisation qui signe l'amorçage du pompage capillaire. Dans le cas général des boucles à pompage capillaire, la réussite ou l'échec d'un démarrage dépend principalement de la répartition des phases dans l'évaporateur. Le réservoir de la CPL étudiée est placé au dessus de l'évaporateur ce qui assure, suite à un arrêt prolongé, la saturation de l'évaporateur en liquide.

Dans cette configuration, la réussite du démarrage dépend entre autres de la température initiale, de la puissance appliquée et de la différence entre la résistance hydraulique de la ligne liquide 2 (résistance amont) et la résistance hydraulique équivalente de la ligne vapeur, du condenseur et de la ligne liquide 1 (résistance aval). Pour s'assurer qu'un échec de démarrage ne soit pas provoqué par une phase d'arrêt trop courte, la température initiale du système à l'arrêt est toujours inférieure ou égale à 30 °C pour une température de saturation au réservoir  $T_{res}^{sat} = 64,5$  °C.

La vaporisation du fluide débute suite à une forte surchauffe du liquide qui induit une dynamique importante lors de sa répartition dans la boucle. La surchauffe considérée relation (3.1) correspond à la différence entre la température moyenne des parois de l'évaporateur et la température de saturation au milieu de l'évaporateur au moment du démarrage de l'ébullition.

$$\Delta T_{surchauffe} = \bar{T}_{ev,p} - T^{sat}(p_{ev}) \quad (3.1)$$

avec

$$p_{ev} = p_{res} + \rho_l \cdot g \cdot (z_{res} - \bar{z}_{ev})$$

Cette partie permet d'identifier dans un premier temps les cas limites de démarrage de la CPL, puis d'étudier les possibilités d'augmentation du taux de réussite au démarrage lorsque l'assistance mécanique est activée.

### 3.3.1 Description du démarrage d'une boucle à pompage strictement capillaire

Un démarrage réussi comme celui représenté sur la figure 3.17 avec une puissance imposée de 1000 W se décompose en trois phases principales :

**installation de la surchauffe à l'évaporateur ( $2\varphi$ )** : la température du fluide à l'état liquide (proche de  $T_{ev,p}$ ) augmente dans l'évaporateur jusqu'à ce que la surchauffe, d'environ 16 K ici, nécessaire au démarrage de l'ébullition soit atteinte à  $t = 2 \text{ min } 30 \text{ s}$  (figure 3.17.c).

**installation de la vaporisation dans l'évaporateur (V)** : le liquide surchauffé est vaporisé, provoquant une baisse de température drastique des parois de l'évaporateur  $T_{ev,p}$ . La vapeur créée s'écoule vers l'amont  $\dot{m}_{ev,in}$  et l'aval  $\dot{m}_l$  de l'évaporateur, proportionnellement à la résistance hydraulique de chaque ligne, entre  $t = 2 \text{ min } 30 \text{ s}$  et  $t = 2 \text{ min } 50 \text{ s}$  (figure 3.17.b). La figure 3.17.a montre que la différence de pression aux bornes de la pompe centrifuge  $\Delta p_{pompe}$ , à l'arrêt lors du démarrage de l'ébullition, est élevée (37 kPa). En effet, la circulation du fluide dans le sens contraire à son sens de rotation provoque de fortes pertes de charge aux bornes de celle-ci. La résistance hydraulique dans cette ligne devient alors très élevée et limite la circulation vers le réservoir. L'intégration du débit massique sur 20 secondes durant cette phase permet de déterminer la masse de liquide déplacée, d'environ 40 g en vers l'amont de l'évaporateur et de 250 g vers l'aval. La somme de ces deux masses est supérieure à la masse totale de liquide contenu dans l'évaporateur signifiant que la vapeur s'est écoulée dans les lignes en amont et en aval de l'évaporateur (cf tableau 2.2 en chapitre 2). Cependant l'augmentation rapide de la température en sortie d'évaporateur  $T_{ev,out}$  montre que de la vapeur est présente dans la ligne vapeur et les autres thermocouples présents sur cette ligne indiquent qu'elle s'est étendue sur une longueur d'au moins 25 cm (correspondant à une masse déplacée de 22 g). Associé à l'idée que la vapeur se condense au contact des masses froides, l'évaporateur n'est donc pas totalement asséché. Le volume déplacé est équivalent à une vaporisation d'environ 0,5 g de fluide. Les masses froides en amont de la mèche ainsi que le liquide en provenance du réservoir permettent la condensation d'une partie de cette vapeur et la ré-imbibition de la mèche. L'interface liquide vapeur se fixe dans la mèche poreuse : le pompage capillaire démarre à  $t = 2 \text{ min } 50 \text{ s}$ .

**installation des phases dans la boucle (PC)** : le liquide restant dans la ligne vapeur est poussé par la vapeur en provenance de l'évaporateur vers le condenseur. Le front de vapeur atteint le condenseur à  $t = 3 \text{ min } 40 \text{ s}$  ( $T_{cond,in}$ ). La stabilisation du front de condensation et finalement la distribution stationnaire des phases dans l'ensemble de la CPL est obtenue au bout de 5 min.

En pompage strictement capillaire avec des pertes de charge sur la ligne vapeur minimisées (vanne vapeur ouverte), la boucle réussit donc à démarrer jusqu'à une puissance imposée à l'évaporateur de 1000 W. Au delà de cette puissance le démarrage devient problématique



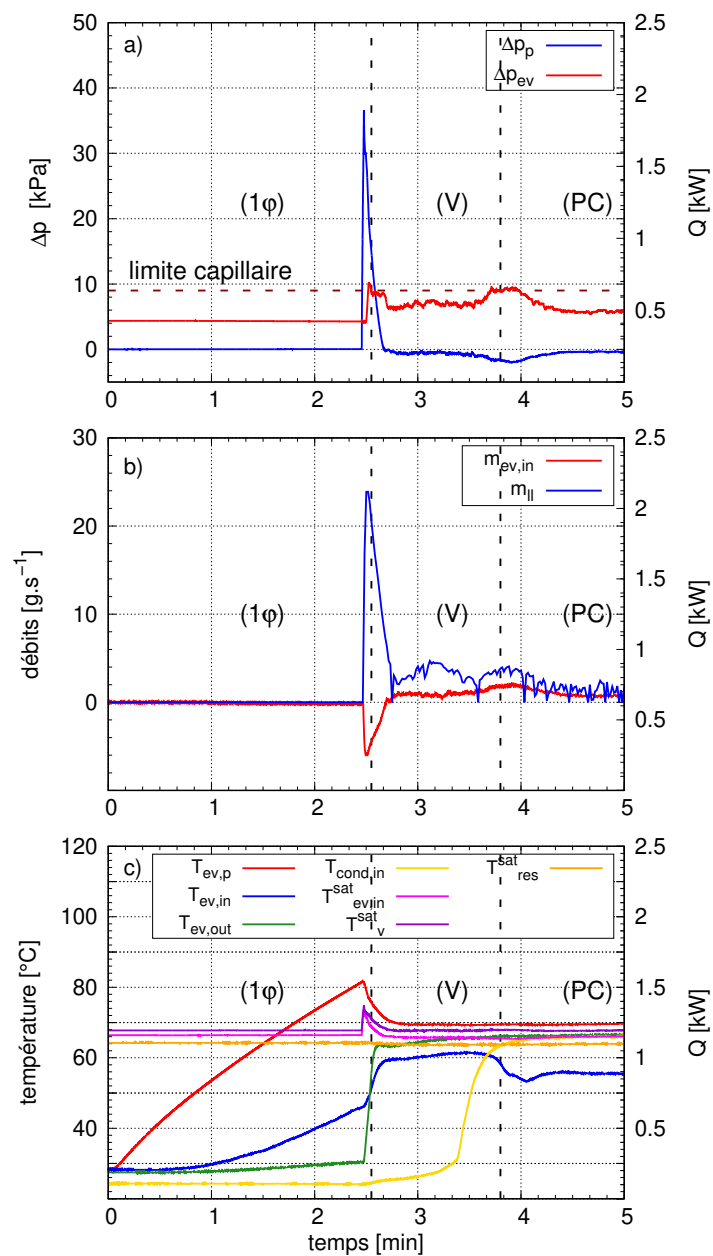


FIGURE 3.17 – Démarrage de la CPL avec une puissance de 1000 W à faibles pertes de charge dans la ligne vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe à l'arrêt b) débits dans les lignes liquide 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

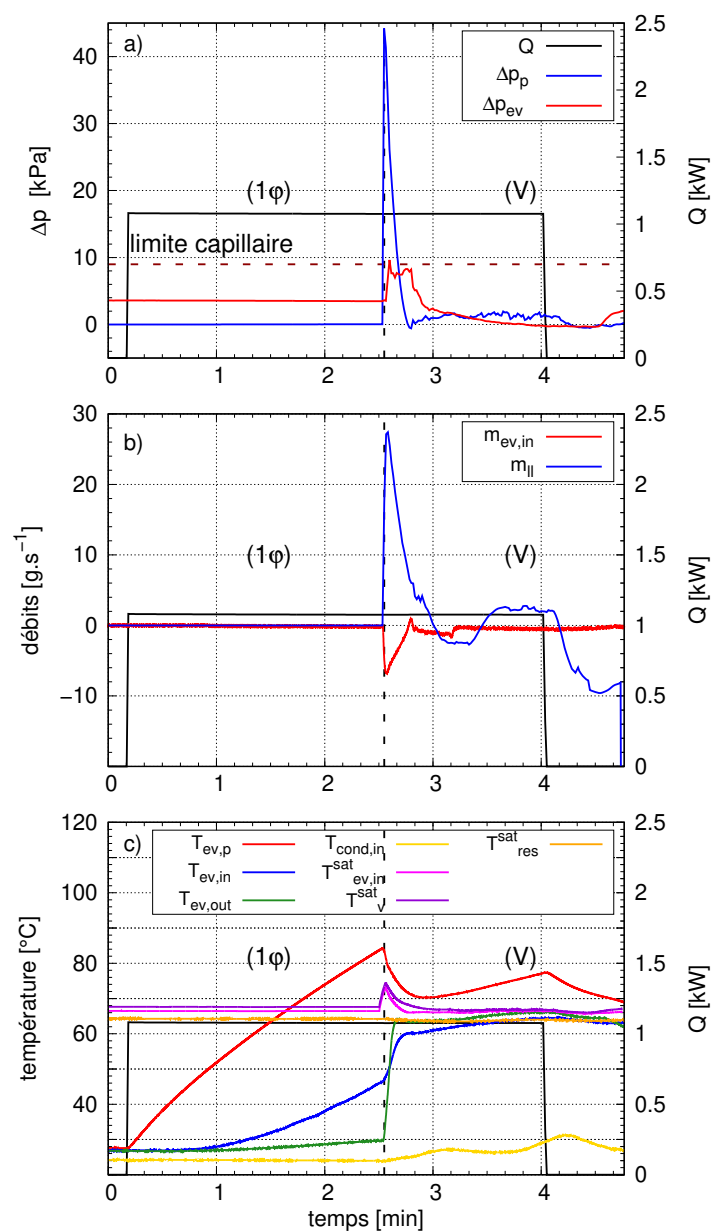


FIGURE 3.18 – Échec de démarrage de la CPL avec une puissance de 1100 W à faible coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe à l'arrêt b) débit dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

comme cela est illustré sur la figure 3.18 qui montre l'échec du démarrage de la boucle à une puissance imposée de 1100 W.

La surchauffe nécessaire au démarrage de l'ébullition lors de la phase (i), de 18 K, est atteinte à  $t = 2 \text{ min } 35 \text{ s}$ . Durant la phase (ii) la masse de liquide déplacée vers l'amont de l'évaporateur (selon  $\dot{m}_{ev,in}$ ) est cette fois-ci d'environ 65 g en moins de 20 secondes, soit 25 g de plus que dans la situation précédente. La masse de liquide déplacée vers l'aval (selon  $\dot{m}_u$ ) passe quand à elle à 280 g. Le débit traversant la pompe centrifuge étant plus élevé, les pertes de charge générées à  $t = 2 \text{ min } 35 \text{ s}$  sont supérieures d'environ 10 kPa au cas précédent (figure 3.18.a).

Le sous-refroidissement apporté par les masses à température ambiante ainsi que par le liquide en provenance du réservoir ne permet cependant pas de condenser la quantité supplémentaire de vapeur produite. Le pompage capillaire ne peut pas s'installer et la température de source chaude  $T_{ev,p}$  augmente. L'alimentation est coupée à  $t = 4 \text{ min}$  pour éviter la détérioration des éléments chauffants.

La quantité de vapeur produite couplée au manque de sous-refroidissement après le démarrage de l'ébullition conditionne l'échec du démarrage du pompage capillaire. Ces deux paramètres dépendent de :

- la puissance appliquée qui impose le débit de vaporisation après le démarrage de l'ébullition.
- la différence de résistance hydraulique entre l'amont et l'aval de l'évaporateur. Plus la résistance hydraulique en aval se rapproche de celle en amont, plus la quantité de vapeur traversant la mèche en amont sera grande.
- La température initiale des masses thermique qui dépend de l'historique de fonctionnement de la boucle (démarrage à chaud [13]) et qui conditionne le sous-refroidissement initial après le démarrage de l'ébullition.

Par conséquent plus la puissance appliquée et plus la résistance hydraulique dans la ligne vapeur sont grandes, plus le risque d'échec du démarrage augmente.

### 3.3.2 Démarrage avec assistance mécanique

Le contrôle de la pompe mécanique est activé et répond au schéma indiqué dans le chapitre 2 section 2.2.2 avec une consigne de différence de pression à l'évaporateur fixée à 6 kPa.

Dans un premier temps, on se replace dans les conditions précédentes d'échec du démarrage de la CPL à une puissance appliquée de 1100 W. Les essais montrent que l'assistance mécanique permet dans ce cas la réussite du démarrage grâce au sous-refroidissement supplémentaire apporté et à l'augmentation de la différence de pression avec le réservoir qui permet de repousser la vapeur vers l'évaporateur. L'essai présenté figure 3.19 correspond à un démarrage dans les mêmes conditions de pertes de charge pour une puissance appliquée

de 1600 W.

Jusqu'à  $t = 1 \text{ min } 50 \text{ s}$ , l'étape (i) est identique à celle sans assistance mécanique. La surchauffe nécessaire au démarrage de l'ébullition est cette fois-ci de 19 K. La quantité de vapeur produite (selon  $\dot{m}_{ev,in}$ ) provoque un déplacement de 36 g de liquide en amont d'évaporateur en moins de 20 secondes, qui produit une perte de charge de 35 kPa lors de son passage en sens inverse dans la pompe centrifuge, et de 375 g (selon  $\dot{m}_l$ ) vers l'aval.

La différence de pression aux bornes de l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$ , correspondant à la différence de pression entre la poche vapeur et le liquide en amont d'évaporateur, augmente et dépasse sa valeur consigne à  $t = 1 \text{ min } 55 \text{ s}$ . La pompe centrifuge se met dès lors en marche. L'augmentation de la pression et donc de la température de saturation  $T_{ev,in}^{sat}$  en amont de l'évaporateur conduit à une augmentation du sous-refroidissement, permettant la condensation de la vapeur présente, et permet également de repousser la vapeur vers l'évaporateur grâce au gain de pression apporté. Elle limite la quantité de vapeur percolant à travers la mèche à 36 g alors que cette quantité était de 65 g pour une puissance appliquée de 1100 W sans assistance mécanique.

La différence de pression générée par la pompe  $\Delta p_{pompe}$  devient suffisamment élevée à partir de  $t = 2 \text{ min } 15 \text{ s}$  pour que du liquide ré-imbibe la mèche poreuse pendant environ 15 s. Ce perçage provoquant la chute de la différence de pression aux bornes de l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  et donc la diminution de la vitesse de rotation  $\omega$  de la pompe selon le schéma de contrôle. La diminution de la pression en amont de l'évaporateur qui suit permet l'installation du pompage capillaire à  $t = 2 \text{ min } 30 \text{ s}$ .

Ce démarrage réussi est conditionné par le fait que l'extension de la poche vapeur vient dans ses premiers moments augmenter la différence de pression aux bornes de l'évaporateur et donc provoquer le démarrage de la pompe. Il est facile d'imaginer un échec au démarrage si les conditions provoquent une extension de poche vapeur telle que la différence de pression mesurée soit faible ou nulle et ne déclenche pas le démarrage de la pompe.

### Réponse à une augmentation de la résistance hydraulique vapeur

La figure 3.20 montre un échec au démarrage de la HCPL-A1 à une puissance de 1500 W avec une forte résistance hydraulique dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %).

Après le démarrage de l'ébullition à la fin de la phase (i) pour une surchauffe de 21 K, la poche vapeur s'étend entre  $t = 1 \text{ min } 50 \text{ s}$  et  $t = 2 \text{ min}$  (ii). La quantité de liquide déplacée par la vapeur vers l'amont de l'évaporateur (selon  $\dot{m}_{ev,in}$ ) est cette fois ci proche de 50 g sur environ 20 secondes ce qui provoque des pertes de charge dans la pompe d'environ 43 kPa.

La pompe démarre mais n'apporte pas suffisamment de sous-refroidissement ni de gain de pression pour que la vapeur se condense plus rapidement qu'elle ne s'étend. A  $t = 2 \text{ min}$ , elle

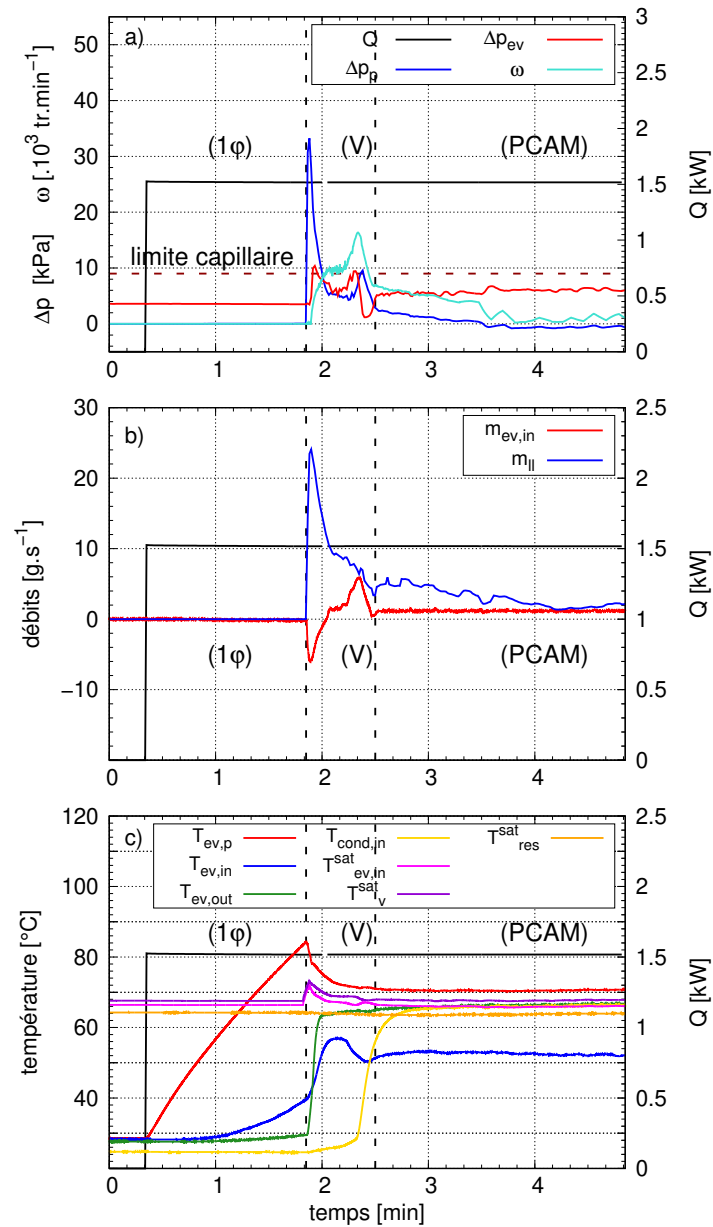


FIGURE 3.19 – Démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1600 W à faible coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

atteint les deux nœuds du capteur de pression différentiel de l'évaporateur, provoquant une baisse rapide de la différence de pression mesurée  $\Delta p_{ev}$ . A partir de ce moment la pompe mécanique, répondant à son schéma de contrôle, ralentit et s'arrête.

La vapeur ne peut alors que s'étendre et l'évaporateur s'assécher. L'alimentation est arrêtée à partir de  $t = 2 \text{ min } 40 \text{ s}$ .

Pour vérifier que le schéma et l'observable de contrôle sont les causes de l'échec du démarrage, la consigne de différence de pression à l'évaporateur est abaissée à 5 kPa. La figure 3.21 montre la réponse de la HCPL-A1 sous ces nouvelles conditions de contrôle.

Lors du démarrage à  $t = 2 \text{ min } 25 \text{ s}$ , la quantité de liquide déplacée en amont par la vapeur est également d'environ 50 g en moins de 20 secondes provoquant des pertes de charge dans la pompe de 43 kPa. La différence de pression  $\Delta p_{ev}$  atteignant plus vite sa consigne, la pompe mécanique démarre plus tôt, augmentant plus rapidement le sous-refroidissement et le gain de pression en entrée d'évaporateur. Ainsi la quantité de vapeur s'étendant en amont de l'évaporateur est d'autant plus limitée et le pompage capillaire peut s'installer.

Pour éviter ce dysfonctionnement il faut changer le contrôle. Plusieurs possibilités pourraient être explorées comme l'utilisation d'une observable supplémentaire. Le calcul du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur permettrait d'évaluer si la pompe mécanique doit s'arrêter ou non. Si le sous-refroidissement est insuffisant, la pompe serait mise en marche à vitesse constante jusqu'à la condensation totale de la vapeur en amont d'évaporateur. On pourrait également penser à un contrôle sur la consigne  $\Delta p_{ev,set}$  en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur ou à un contrôle adapté suivant le profil de mission du composant à refroidir. L'ajout d'un clapet anti-retour entre l'évaporateur et la pompe mécanique peut également limiter la quantité de vapeur percolant à travers la mèche poreuse.

### Synthèse des résultats

Dans cette partie d'étude du démarrage de la boucle diphasique nous avons montré que :

- pour la configuration étudiée un échec de démarrage est dû principalement à la puissance appliquée, à la température initiale de la boucle et au contraste entre les résistances hydrauliques amont et aval de l'évaporateur.
- la pompe mécanique permet de limiter la quantité de vapeur percolant la mèche poreuse en rajoutant une forte résistance hydraulique lors de la circulation de fluide à contre-courant de son sens de rotation. L'installation d'un clapet anti-retour permettrait d'éviter toute percolation de la mèche poreuse.
- la mise en route de la pompe mécanique permet d'apporter du sous-refroidissement supplémentaire et un gain de pression en entrée d'évaporateur, et ainsi d'aider à la condensation et au repoussement de la vapeur ayant percolée.
- le contrôle de la pompe doit être amélioré afin d'éviter son arrêt avant l'installation du pompage capillaire.

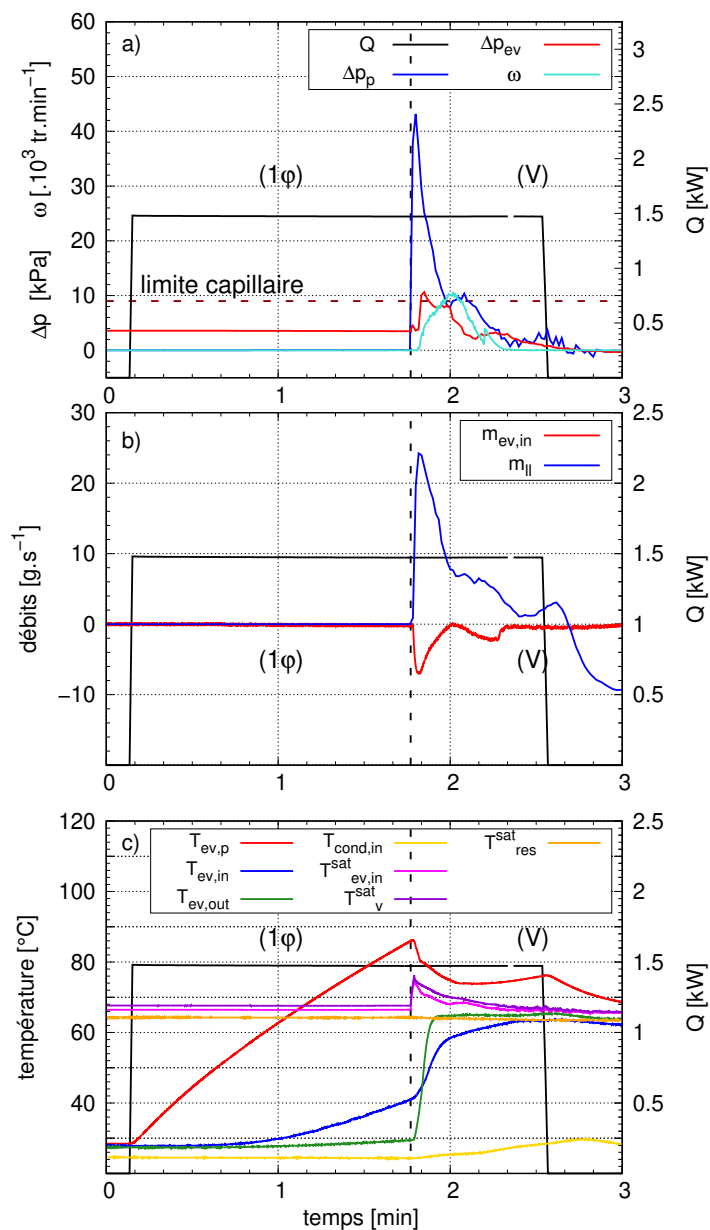


FIGURE 3.20 – Échec de démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1500 W à forte coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit dans les lignes liquide 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.

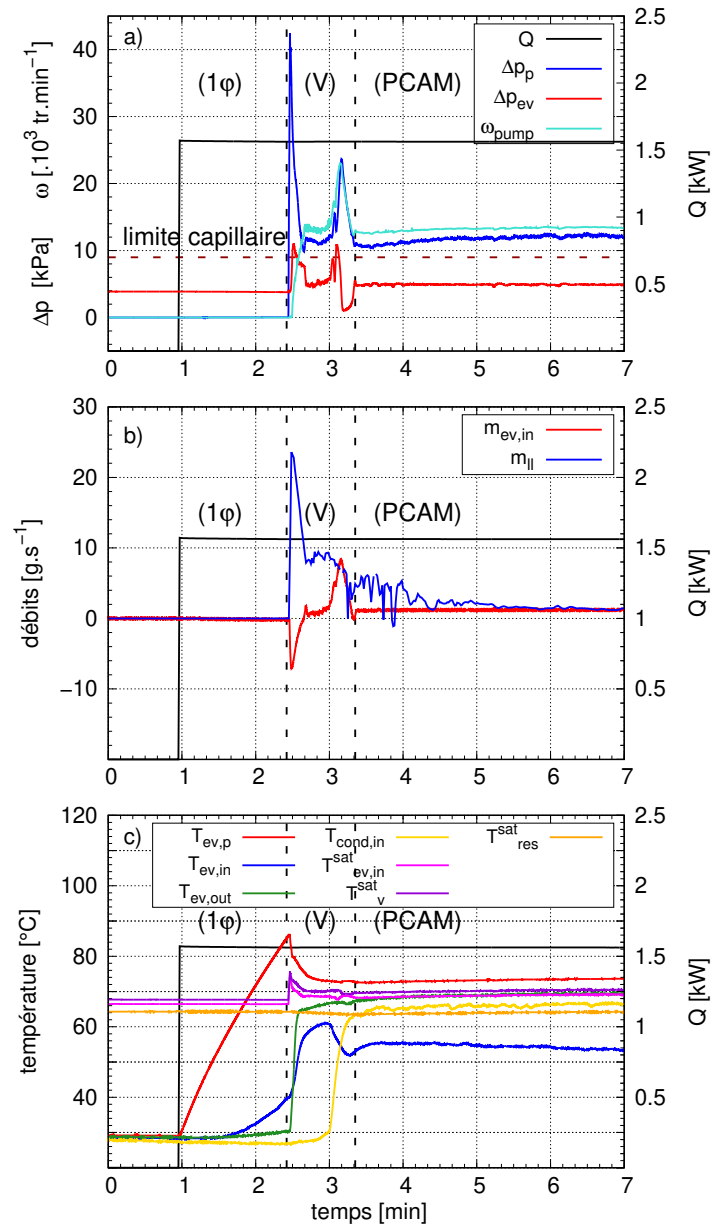


FIGURE 3.21 – Démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1500 W à forte coefficient de pertes de charge vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et températures de saturation.



### 3.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons exploré les capacités d'extension de fonctionnement de la HCPL-A1 grâce à l'assistance mécanique et au contrôle PI associé. En premier lieu, nous avons prouvé les possibilités d'extension de la gamme de fonctionnement bien au delà de la limite capillaire pour des sollicitations de type échelons de pertes de charge et échelons de puissance, y compris lors de variations de fortes amplitudes. Le régulateur PI utilisé est suffisamment robuste pour permettre le contrôle de la pompe sur toute sa plage de fonctionnement. Ces essais ont également démontré l'importance de l'auto-adaptation de l'évaporateur pour la robustesse du couplage : en effet des phases de dépassement transitoire de la consigne sans effets irréversibles ont été observées.

On observe deux cas possiblement critiques pour lesquels de la vapeur est observée en amont d'évaporateur : lors d'un grand dépassement de consigne, qui amène l'évaporateur jusqu'à sa limite capillaire sans pour autant que le pompage ne se désamorçe, et lors du démarrage après le début de l'ébullition. Dans ces cas de figure, la pompe placée en amont d'évaporateur joue un rôle d'augmentation du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur en augmentant la température de saturation, ce qui permet de condenser la vapeur présente en amont de l'évaporateur mais également de la repousser dans le cas du démarrage quand le pompage capillaire n'est pas encore installé.

Le contrôle doit être optimisé afin que la pompe remplisse correctement ce deuxième rôle de prévention d'assèchement. Pour cela on peut par exemple utiliser une observable de contrôle supplémentaire : le sous-refroidissement en amont d'évaporateur. Si ce dernier devient inférieur à une valeur cible, la pompe devrait se mettre en route afin de prévenir l'évaporateur de l'assèchement. Cette valeur cible peut éventuellement être fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur, le besoin de sous-refroidissement à l'entrée de ce dernier augmentant avec le flux conduit. On peut également imposer une consigne de différence de pression à l'évaporateur suivant une loi fonction de la puissance de la source chaude.

La capacité d'extension de la gamme de fonctionnement de la CPL grâce à l'assistance mécanique permet d'envisager l'utilisation de fluides ayant des tensions de surface bien moins élevées comme les réfrigérants HFO (HydroFluoro-Oléfines) qui ont l'avantage de n'être ni toxiques ni inflammables ou explosifs et d'avoir un faible GWP et ODP (Global Warming Power et Ozone Depletion Power). Si la limite capillaire de ces fluides est basse, la fiabilité du contrôle est d'autant plus importante, ce qui demande un effort supplémentaire par rapport au contrôle PI utilisé pour ces essais.

Une analyse par modélisation de la HCPL-A1 doit être effectuée afin d'étudier d'une part le couplage des dynamiques de chaque composant et ainsi étendre la compréhension de la HCPL-A1 à d'autres types de boucles que celle étudiée expérimentalement. Elle permettra d'autre part d'explorer une possible optimisation du contrôle.

# Chapitre 4

## Modélisation et analyse de couplage de l'architecture 1

Le premier objectif de la modélisation a été d'explorer la dynamique du couplage afin de se convaincre de sa faisabilité et de sa contrôlabilité pour les deux architectures prévues. Ce travail préliminaire a donné lieu à une publication dans les actes de l'IHPC [45]. Il a permis de définir le choix de la pompe en adéquation avec la CPL du laboratoire et de trouver le fournisseur. En effet, le régime instationnaire dimensionne la gamme de fonctionnement réelle du système couplé. La modélisation du couplage avec une pompe centrifuge contrôlée a donc permis de connaître la gamme de débit et de différence de pression nécessaire. Cela a aussi permis de définir et de tester un schéma de contrôle. Suite aux expériences, un deuxième objectif a été de produire un outil d'analyse plus complet, un effort de modélisation a alors été entrepris :

- pour améliorer et étendre la description de la dynamique de condensation notamment dans la ligne vapeur (due à la faible surchauffe de la vapeur et aux pertes vers l'ambiance) en lien avec les questions posées par les tests de fermeture de vanne.
- pour vérifier l'impact du couplage entre la pompe et le reste de la boucle.
- pour déterminer la sensibilité de la réponse de la boucle aux paramètres du contrôleur.

Le modèle construit pour analyser les dynamiques de la CPL et de la HCPL s'inscrit dans la continuité du travail de modélisation présenté par Kaled [28].

### 4.1 Modèle

Face à l'impossibilité de modéliser la dynamique du système à partir de description complète de la physique à l'échelle locale, il faut faire des choix de modélisation à l'échelle du système qui se basent sur les mécanismes dominants et qui intègrent au mieux les effets sous-jacents

déterminants (volume de vapeur dans l'évaporateur, structure et dynamique des phases dans le condenseur, conduction 3D dans les parois *etc.*).

La validation de ces choix se fait essentiellement par confrontation des résultats de simulations avec les observations expérimentales. Selon cette approche, voici un aperçu des caractéristiques du modèle de HCPL :

- les parois solides sont traitées par des masses thermiques de température homogène reliées entre elles ou au fluide par des conductances issues du modèle de conduction (1D) ou de l'expérience.
- la zone de condensation est décrite comme une zone diphasique considérée comme une zone de température homogène et de taux de vide uniforme, et dont la longueur peut varier avec le temps. De même, seul un coefficient d'échange moyen est considéré avec la conduite du condenseur. Cette approche de la modélisation de la dynamique dans le condenseur est tirée des travaux de Wedekind [46] (*cf.* annexe B).
- il n'y a pas de modèle thermique de réservoir car il est constaté que la température de saturation du réservoir est parfaitement contrôlée et donc constante. Cette hypothèse permet de s'affranchir du couplage en température du condenseur et du réservoir apportant une simplification importante par rapport à un modèle de LHP. La modélisation du réservoir consistera essentiellement à décrire son rôle sur le couplage hydrodynamique de la pression de saturation avec les lignes.
- l'inertie de l'écoulement est dominée par celle du liquide.
- comme montré par Kaled [28] la variation de la température d'entrée du liquide dans l'évaporateur a un effet négligeable sur la dynamique de l'évaporateur.

Le modèle physique de chaque élément de la boucle est décrit ci-dessous en fonction des hypothèses énoncées. Un schéma simplifié du système global donnant un aperçu des principales variables est présenté figure 4.1. Par rapport au travail de Kaled, les efforts de modélisation ont porté sur :

- une meilleure prise en compte de l'évolution de la conductance avec la répartition des phases dans le poreux (prise comme constante par Kaled).
- une description complète de l'inertie de l'écoulement du liquide et notamment du couplage avec le remplissage de l'évaporateur et du réservoir.
- une meilleure prise en compte de la condensation dans la ligne vapeur et de l'effet de l'inertie des parois sur la dynamique.
- le couplage du modèle de CPL avec celui d'une pompe mécanique.

### 4.1.1 Évaporateur

On représente l'inertie thermique dans le modèle physique de l'évaporateur en calculant l'évolution des températures de la paroi de l'évaporateur et des blocs de chauffage attachés sur celle-ci.

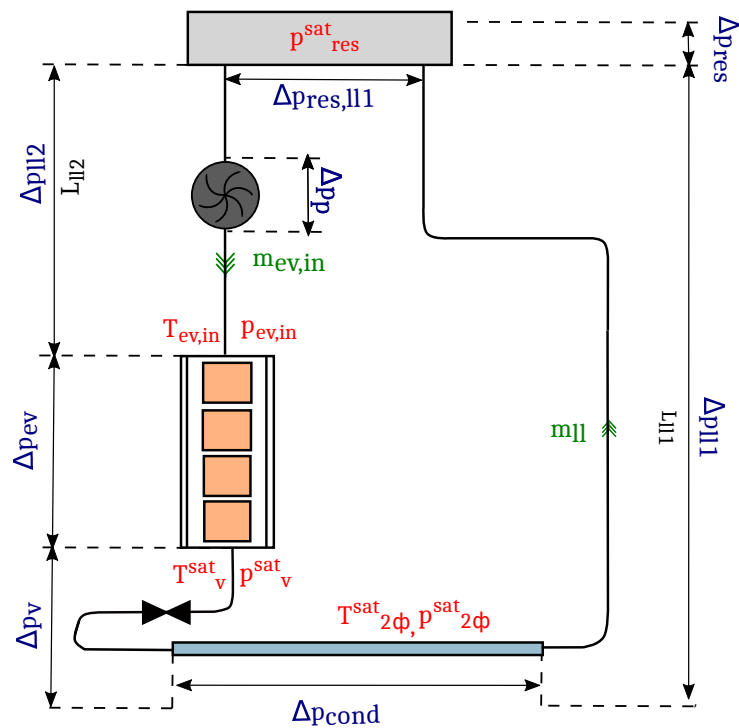


FIGURE 4.1 – Schéma simplifié de la CPL.

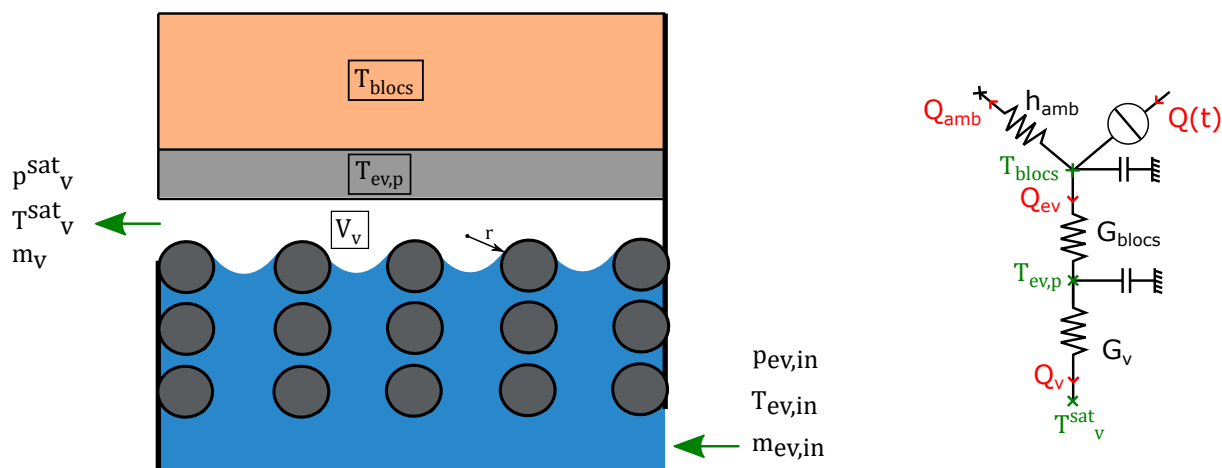


FIGURE 4.2 – Schématisation et identification des variables du modèle physique à l'évaporateur.

### Inertie thermique de la paroi et des blocs

On définit deux masses thermiques : les blocs chauffants et le corps de l'évaporateur (culasse, mèche poreuse, liquide). On pourra ainsi suivre indépendamment l'évolution de la température extérieure des parois de l'évaporateur et de la température des blocs de cuivre.

$$\frac{dT_{blocs}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{mC_{blocs}} - \frac{G_{blocs}}{mC_{blocs}}(T_{blocs} - T_{ev,p}) \quad (4.1)$$

$$\frac{dT_{ev,p}}{dt} = \frac{G_{blocs}}{mC_{ev,p}}(T_{blocs} - T_{ev,p}) - \frac{G_v(\dot{Q}_v)}{mC_{ev,p}}(T_{ev,p} - T_v^{sat}) \quad (4.2)$$

avec  $\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{amb}$  et  $Q_{amb}$  défini dans le chapitre 2 partie 2.3.3.

Le débit vaporisé  $\dot{m}_v$  est calculé à chaque instant à partir du bilan d'énergie de l'évaporateur (relation 4.3), connaissant le flux transmis jusqu'à l'interface  $G_v(T_{ev,p} - T_v^{sat})$ . Dans la majorité des situations, les échanges avec l'ambiance et le réservoir imposent la température d'entrée d'évaporateur  $T_{ev,in}$ , alors considérée comme la moyenne entre la température de saturation au réservoir et la température de l'ambiance [28].

$$\dot{m}_v = \frac{G_v(\dot{Q}_v)(T_{ev,p} - T_v^{sat})}{\Delta h_{lv} + c_p(T_v^{sat} - T_{ev,in})} \quad (4.3)$$

Connaissant la température de condensation  $T_{2\varphi}$  par un bilan d'enthalpie décrit par la suite, on peut calculer la pression de saturation dans la zone de condensation. De là, on en déduit la pression  $p_v^{sat}$  connaissant les pertes de charge dans la ligne vapeur :

$$p_v^{sat} = p_{2\varphi}^{sat} + \Delta p_v + \Delta p_{2\varphi} \quad (4.4)$$

On remonte alors à la température de vaporisation à partir de la courbe de saturation. La complexité du transfert thermique à l'évaporateur associé à la structure des phases sera en première approche prise en compte avec la variation de la conductance de vaporisation en fonction du flux conduit vers l'interface. C'est une approche classique dans la littérature [2] [47]. On notera cependant des tentatives pour intégrer des modèles 3D de transfert dans un modèle de boucle [27]. Cela reste délicat étant donné l'importance de la structuration des phases. Par régression à partir du calcul expérimental de la conductance en fonction du flux, on modélise cette variation avec une loi polynomiale :

$$G_v(\dot{Q}_v) = a_{Gv} \cdot \dot{Q}_v^2 + b_{Gv} \cdot \dot{Q}_v + c_{Gv} \quad (4.5)$$

avec

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot [\Delta h_{lv} + c_p(T_v^{sat} - T_{ev,in})]$$

### Volume de vapeur dans l'évaporateur

On cherchera à suivre le remplissage de l'évaporateur par un bilan de masse : ceci permet de déterminer la variation du volume de vapeur contenu dans l'évaporateur (relation 4.6).

$$\frac{dV_v}{dt} = \frac{\dot{m}_v - \dot{m}_{ev,in}}{\rho_v} \quad (4.6)$$

#### 4.1.2 Ligne vapeur

La ligne vapeur est séparée en deux parties distinctes situées avant (zone vapeur "v1") et après la vanne pointeau (zone vapeur "v2") (figure 4.3). Cela permet de distinguer les températures de saturation dans chacune de ces zones, dont l'écart augmente très significativement avec la fermeture de la vanne. La modélisation de l'inertie thermique des parois de chaque partie de la conduite vapeur permet de prendre en compte l'influence de l'évolution des transferts thermiques sur la température de condensation. Ne considérant pas de surchauffe en sortie d'évaporateur, la condensation du fluide débute dès son entrée dans la ligne vapeur. La variation du taux de vide permet alors de représenter la variation du titre vapeur dans cette ligne.

Les résultats expérimentaux ont montré des phases d'inondation de l'évaporateur par du liquide. Une certaine quantité de liquide supplémentaire entre alors dans la ligne vapeur depuis l'évaporateur. La complexité physique de ce phénomène associée à l'inondation de l'évaporateur et de la ligne vapeur puis au redémarrage de la vaporisation dans l'évaporateur n'a pas pu être décrite dans ce modèle dans le temps imparti pour cette thèse.

### Condensation dans la ligne vapeur

Puisque la zone diphasique est de longueur fixe dans la ligne vapeur, le régime instationnaire se traduit principalement par une accumulation de liquide, c'est à dire par une variation du taux de vide moyen  $\alpha$  (fraction volumique de vapeur dans la zone de condensation). Le taux de vide  $\alpha$  (et par extension le titre massique vapeur  $x$ ) dans chaque partie de la ligne vapeur se calcule par un simple bilan de masse sur chaque zone (relations 4.7 et 4.8). Pour déterminer les débits de circulation, on rajoute un bilan d'enthalpie sur chaque partie. On obtient alors le jeu de relations :

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = \frac{\dot{m}_v - \dot{m}_{v2}}{A_v L_{v1} (\rho_v - \rho_l)} \quad (4.7)$$

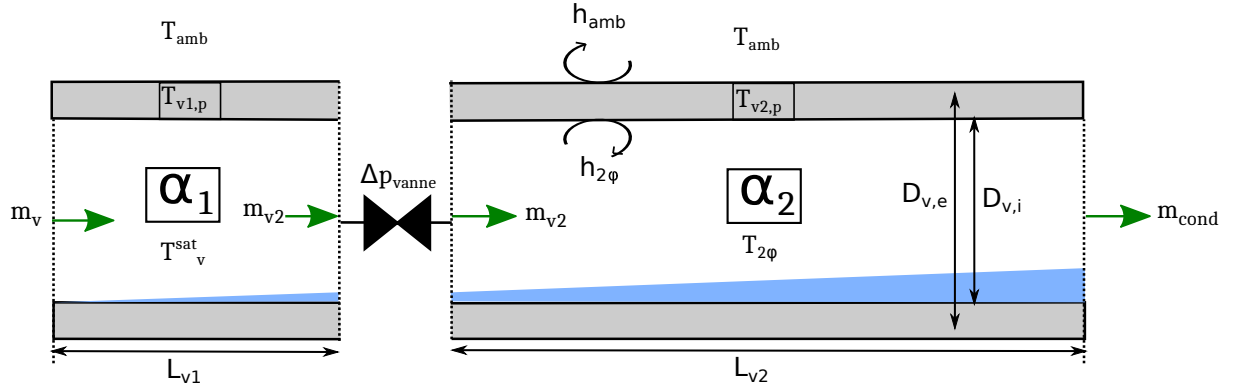


FIGURE 4.3 – Schématisation et identification des variables du modèle physique de la ligne vapeur.

$$\frac{d\alpha_2}{dt} = \frac{\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{cond}}{A_v L_{v2} (\rho_v - \rho_l)} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{v2} \left[ x_1 + \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] = \dot{m}_v \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} - \frac{h_{2\phi} \pi D_{v,i} L_{v1}}{\Delta H_{lv}} (T_v^{sat} - T_{v1,p}) \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_{cond} \left[ x_2 + \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] = \dot{m}_{v2} \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} - \frac{h_{2\phi} \pi D_{v,i} L_{v2}}{\Delta H_{lv}} (T_{2\phi}^{sat} - T_{v2,p}) \quad (4.10)$$

avec

$$x^{(j)} = \frac{\rho_v \alpha^{(j)}}{\rho_v \alpha^{(j)} + \rho_l (1 - \alpha^{(j)})}$$

Avec  $A_v$  l'air du tube de la conduite vapeur de longueur  $L_{v(j)}$ ,  $\dot{m}_l$  et  $\dot{m}_v$  les débits de circulation totaux dans la ligne (liquide+vapeur). Dans certaines phases de fonctionnement, le front de condensation rentre dans la ligne vapeur. Afin de continuer à suivre la longueur de condensation, on applique dans ces cas de figure le modèle du condenseur présenté ci-dessous à la seconde partie de la ligne vapeur (v2).

### Inertie thermique des parois

L'évolution des températures de parois des deux zones de la ligne vapeur est déterminée à partir des relations (4.11) et (4.12). On considère que la température de saturation en amont de la vanne (partie v1) est égale à la température de vaporisation à l'évaporateur et que celle en aval (partie v2) est égale à la température de condensation dans le condenseur (*i.e.* que

la perte de charge singulière dans la vanne est prépondérante devant les pertes de charge régulières).

$$\frac{dT_{v1,p}}{dt} = \frac{h_{2\varphi} D_{v,i}}{\rho_{v,p} c_{v,p} \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}} (T_v^{sat} - T_{v1,p}) - \frac{h_{amb} D_{v,e}}{\rho_{v,p} c_{v,p} \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}} (T_{v1,p} - T_{amb}) \quad (4.11)$$

$$\frac{dT_{v2,p}}{dt} = \frac{h_{2\varphi} D_{v,i}}{\rho_{v,p} c_{v,p} \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}} (T_{2\varphi}^{sat} - T_{v2,p}) - \frac{h_{amb} D_{v,e}}{\rho_{v,p} c_{v,p} \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}} (T_{v2,p} - T_{amb}) \quad (4.12)$$

### 4.1.3 Condenseur

En considérant dans ce cas un taux de vide constant, la dynamique de la zone diphasique se traduit par la variation de la longueur de condensation (le régime de condensation reste majoritairement stratifié).

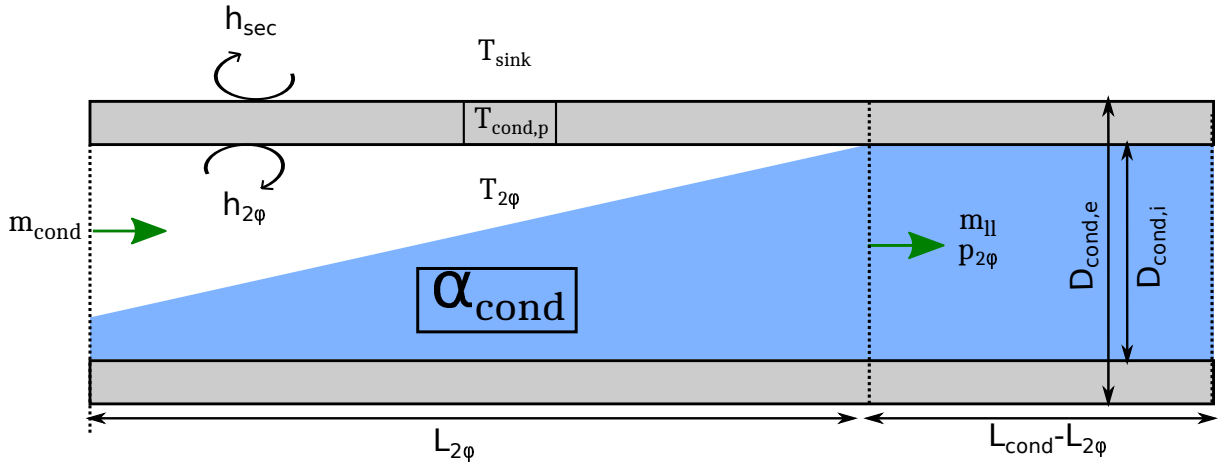


FIGURE 4.4 – Schématisation et identification des variables du modèle physique au condenseur.

#### Zone diphasique du condenseur

Le condenseur est également séparé en deux parties : la zone diphasique et la zone monophasique liquide. La variation de la longueur de la zone de condensation (equation 4.13) est obtenue en effectuant un bilan de masse sur chaque zone du condenseur. Le taux de vide est considéré constant et égal au taux de vide dans la seconde partie de la ligne vapeur ( $\alpha_{cond} = \alpha_2$ ).

$$\frac{dL_{2\varphi}}{dt} = \frac{\dot{m}_{cond} - \dot{m}_{ll}}{\alpha_{cond} A_{cond,i} (\rho_v - \rho_l)} \quad (4.13)$$



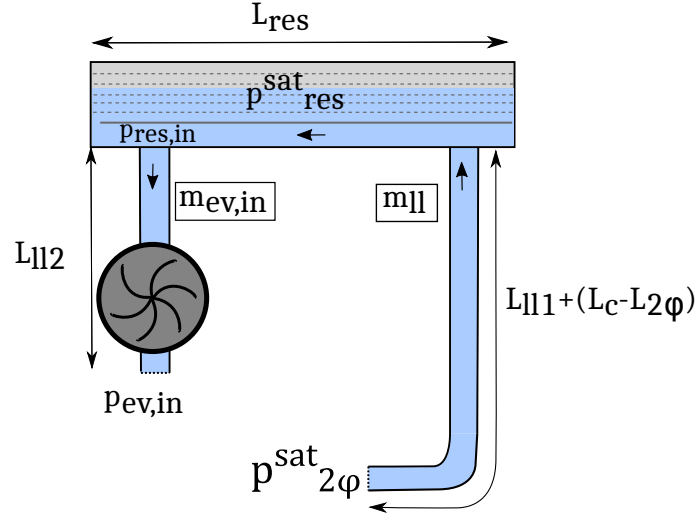


FIGURE 4.5 – Schématisation et identification des variables du modèle physique des lignes liquides.

Avec  $A_{cond,i}$  l'air du tube primaire du condenseur et  $\dot{m}_{cond}$  le débits de circulation total en entrée de condenseur (liquide+vapeur). On rajoute un bilan d'enthalpie pour déterminer la température de saturation  $T_{2\phi}^{sat}$  :

$$\begin{aligned} h_{2\phi}\pi D_{v,i} \left[ L_{v1} (T_v^{sat} - T_{v1,p}) + L_{v2} (T_{2\phi}^{sat} - T_{v2,p}) \right] + h_{2\phi}\pi D_{cond,i} L_{2\phi} (T_{2\phi}^{sat} - T_{cond,p}) \\ = \Delta H_{lv} \left[ \dot{m}_v \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} - \dot{m}_l \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] \end{aligned} \quad (4.14)$$

### Inertie thermique de la paroi

La variation de la température de condensation  $T_{2\phi}^{sat}$  dépend des échanges thermiques dans la ligne vapeur et dans le condenseur. Sa connaissance nécessite donc de déterminer l'évolution de la température de la paroi du condenseur :

$$\frac{dT_{cond,p}}{dt} = \frac{h_{2\phi} D_{cond,i}}{\rho_{cond,p} c_{cond,p} \frac{(D_{cond,e}^2 - D_{cond,i}^2)}{4}} (T_{2\phi} - T_{cond,p}) - \frac{h_{sec} D_{cond,e}}{\rho_{cond,p} c_{cond,p} \frac{(D_{cond,e}^2 - D_{cond,i}^2)}{4}} (T_{cond,p} - T_{sec}) \quad (4.15)$$

#### 4.1.4 Lignes liquides

On modélise les dynamiques des lignes de liquide en établissant un bilan de quantité de mouvement (relation 4.16 et 4.17). Les phases observées expérimentalement pendant lesquelles

de la vapeur est injectée dans la ligne liquide 2 ne sont pas prises en compte dans ce modèle. En effet, la complexité des mécanismes alliant écoulement de la vapeur à travers la mèche puis condensation de cette quantité de vapeur en amont de l'évaporateur implique un travail de modélisation spécifique qui ne peut être abordé dans le cadre de ce travail.

$$\frac{d\dot{m}_{ll}}{dt} = \frac{p_{2\varphi}^{sat} - p_{res,in} - (\Delta p_{ll1} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{res,ll1})}{\frac{(L_c - L_{2\varphi})}{A_c} + \frac{L_{ll1}}{A_{ll1}} + \frac{L_{res}}{A_{res}}} \quad (4.16)$$

$$\frac{d\dot{m}_{ev,in}}{dt} = \frac{p_{res,in} - p_{ev,in} - \Delta p_{ll2} + \Delta p_{pompe}}{\frac{L_{ll2}}{A_{ll2}}} \quad (4.17)$$

avec

$$\begin{cases} p_{res,in} = p_{res}^{sat} + \Delta p_{res} \\ p_{ev,in} = p_v^{sat} - (\Delta p_{cap} - \Delta p_{meche,l}) \end{cases} \quad (4.18)$$

Le saut de pression capillaire est corrélé au volume de la vapeur à partir d'une fonction polynomiale, le terme  $d_v$  permettant simplement de raccorder au mieux la corrélation aux résultats expérimentaux pour la gamme de fonctionnement étudiée. C'est une approche proposée par Hoang [20] qui donne une relation (spécifique à chaque géométrie de l'évaporateur) entre augmentation du volume de vapeur et creusement des ménisques :

$$\Delta p_{cap} = a_v V_v^3 + b_v V_v^2 + c_v V_v + d_v \quad (4.19)$$

#### 4.1.5 Modèle de pompe mécanique centrifuge

L'objectif est de réaliser le couplage entre une CPL et une pompe centrifuge selon l'architecture 1. La pompe mécanique est donc placée sur la ligne liquide 2 et contrôlée afin de maintenir le saut de pression capillaire à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  dans sa gamme de fonctionnement.

La différence de pression mesurée expérimentalement aux bornes de la pompe mécanique  $\Delta p_{pompe}$  dépend de sa vitesse de rotation  $\omega(t)$  et du débit de circulation dans la ligne liquide 2 selon la relation :

$$\Delta p_{pompe} \simeq a_{pompe} \cdot \omega(t)^2 - b_{pompe} \cdot \omega(t) \cdot \dot{m}_{ev,in} \quad (4.20)$$

où  $a_{pompe}$  et  $b_{pompe}$  sont des paramètres constants, dépendants du fluide et de la pompe, qui ont été déterminés expérimentalement en partie 2.1.4. Comme pour les tests expérimentaux, la vitesse de la pompe est calculée à l'aide d'un régulateur PI selon l'écart  $\epsilon$  entre la différence de pression à l'évaporateur et sa consigne (équation 4.21).

$$\omega_{set}(t) = K_P \left( \epsilon(t) + \frac{1}{T_I} \int \epsilon(t) dt \right) \quad (4.21)$$

Avec

$$\epsilon(t) = \Delta p_{ev,set} - \Delta p_{ev}$$

On introduit également un temps de réponse  $\tau$  entre la vitesse de rotation effective de la pompe  $\omega$  et la vitesse de rotation consigne calculée par le régulateur  $\omega_{set}$  déterminé expérimentalement (relation 4.22). De plus, l'augmentation de la vitesse de rotation est, comme expérimentalement, plafonnée à  $2000 \text{ tr.min}^{-1}$  par seconde. Dans le cas où la pompe est à l'arrêt, cette dernière génère des pertes de charge définies dans la section suivante.

$$\frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{\omega_{set}(t) - \omega(t)}{\tau} \quad (4.22)$$

#### 4.1.6 Résolution numérique

Le modèle aboutit à un système de relations aux dérivés ordinaires et de relations algébriques instantanées résolu avec un schéma explicite en temps. On vérifie que le pas de temps est suffisamment faible pour ne pas influencer les résultats. Les dépendances implicites sont résolues par l'algorithme de Newton-Raphson.

## 4.2 Détermination du jeu de paramètres de la boucle

Pour simuler le fonctionnement de la boucle expérimentale, les valeurs d'un certain nombre de paramètres de fonctionnement comme les coefficients d'échange, les coefficients de frottement et les propriétés thermophysiques du méthanol doivent être calculées. L'approche est soit de s'appuyer sur des modèles phénoménologiques identifiés dans la littérature soit, à défaut, d'identifier ces paramètres spécifiques au dispositif expérimental de façon à ce qu'ils reproduisent les régimes stationnaires de l'expérience.

### 4.2.1 Conductances et masse thermique à l'évaporateur

Le transfert thermique à l'évaporateur dépend des conductances entre l'élément chauffant et la paroi puis entre la paroi et l'interface de vaporisation. La conductance thermique entre les blocs en cuivre et la paroi dépend de la conduction dans le cuivre en série avec une résistance thermique d'interface entre les blocs et les parois. Elle est déterminée à partir de mesures de la moyenne des températures de blocs et de paroi de l'évaporateur ainsi que du flux arrivant jusqu'à l'interface au régime stationnaire  $\dot{Q}_{ev}^{stat}$  :

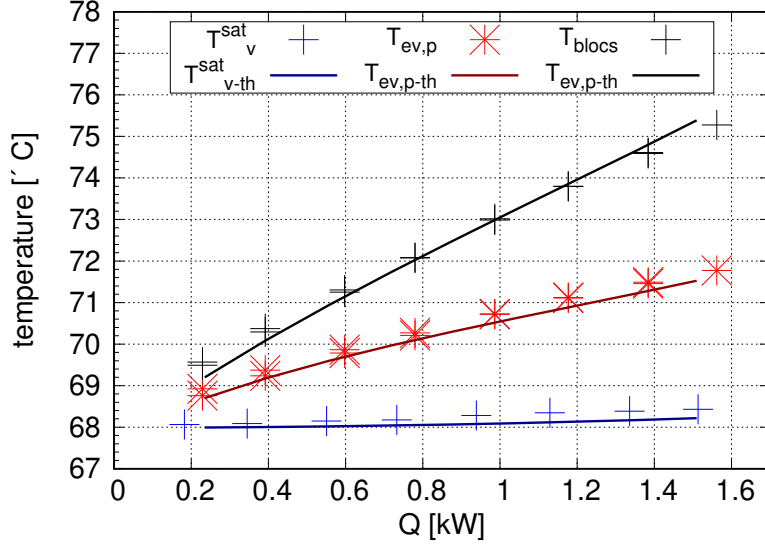


FIGURE 4.6 – Comparaison des températures en régime permanent entre les simulations et les résultats expérimentaux.

$$G_{blocs} = \frac{\dot{Q}_{ev}^{stat}}{T_{blocs} - T_{p,ev}} \quad (4.23)$$

On trouve qu'une valeur constante de la conductance entre les blocs de cuivre et la paroi de l'évaporateur satisfait les données et donc que la résistance de contact ne varie pas avec le flux.

Les coefficients  $a_{Gv}$ ,  $b_{Gv}$  et  $c_{Gv}$  permettent de décrire la variation de  $G$  avec la répartition des phases dans la mèche en fonction du flux. Ils sont obtenus à partir de l'interpolation des conductances obtenues aux régimes stationnaires (*cf.* chapitre 2 partie 2.5.2 figure 2.20) et n'a donc pas d'autre validité que pour cet évaporateur avec du méthanol.

$$G_v^{stat} = a_{Gv}(\dot{Q}_{ev}^{stat})^2 + b_{Gv} \cdot \dot{Q}_{ev}^{stat} + c_{Gv} \quad (4.24)$$

avec  $G_v^{stat}$  défini dans la relation (2.8).

Avec ces conductances, on s'assure que la simulation des températures à l'évaporateur en régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur donne des résultats similaires aux températures expérimentales (figure 4.6).

Les masses thermiques sont déterminées à partir des propriétés géométriques de l'évaporateur. On vérifie également que les propriétés thermo-physiques du fluide ainsi que le calcul

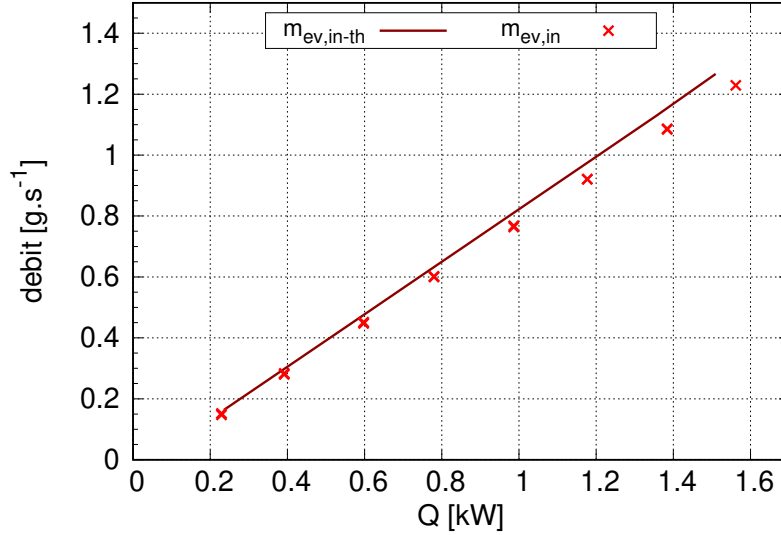


FIGURE 4.7 – Comparaison du débit de circulation en entrée d'évaporateur en régime permanent entre les simulations et les résultats expérimentaux.

des pertes vers l'ambiance sont corrects en comparant le débit de circulation au régime permanent. On observe sur la figure 4.7 une légère sur-estimation de ce débit à haute puissance. Ces valeurs sont regroupées dans le tableau 4.1.

	<b>Variables</b>	<b>Unités</b>
$G_{contact}$	450	$W.K^{-1}$
$a_{Gv}$	$-40.10^{-6}$	$K^{-1}.W^{-1}$
$b_{Gv}$	0.2	$K^{-1}$
$c_{Gv}$	230	$W.K^{-1}$
$mC_{blocs}$	1300	$J.K^{-1}$
$mC_{ev,p}$	1160	$J.K^{-1}$

TABLE 4.1 – Tableau récapitulatif des paramètres de l'évaporateur

## 4.2.2 Coefficients d'échange dans la ligne vapeur et le condenseur

Afin de calculer les transferts thermiques dans les zones de condensation (ligne vapeur et condenseur), nous avons besoin de connaître les coefficients de transfert thermique dans ces zones.

Le flux perdu vers l'ambiance par la conduite vapeur a été déterminé lors des essais expé-

rimentaux. Malgré l'isolation de la conduite il a été évalué expérimentalement à  $\dot{Q}_{amb,v} = 150 W$  à une température ambiante de 25 °C. Le coefficient d'échange thermique vers l'ambiance  $h_{amb}$  est alors estimé par :

$$h_{amb} = \frac{\dot{Q}_{amb,v}}{\pi D_{v,e} L_v (T_{p,v} - T_{amb})} \quad (4.25)$$

Le coefficient de transfert thermique interne au condenseur  $h_{2\varphi,i}$  est estimé avec la relation de Jaster et Kosky [48] (annexe C) pour un régime de condensation stratifié à faible débit. Le coefficient d'échange global étant limité par les échanges avec la partie secondaire du condenseur, il est peu sensible à ce coefficient d'échange interne. Le coefficient d'échange dans la partie secondaire du condenseur  $h_{sec}$  est calculé selon la relation (4.26), de façon à obtenir la valeur asymptotique du coefficient d'échange global au condenseur  $h_{2\varphi}$  déterminée dans la partie expérimentale en régime stationnaire (*cf.* partie 2.5.2). La valeur trouvée correspond bien à un écoulement annulaire laminaire pour le fluide utilisé. Tous ces coefficients d'échange, constants, sont regroupés dans le tableau 4.2.

$$\frac{1}{h_{2\varphi} D_{cond,e}} = \frac{1}{h_{sec} D_{cond,e}} + \frac{1}{h_{2\varphi,i} D_{cond,i}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{cond,e}}{D_{cond,i}}\right)}{2\lambda_{verre}} \quad (4.26)$$

	Variables	Unités
$h_{amb}$	23	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_{2\varphi,i}$	5200	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_{2\varphi}$	260	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_{sec}$	400	$W.m^{-2}.K^{-1}$

TABLE 4.2 – Tableau récapitulatif des paramètres dans la ligne vapeur et le condenseur.

### 4.2.3 Paramètres de contrôle et de la pompe centrifuge

Le schéma de contrôle de la pompe centrifuge est le même que celui utilisé lors des tests expérimentaux et décrit partie 2.2.2 par la figure 2.8. Les valeurs des coefficients de contrôle  $K_P$  et  $T_I$  sont alors celles trouvées expérimentalement par la méthode de Ziegler et Nichols [42] cherchant à minimiser le dépassement ainsi que l'erreur statique avec la consigne. La valeur de ces coefficients de contrôle ainsi que les paramètres de la pompe sont regroupés dans le tableau 4.3.

	Variables	Unités
$a_{pompe}$	$7, 3.10^{-5}$	$Pa.s^{-2}$
$b_{pompe}$	90	$Pa.kg.s^{-2}$
$K_P$	$1.10^{-3}$	$Pa^{-1}.min^{-1}$
$T_I$	$1.10^4$	$Pa.min.s$
$\tau$	0,6	s

TABLE 4.3 – Tableau récapitulatif des paramètres de la pompe et du régulateur PI.

#### 4.2.4 Pertes de charge

Les coefficients de pertes de charge régulières sont déterminés à partir du modèle de Poiseuille pour les régimes laminaires et de Haaland [49] (annexe C) pour les régimes turbulents. Les pertes de charge sont alors calculées pour une large gamme de débit puis sont interpolées par une fonction d'ordre 2 en débit pour déterminer les coefficients de pertes de charge  $f$ . Ces coefficients peuvent ensuite être corrigés en fonction de la confrontation avec les résultats expérimentaux. Les coefficients de pertes de charge des débitmètres sont donnés par le constructeur et celui de la vanne est déterminé expérimentalement pour chaque test effectué avec une fermeture partielle de cette dernière. La différence de pression de la pompe représente les pertes de charge dans celle-ci lorsqu'elle est à l'arrêt. La figure 4.8 représente la comparaison des pertes de charge dans la boucle en régime permanent pour différentes puissances imposées à l'évaporateur et permet de valider les relations utilisées.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \Delta p_v = f_{v,1}\dot{m}_v + f_{v,2}\dot{m}_v^2 \\
 \Delta p_{vanne} = f_{vanne}\dot{m}_v^2 \\
 \Delta p_{2\varphi} = [f_{1,2\varphi}\dot{m}_v + f_{2,2\varphi}\dot{m}_v^2] \frac{L_{2\varphi}}{L_{cond}} \\
 \Delta p_{cond,l} = [f_{1,cond,l}\dot{m}_{ll} + f_{2,cond,l}\dot{m}_{ll}^2] \frac{L_{cond}-L_{2\varphi}}{L_{cond}} \\
 \Delta p_{ll1} = f_{ll1,1}\dot{m}_{ll} + f_{ll1,2}\dot{m}_{ll}^2 + \Delta p_{ll1,g} \\
 \Delta p_{res} = f_{res}(\dot{m}_{ll} - \dot{m}_{ev,in}) + \Delta p_{res,g} \\
 \Delta p_{res,ll1} = f_{res,ll1} \cdot \dot{m}_{ev,in} \\
 \Delta p_{ll2} = f_{ll2,1}\dot{m}_{ev,in} + f_{ll2,2}\dot{m}_{ev,in}^2 + \Delta p_{ll2,g} \\
 \Delta p_{pompe} = f_{pompe,1}\dot{m}_{ev,in} + f_{pompe,2}\dot{m}_{ev,in}^2 \\
 \Delta p_{meche,l} = f_{meche,1}\dot{m}_{ev,in} + f_{meche,2}\dot{m}_{ev,in}^2
 \end{array} \right. \quad (4.27)$$

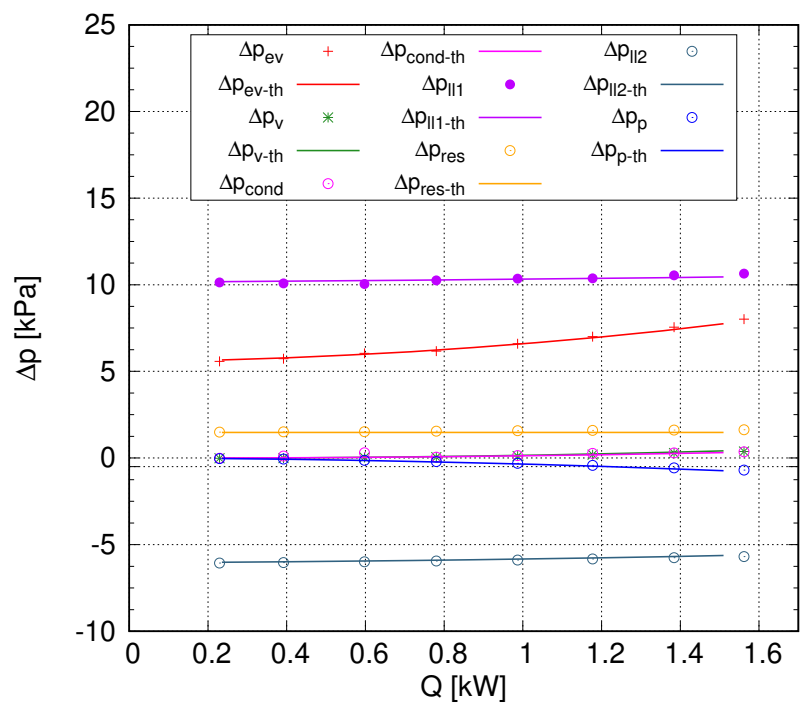


FIGURE 4.8 – Comparaison des différences de pression en régime stationnaire entre les simulations et les résultats expérimentaux.



### 4.3 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

Après s'être assuré de la capacité du modèle à reproduire les régimes stationnaires, la réponse temporelle simulée par le modèle est comparée aux données expérimentales. En effet, la dynamique se développant à la suite d'une sollicitation est éloignée des points fixes sur lequel le jeu de paramètres a été déterminé. On commencera par vérifier la capacité du modèle à reproduire la dynamique de la CPL avant de se placer dans le cas d'une HCPL.

Deux types de forçages seront simulés : le changement de la puissance appliquée à l'évaporateur et le changement du coefficient de pertes de charge singulière dans la ligne vapeur. Les évolutions des observables suivants seront présentées :

- les différences de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  et aux bornes de la pompe  $\Delta p_{pompe}$  le cas échéant, représentent l'évolution des pressions dans la boucle ainsi que l'effectivité du contrôle dans le cas d'une HCPL.
- les débits dans la ligne liquide 1  $\dot{m}_{ll}$  et en amont de l'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$ .
- la températures de vaporisation  $T_v^{sat}$ .
- la température des blocs  $T_{blocs}$  et des parois  $T_{ev,p}$ .

#### 4.3.1 Validation du modèle dans les phases transitoires pour la CPL

Avant d'analyser l'ensemble de la dynamique suite à des échelons de forte amplitude, la simulation des phases transitoires pour une CPL est validée suite à l'application d'un échelon de puissance de faible amplitude (200 W) depuis un état initial de 200 W sur les figures 4.9 et 4.10. Dans ce cas de figure, les données expérimentales ne montrent pas de percolation de la mèche par de la vapeur ou d'inondation de l'évaporateur par du liquide.

De manière générale, l'amplitude des pics de pression et de débit issus de la simulation est similaire aux résultats expérimentaux. Ceci atteste que le couplage évaporateur-condenseur est bien reproduit dans les premiers temps de la dynamique et que les valeurs des paramètres, comme le coefficient d'échange global au condenseur  $h_{2\phi}$ , restent proches de leur valeur déterminée au régime stationnaire.

Cependant, la durée simulée de la phase de répartition du liquide entre le condenseur et le réservoir suite à l'application d'un échelon de puissance croissant qu'on peut analyser à partir de  $\dot{m}_{ll}$  est plus courte que celle trouvée pendant les essais expérimentaux (largeur du pic). Le moteur de cette dynamique est le couplage évaporateur-condenseur. Ici on peut supposer soit que le coefficient d'échange dans la zone de condensation est légèrement sur-estimé lors de l'augmentation de la longueur de la zone de condensation soit qu'il y a un effet transitoire non pris en compte au niveau de l'évaporateur. On ne retrouve pas cet écart lors de l'échelon

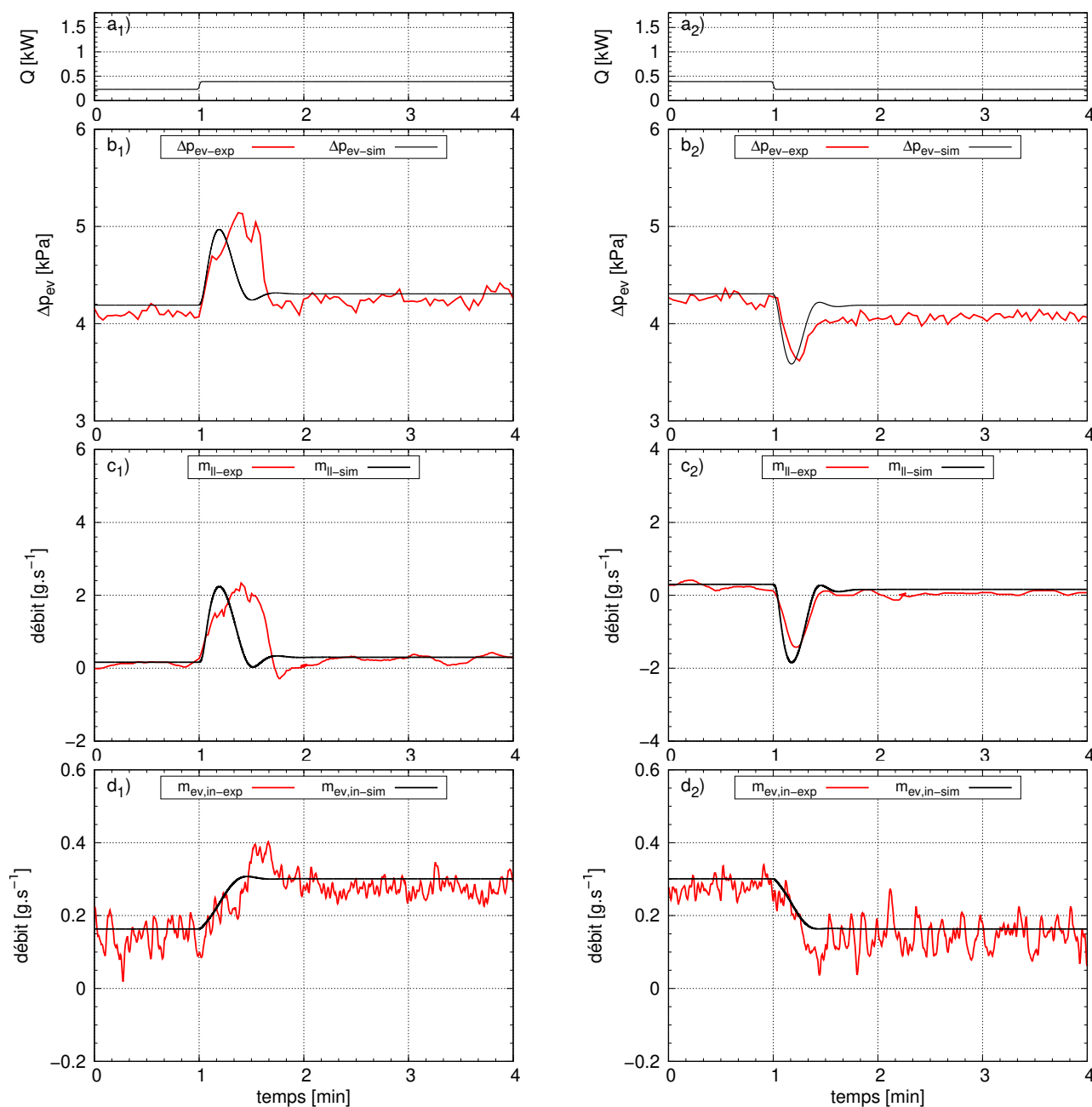


FIGURE 4.9 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indiqués 1) et décroissants (indiqués 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 1 d) débit dans la ligne liquide 2.

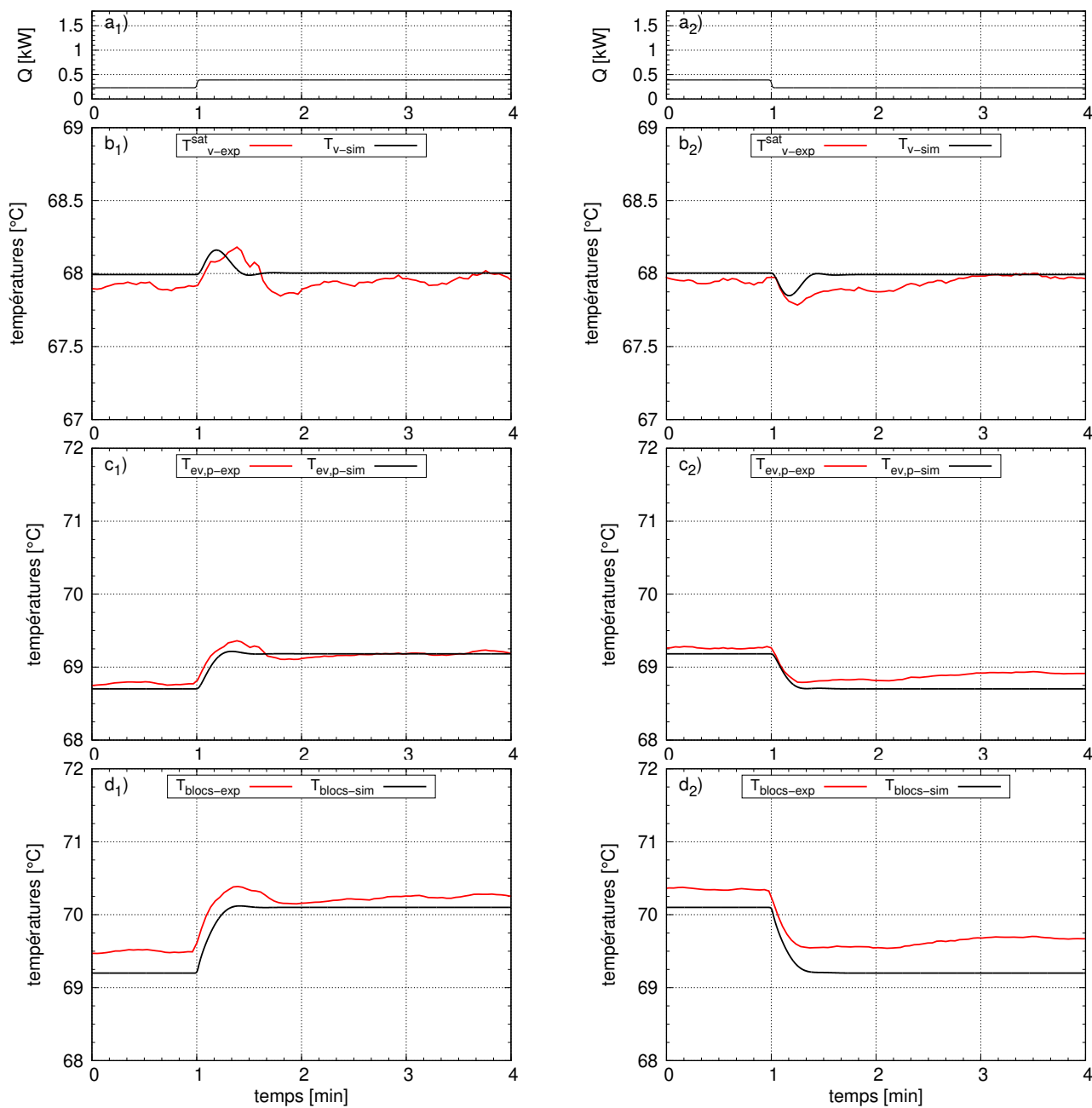


FIGURE 4.10 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) température de vaporisation c) température de paroi de l'évaporateur d) température des blocs.

de puissance décroissant où à la fois l'amplitude du pic de débit et sa durée (figure 4.9.d<sub>2</sub>) sont très proches des résultats expérimentaux.

L'évolution de la température de vaporisation  $T_v^{sat}$  (figure 4.9.b) correspond bien à l'évolution des niveaux de pression dans la boucle même si on retrouve les mêmes écarts dans la phase de décélération du fluide. Les évolutions des températures de la paroi de l'évaporateur ( $T_{ev,p}$ ) et des blocs ( $T_{blocs}$ ) tracées figures 4.9.c et 4.9.d correspondent aux essais expérimentaux, à un écart de 0,2°C près pour les blocs. La bonne évolution des dynamiques confirme entre autres la représentation satisfaisante d'une approche en capacités des blocs et du corps de l'évaporateur ( $m_{cblocs}$  et  $m_{cev,p}$ ).

### 4.3.2 Analyse de la réponse de la CPL à des échelons de puissance de forte amplitude

On discutera en premier lieu la simulation d'une succession d'échelons de puissance d'amplitude croissante appliqués sur l'évaporateur à partir d'un état de fonctionnement initial à 200 W. Pour des questions de lisibilité seulement deux amplitudes seront présentées ( $\pm 400$  W et  $\pm 800$  W) sur les figures 4.11 et 4.12 permettant de comparer les dynamiques expérimentales et simulées de la CPL.

#### Échelons croissant

Lors de la simulation, on retrouve la similarité de l'amplitude des pics de pression et de débit avec les résultats expérimentaux lors de la phase d'accélération du fluide ainsi que l'écart entre la durée simulée de la phase de répartition du liquide et celle trouvée pendant les essais expérimentaux. On constate d'autre part que la phase de décélération de l'écoulement dans la ligne liquide 1  $\dot{m}_l$  (entre 1 min 30s et 2 min) est suivie par une inversion significative du débit dans la simulation alors que la dynamique de la CPL est beaucoup plus amortie (figure 4.11.c<sub>1</sub>). Cela indique que l'hypothèse de constance du coefficient d'échange dans le condenseur n'est pas conforme aux observations. Il faudrait alors pouvoir détecter les éventuels changements du régime de condensation et modéliser l'évolution de coefficient d'échange en fonction de ce régime et de l'écoulement dans la ligne vapeur et le condenseur. De plus, l'augmentation de ce temps de répartition peut être causée par la dynamique induite par la percolation de la vapeur à l'évaporateur.

Comme le montre l'inversion du débit expérimental en amont de l'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  (figure 4.11.d<sub>1</sub>), lorsqu'un échelon de puissance d'une amplitude supérieure ou égale à +400 W est appliqué sur l'évaporateur, la vapeur vient percoler en amont de l'évaporateur. Or, comme nous l'avons précisé, le perçage de la vapeur n'est pas représenté par le modèle et le débit en amont de l'évaporateur reste lié au débit de vaporisation. La confrontation avec les résultats expérimentaux montre que la percolation a lieu même pour des échelons de faibles amplitudes. En effet, lors de l'application d'un échelon de +400 W, on observe un décalage entre

le débit d'entrée  $\dot{m}_{ev,in}$  simulé et le débit mesuré signifiant que de la vapeur vient également percoler lors des phases transitoires où la limite capillaire n'est pourtant pas atteinte comme l'on montré Nishikawara [10] et Boubaker [27].

Les évolutions des températures de vaporisation  $T_v^{sat}$  de la paroi de l'évaporateur  $T_{ev,p}$  et des blocs  $T_{blocs}$  (figure 4.12) correspondent toujours bien à l'évolution des niveaux de pression dans la boucle même si on retrouve les mêmes écarts dans la phase de décélération du fluide.

### Échelons décroissants

Pour des échelons de puissance décroissants d'amplitude supérieure à 400 W, l'évaporateur atteint expérimentalement sa limite basse de fonctionnement ( $\Delta p_{ev,min} = 2,4 \text{ kPa}$ ) entraînant le passage du liquide à travers la mèche poreuse (pics expérimentaux de débit en entrée de l'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  figure 4.11.d<sub>2</sub>), ce qui entraîne un décalage d'une trentaine de secondes entre les simulations et les mesures. Cependant le modèle permet de capter le second pic de pression qui a lieu au delà de 2 min. Il reproduit alors de façon pertinente la diminution de la longueur de la zone de condensation dont le front envahit la ligne vapeur avant de se réinstaller dans le condenseur (figure 4.13). Dans ce cas de figure, la source froide devient l'air ambiant et le coefficient d'échange global de condensation est fortement dégradé, ralentissant l'évolution de la répartition des phases entre le condenseur et le réservoir. La simulation montre que le retour du front de condensation dans le condenseur ( $L_{2\varphi-th} > 0$ ) provoque une augmentation brusque du taux de condensation et la diminution du débit de circulation entre le réservoir et le condenseur. Les résultats expérimentaux ne montrent pas de rupture si brusque du taux de condensation. On sait que dans le modèle le niveau de description des transferts thermiques dans la zone de condensation peut présenter de fortes différences avec la complexité physique des mécanismes réels, notamment dans les fonctionnements transitoires où le régime de condensation peut varier. Cependant, cette modélisation est satisfaisante pour déterminer la dynamique générale dans le condenseur. Pour des échelons de puissance décroissant d'amplitude inférieure et égale à 400 W, le front de condensation reste localisée dans le condenseur comme le montrent les résultats des simulations figure 4.13.

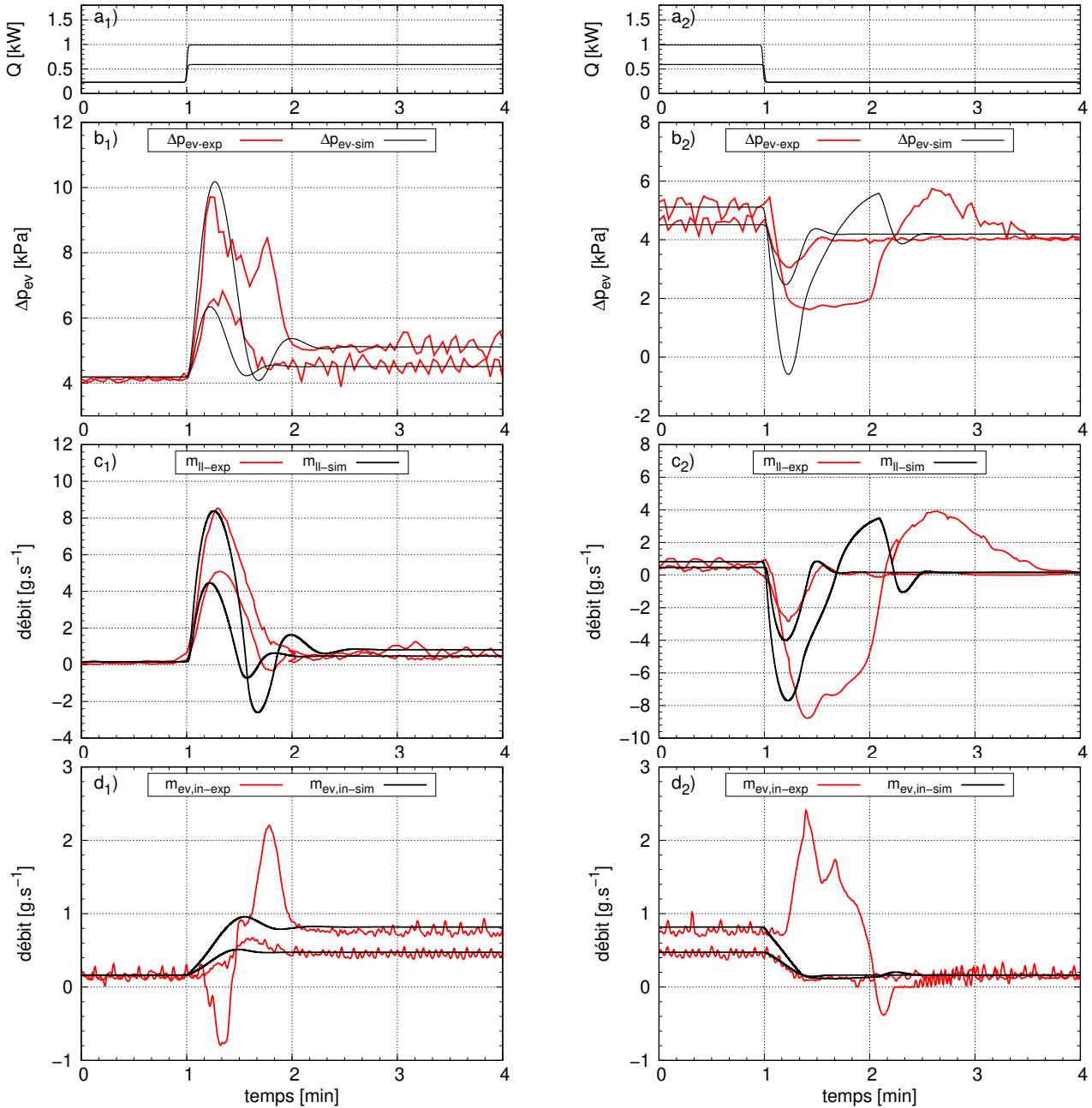


FIGURE 4.11 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indiqués 1) et décroissants (indiqués 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 1 d) débit dans la ligne liquide 2.

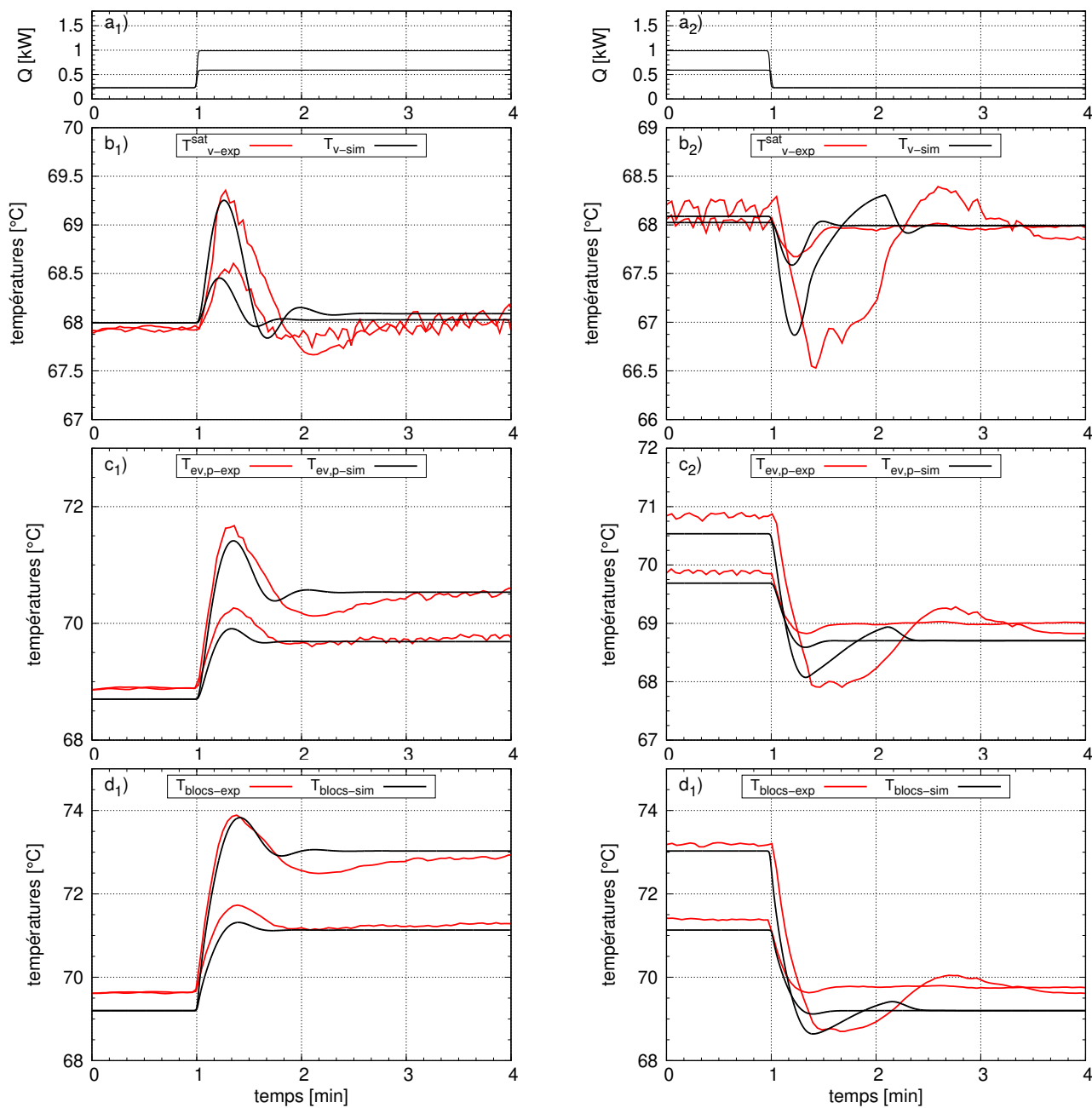


FIGURE 4.12 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) température de vaporisation c) température de paroi de l'évaporateur d) température des blocs.

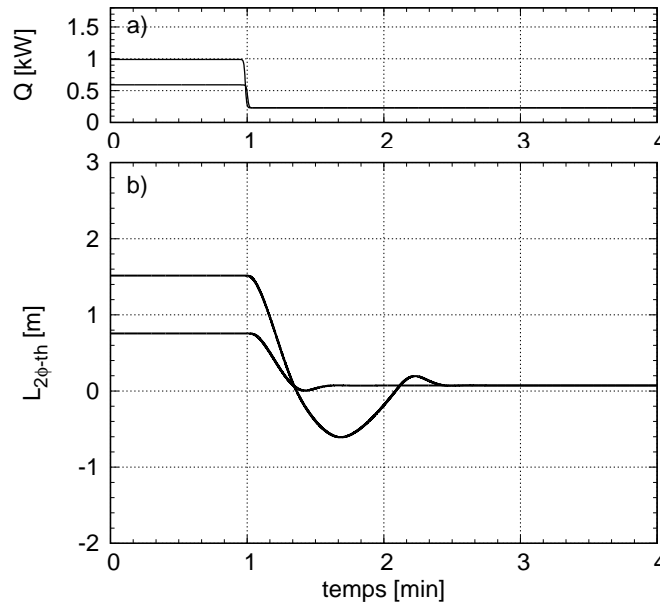


FIGURE 4.13 – Variation de la longueur de la zone de condensation simulée pour deux échelons de puissances décroissant.

### 4.3.3 Analyse de la réponse à des échelons de puissance

Les simulations effectuées représentent le fonctionnement de la HCPL-A1 lorsqu'un fort coefficient de pertes de charge singulière sur la ligne vapeur est imposé (vanne partiellement fermée). Comme dans le cas précédent, une succession d'échelons de puissance d'amplitude croissante est imposée à l'évaporateur à partir d'un fonctionnement stabilisé à 200 W. Pour une question de lisibilité des résultats, seules trois amplitudes sont présentées :  $\pm 200W$ ,  $\pm 800W$  et  $\pm 1400W$ .

#### Échelons croissants

Les simulations reproduisent correctement l'augmentation de la vitesse de rotation de la pompe selon le schéma de contrôle (figure 4.14.b<sub>1</sub>). La dynamique de la pompe simulée suit également les mesures expérimentales ce qui signifie que le couplage évaporateur-pompe est correctement reproduit. Pourtant, la percolation de la mèche par la vapeur, inversant la circulation en entrée d'évaporateur, suite à l'application d'échelons d'amplitudes supérieures ou égales à +600 W entre 1 min et 1 min 20 secondes (figure 4.14.d<sub>1</sub>) n'est pas reproduit par les simulations. Or le débit en entrée  $\dot{m}_{ev,in}$  influe sur le gain de pression apporté par la pompe. Le dépassement de la consigne simulé est donc moins élevé que le dépassement mesuré expérimentalement (figure 4.14.c<sub>1</sub>). Il n'y a pas de percolation vapeur pour des échelons d'amplitude inférieure à +400 W. La dynamique de la différence de pression à l'évaporateur est alors bien reproduite. Cependant, on observe expérimentalement des oscillations de débit



en entrée d'évaporateur qu'on ne retrouve pas dans les résultats des simulations.

### Échelons décroissants

Pour des échelons décroissants d'amplitude inférieure ou égale à 800 W, la simulation de la vitesse de rotation est également bien reproduite (figure 4.14.*b*<sub>2</sub>). La différence de pression de la pompe simulée reproduit alors également la dynamique expérimentale. Cependant on observe que pour un échelon de puissance d'amplitude - 1400 W, le pic de vitesse de rotation et de gain de pression entre 1 min 30 s et 2 min n'est pas reproduit. En effet, l'assèchement de l'évaporateur puis sa ré-imbibition, représentés par des pics de débit en entrée d'évaporateur négatif puis positif (figure 4.14.*d*<sub>2</sub>), s'établissant pendant ces phases n'est pas reproduit par le modèle. Or lors d'un échelon décroissant de - 1400 W, l'amplitude du pic de débit en amont de l'évaporateur correspondant à la ré-imbibition de la mèche entraîne le dépassement de la consigne et donc le redémarrage de la pompe. Il n'y a pas d'assèchement pour des échelons décroissants d'amplitude inférieure ou égale à 400 W, mais l'écart avec la consigne simulé est moins important que l'écart expérimental. Malgré cela le modèle reproduit la rupture de pente observée à  $t = 1 \text{ min } 20 \text{ s}$  provoquée par l'arrêt de la pompe qui devient alors un élément purement résistif.

On notera par ailleurs que lors de ces phases de fonctionnement, la dynamique de la longueur de condensation est fortement modifiée par l'effet de la vanne (figure 4.15). Le modèle simule correctement ces changements que ce soit au niveau de l'amplitude des pics ou sur la position du front de condensation (qui dans ces expériences ne rentre pas dans la conduite vapeur), bien que ces derniers soit légèrement décalés dans le temps.

### 4.3.4 Analyse de la réponse à des échelons de pertes de charge

Dans cette partie, la réponse simulée de la HCPL-A1 lors d'un échelon de pertes de charge sur la ligne vapeur de forte amplitude est comparée avec les trajectoires expérimentales. On reproduit la fermeture de la vanne en modifiant le coefficient de frottement jusqu'à sa valeur correspondant à une vanne plus ou moins fermée. La confrontation avec les données est présentée figure 4.16 à 4.17.

#### Échelon croissant

Suite à l'augmentation du coefficient de frottement, on observe un pic de perte de charge vapeur  $\Delta p_v$  entre  $t = 1 \text{ min}$  et  $t = 1 \text{ min } 20 \text{ s}$  (figure 4.16.*a*<sub>1</sub>). Son amplitude dépend à la fois du temps de fermeture de la vanne, et de la diminution du débit dans la ligne vapeur. La diminution du débit de vaporisation avec l'augmentation de la température de vaporisation est bien simulée mais son amplitude est légèrement trop faible entre  $t = 1 \text{ min}$  et  $t = 1 \text{ min } 30 \text{ s}$  et trop lente entre  $t = 1 \text{ min } 30 \text{ s}$  et  $t = 6 \text{ min}$  (figure 4.16.*c*<sub>1</sub>). Or la variation des pertes de charge dans la ligne vapeur est extrêmement sensible au débit de circulation, ce qui implique

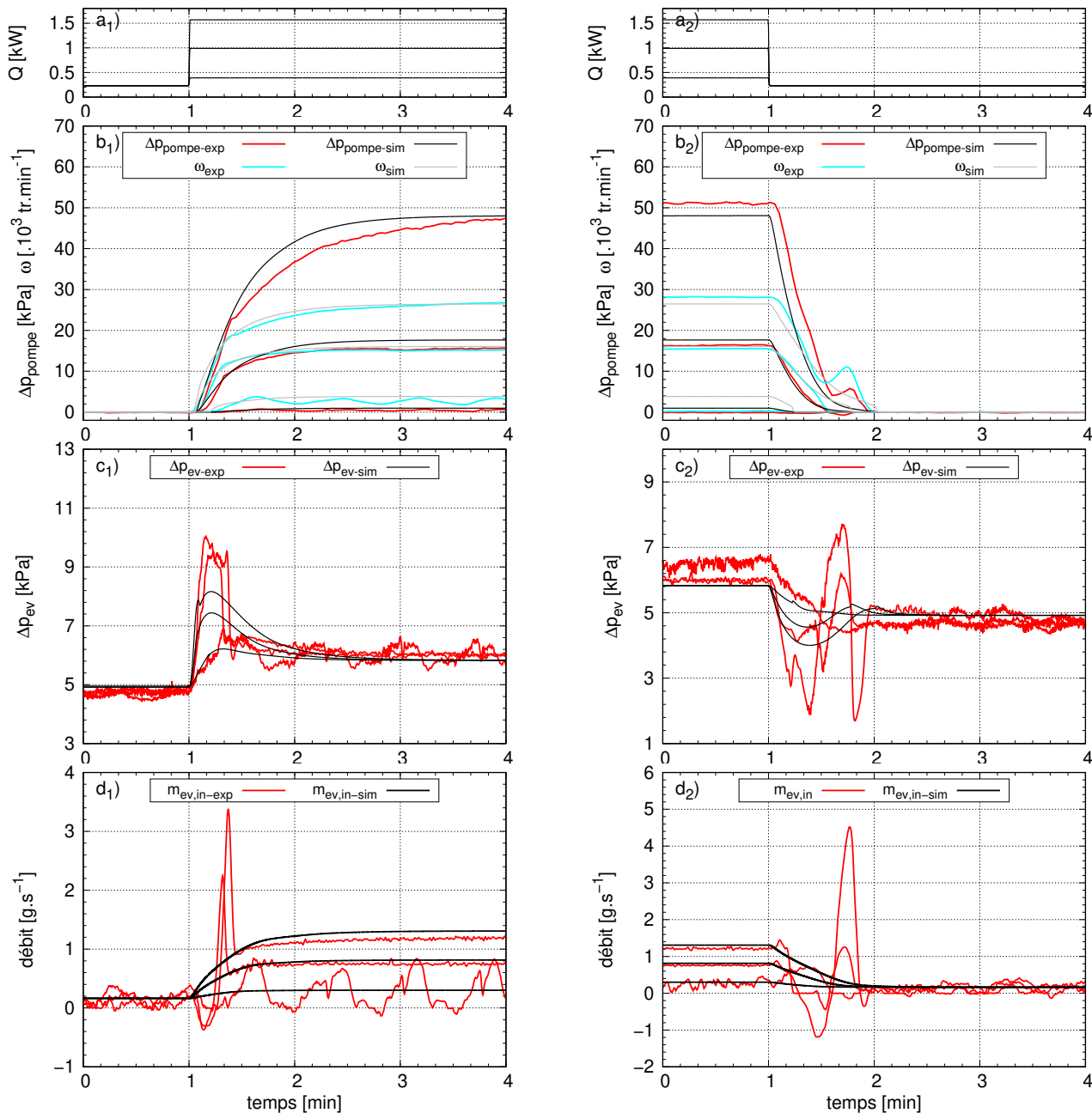


FIGURE 4.14 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indiqués 1) et décroissants (indiqués 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 2.

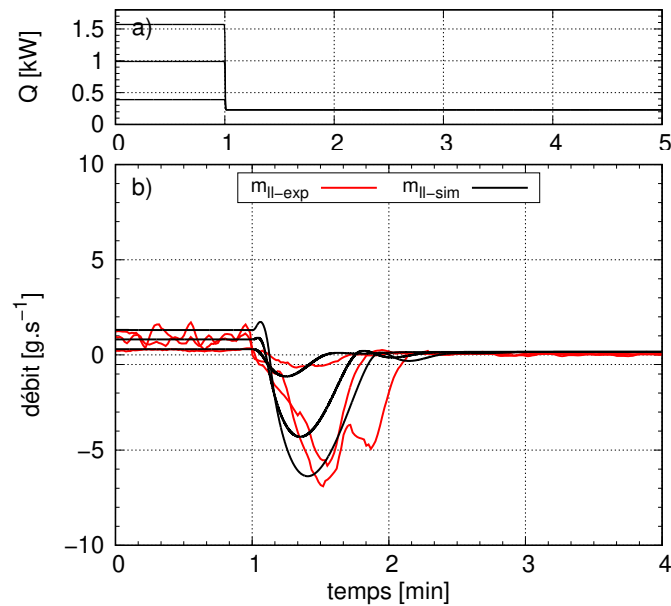


FIGURE 4.15 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance décroissants : débit dans la ligne liquide 1.

un décalage dans l'évolution des pertes de charge vapeur entre  $t = 1$  min 30 s et  $t = 6$  min.

La vitesse de rotation de la pompe et la différence de pression aux bornes de la pompe sont correctement simulées à la différence induite par l'évolution des pertes de charge vapeur près. On retrouve alors la limitation de l'accélération de la pompe à  $2000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$  qui ne lui permet pas de compenser le pic de pertes de charge vapeur. La différence de pression à l'évaporateur compense donc cette perte de charge supplémentaire (figure 4.16.b<sub>1</sub>). La différence entre l'amplitude du pic simulé et les mesures expérimentales correspond à la différence d'amplitude du pic de pertes de charge.

Le pic négatif de débit liquide correspondant aux mesures expérimentales, la dynamique dans la ligne liquide (figure 4.17.1) est dans un premier temps correctement simulée. Dans un second temps, l'amplitude de la dynamique est trop élevée : on retrouve une fois encore l'effet du décalage de la dynamique de condensation dans la ligne vapeur qui influe sur la variation de la longueur de condensation.

### Échelon décroissant

La simulation capte bien la dynamique de diminution des pertes de charge dans la ligne vapeur (figure 4.16.a<sub>2</sub>). On capte correctement dans un premier temps la diminution de la vitesse de rotation de la pompe et de la différence de pression apportée par la pompe. Or, le temps de diminution du gain apporté par la pompe implique que la différence de pression à

l'évaporateur atteint sa valeur minimale de 2,4 kPa à  $t = 1 \text{ min } 20 \text{ s}$  (figure 4.16. $b_2$ ). Comme dit par ailleurs, l'inondation de liquide qui s'en suit n'est pas modélisée. Avant l'inondation de la ligne vapeur par le liquide, on capte l'augmentation du débit de vaporisation provoquée par la diminution de la température de vaporisation ainsi que la dynamique dans la ligne liquide (figure 4.16. $c_2$  et 4.17.2).

### 4.3.5 Synthèse

La dynamique de la pompe est correctement simulée lors de son couplage avec la CPL, notamment en ce qui concerne le temps de réponse lors d'échelons de puissance. Cependant l'amplitude de dépassement de la consigne lors de l'augmentation de la puissance est sous-estimée de 1 kPa à 2 kPa. Ceci est attribué au fait que le modèle ne prend pas en compte la percolation de la vapeur ou l'assèchement en amont de l'évaporateur. En effet, la confrontation avec le modèle a montré que ces processus ont un effet important sur la dynamique globale et donc sur l'amplitude des dépassements  $\Delta p_{ev}$ .

On retrouve le même raisonnement lors d'un échelon de puissance décroissant, avec cette fois, le rôle du passage de liquide à travers la mèche poreuse et de phases de vaporisation brutale de liquide dans la mèche suite à la chute de pression de vaporisation.

La dynamique de condensation a été reproduite de façon satisfaisante par les simulations dans ces cas de figure avec des dynamiques variées. Les confrontations avec les observables ont montré l'importance du couplage avec la ligne vapeur.

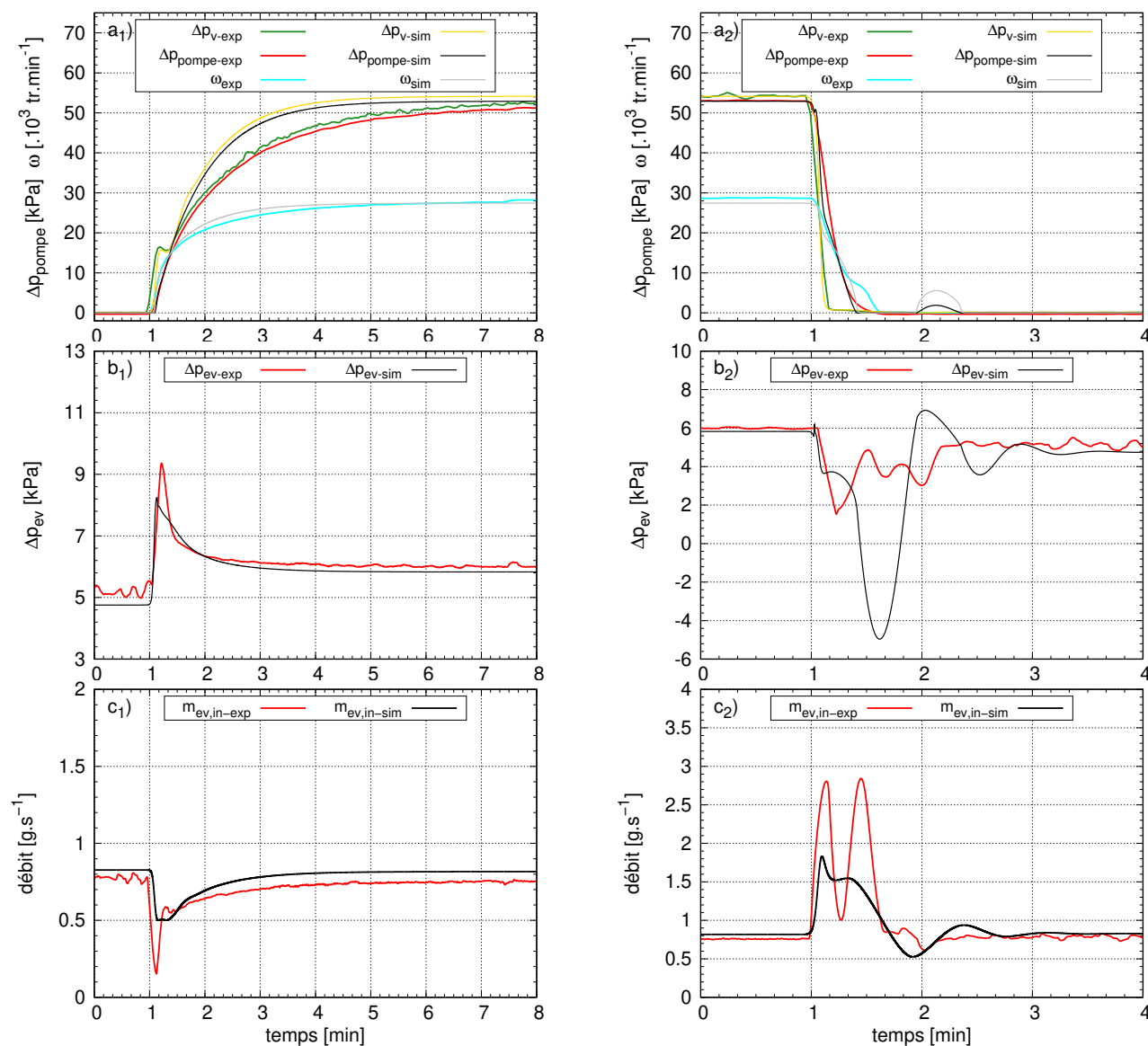


FIGURE 4.16 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale à des échelons de coefficient de frottement dans la ligne vapeur croissant : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 2.

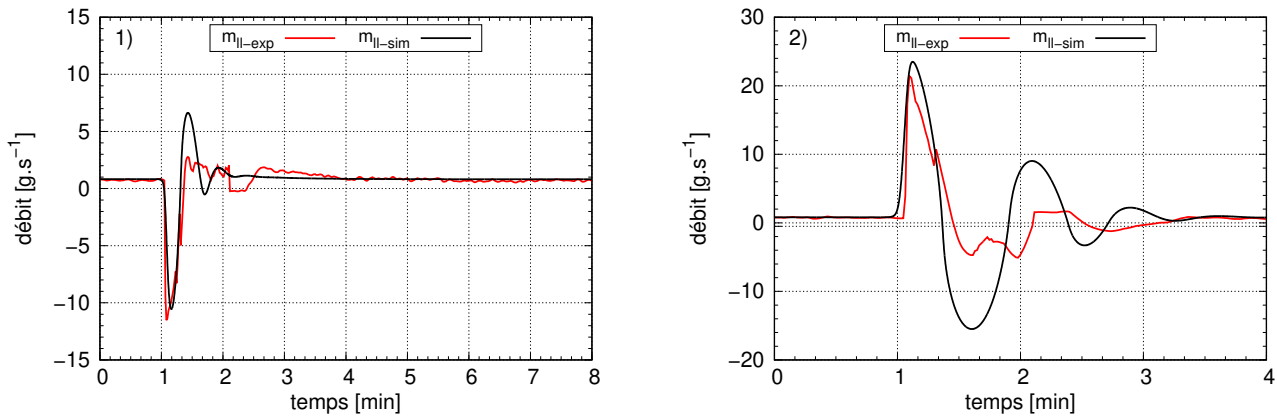


FIGURE 4.17 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale à des échelons de puissance croissants : débit dans la ligne liquide 1.

## 4.4 Analyse de couplages avec un condenseur plus performant

Dans cette partie, nous allons nous intéresser à l'analyse du comportement d'une boucle aux performances plus représentatives des boucles dans le domaine applicatif (notée "optimisée"). On comparera la simulation de ces boucles optimisées à la simulation de la HCPL-A1 avec les paramètres expérimentaux. En particulier, le condenseur considéré possédera une paroi plus conductrice correspondant à des tubes en acier inox. D'autre part le coefficient d'échange dans le circuit secondaire sera porté à  $h_{sec} = 1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Enfin, les débitmètres sur les lignes liquides sont retirés. On conservera cependant une forte perte de charge sur la ligne vapeur de façon à dépasser la limite capillaire lors de la simulation.

La figure 4.18 présente les simulations du dispositif optimisé pour trois amplitudes d'échelons de puissance (montant à gauche et descendant à droite). Une comparaison avec la simulation de la HCPL-A1 permet de se faire une idée de la sensibilité des résultats aux performances du condenseur. On observe la forte diminution du pic de débit dans la ligne liquide (figure 4.18.d<sub>1</sub> et 4.18.d<sub>2</sub>) qui provient de la réduction de la quantité de liquide redistribué entre le condenseur et le réservoir avec la diminution de la longueur de la zone de condensation. Cependant, le reste de la dynamique de la boucle est peu sensible au changement des caractéristiques du condenseur. En effet, la variation des pertes de charge, et donc l'évolution du gain de pression apportée par la pompe, reste pilotée par la variation du débit dans la conduite vapeur (figure 4.18.a<sub>1</sub> et 4.18.a<sub>2</sub>). De la même façon, la différence de pression à l'évaporateur reste dominée par la régulation et les paramètres du contrôleur qui répond à l'augmentation des pertes de charge (figure 4.18.b<sub>1</sub> et 4.18.b<sub>2</sub>). Le rôle du condenseur est donc très limité dans cette architecture.

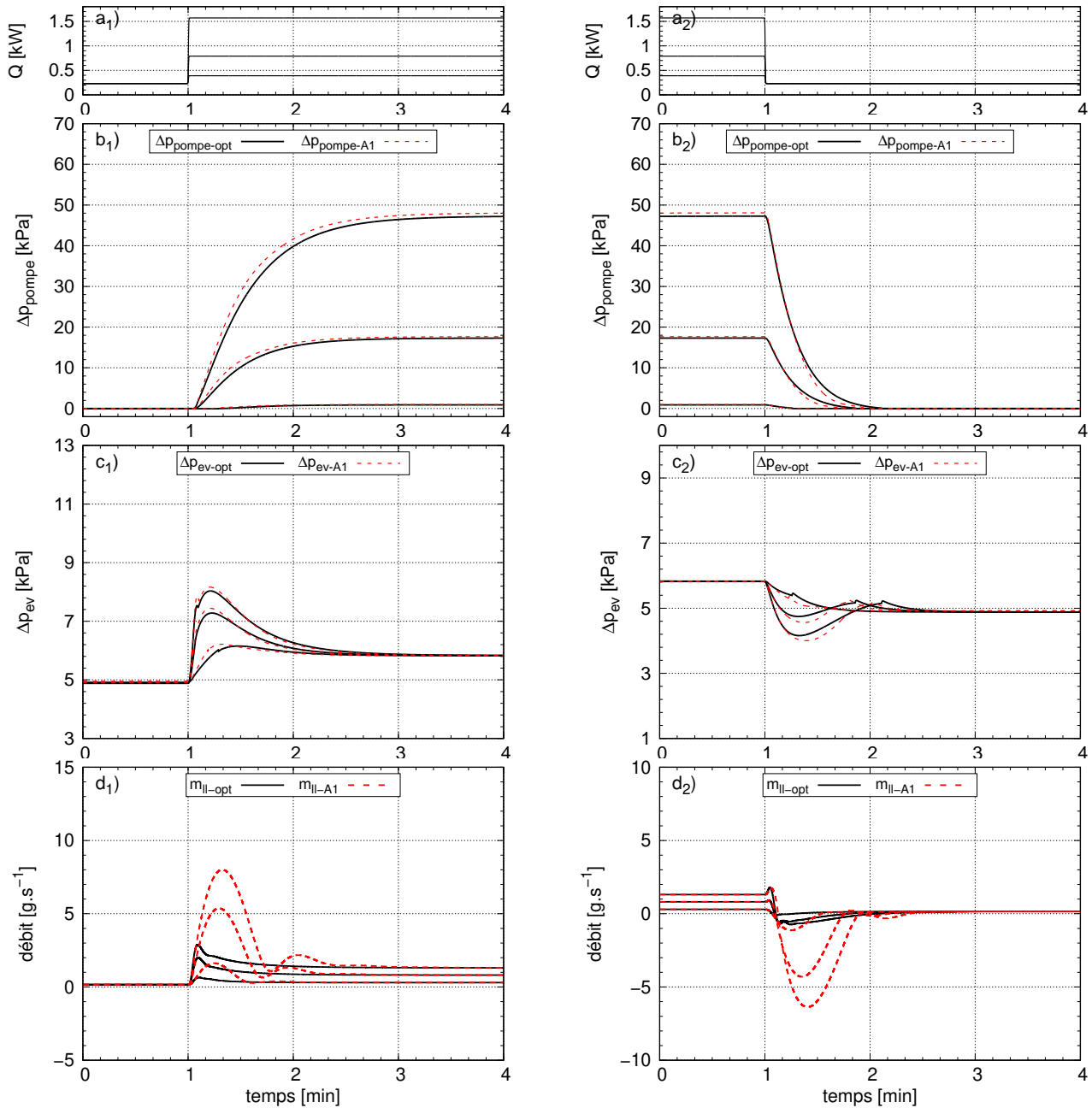


FIGURE 4.18 – Comparaison de la simulation de la HCPL-A1 (A1) et optimisée (opt) à des échelons de puissance croissants et décroissants : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1.





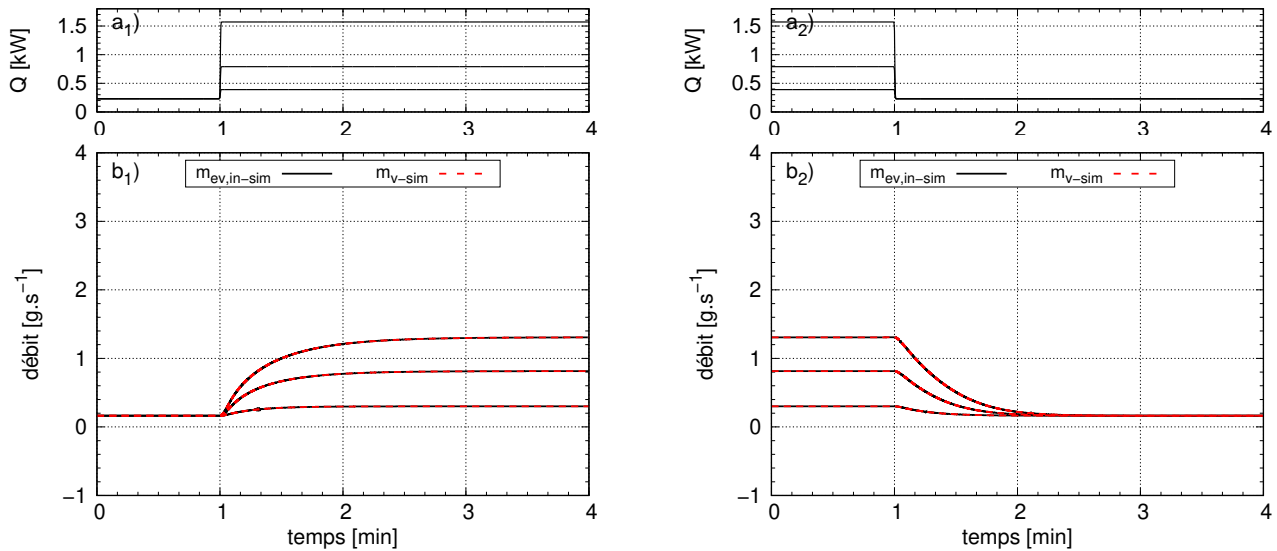


FIGURE 4.20 – Comparaison des débits en amont et en aval de l'évaporateur (b) pour trois échelons de puissance croissants et décroissants (a) pour la HCPL optimisée.

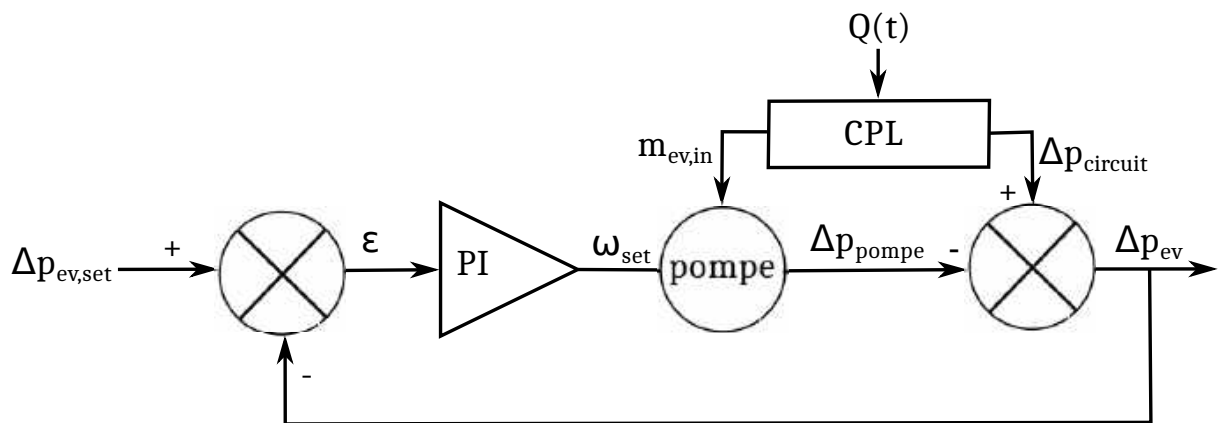


FIGURE 4.21 – Schéma de contrôle de la HCPL-A1 sans rétroaction de la pompe par l'inertie liquide et par invasion de vapeur en entrée d'évaporateur.

#### 4.4.2 Sensibilité aux paramètres du contrôleur

De l'analyse précédente, on voit qu'une optimisation du contrôle passe essentiellement par la capacité du contrôleur à suivre au plus près la trajectoire de la CPL imposée par le cycle

de puissance. Or le choix des paramètres de contrôle s'est fait lors des tests expérimentaux pendant un régime permanent par la méthode de Ziegler et Nichols [42]. Il est difficile avec cette méthode d'obtenir un contrôle précis autour d'une trajectoire imposée par une perturbation extérieure (ici le changement de puissance imposé à l'évaporateur). En effectuant une analyse de sensibilité de l'observable de contrôle  $\Delta p_{ev}$  aux paramètres de contrôle  $K_P$  et  $T_I$ , on peut observer leur influence sur l'évolution de la trajectoire suite à une perturbation et tenter de trouver un jeu de paramètres du contrôleur qui permet de réduire le dépassement de consigne à l'évaporateur. Dans cet objectif un calcul de sensibilité a été associé à chaque simulation.

La trajectoire  $\eta(t, \pi)$  d'une variable représentative d'un système peut être perturbé par une petite variation du paramètre  $\pi$  et s'exprimer en première approximation par :

$$\eta(t, \pi + \delta\pi) = \eta(t, \pi) + \frac{\partial\eta}{\partial\pi}\delta\pi \quad (4.28)$$

quand  $\delta\pi \ll \pi$ . La sensibilité  $s_\pi(t)$  d'une variable  $\eta$  à un paramètre  $\pi$  se définit alors comme :

$$s_\pi(t) = \frac{\partial\eta}{\partial\pi} \quad (4.29)$$

En dérivant le système de relations présenté par le paramètre  $\pi$ , on obtient un nouveau système de relations où les sensibilités sont les nouvelles variables (annexe D). Ce système est alors résolu numériquement en même temps que le modèle de la HCPL-A1 pour obtenir la sensibilité de toutes les variables à ce paramètre en fonction du temps. A partir de là, on peut construire une observable  $\sigma_\pi(t)$  telle que :

$$\sigma_\pi(t) = s_\pi(t) 10\% \pi \quad (4.30)$$

qui mesure l'écart de la trajectoire qui serait obtenu avec une augmentation de 10% du paramètre  $\pi$  par rapport à la trajectoire simulée avec le paramètre  $\pi$  actuel.

### Pompe démarrée

La figure 4.22 présente la sensibilité de la différence de pression à l'évaporateur aux paramètres du contrôleur. On retrouve que l'augmentation de la valeur absolue du coefficient proportionnel  $K_P$  permet de diminuer le temps de réaction de la pompe à une perturbation extérieure mais augmente le dépassement de la consigne durant les phases transitoires. Le coefficient intégrateur  $T_I$  permet de diminuer le dépassement pendant la phase transitoire ainsi que l'écart avec la consigne pendant le régime stationnaire.

Avec les coefficients de contrôle expérimentaux, le dépassement de consigne à l'évaporateur peut atteindre 1,5 kPa. Les sensibilités de la différence de pression à l'évaporateur aux coefficients de contrôle indiquent que ce dépassement peut être diminué en augmentant  $K_p$  et en diminuant  $T_I$ . Guidé par les sensibilités, on itère donc en modifiant les coefficients de contrôle en fonction de la sensibilité calculée jusqu'à obtenir un dépassement de consigne inférieur à 0,2 kPa. La sensibilité de la différence de pression à l'évaporateur aux paramètres de contrôle tend vers zéro pour un coefficient proportionnel  $K_P$  multiplié par 15 et un coefficient intégrateur  $T_I$  multiplié par 0,1 (figure 4.22.c<sub>2</sub>).

Il serait donc intéressant de vérifier le fonctionnement de la HCPL-A1 avec ces nouveaux paramètres de contrôle sur le banc expérimental (ce qui n'a pas pu être effectué dans le temps imparti pour cette thèse). Cependant, les paramètres expérimentaux ont un ordre de grandeur de différence avec ceux trouvés. Cette différence peut venir de l'échelle des temps courtes qui limite à une valeur plus basse la valeur critique (maximale) de  $K_p$ .

### Démarrage de la pompe

Lorsque la pompe est initialement à l'arrêt, on remarque sur la figure 4.23 que le contrôle optimisé ne permet pas de diminuer le dépassement de 1 kPa observé. Ce dépassement est dû à la limitation de l'accélération de la vitesse de rotation de la pompe à  $2000 \text{ tr.min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$  imposée par le constructeur. Il faut également noter qu'un tel dépassement peut aussi être obtenu si le temps de réponse de la pompe  $\tau$ , dépendant de la chaîne de contrôle entre la mesure et la prise en compte effective de la consigne par la pompe, est trop élevé. Dans le cas où la pompe n'a pas de limite d'accélération, le dépassement observé est égal à la différence de pression de pompe minimum  $\Delta p_{pompe,0}$  imposée par le schéma de contrôle (figure 4.23).

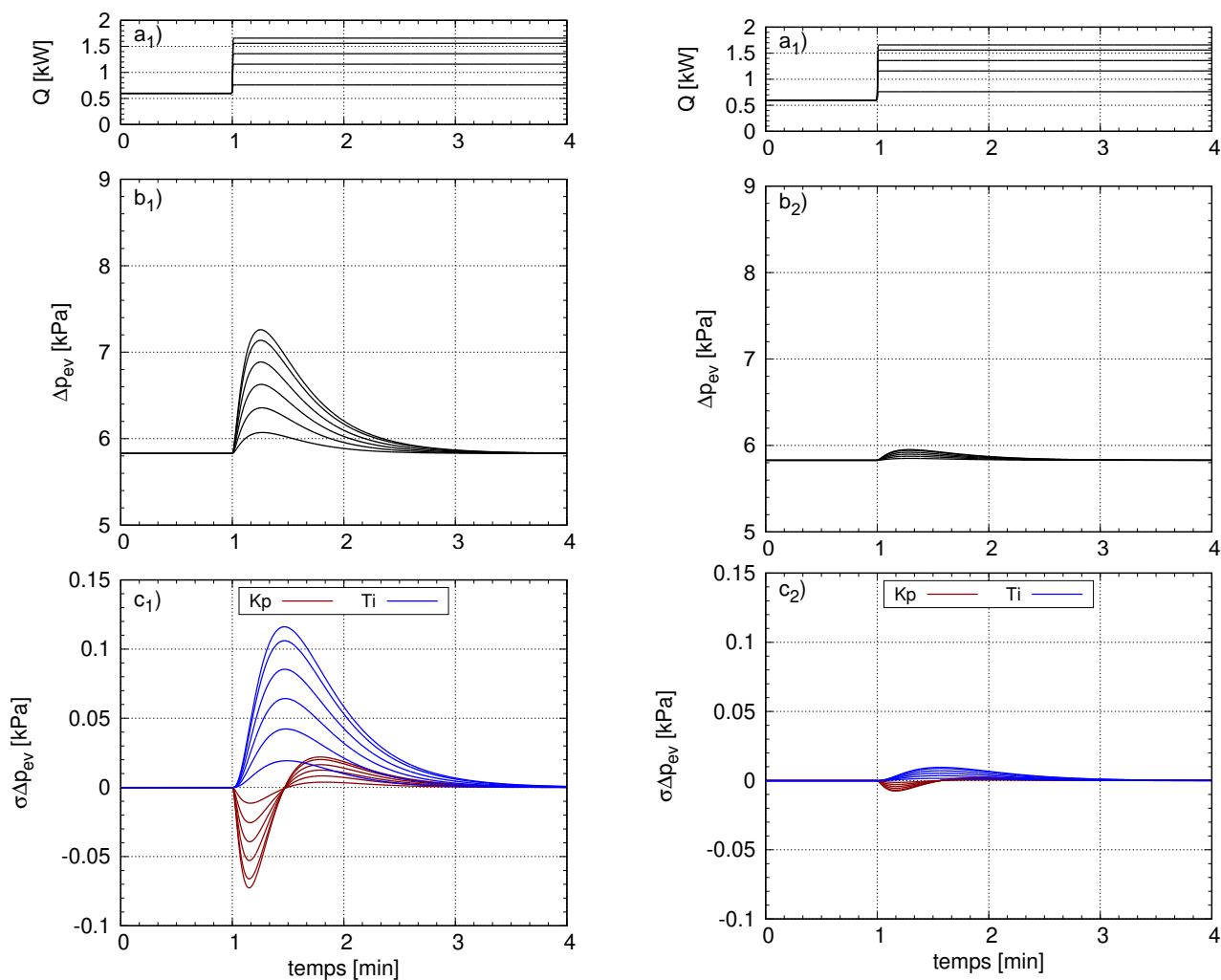


FIGURE 4.22 – Réponse de la HCPL optimisée à des échelons de puissance d'amplitude croissante : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur et c) sensibilité aux paramètres de contrôle avec la pompe démarrée pour les paramètres de contrôle expérimentaux initiaux  $K_p T_I$  (gauche) et finaux  $15.K_p 0,1.T_I$  (droite).

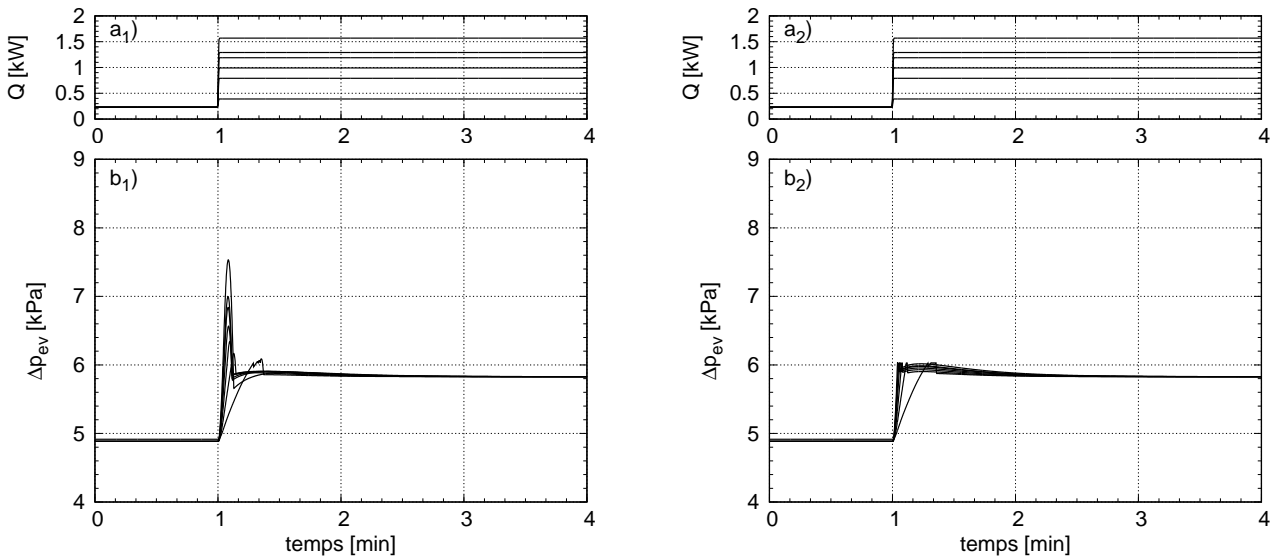


FIGURE 4.23 – Différence de pression à l'évaporateur (b) de la HCPL-A1 optimisée pour des échelons de puissance d'amplitude croissante (a) avec pente d'accélération constructeur (gauche) sans pente d'accélération constructeur (droite).

## 4.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons construit un modèle permettant de représenter le couplage entre la pompe centrifuge et la boucle à pompage capillaire. Une comparaison des simulations avec les résultats expérimentaux a permis d'observer la bonne représentation de la dynamique globale de la CPL et de la HCPL-A1. Cependant, certaines représentations physiques ne sont pas décrites : le percolation de la vapeur à travers la mèche et l'inondation de l'évaporateur par du liquide. Le rôle de ces processus sur la dynamique a été mis en évidence par l'expérimentation.

Le modèle a ensuite permis d'analyser le fonctionnement d'une HCPL-A1 moins académique, avec un condenseur plus performant. Il a ainsi été démontré qu'en absence de percolation de la vapeur à travers la mèche :

- lorsque les pertes de charge sont majoritairement sur la ligne vapeur, l'effet du condenseur sur le dépassement de la consigne est limité.
- que la rétroaction de la pompe sur la dynamique de la boucle est limitée et n'influence pas la variation du débit en amont d'évaporateur.
- que le dépassement de la consigne est piloté par la boucle de rétroaction du contrôle de la pompe.

Un outil supplémentaire pour optimiser les paramètres de contrôle en fonction de la variation de la perturbation (par exemple le flux appliqué à l'évaporateur) a été développé avec un modèle de sensibilité aux paramètres de contrôle. Il en ressort deux observations

principales :

- les paramètres optimaux trouvés par cette approche semblent éloignés des paramètres expérimentaux : la dynamique haute fréquence amenée par le condenseur peut en effet influencer sur la valeur critique du coefficient proportionnel. Une vérification du fonctionnement du contrôle avec les nouveaux paramètres optimisés devra cependant être effectuée sur le banc expérimental.
- même avec des coefficients de contrôle optimisés, un dépassement est toujours observé lors d'une forte différence entre la vitesse de rotation consigne et initiale. Ce dépassement est dû à la limitation de l'accélération de la pompe imposée par le constructeur.

Pour diminuer les dépassements de consigne il faudrait alors étudier les possibilités d'optimisations du contrôle. Comme dit précédemment, on peut pour cela envisager de sortir d'un contrôle de type PI. Il est également envisageable de modifier la valeur de la consigne pendant le fonctionnement de la HCPL-A1 ou encore de contrôler le système connaissant le profil de mission de l'élément à refroidir.

Afin de pouvoir étendre l'hybridation à des LHP, il faut maintenant étudier la dynamique et la contrôlabilité du couplage dans le cas où la pompe est placée entre le condenseur et le réservoir (HCPL-A2)



# Chapitre 5

## Résultats et analyse préliminaires dans le cas où la pompe mécanique est placée avant le réservoir (architecture 2)

Dans ce chapitre, nous allons présenter quelques résultats préliminaires obtenus pour la configuration dans laquelle la pompe a été placée en amont du réservoir. Contrairement à l'architecture précédente, qui est uniquement envisageable pour les CPL, ce couplage permet d'explorer la possibilité d'une assistance mécanique d'un évaporateur de LHP. Malgré la différence de dynamique entre une LHP et une CPL, l'utilisation du banc expérimental et du modèle existant permettra de dégrossir la compréhension de ce type de couplage. Au delà du contexte applicatif, ce changement de position de la pompe réalise en effet un couplage différent dont l'intérêt est d'introduire :

- une modification de la rétroaction entre la CPL et la pompe qui se manifeste sur l'inertie du liquide entre le condenseur et le réservoir (figure 5.1).
- un impact plus important sur le condenseur puisque la compensation de la pression en amont par la pompe affectera la température de saturation dans la zone de condensation (*cf.* cycle figure 1.30 au chapitre 1).

On s'attend donc à voir émerger une dynamique nouvelle qui élargit le champ de l'étude. Dans ce cadre, même si les résultats expérimentaux ne constituent que des résultats préliminaires et que l'analyse de couplage est bien moins approfondie que dans le chapitre 4, l'objectif de ce dernier chapitre est de démontrer la potentielle pertinence d'une telle architecture et de souligner les difficultés qui demeurent et ainsi d'ouvrir sur des perspectives de travail concernant l'hybridation des boucles à pompage capillaire.



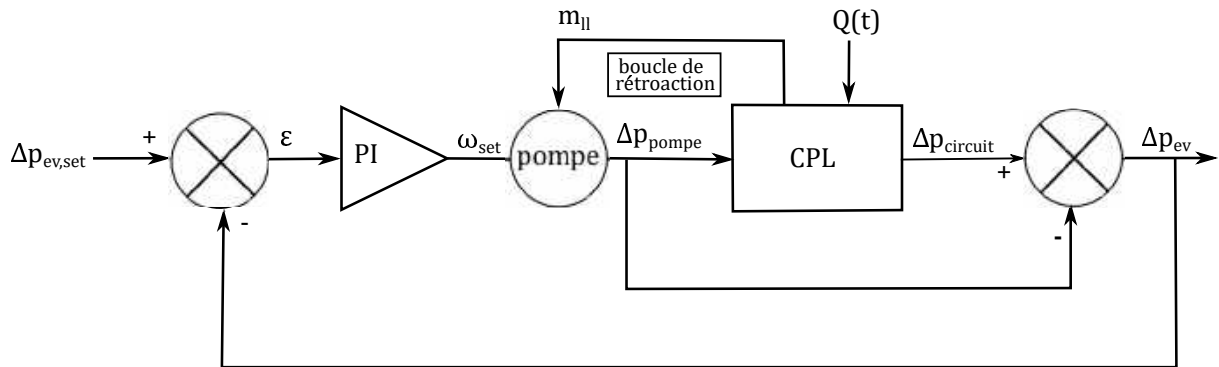


FIGURE 5.1 – Schéma de la dynamique de la HCPL-A2 selon l'architecture 2 avec la rétroaction de la pompe par l'inertie du liquide entre le condenseur et le réservoir.

## 5.1 Réponse expérimentale à des sollicitations d'amplitudes modérées

On commencera par présenter les résultats expérimentaux obtenus à une puissance fixée et pour lesquels les pertes de charge du circuit sont progressivement augmentées par palier d'environ 5 kPa en fermant la vanne située sur la conduite vapeur. Ensuite, les résultats correspondant à un cycle de puissance par échelons croissants de 200 W seront présentés.

### 5.1.1 Réponse à un cycle d'évolution des pertes de charge dans la conduite vapeur à puissance fixée

La HCPL-A2 est soumise à un cycle de contraintes allant des pertes de charge minimales du banc jusqu'à sa gamme maximale de fonctionnement par palier d'environ 5 kPa. Ce cycle est appliqué pour une puissance fixée de 900 W. Le contrôle utilisé est celui défini dans le chapitre 2 section 2.2.2, avec toujours une consigne fixée à l'évaporateur de  $\Delta p_{ev,set} = 6 \text{ kPa}$ . Cependant les paramètres du contrôleur ont dû être réajustés par rapport à ceux obtenus pour la HCPL-A1.

La figure 5.2 montre l'évolution de la réponse de la HCPL-A2. On se reportera à la figure 3.2 du chapitre 3 pour la réponse de la HCPL-A2 dans le cas de l'architecture 1 dans les mêmes conditions.

Il faut d'abord noter que l'on observe l'apparition d'oscillations lorsque la perte de charge du circuit dépasse 15 kPa. Ces oscillations se retrouvent au niveau des débits et des températures (figures 5.2.b et 5.2.c) et sont de périodes d'environ 3 min. Elles s'amortissent au bout de 10 min et un régime stationnaire finit par s'installer pour  $\Delta p_{circuit} = 20 \text{ kPa}$ . Cependant lors du passage d'une perte de charge totale sur le circuit de 20 kPa à 25 kPa à  $t = 195 \text{ min}$ , des

oscillations réapparaissent au bout de 10 min après la fermeture de la vanne et leur amplitude augmente jusqu'à nécessiter l'arrêt du système à  $t=225$  min. On étudiera leurs origines dans la suite de ce chapitre.

En deçà de  $\Delta p_{circuit} = 20 \text{ kPa}$ , la vitesse de rotation s'adapte correctement aux changements de pertes de charge dans la boucle selon le schéma de contrôle. Le dépassement de consigne lors du changement de la perturbation peut atteindre 1,5 kPa soit 25 % de la consigne (hors périodes d'oscillations). Il était inférieur à 200 Pa dans les mêmes conditions pour l'architecture 1 en réponse au même type de sollicitations.

Concernant les températures au niveau de l'évaporateur (figure 5.2.c), les résultats expérimentaux confirment que celles-ci sont insensibles à une variation de pertes de charge dans la ligne vapeur. En effet, si l'on regarde ce qu'il se passe au niveau de la conduite vapeur et du condenseur (figure 5.3), la différence de pression apportée par la pompe se traduit par une chute de la pression dans le condenseur. On observe donc que la température de condensation diminue avec l'augmentation des pertes de charge dans la ligne vapeur jusqu'à 6 K. On notera que la température du liquide en sortie du condenseur n'est cependant pas affectée, pour cette puissance imposée à l'évaporateur. La température de vaporisation reste quant à elle directement pilotée par la température du réservoir. Cet aspect est un avantage notable du point de vue des performances thermiques par rapport à l'architecture 1.

Des tentatives pour mieux contrôler le système ont été réalisées en changeant la valeur des paramètres du contrôleur. Cependant la régulation de la différence de pression aux bornes de l'évaporateur reste difficile que ce soit pour l'amplitude des dépassements de consigne ou pour éliminer les oscillations. Finalement le niveau de contrôle choisi pour cette architecture ne permet pas de parcourir toute la gamme de fonctionnement de la pompe centrifuge ni d'envisager des sollicitations de plus fortes amplitudes comme pour la HCPL-A1.

La figure 5.4 se focalise sur les phases d'oscillations obtenues pendant le test où les pertes de charge sont progressivement augmentées dans la ligne vapeur. Comme mentionné précédemment, une différence existe entre ces deux phases : la première apparaît suite à un saut de pertes de charge puis s'amortit tandis que la seconde apparaît spontanément dix minutes après la perturbation et se traduit par une amplification des variations de débit tel que le système doit être arrêté. Cependant, dans chaque cas la période des oscillations est d'environ 3 min et l'amplitude de la différence de pression de la pompe d'environ 15 kPa. D'autre part, le débit dans la ligne liquide 1 est déphasés d'environ 30 s avec le débit en entrée de condenseur.

Il semble que ce soit une augmentation du débit liquide  $\dot{m}_l$  et une augmentation de la vitesse de rotation qui soient à l'origine de l'oscillation. Cette dynamique de débit se traduit par des phases de remplissage/vidange du réservoir mais également par des phases de percolation de vapeur à travers la mèche ( $\dot{m}_{ev,in} < 0$  et  $\Delta p_{ev} > 9,5 \text{ kPa}$ ) et d'inondation de l'évaporateur ( $\Delta p_{ev} < 2,4 \text{ kPa}$ ). En effet la valeur minimale de différence de pression atteinte provoque l'arrêt de la pompe. Or comme nous l'avons vu dans les chapitres précédent, le redémarrage

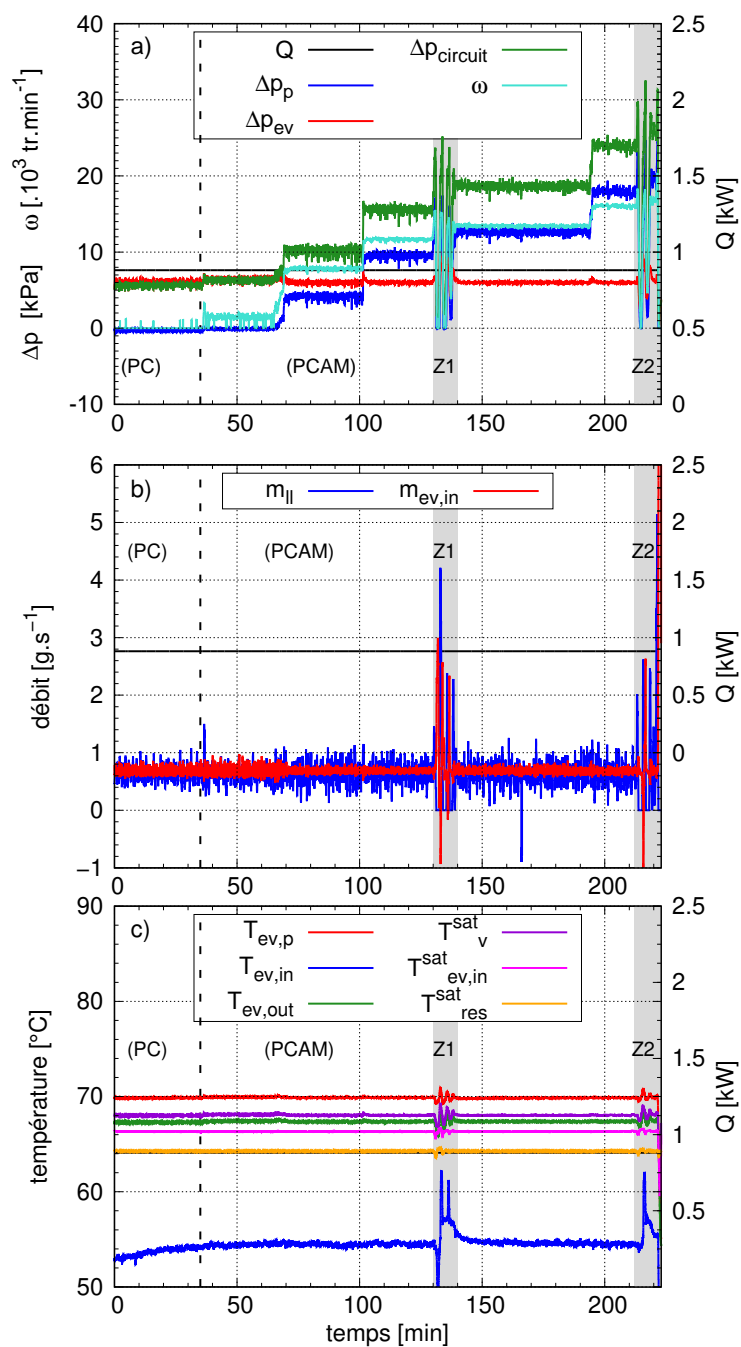


FIGURE 5.2 – Réponse de la HCPL-A2 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 900 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa : a) pertes de charge totale dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe, b) débit en amont de l'évaporateur, c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir.

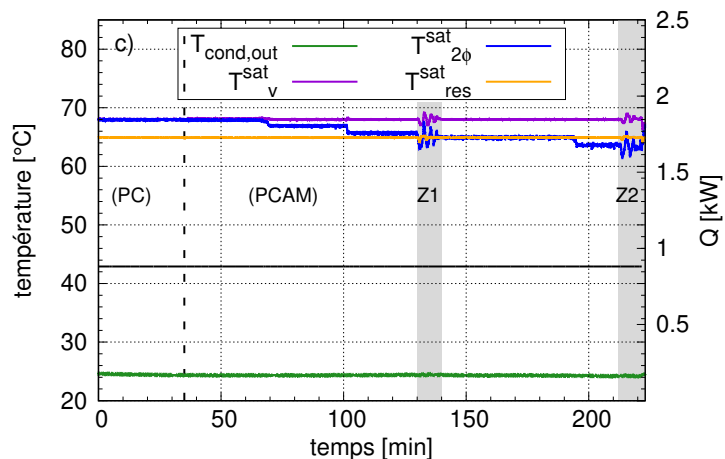


FIGURE 5.3 – Réponse de la HCPL-A2 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 900 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa : températures de saturation et en sortie de condenseur.

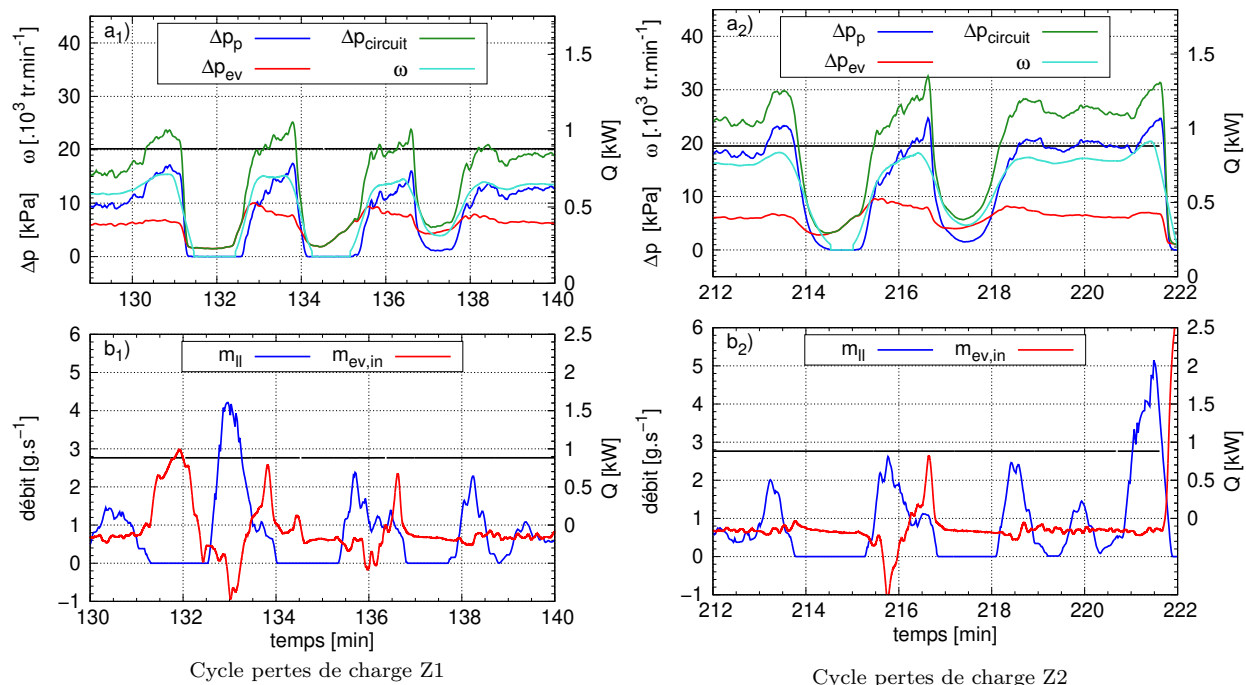


FIGURE 5.4 – Zoom sur les oscillations Z1 et Z2 dans le cas du test en variation de pertes de charge : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) débits.

de la pompe implique un dépassement supplémentaire de la consigne qui aboutit à l'atteinte de la limite capillaire et donc au perçage de la vapeur en amont de l'évaporateur, qui vient ensuite se ré-imbiber quand la pression totale du circuit diminue. Finalement, c'est suite à un fort remplissage du réservoir que l'arrêt de la CPL à  $t = 221 \text{ min } 30 \text{ s}$  devient nécessaire.

### 5.1.2 Réponse à un cycle de puissance appliquée à l'évaporateur

La HCPL-A2 est maintenant soumise à un cycle de puissance allant de 200 W jusqu'à sa gamme maximale de fonctionnement par paliers de 200 W. Ce cycle est appliqué pour une vanne partiellement fermée. La figure 5.5 montre l'évolution de la réponse de la HCPL-A2. On se reportera à la figure 3.6 du chapitre 3 pour faire la comparaison de la réponse dans la cas de la HCPL-A1.

Comme précédemment, la régulation de la pompe répond correctement au schéma de contrôle jusqu'à une puissance de 1400 W. Les dépassements atteignent 2 kPa soit 30 % de la consigne. Quand la puissance imposée passe de 1200 W à 1400 W et que la différence de pression dans le circuit dépasse 30 kPa, les oscillations s'amorcent et leur amplitude augmente jusqu'à ce que le système soit arrêté au bout de 20 min.

La figure 5.6 traite des oscillations observées suite à l'échelon de puissance de 1,2 kW à 1,4 kW. La période des oscillations varie entre 4 min et 5 min. L'amplitude de différence de pression de la pompe  $\Delta p_{pompe}$  est de  $\pm 10 \text{ kPa}$  autour d'une valeur moyenne de 30 kPa suite au transitoire. On notera que l'oscillation est de nouveau initiée par un pic de débit dans la ligne liquide 1 ( $\dot{m}_l$ ) qui aboutit à faire passer la vitesse de rotation au delà de  $20\,000 \text{ tr.min}^{-1}$ . Deux différences majeures sont à noter par rapport aux tests de variation de pertes de charge :

- le débit de circulation dans la boucle étant plus fort que dans le cas des tests en variation de pertes de charge, les pertes de charge sont plus élevées dans la ligne liquide. Cette augmentation des pertes de charge semble stabiliser le système ce qui permet probablement de repousser l'apparition des oscillations pour des pertes de charge totale plus grandes (25 kPa).
- il y a très peu d'influence de ces oscillations sur le débit en entrée d'évaporateur  $\dot{m}_{ev,in}$  alors que la différence de pression à l'évaporateur  $\Delta p_{ev}$  oscille autour de sa consigne de  $\pm 2 \text{ kPa}$ .

Le réservoir subit des cycles de remplissage et de vidange liés à l'oscillation du débit de liquide dans la ligne liquide. Au final cette analyse suggère que le mécanisme d'oscillation dans les deux cas passe par le lien condenseur-réservoir et le processus de redistribution de la masse entre les deux.

L'augmentation des pertes de charge est compensée par la pompe, ce qui veut dire que la température de vaporisation reste quasi-constante (aux pertes de charge supplémentaires dans la ligne liquide 2 et dans la mèche près). La température de paroi augmente donc avec

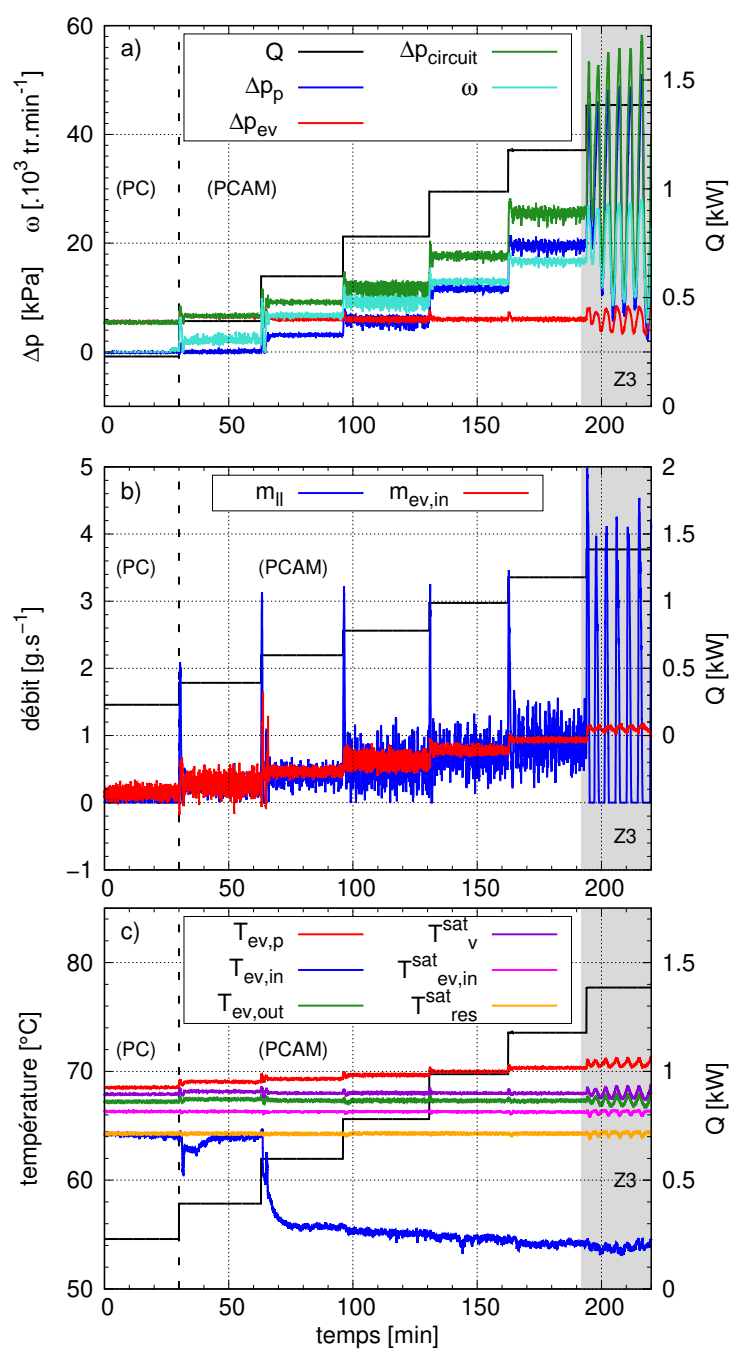


FIGURE 5.5 – Réponse de la HCPL-A2 le réservoir à un cycle de puissance imposée à l'évaporateur à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge totale dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir.

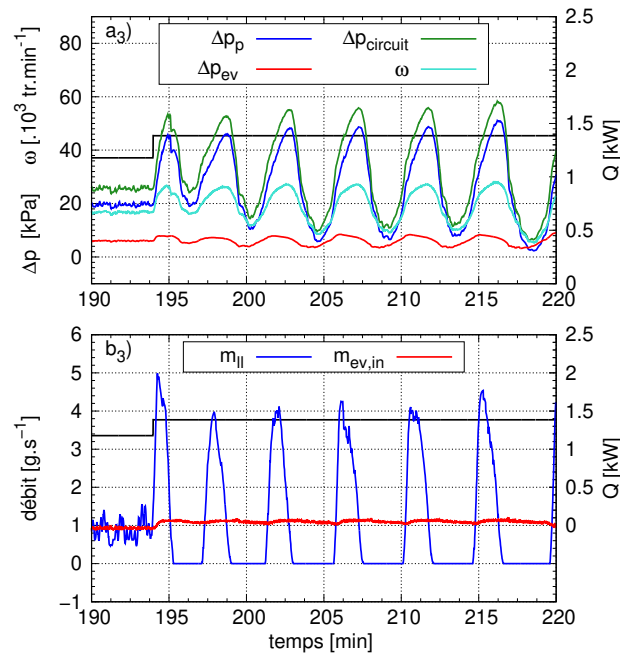


FIGURE 5.6 – Zoom sur les oscillations Z3 dans le cas du test en variation de puissance imposé : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) débits.

le flux dans une moindre mesure par rapport à la HCPL-A1 ou d'un pompage strictement capillaire : cette architecture permet de maintenir une température très stable à l'évaporateur. La température de condensation diminue quant à elle avec l'augmentation des pertes de charge dans le circuit comme on peut le voir sur la figure 5.7. Sachant qu'une baisse de la température de condensation diminue l'écart de température avec le fluide secondaire du condenseur, la figure 5.8 montre que la longueur de la zone de condensation est plus grande d'environ 30% par rapport à la HCPL-A1, ce qui diminue d'autant la zone de condensation assurant le sous-refroidissement du liquide. On remarque d'ailleurs qu'au plus fort flux, la température de sortie du condenseur augmente. Ceci peut donc conduire à la diminution du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur et donc à atteindre la limite thermique dans l'évaporateur.

### 5.1.3 Sous-refroidissement au régime stationnaire et limite d'ébullition

Dans le cas de l'architecture 1, la pompe a une influence sur le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur (*cf.* chapitre 3 partie 3.1.2). Afin de comparer le sous-refroidissement de la HCPL selon l'architecture 2 et de la CPL dans les mêmes conditions de fonctionnement, la différence de pression à l'évaporateur dans le cas d'un pompage strictement capillaire est maintenue entre 6 kPa et 7 kPa à l'aide de la vanne située sur la conduite vapeur.

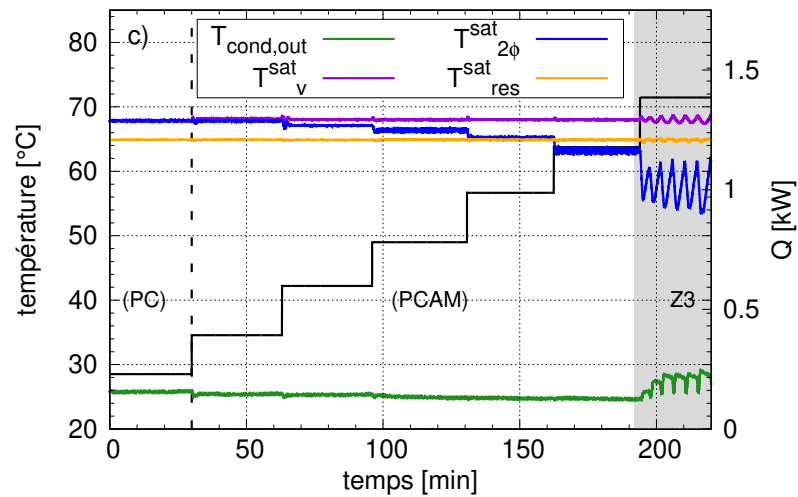


FIGURE 5.7 – Réponse de la HCPL-A2 le réservoir à un cycle de puissance imposée à l'évaporateur à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) : températures de saturation et de sortie du condenseur

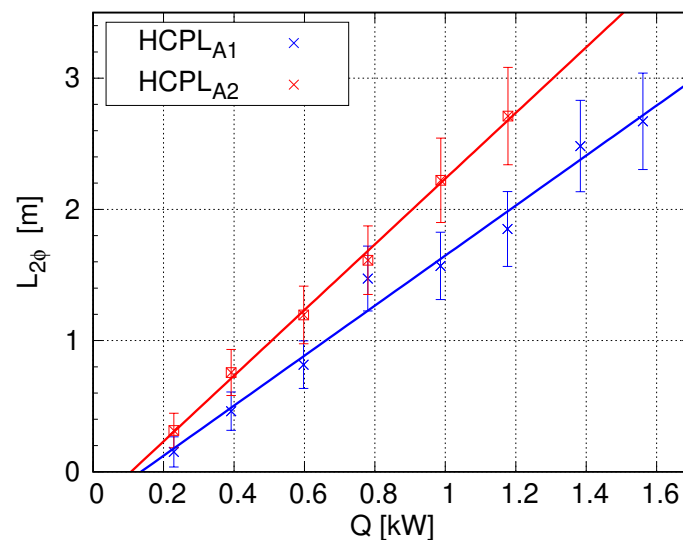


FIGURE 5.8 – Variation de la longueur de condensation en fonction de la puissance appliquée pour la HCPL-A2 et HCPL-A1 à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %).



La figure 5.9 présente le sous-refroidissement mesuré en entrée d'évaporateur de la CPL quand la différence de pression à l'évaporateur est proche de 6 kPa, ainsi que ce même sous-refroidissement dans le cas de la HCPL-A1 et de la HCPL-A2. Les résultats pour la HCPL-A2 montrent que le sous-refroidissement est identique à celui de la CPL. On observe alors le démarrage de l'ébullition sous la mèche pour des puissances appliquées inférieures à 400 W et un sous-refroidissement entre 11 °C et 14 °C pour les autres puissances. En effet, quand la pompe est placée entre le condenseur et le réservoir (architecture 2), la pression en entrée d'évaporateur reste identique à celle obtenue avec un pompage strictement capillaire. La température en entrée de réservoir dépendant principalement des échanges avec le réservoir et l'ambiance, la HCPL-A2 ne modifie pas le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur par rapport à la CPL.

Cependant, la baisse de la température de condensation  $T_{2\varphi}$  provoque l'augmentation de la longueur de condensation observée figure 5.8 par rapport à la HCPL-A1. La limite thermique de l'évaporateur liée à la limite en puissance du condenseur pourrait alors être atteinte pour une puissance moins élevée. Notons également que le démarrage de l'ébullition sous la mèche pour des puissances de 200 W et 400 W est intrinsèquement lié à la différence de pression aux bornes de l'évaporateur (figure 2.23 chapitre 2) et donc à la consigne imposée dans le cas de la HCPL-A2.

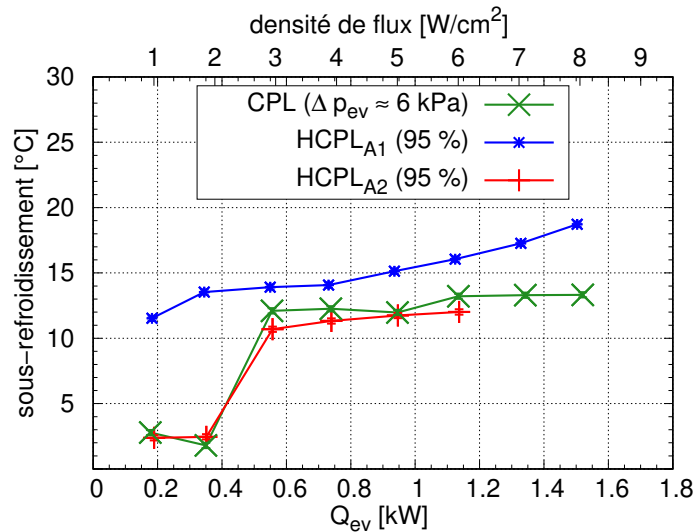


FIGURE 5.9 – Variation du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur de la CPL pour une différence de pression à l'évaporateur d'environ 6 kPa, de la HCPL-A1 et de la HCPL-A1 et de la HCPL-A2 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur (95 %).

## 5.2 Modélisation et analyse

### 5.2.1 Modification du modèle

Le changement d'emplacement de la pompe change le bilan de quantité de mouvement sur les lignes liquide. Une condition supplémentaire est également rajoutée par le clapet anti-retour : si la différence de pression à ses bornes est inférieure à zéro, le débit de circulation dans la ligne liquide 1 est nul.

$$\frac{d\dot{m}_{ll}}{dt} = \frac{p_{2\varphi}^{sat} - p_{res,in} - (\Delta p_{ll1} + \Delta p_{res,ll1} + \Delta p_{cond,l}) + \Delta p_{pompe}}{\frac{(L_c - L_{2\varphi})}{A_c} + \frac{L_{ll1}}{A_{ll1}} + \frac{L_{res}}{A_{res}}} \quad (5.1)$$

$$\frac{d\dot{m}_{ev,in}}{dt} = \frac{p_{res,in} - p_{ev,in} - \Delta p_{ll2}}{\frac{L_{ll2}}{A_{ll2}}} \quad (5.2)$$

$p_{res,in}$  est toujours déterminé par la relation 4.18 définie dans le chapitre 4. Les pertes de charge sur la ligne liquide 1  $\Delta p_{ll1}$  incluront les pertes de charge  $\Delta p_{CAR}$  créées par le clapet anti-retour avec les coefficients de frottement définis dans le chapitre 2 partie 2.5.1 :

$$\Delta p_{CAR} = f_{CAR,1}\dot{m}_{ll} + f_{CAR,2}\dot{m}_{ll}^2$$

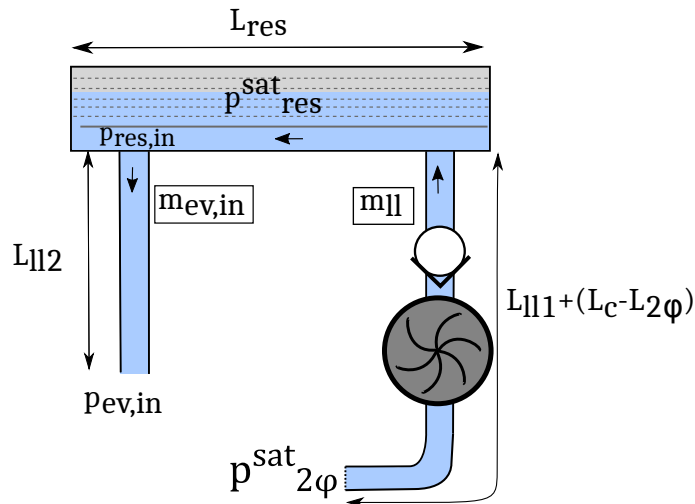


FIGURE 5.10 – Schématisation et identification des variables du modèle physique des lignes liquides.

## 5.2.2 Comparaison de la dynamique des simulations du modèle aux résultats expérimentaux

Seul des échelons de puissance imposée à l'évaporateur, représentant un fonctionnement classique de boucle, seront simulés dans cette partie. Comme le montre la figure 5.11, la dynamique suivant un saut de puissance de 400 W à 600 W imposée à l'évaporateur est bien reproduite.

Le temps de distribution du liquide entre le condenseur et le réservoir est correcte, les phases de fonctionnement à débit dans la ligne liquide nul entre  $t = 2$  min et  $t = 3$  min ( $\dot{m}_{ev,in} = 0$ ) correspondent bien à la fermeture du clapet anti-retour (figure 5.11.e). D'autre part la pompe répond au dépassement de consigne selon le schéma de contrôle. Le couplage entre le condenseur et la pompe est alors correctement simulé. Le contrôle provoque des oscillations de vitesse de rotation amorties au bout de 5 min. Ces dernières provoquent des oscillations de la différence de pression à l'évaporateur qui s'approche de sa limite capillaire à deux reprises à  $t = 1$  min 20 s et  $t = 3$  min (figure 5.11.c). La simulation reproduit aussi de façon satisfaisante l'influence de la pompe sur la température de vaporisation et de condensation dans la boucle (figure 5.11.f et 5.11.e) : la température de vaporisation diminue légèrement avec l'augmentation du débit et la température de condensation diminue en fonction des pertes de charge supplémentaires dans la ligne vapeur. Cependant l'amortissement de cette dynamique reste légèrement différente entre les simulations et les résultats expérimentaux : on remarque la légère sur-estimation de la dynamique de la pompe dont l'origine semble être la linéarisation des courbes de fonctionnement.

Sur la figure 5.12, on peut voir la simulation d'une augmentation de puissance de 600 W à 800 W. Le modèle prévoit l'installation d'oscillations faiblement amorties dès l'application du saut de puissance. On compare alors ces oscillations aux oscillations observées expérimentalement lors du passage de la puissance de 1200 W à 1400 W. Premièrement les oscillations simulées ont une période d'environ 2 min 10 s et commencent à s'installer pour une vitesse de rotation de  $15\,000\ tr.min^{-1}$  et une différence de pression de la pompe moyenne de 7 kPa. Ces oscillations deviennent non amorties lors de l'application d'un échelon de puissance de 800 W à 1000 W. Malgré l'apparition de ces oscillations pour une puissance appliquée moins élevée que celle trouvée expérimentalement, on retrouve une dynamique similaire à celle observée pendant les essais. En effet, la variation du débit dans la ligne liquide  $\dot{m}_l$  (figure 5.12.e) consiste en une succession de pics de forte amplitude et de débit nul (fermeture du clapet). La différence de pression générée par la pompe ainsi que sa vitesse de rotation (figure 5.12.b) varie en fonction de l'oscillation du débit, provoquant l'oscillation de la différence de pression aux bornes de l'évaporateur (figure 5.12.c) ainsi que l'oscillation des températures de saturation (figure 5.12.f figure 5.12.g). Malgré la différence d'amplitude et de valeurs moyenne des oscillations observées due à la différence de puissance appliquée, le modèle capte la déstabilisation du système, et permet alors d'en étudier l'origine.

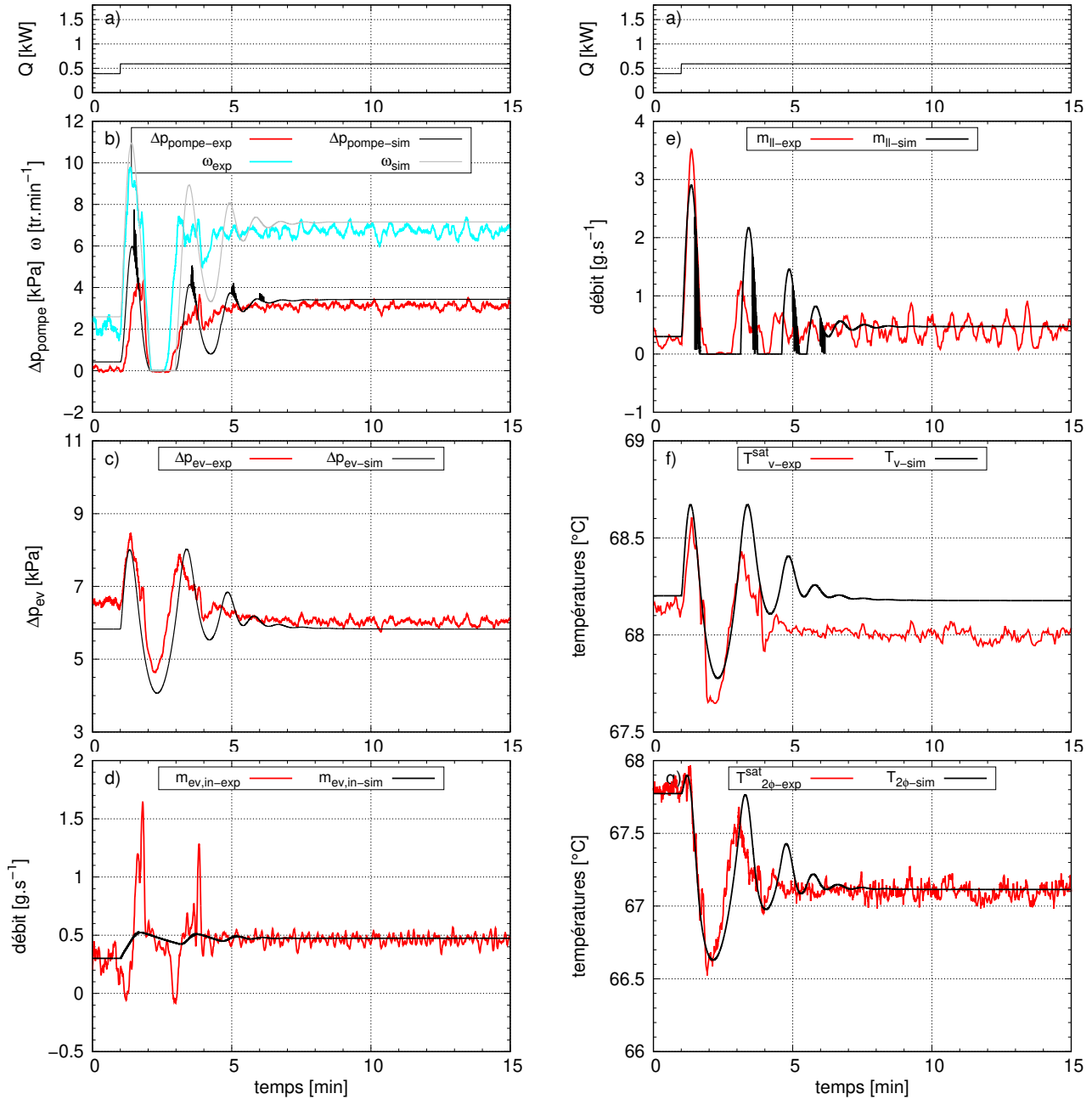


FIGURE 5.11 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale à des échelons de puissance de 400 W à 600 W : a) puissance appliquée b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1 e) débit dans la ligne liquide 2 f) température de vaporisation g) température de condensation.

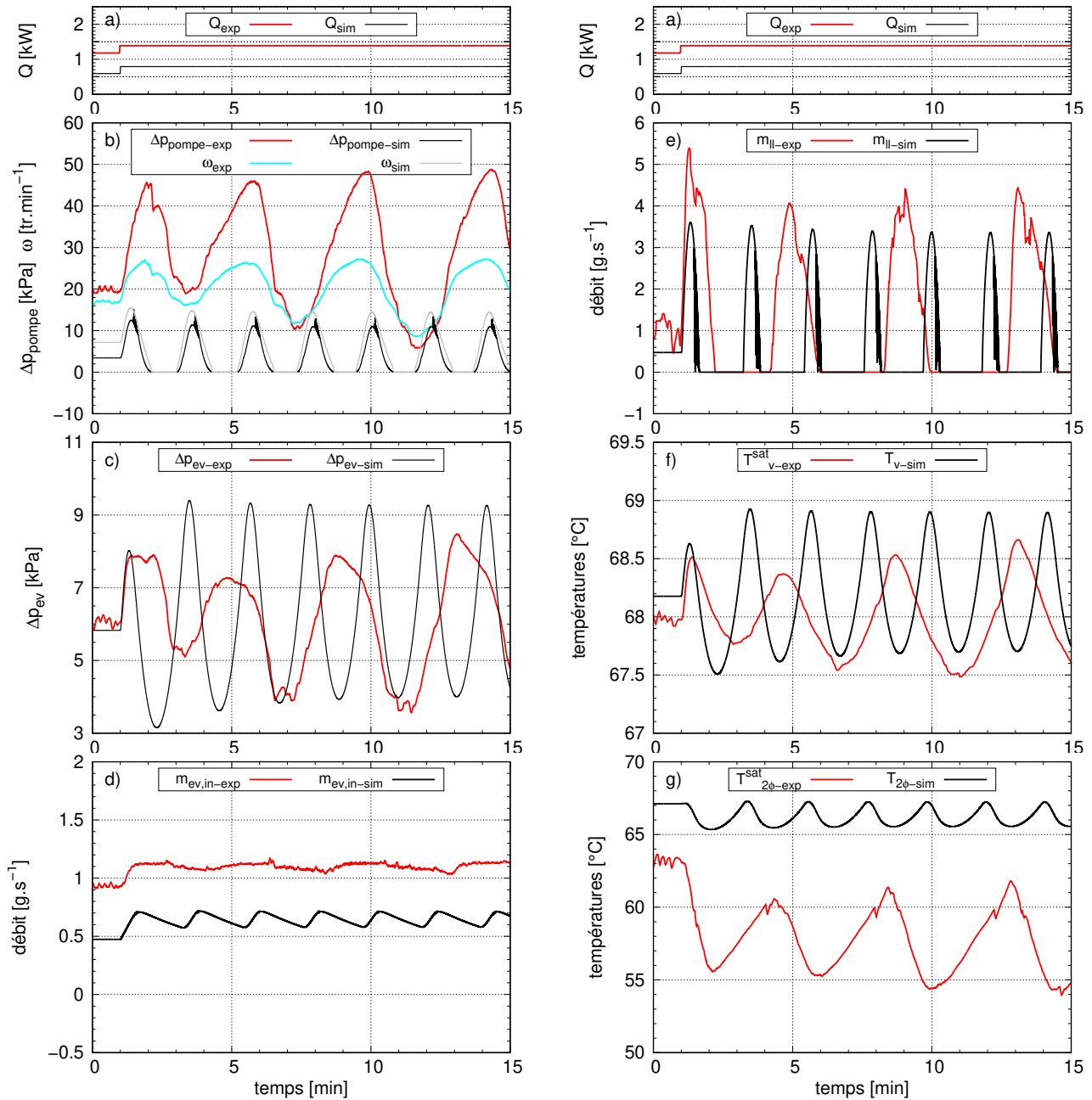


FIGURE 5.12 – Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale à des échelons de puissance de 600 W à 800 W : a) puissance appliquée b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1 e) débit dans la ligne liquide 2 f) température de vaporisation g) température de condensation.

### 5.2.3 Analyse de couplages

Les précédents résultats ont montré le fort couplage entre la dynamique de la pompe et celle de la ligne liquide. Or cette dynamique est affectée par le clapet anti-retour qui modifie la phase de redistribution du liquide entre le réservoir et le condenseur en bloquant le retour du liquide vers le condenseur, mais ajoute également de fortes pertes de charge sur cette ligne. La figure 5.13 présente une comparaison de simulations avec et sans blocage du débit (1) puis sans la totalité du clapet anti retour c'est à dire sans les pertes de charge associées (2). Ces deux paramètres sont dissociés car les pertes de charge dans la ligne ont elles-mêmes une influence sur l'inertie du liquide. On ajoute dans le modèle la forte résistance à l'écoulement apportée par la pompe lors du changement de sens de circulation du fluide.

Les simulations montrent que l'absence de blocage liquide (figure 5.13.1) provoque l'apparition d'oscillations amorties dès une puissance appliquée de 600 W, mais qui ne déstabilise par le système avant l'application d'une puissance de 1000 W. L'absence de blocage du fluide a donc peu d'influence sur la stabilité de la dynamique, mais rend le système plus difficilement contrôlable. La limite capillaire pourra alors plus rapidement être atteinte comme le montre les simulations pour une puissance de 800 W (figure 5.13.d1).

De plus, lorsque la totalité du clapet est supprimée (figure 5.13.2) la diminution des pertes de charge dans la ligne liquide provoque l'apparition d'oscillations non-amortie dès la passage à une puissance de 600 W. Comme énoncé dans la partie expérimentale, les pertes de charge dans la ligne liquide ont donc bien un effet stabilisant.

La figure 5.14.1 présente l'influence de la pente de la courbe de pompe (imposée par le paramètre  $b_{pompe}$  (cf. relation 4.20) sur la stabilité de la HCPL. On observe que plus la pente de la courbe de pompe est faible, plus les oscillations vont apparaître tardivement. Une pompe peu influencée par le débit de liquide vas donc permettre de stabiliser le système.

Enfin, nous avons montré pour la HCPL-A1 que le condenseur a peu d'influence sur sa dynamique. La figure 5.14.2 montre les résultats de simulation lorsque le coefficient global du condenseur est égale à  $h_{2\varphi} = 1\,000\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  (ce qui expérimentalement correspondrait à une paroi en inox et à une augmentation des échanges avec le secondaire). Comme dans le chapitre précédent, cette configuration est appelée "optimisée". On observe ici un effet important sur l'instabilité qui apparaît alors pour un flux de 1400 W, lorsque la différence de pression de la pompe dépasse 20 kPa. La longueur de la zone de condensation étant plus faible, la quantité de liquide redistribuée entre le condenseur et le réservoir pour une même variation de puissance est également plus faible. Les performances du condenseur jouent donc un rôle crucial pour le contrôle de cette architecture.

### 5.2.4 Sensibilité aux paramètres de contrôle

De la même façon que pour l'architecture 1, on effectue une étude de sensibilité aux paramètres du contrôleur (cf. chapitre 4 partie 4.4.2). En plus de la différence de pression à

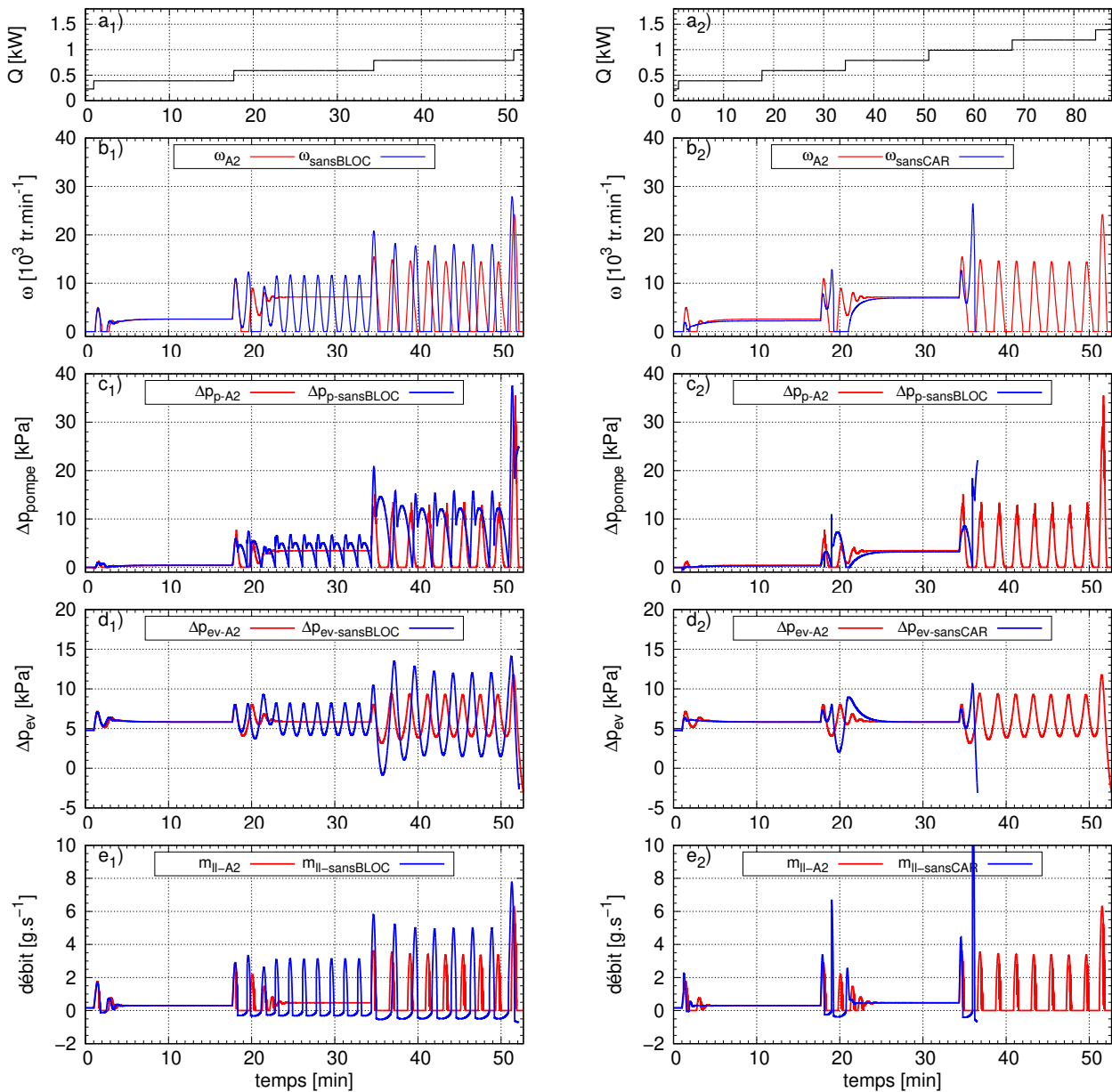


FIGURE 5.13 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A2 avec et sans blocage de débit (1) puis sans la totalité du clapet anti-retour (2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression de l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1.

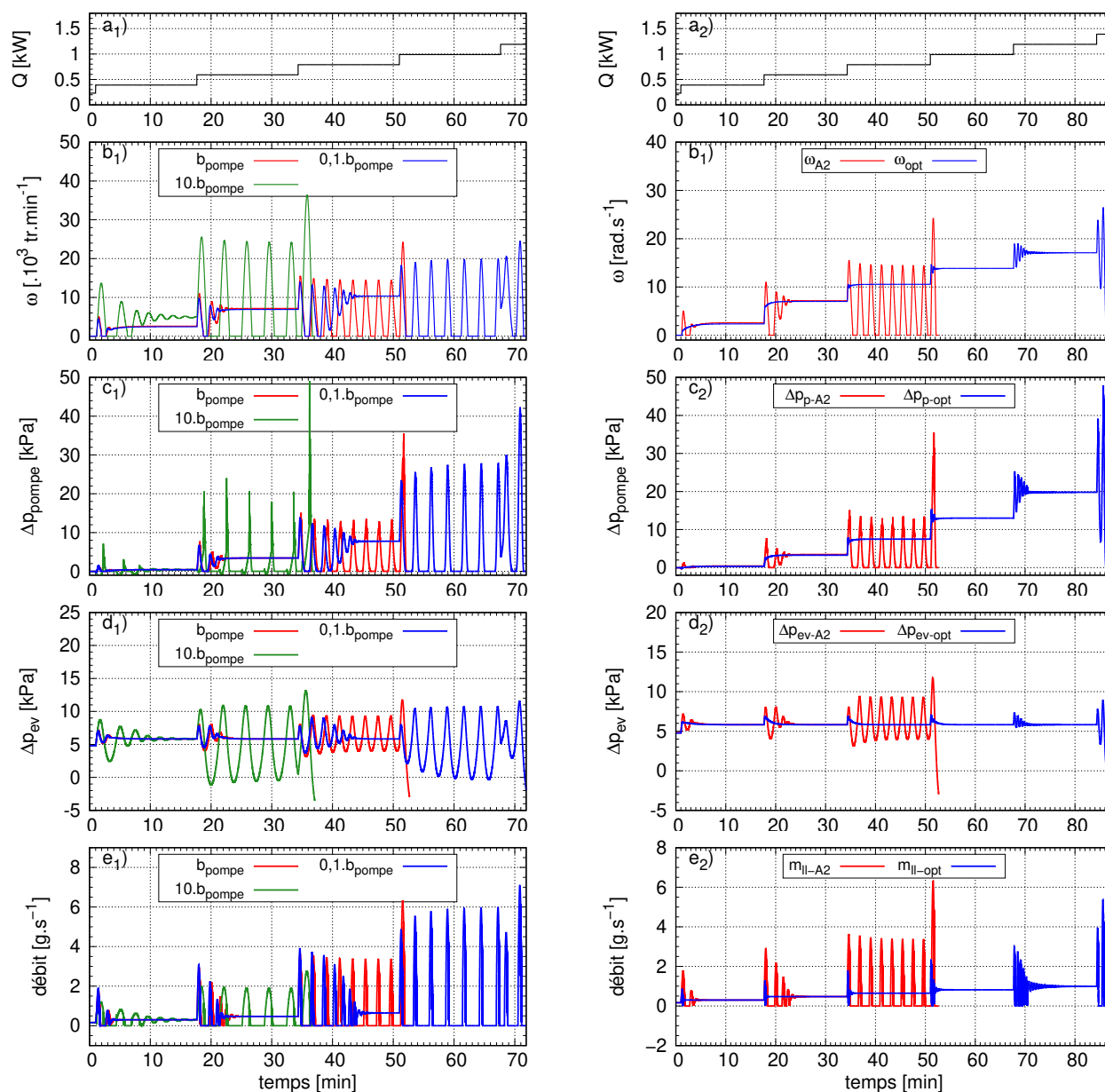


FIGURE 5.14 – Comparaison de la réponse de la HCPL-A2 pour différentes courbes de pompe (1) et avec et sans condenseur optimisé (2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression de l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1.



l'évaporateur, on s'intéressera aussi à leur impact sur la dynamique du débit dans la ligne liquide. Pour cela on se remet dans les conditions de fonctionnements expérimentales.

La figure 5.15 présente la sensibilité aux paramètres de contrôle. Lorsque la puissance passe de 400 W à 600 W, on observe qu'il est possible, comme pour l'architecture 1 de diminuer le dépassement de la consigne en augmentant le coefficient proportionnel  $K_P$  et en diminuant le coefficient intégrateur  $T_I$ . Cependant, on remarque qu'il faudrait faire l'inverse afin de diminuer la dynamique du débit dans la ligne liquide  $\dot{m}_{ll}$ , et donc repousser l'instabilité du contrôle. Le couplage selon l'architecture 2 est donc délicat à contrôler et une connaissance précise de la dynamique dans la ligne liquide semble indispensable afin de l'optimiser.

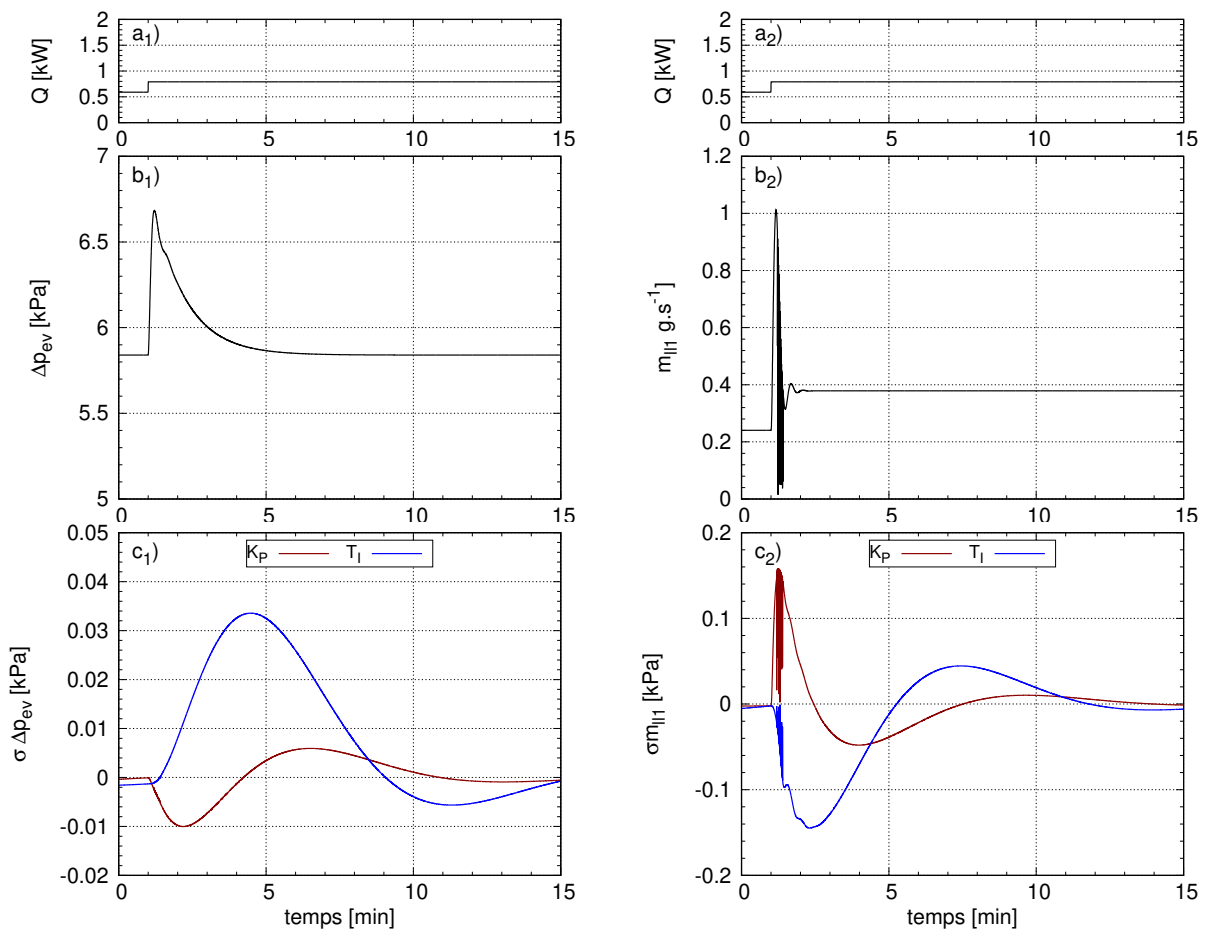


FIGURE 5.15 – Sensibilité de la différence de pression à l'évaporateur (1) et du débit dans la ligne liquide 1 (2) aux paramètres de contrôle : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) variable c) sensibilité.

## 5.3 Conclusion

Deux types d'essais expérimentaux ont été réalisés pour la HCPL-A2, l'un en faisant varier progressivement les pertes de charge et l'autre en faisant varier la puissance appliquée à l'évaporateur par petits échelons. Nous avons montré qu'il est possible d'étendre la gamme opératoire au delà de la limite capillaire de l'évaporateur, mais dans une moindre mesure par rapport à l'architecture précédente (HCPL-A1).

En effet, des oscillations essentiellement dues à la redistribution du liquide entre le condenseur et le réservoir et à l'inertie du liquide dans cette ligne aboutissent à de fortes variations de la différence de pression de la pompe (d'amplitude pouvant aller jusqu'à 30 kPa). Ces oscillations s'amplifient jusqu'à l'arrêt du système. En dessous de ce régime critique, le contrôle est possible mais reste délicat empêchant d'augmenter l'amplitude des sollicitations.

D'un point de vue thermique, la chute de pression dans le condenseur permet à la température de paroi d'être quasi-insensible à l'augmentation des pertes de charge dans le circuit contrairement à la HCPL-A1. Cependant, cette insensibilité se paye par une augmentation de la longueur de la zone de condensation pour une même puissance imposée à l'évaporateur. Cet effet doit être pris en compte lors du dimensionnement de l'échangeur.

La réponse à des échelons de puissance a été simulée. Une comparaison avec les données expérimentales a montré que le modèle est capable de capter de manière satisfaisante la dynamique de la HCPL-A2. Les oscillations sont également reproduites mais apparaissent pour un flux appliqué plus faible traduisant un manque de description de l'amortissement au sein de la HCPL. L'analyse a cependant montré :

- le rôle stabilisant des pertes de charge dans la ligne liquide et de la pente de la courbe de pompe. L'instabilité apparaît lorsque la différence entre le gain apporté par la pompe et les pertes de charge dans la ligne liquide augmente.
- plus l'impact du débit sur la différence de pression de la pompe est faible, plus le couplage sera stable.
- la sensibilité très importante aux performances du condenseur. L'amélioration des performances du condenseur permet de diminuer l'amplitude de la dynamique et donc de repousser l'apparition de l'instabilité.

Une étude de sensibilité a également permis de montrer que la diminution du dépassement de la consigne à l'évaporateur implique une augmentation de l'amplitude des pics de débit et donc l'apparition plus rapide de l'instabilité.

De manière générale, nous avons identifié dans ce couplage une rétroaction bien plus importante de la pompe sur la CPL que dans le cas de l'architecture 1.



# Conclusion générale et perspectives

Dans ce travail doctoral, nous avons étudié une boucle à pompage hybride capillaire mécanique (HCPL) dans le but de refroidir des composants électroniques dans des contextes de fortes sollicitations comme dans l'aérospatial. L'étude présentée dans ce manuscrit change d'approche par rapport à la littérature actuelle dans le sens où le couplage est pensé pour ne pas modifier la structuration liquide/vapeur quel que soit la phase de fonctionnement du système couplé. Pour cela, la pompe choisie est de type centrifuge et n'impose donc pas le débit de refoulement et est de petite dimension (0,65 kg). De plus, sa vitesse de rotation est contrôlée afin que le saut de pression capillaire reste dans sa gamme de fonctionnement c'est à dire positif et inférieur à sa limite capillaire. L'étude se concentre principalement sur la configuration où la pompe est placée entre le réservoir et l'évaporateur (architecture 1 ou HCPL-A1). Une étude préliminaire dans le cas où la pompe est placée entre le condenseur et le réservoir (architecture 2 ou HCPL-A2) complète le travail expérimental.

La mise en œuvre expérimentale du couplage selon l'architecture 1 a permis d'explorer son fonctionnement suite à l'application de plusieurs types de sollicitations d'amplitudes variables :

- des variations de pertes de charge qui simulent en partie l'allongement de la longueur de transport et qui est l'un des effets provoqué lors d'une accélération ou d'un changement d'orientation dans le champs de pesanteur.
- des variations de puissance appliquée à l'évaporateur qui simule une variation de puissance rapide des composants à refroidir.
- des démarrages de la puissance appliquée à l'évaporateur suite à une phase d'arrêt de ce dernier.

Ces essais nous ont permis de démontrer la capacité d'extension de la gamme de fonctionnement de la boucle bien au delà de la limite capillaire soit pour des pertes de charge totale égale à la somme de la limite capillaire et de la différence de pression maximale que peut fournir la pompe mécanique. De plus, la comparaison des performances thermiques de l'évaporateur ainsi que du débit de vaporisation nous ont permis de vérifier la préservation de la structuration des phases dans la mèche poreuse et donc des performances thermiques de l'évaporateur. L'analyse de la dynamique a permis de montrer que la pompe avait aussi un

rôle favorable :

- lors de l'application de sollicitations de fortes amplitudes où de la vapeur peut percoler à travers la mèche poreuse et envahir la partie amont de l'évaporateur.
- dans le cas du démarrage de l'évaporateur lorsque la mèche passe par une phase d'assèchement partiel.

En effet, l'élévation de la pression en entrée d'évaporateur possible dans cette configuration permet de remplir à nouveau le distributeur et de ré-imbiber la mèche poreuse en favorisant la condensation de la vapeur et grâce à l'apport supplémentaire de liquide sous-refroidi en provenance du réservoir.

La modélisation de la HCPL-A1 a permis de représenter de façon assez satisfaisante la dynamique globale du couplage entre la pompe mécanique et la CPL pour autoriser une analyse plus complète de son fonctionnement. Ainsi nous avons montré que :

- le dépassement de la consigne à l'évaporateur est, dans cette configuration, piloté par la régulation de la pompe et les caractéristiques de la pompe, mais peut être significativement amplifié par la présence de vapeur en amont de l'évaporateur.
- lorsque le perçage vapeur n'est pas considéré, la rétroaction de la pompe sur la dynamique de la CPL est faible. En effet, la dynamique de la ligne liquide sur laquelle elle est placée est peu influencée par la pompe.
- lorsque les pertes de charge sont majoritairement dans la ligne vapeur, les performances thermiques du condenseur ont un effet mineur sur le dépassement de la consigne à l'évaporateur.

Afin d'optimiser cette régulation PI, un modèle de sensibilité aux paramètres du contrôleur a été associé au modèle de la HCPL-A1. Les coefficients du régulateur  $K_P$  et  $T_I$  ont été recalculés de façon à minimiser le dépassement de consigne. Il serait alors intéressant de tester ce nouveau jeu de paramètres sur le banc expérimental afin de valider la démarche.

Ce couplage entre la CPL et la pompe est donc extrêmement performant et robuste. Il permet alors d'étendre l'utilisation des boucles à des contextes d'utilisation bien plus variés et résister à de fortes accélérations (jusqu'à plusieurs  $\vec{g}$ ), à un changement d'orientation dans le champ de pesanteur ainsi qu'à des variations rapides et de grande amplitude du composant à refroidir pour de grandes longueurs de transport du flux. Il peut également permettre d'envisager l'utilisation de fluides diélectriques (ayant une faible chaleur latente de vaporisation et une faible tension de surface). Cependant plus la limite capillaire sera basse, plus il faudra être particulièrement attentif au contrôle pour limiter la variation de la différence de pression à l'évaporateur.

C'est une toute autre vision que nous apporte l'étude de la HCPL-A2. Les résultats expérimentaux montrent la possibilité d'extension de la gamme de fonctionnement ainsi que la préservation de la capacité auto-adaptative de la boucle au delà de la limite capillaire et jus-

qu'à des pertes de charge totales dans le circuit jusqu'à 20 kPa. Dans ce cas, l'architecture 2 possède un intérêt supplémentaire concernant les performances thermiques de l'évaporateur puisque la température des parois de l'évaporateur est quasiment insensible à la variation de pertes de charge dans le circuit contrairement à l'architecture 1. Ainsi, la température des parois de l'évaporateur est très stable malgré les variations du flux ou des pertes de charge. Cependant, les essais ont également permis d'identifier des difficultés pour ce couplage :

- le sous-refroidissement du liquide peut être dégradé par la diminution de la pression dans le condenseur impliquant une longueur de condensation plus élevée que pour une HCPL-A1 ou une CPL à un même flux. Le condenseur doit alors être correctement dimensionné pour l'architecture 2 afin d'éviter d'atteindre une limite d'ébullition prématurée.
- des oscillations de débit apparaissent bien avant d'atteindre la différence de pression maximale de la pompe et limitent significativement l'augmentation de la gamme opératoire de la HCPL-A2.

Ce dernier point est le plus critique de notre point de vue puisqu'il a limité les essais effectués avec la HCPL-A2 à des perturbations de faible amplitude ( $\dot{Q} = +200 W$  et  $\Delta p_{circuit} = +5 kPa$ ). Une analyse complétée par des simulations ont permis d'identifier que cette sensibilité vient effectivement de la dynamique de redistribution du liquide entre le condenseur et le réservoir. Il a alors été montré qu'il existe plusieurs effets stabilisants pouvant améliorer significativement la robustesse de ce couplage :

- l'augmentation de la perte de charge dans la ligne liquide.
- une courbe caractéristique de pompe variant plus faiblement avec le débit.
- un condenseur plus performant permet de diminuer la dynamique dans la ligne liquide et donc de repousser l'apparition de l'instabilité en diminuant la quantité de fluide à redistribuer.

On peut ajouter que le dimensionnement et le remplissage du réservoir auront probablement une influence sur cette instabilité. Cette différence de dynamique entre les deux architectures souligne de nouveau le rôle remarquablement stable de l'évaporateur capillaire dans son couplage avec le réservoir dans le cas de l'architecture 1.

Pour ce qui est des perspectives à ce travail, elles se séparent en deux catégories avec d'un côté des études pouvant permettre une meilleure compréhension du système étudié dans cette thèse et de l'autre l'étude du couplage dans des conditions applicatives plus industrielles.

D'abord un travail de recherche sur les possibilités d'optimisation du contrôle dans le cas de l'architecture 1 doit être effectué. L'ajout d'observables supplémentaires et de lois de commande plus adaptées permettrait d'éviter les phases de perçage et d'optimiser le sous-refroidissement en entrée d'évaporateur dans le cas de l'architecture 1. Le pompage capillaire pourra alors démarrer quel que soit les conditions (répartition des phases dans l'évaporateur,

température de conduite, puissance appliquée, frottements dans le circuit *etc.*).

Dans le cas de l'architecture 2, il est nécessaire de comprendre les conditions d'apparition des instabilités par une analyse plus complète de la dynamique couplée. Une étude théorique de stabilité du couplage pompe-réservoir-condenseur doit être entrepris pour déterminer les paramètres critiques.

Enfin, d'un point de vue plus académique, les phases de perçage de la vapeur à travers la mèche et d'inondation de l'évaporateur par du liquide peuvent être modélisées afin d'analyser le couplage que ces phénomènes peuvent engendrer avec d'une part la dynamique de la CPL et d'autre part avec la pompe centrifuge, notamment lors de la phase de perçage vapeur dans le cas de l'architecture 1.

Il serait intéressant d'élargir les champs des expériences à partir d'une HCPL différente. Dans ce cadre, un banc expérimental composé de trois évaporateurs en parallèle a été monté au sein de la plateforme technologique de l'IRT Antoine de Saint-Exupéry, et permettra d'alimenter les observations avec un dispositif de plus petite dimension et incluant un condenseur plus performant. De plus, ce banc permet de changer l'orientation de la boucle et donc de modifier l'apport gravitaire ainsi que la répartition des phases dans le condenseur.

# Annexe A : Paramètres thermophysiques du méthanol

Température relative :

$$T_{rel} = \frac{T}{T_C}$$

Pression de saturation en fonction de la température (Clapeyron) :

$$p^{sat} = \exp \left[ \ln 10 \left( a - \frac{b}{T - c} \right) \right] 1.10^5$$

Pente de la courbe de saturation (Clapeyron) :

$$\frac{dp}{dT} = \left[ \frac{b p^{sat}}{(T - c)^2} \right] \ln 10$$

Température de saturation en fonction de la pression (Clapeyron) :

$$T^{sat} = c - \frac{b}{\ln 10 (1.10^{-5} p) - a}$$

Capacité calorifique massique :

$$c_p = \frac{a + bT + cT^2 + dT^3}{n}$$

Chaleur latente de vaporisation :

$$h_{lv} = \frac{a(1 - T_{rel})^b}{n}$$

Masse volumique du liquide :

$$\rho_l = a \frac{n}{b(1 + (1 - T_{rel})^c)}$$



Masse volumique de la vapeur :

$$\rho_v = \frac{1}{\frac{h_{lv}}{T} \frac{dp}{dT} + \frac{1}{\rho_l}}$$

Tension superficielle :

$$\sigma = a + bT + cT^2$$

Viscosité dynamique liquide :

$$\mu_l = \exp \left[ a + \frac{b}{T} + c \ln(T) \right]$$

Viscosité dynamique vapeur :

$$\mu_v = a \frac{T^b}{1 + \frac{c}{T}}$$

Conductivité du liquide :

$$\lambda_l = a + bT$$

Variables	a	b	c		Unités
n	-	-	-	32,0422	$kg.mol^{-1}$
$T_C$	-	-	-	512,64	K
$p^{sat}$	5,2	1581,3	33,5	$1,025.10^5$	Pa
$\frac{dp}{dT}$	-	1581,3	33,5	4026	$Pa.K^{-1}$
$T^{sat}$	5,2	1581,3	33,5	-	K
$c_p$	$1,058.10^5$	-362,23	0,9379	2824,9	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$h_{lv}$	$5,24.10^{-7}$	0,3682	-	$1,10.10^6$	$J.kg^{-1}$
$\rho_l$	2,288	0,2685	0,2453	789,6	$kg.m^{-3}$
$\rho_v$	-	-	-	1,24	$kg.m^{-3}$
$\sigma$	0,03513	$-7,04.10^{-6}$	$-1,216.10^{-7}$	$19.10^{-3}$	$N.m^{-1}$
$\mu_l$	-25,317	1789,2	2,069	$5,4.10^{-4}$	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\mu_v$	$3,0663.10^{-7}$	0,869655	205	$3.10^{-5}$	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\lambda_l$	28,37	-0,000281	-	0,19	$W.m^{-1}.K^{-1}$

TABLE 5.1 – Paramètres pour le calcul des propriétés thermo-physique et valeurs pour T=65 °C.

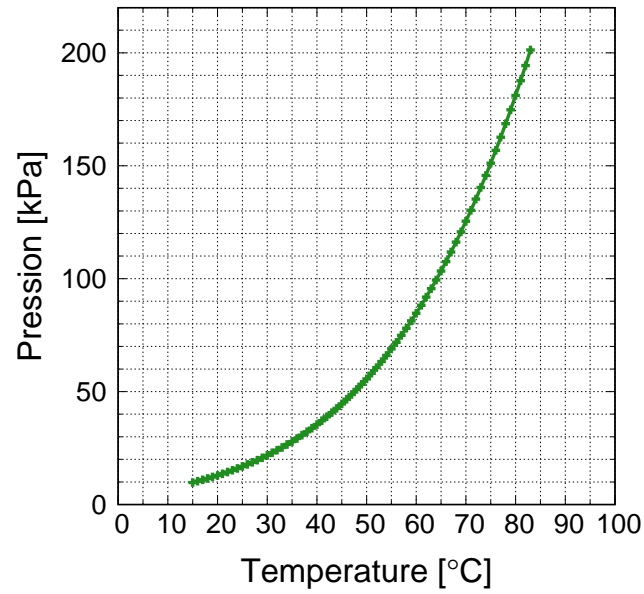


FIGURE 5.16 – Courbe de saturation du méthanol

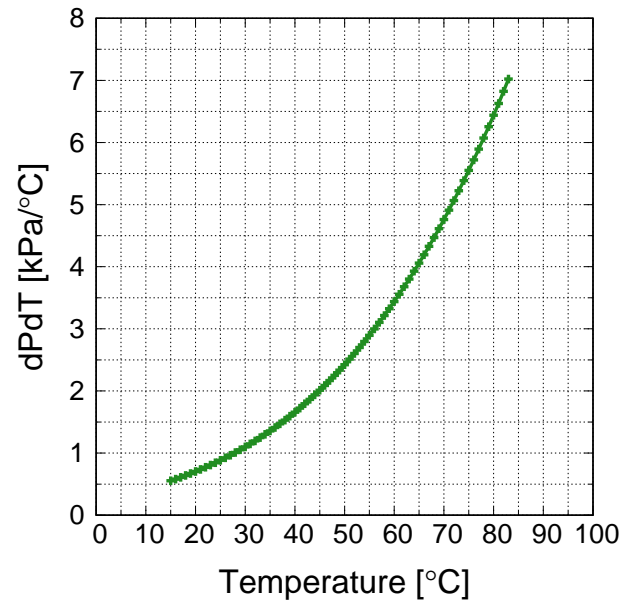


FIGURE 5.17 – Pente de la courbe de saturation du méthanol

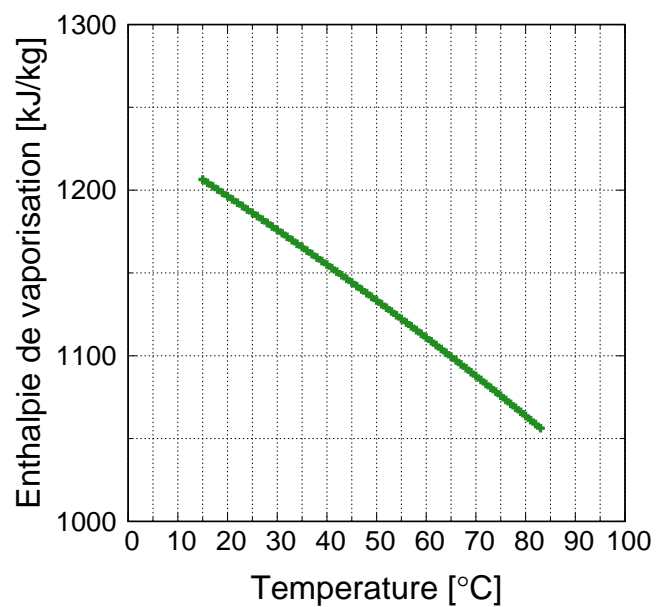


FIGURE 5.18 – Chaleur latente de vaporisation du méthanol

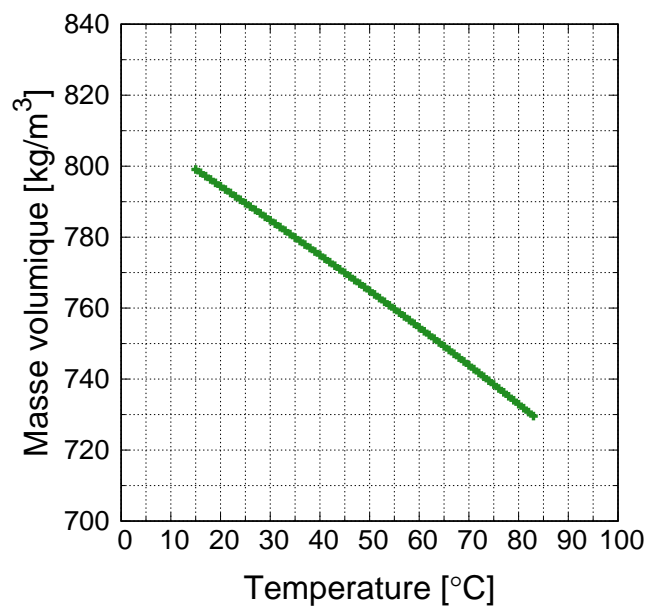


FIGURE 5.19 – Masse volumique liquide du méthanol

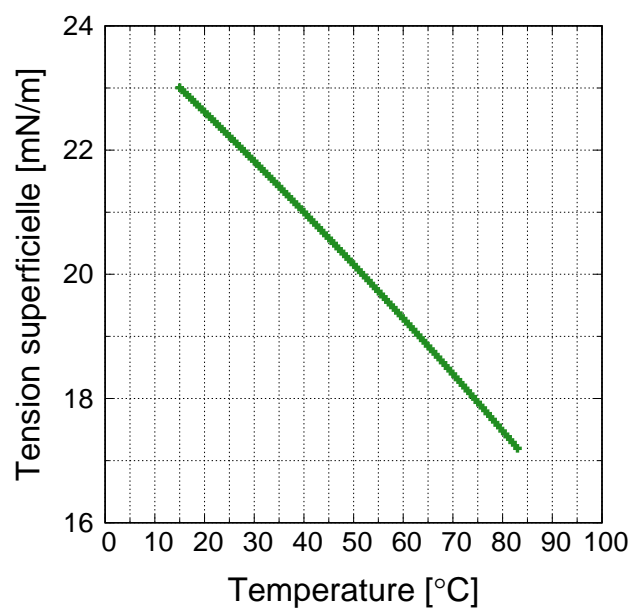


FIGURE 5.20 – Tension superficielle du méthanol



# Annexe B : Modèle condensation de Wedekind

Cette annexe présente le principe du modèle de condensation de Wedekind [46].

Bilan de masse :

$$\frac{dM_{2\varphi}}{dt} = \dot{m}_{in} - \tilde{\dot{m}}_{out} \quad (5.3)$$

avec  $M_{2\varphi}$  la masse de fluide contenu dans la zone de condensation :

$$M_{2\varphi} = [\rho_v \alpha + \rho_l (1 - \alpha)] A L_{2\varphi}$$

Bilan d'enthalpie :

$$\frac{dH_{2\varphi}}{dt} \approx -\dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} - \tilde{\dot{m}}_{out} h_{out} \quad (5.4)$$

avec  $H_{2\varphi}$  l'enthalpie du fluide contenu dans la zone de condensation :

$$H_{2\varphi} = [\rho_v h_v \alpha + \rho_l h_l (1 - \alpha)] A L_{2\varphi}$$

Cas 1 :  $L_{2\varphi} = cste$  ;  $\alpha(t)$  ;  $\tilde{\dot{m}}_{out} = \dot{m}_{out}$  (débit absolu) :

$$A L_{2\varphi} (\rho_v - \rho_l) \frac{d\alpha}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (5.5)$$

$$A L_{2\varphi} (\rho_v h_v - \rho_l h_l) \frac{d\alpha}{dt} \approx -\dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \quad (5.6)$$

Les relations 5.5 et 5.6 sont alors combinées pour obtenir les relations (4.7, 4.9) et (4.8, 4.10) du chapitre 4.

Cas 2 :  $L_{2\varphi}(t)$ ;  $\alpha = cste$ ;  $\tilde{m}_{out} = \dot{m}_{out} - A\rho_l \frac{dL_{2\varphi}}{dt}$ ;  $h_{out} = h_l$  :

$$A \alpha \frac{dL_{2\varphi}}{dt} (\rho_v - \rho_l) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (5.7)$$

$$A [\rho_v h_v \alpha + \rho_l h_l (1 - \alpha)] \frac{dL_{2\varphi}}{dt} \approx -\dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_l + A \rho_l h_l \frac{dL_{2\varphi}}{dt} \quad (5.8)$$

Les relations 5.7 et 5.8 sont alors combinées pour obtenir les relations 4.13 et 4.14 du chapitre 4.

## Annexe C : Relations de Haaland et de Jaster et Kosky

Expression du coefficient diphasique de transfert thermique pour des débits compris entre  $12,6 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$  et  $145 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$  et un régime de condensation stratifié issue de Jaster et Kosky [48] :

$$Nu = 0,725 \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)H_{lv}gD^3\alpha^3}{\lambda_l\mu_l(T_{2\varphi} - T_{cond,p})} \right]^{0,25} \quad (5.9)$$

Expression des coefficients de pertes de charge pour des régimes turbulents issue de Haaland [49] :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{k}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \quad (5.10)$$





## Annexe D : Modèle de sensibilité

La trajectoire  $\eta(t, \pi)$  d'une variable représentative d'un système peut être perturbé par une petite variation du paramètre  $\pi$  et s'exprimer en première approximation par :

$$\eta(t, \pi + \delta\pi) = \eta(t, \pi) + \frac{\partial\eta}{\partial\pi}\delta\pi \quad (5.11)$$

quand  $\delta\pi \ll \pi$ . La sensibilité  $s_\pi(t)$  d'une variable  $\eta$  à un paramètre  $\pi$  se définit alors comme :

$$s_\pi(t) = \frac{\partial\eta}{\partial\pi} \quad (5.12)$$

La sensibilité  $s_\pi(t)$  d'une variable  $\eta$  à un paramètre  $\pi$  se définit comme :

$$s_\pi(t) = \frac{\partial\eta}{\partial\pi}$$

En dérivant le système d'équations présenté par le paramètre  $\pi$ , on obtient un nouveau système d'équations où les sensibilités sont les variables. Ce système est alors résolu numériquement en même temps que le modèle de la HCPL pour obtenir la sensibilité de toutes les variables à un paramètre en fonction du temps. A partir de là, on peut construire une observable  $\sigma_\pi(t)$  telle que :

$$\sigma_\pi(t) = s_\pi(t) 10 \% \pi$$

qui mesure l'écart de la trajectoire qui serait obtenu avec une variation de 10 % du paramètre  $\pi$  par rapport à la trajectoire simulée avec le paramètre  $\pi$  actuel. Ci-après on notera  $s\eta(t)$  la sensibilité de  $\eta$ .

$$\text{Si } \pi = K_P : s\omega_{set}(t) = K_P s\epsilon + \epsilon(t) + \frac{1}{T_I} \int s\epsilon(t) dt$$

$$\text{Si } \pi = T_I : s\omega_{set}(t) = K_P s\epsilon(t) + \frac{1}{T_I} \int s\epsilon(t) dt - \frac{1}{T_I^2} \int \epsilon(t) dt$$

$$s\epsilon(t) = s\Delta p_{ev}$$

$$s\dot{m}_v = \frac{G_v (sT_{ev,p} - sT_v^{sat})}{\Delta h_{lv} + c_p(T_v^{sat} - T_{ev,in})} - \frac{G_v (T_{ev,p} - T_v^{sat})}{[\Delta h_{lv} + c_p(T_v^{sat} - T_{ev,in})]^2} sT_v^{sat}$$

$$sp_v^{sat} = sp_{2\varphi}^{sat} + s\Delta p_v + s\Delta p_{2\varphi}$$

$$\begin{aligned} h_{2\varphi}\pi D_{v,i} \left[ sL_{v1} (T_v^{sat} - T_{v1,p}) + L_{v1} (sT_v^{sat} - sT_{v1,p}) + sL_{v2} (T_{2\varphi}^{sat} - T_{v2,p}) + L_{v2} (sT_{2\varphi}^{sat} - sT_{v2,p}) \right] \\ + h_{2\varphi}\pi D_{cond,i} sL_{2\varphi} (T_{2\varphi}^{sat} - T_{cond,p}) + h_{2\varphi}\pi D_{cond,i} L_{2\varphi} (sT_{2\varphi}^{sat} - sT_{cond,p}) \\ = \Delta H_{lv} \left[ s\dot{m}_v \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} - s\dot{m}_l \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] \end{aligned}$$

$$s\dot{m}_{v2} \left[ x_1 + \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] + \dot{m}_{v2} s x_1 = s\dot{m}_v \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} - \frac{h_{2\varphi}\pi D_{v,i} L_{v1}}{\Delta H_{lv}} (sT_v^{sat} - sT_{v1,p})$$

$$- \frac{h_{2\varphi}\pi D_{v,i} sL_{v1}}{\Delta H_{lv}} (T_v^{sat} - T_{v1,p})$$

$$s\dot{m}_{cond} \left[ x_2 + \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right] + \dot{m}_{cond} s x_2 = s\dot{m}_{v2} \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} - \frac{h_{2\varphi}\pi D_{v,i} L_{v2}}{\Delta H_{lv}} (sT_{2\varphi}^{sat} - sT_{v2,p})$$

$$- \frac{h_{2\varphi}\pi D_{v,i} sL_{v2}}{\Delta H_{lv}} (T_{2\varphi}^{sat} - T_{v2,p})$$

$$s x_{(j)} = \frac{\rho_v s \alpha_{(j)}}{\rho_v \alpha_{(j)} + \rho_l (1 - \alpha_{(j)})} - \frac{\rho_v \alpha_{(j)} (\rho_v - \rho_l) s \alpha_{(j)}}{[\rho_v \alpha_{(j)} + \rho_l (1 - \alpha_{(j)})]^2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
s\Delta p_v = f_{v,1}s\dot{m}_v + 2f_{v,2}s\dot{m}_v\dot{m}_v \\
s\Delta p_{vanne} = 2f_{vanne}s\dot{m}_v\dot{m}_v \\
s\Delta p_{2\varphi} = [f_{1,2\varphi}s\dot{m}_v + 2f_{2,2\varphi}s\dot{m}_v\dot{m}_v] \frac{L_{2\varphi}}{L_{cond}} + [f_{1,2\varphi}\dot{m}_v + f_{2,2\varphi}\dot{m}_v^2] \frac{sL_{2\varphi}}{L_{cond}} \\
s\Delta p_{cond,l} = [f_{1,cond,l}s\dot{m}_{ll} + 2f_{2,cond,l}s\dot{m}_{ll}\dot{m}_{ll}] \frac{L_{cond}-L_{2\varphi}}{L_{cond}} - [f_{1,cond,l}\dot{m}_{ll} + f_{2,cond,l}\dot{m}_{ll}^2] \frac{-sL_{2\varphi}}{L_{cond}} \\
s\Delta p_{ll1} = f_{ll,1}s\dot{m}_{ll} + 2f_{ll,2}s\dot{m}_{ll}\dot{m}_{ll} \\
s\Delta p_{res} = f_{res}(s\dot{m}_{ll} - s\dot{m}_{ev,in}\dot{m}_{ev,in}) \\
s\Delta p_{res,ll1} = f_{res,ll1}s\dot{m}_{ev,in} \\
s\Delta p_{ll2} = f_{ll2,1}s\dot{m}_{ev,in} + 2f_{ll2,2}s\dot{m}_{ev,in}\dot{m}_{ev,in} \\
s\Delta p_{pompe} = f_{pompe,1}s\dot{m}_{ev,in} + 2f_{pompe,2}s\dot{m}_{ev,in}\dot{m}_{ev,in} \\
s\Delta p_{meche,l} = f_{meche,1}s\dot{m}_{ev,in} + 2f_{meche,2}s\dot{m}_{ev,in}\dot{m}_{ev,in}
\end{array} \right.$$

$$sp_{ev,in} = sp_v^{sat} - (s\Delta p_{cap} - s\Delta p_{meche,l})$$

$$s\Delta p_{cap} = 3a_V sV_v V_v^2 + 2b_V sV_v + c_V$$

$$s\Delta p_{pompe} \simeq 2a_{pompe}\omega(t)s\omega(t) - b_{pompe}s\omega(t)\dot{m}_{ev,in} - b_{pompe}\omega(t)s\dot{m}_{ev,in}$$

$$\frac{ds\omega(t)}{dt} = \frac{-s\omega(t)}{\tau}$$

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = \frac{s\dot{m}_v - s\dot{m}_{v2}}{A_v L_{v1} (\rho_v - \rho_l)} - \frac{\dot{m}_v - \dot{m}_{v2}}{(A_v L_{v1} (\rho_v - \rho_l))^2} sL_{v1}$$

$$\frac{d\alpha_2}{dt} = \frac{s\dot{m}_{v2} - s\dot{m}_{cond}}{A_v L_{v2} (\rho_v - \rho_l)} - \frac{\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{cond}}{(A_v L_{v2} (\rho_v - \rho_l))^2} sL_{v2}$$

$$\frac{ds\dot{m}_{ll}}{dt} = \frac{sp_{2\varphi}^{sat} - (\Delta sp_{ll1} + s\Delta p_{cond} + s\Delta p_{res,ll1})}{\frac{(L_c - L_{2\varphi})}{A_c} + \frac{L_{ll1}}{A_{ll1}} + \frac{L_{res}}{A_{res}}} - \frac{p_{2\varphi}^{sat} - p_{res,in} - (\Delta p_{ll1} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{res,ll1})}{\left(\frac{L_c - L_{2\varphi}}{A_c} + \frac{L_{ll1}}{A_{ll1}} + \frac{L_{res}}{A_{res}}\right)^2} sL_{2\varphi}$$

$$\frac{ds\dot{m}_{ev,in}}{dt} = \frac{-sp_{ev,in} - s\Delta p_{ll2} + s\Delta p_{pompe}}{\frac{L_{ll2}}{A_{ll2}}}$$

$$\frac{dsL_{2\varphi}}{dt} = \frac{s\dot{m}_{cond} - s\dot{m}_{ll}}{\alpha_{cond}A_{cond,i}(\rho_v - \rho_l)} - \frac{\dot{m}_{cond} - \dot{m}_{ll}}{(\alpha_{cond}A_{cond,i}(\rho_v - \rho_l))^2} s\alpha_{cond}$$

$$\frac{dsV_v}{dt} = \frac{s\dot{m}_v - s\dot{m}_{ev,in}}{\rho_v}$$

$$\frac{dsT_{blocs}}{dt} = \frac{s\dot{Q}_{ev}}{mC_{blocs}} - \frac{G_{blocs}}{mC_{blocs}}(sT_{blocs} - sT_{ev,p})$$

$$\frac{dsT_{ev,p}}{dt} = \frac{G_{blocs}}{mC_{ev,p}}(sT_{blocs} - sT_{ev,p}) - \frac{G_v(\dot{Q}_v)}{mC_{ev,p}}(sT_{ev,p} - sT_v^{sat}) - \frac{1}{mC_{ev,p}}(sT_{ev,p} - sT_v^{sat})sG_v(\dot{Q}_v)$$

$$\frac{dsT_{v1,p}}{dt} = \frac{h_{2\varphi}D_{v,i}}{\rho_v C_v \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}}(sT_v^{sat} - sT_{v1,p}) - \frac{h_{v1,amb}D_{v,e}}{\rho_v C_v \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}}sT_{v1,p}$$

$$\frac{dsT_{v2,p}}{dt} = \frac{h_{2\varphi}D_{v,i}}{\rho_v C_v \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}}(sT_{2\varphi}^{sat} - sT_{v2,p}) - \frac{h_{v2,amb}D_{v,e}}{\rho_v C_v \frac{(D_{v,e}^2 - D_{v,i}^2)}{4}}sT_{v2,p}$$

$$\frac{dsT_{cond,p}}{dt} = \frac{h_{2\varphi}D_{cond,i}}{\rho_{cond}C_{cond} \frac{(D_{cond,e}^2 - D_{cond,i}^2)}{4}}(sT_{2\varphi} - sT_{cond,p}) - \frac{h_{cond,sec}D_{cond,e}}{\rho_{cond}C_{cond} \frac{(D_{cond,e}^2 - D_{cond,i}^2)}{4}}sT_{cond,p}$$

# Table des figures

1.1	Schémas de principe d'une CPL et d'une LHP [2] . . . . .	16
1.2	Schématisation d'un évaporateur capillaire cylindrique de LHP [3] . . . . .	17
1.3	Schéma des configurations des canaux vapeur les plus usuelles (en noir, culasse métallique ; en gris, mèche poreuse) [3]. . . . .	17
1.4	Schéma des géométries des canaux vapeur les plus usuelles (en noir, culasse métallique ; en gris, mèche poreuse) [3]. . . . .	18
1.5	Schématisation de l'évolution de la position de l'interface liquide-vapeur lors de l'augmentation de la différence de pression entre la vapeur et le réservoir.	19
1.6	Schématisation de l'application d'un flux sur une interface dans le cas d'un évaporateur en circuit ouvert et dans le cas d'un circuit fermé . . . . .	20
1.7	Distribution des rayons de pores par Nishikawara <i>et al</i> [11] . . . . .	20
1.8	Évolution du coefficient d'échange de vaporisation avec la puissance appliquée dans l'étude de Liao et Zhao [12] . . . . .	22
1.9	Schéma du banc expérimental de Odagiri <i>et al</i> [14] . . . . .	23
1.10	Évolution de la distribution des phases avec la puissance appliquée selon Odagiri <i>et al</i> [14] . . . . .	23
1.11	Évolution du coefficient d'échange à l'évaporateur avec la puissance appliquée (violet : mèche poreuse en PTFE ; vert, rouge et bleu : mèche poreuse en inox pour trois diamètres de pores moyens) [14] . . . . .	24
1.12	Évolution de la conductance avec le flux selon Mottet [3] . . . . .	24
1.13	Évolution de la répartition des phases avec le flux selon Mottet [3] . . . . .	25
1.14	Schéma du blocage de l'alimentation en liquide de la mèche poreuse par de la vapeur . . . . .	26
1.15	Évolution de la répartition des phases liquide et vapeur dans la mèche poreuse lors de l'augmentation de la puissance appliquée sur les parois de l'évaporateur.	28
1.16	Cycle de fonctionnement d'une CPL . . . . .	30
1.17	Oscillations de température dans une LHP selon Ku <i>et al</i> [24]. . . . .	31
1.18	Structuration des phases dans le condenseur. . . . .	32
1.19	Schémas des répartitions liquide/vapeur possibles dans un évaporateur suite à une phase d'arrêt [3] . . . . .	33
1.20	Schéma d'un couplage pompage capillaire-mécanique. . . . .	34

1.21	Courbes de fonctionnement classiques d'une pompe volumétrique pour trois vitesses de rotations quelconques $\omega$ . . . . .	35
1.22	Courbes de fonctionnement classiques d'une pompe centrifuge pour trois vitesses de rotations quelconques $\omega$ . . . . .	35
1.23	Architecture de la boucle hybride de Schweickart <i>et al</i> [33]. . . . .	36
1.24	Architecture et cycle de fonctionnement de la boucle hybride de Crepinsek et Park [36]. . . . .	37
1.25	Architecture des boucles hybrides avec des évaporateur a) en parallèle et b) en série de Crepinsek <i>et al</i> [36]. . . . .	38
1.26	Variation de la résistance thermique d'un évaporateur capillaire d'une boucle hybridée en fonction du flux appliqué selon Park <i>et al</i> [34]. . . . .	38
1.27	Architecture de la boucle hybride de Setyawan <i>et al</i> [41] . . . . .	40
1.28	Tableau de comparaison entre une boucle capillaire et une boucle hybride . . . . .	41
1.29	Cycle de fonctionnement en bleu d'une CPL et en rouge d'une HCPL hybridée avec une pompe centrifuge placée après le réservoir (architecture 1 ou HCPL-A1). . . . .	43
1.30	Cycle de fonctionnement : en bleu d'une CPL et en vert d'une HCPL hybridée avec une pompe centrifuge placée avant le réservoir (architecture 2 ou HCPL-A2). . . . .	43
2.1	Schéma et photographie du banc expérimental . . . . .	46
2.2	Schéma de l'évaporateur . . . . .	48
2.3	Schéma du réservoir . . . . .	48
2.4	Photo du condenseur . . . . .	50
2.5	Schéma de la pompe centrifuge . . . . .	51
2.6	Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge avec du methanol. Sur le circuit entièrement liquide, la vitesse de rotation de la pompe est fixée et les pertes de charges de la boucle augmentées afin de modifier le débit de circulation. Le gain de pression généré par la pompe est mesuré pour différents débits de circulation. . . . .	51
2.7	a : Architecture 1 (HCPL-A1) et b : architecture 2 (HCPL-A2) . . . . .	52
2.8	Représentation du schéma de contrôle de la vitesse de la pompe centrifuge . . . . .	54
2.9	Instrumentation du banc expérimental . . . . .	56
2.10	Test de remontée en pression à la suite du montage de l'architecture 1. . . . .	56
2.11	Schémas des banc de remplissage (a) et vidange (c) de la boucle ainsi que du dégazage du fluide pendant le fonctionnement du banc (b) . . . . .	59
2.12	Visualisation des différences de pression tracées avec leurs élévations associées . . . . .	61
2.13	Évolution des différences de pression dans la boucle lors d'un cycle de puissance. Les différences de pression indicées "g" représentent la part gravitaire des mesures. . . . .	62

2.14	Pertes de charge visqueuses dans la boucle au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. . . . .	63
2.15	Températures de blocs et de parois de l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. . . . .	64
2.16	Températures moyennes en différents points de la boucle lors d'un cycle de puissance au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. . . . .	65
2.17	Longueur de la zone de condensation au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent la variation de la longueur de condensation autour de sa valeur moyenne. . . . .	66
2.18	Variation de la longueur de condensation au régime permanent pour une puissance appliquée de 1000 W. . . . .	66
2.19	Coefficient d'échange thermique dans la zone diphasique du condenseur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent l'incertitude. . . . .	68
2.20	Conductance à l'évaporateur et différence de température entre la paroi et l'interface de vaporisation au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur. Les barres représentent l'incertitude. . . . .	68
2.21	Évolution du coefficient d'échange thermique à l'évaporateur en fonction de la puissance imposée . . . . .	69
2.22	Carte de fonctionnement de la CPL : différence de pression à l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur et différentes pertes de charge de la ligne vapeur jusqu'à l'assèchement de l'évaporateur. La zone grisée englobe des points de fonctionnement de l'évaporateur malgré le démarrage de l'ébullition sous la mèche. . . . .	70
2.23	Sous-refroidissement en amont de l'évaporateur au régime permanent pour différentes puissances appliquées à l'évaporateur et différentes pertes de charge de la ligne vapeur jusqu'à l'assèchement de l'évaporateur. La zone grisée englobe des points de fonctionnement de l'évaporateur malgré le démarrage de l'ébullition sous la mèche. . . . .	72
3.1	Réponse de la CPL à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour une puissance thermique de 1400 W a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et températures de saturation .	78
3.2	Réponse de la HCPL-A1 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 1400 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir. .	80



3.3	Variation de la conductance à l'évaporateur de la CPL et de la HCPL-A1 en fonction des pertes de charge du circuit pour un flux de 1400 W . . . . .	82
3.4	Comparaison du sous-refroidissement à l'entrée de l'évaporateur de la CPL et de la HCPL-A1 en fonction des pertes de charge du circuit pour une puissance appliquée de 1400 W. . . . .	82
3.5	Réponse de la CPL à un cycle de puissance à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur b) débit en amont d'évaporateur c) températures de l'évaporateur et températures de saturation . . . . .	85
3.6	Réponse de la HCPL-A1 à un cycle de puissance à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe avec sa vitesse de rotation b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir . . .	86
3.7	Variation de la différence de pression à l'évaporateur de la CPL à hautes (vanne fermée à 95 %) et basses pertes de charge (vanne fermée à 0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur à laquelle sont retranchées les pertes vers l'ambiance. . . . .	88
3.8	Variation de la conductance à l'évaporateur de la CPL à hautes (95 %) et basses pertes de charge (0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur corrigée par les pertes vers l'ambiance. . . . .	88
3.9	Variation de la conductance à l'évaporateur de la HCPL-A1 pour trois puissances appliquées à l'évaporateur et une température de vaporisation fixée en fonction de différents sauts de pression capillaire consigne . . . . .	90
3.10	Variation du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur de la CPL à hautes (vanne fermée à 95 %) et basses pertes de charge (vanne fermée à 0 %) et de la HCPL-A1 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur en fonction de la puissance appliquée à l'évaporateur. . . . .	90
3.11	Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de pertes de charge dans la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W : pertes de charge totales dans le circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe et vitesse de rotation de la pompe. . . . .	92
3.12	Réponse de la HCPL-A1 à un échelon croissant (indiqué 1) et décroissant (indiqué 2) de pertes de charge dans la ligne vapeur de 50 kPa à 1000 W a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débits dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	94

3.13	Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de puissance à fortes pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) : pertes de charge totales du circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe. . . . .	95
3.14	Réponse de la HCPL-A1 à un échelon croissant (indiqué 1) et décroissant (indiqué 2) de puissance à fortes pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95%) a) pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débits dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	97
3.15	Réponse de la HCPL-A1 à des échelons de puissance à faibles pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) : pertes de charge totales dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe avec sa vitesse de rotation. . . . .	99
3.16	Réponse de la HCPL-A1 à un échelon de puissance de 200 W à 1600 W (indiqué 1) et de 1600 W à 200 W (indiqué 2) à faibles pertes de charge dans la ligne vapeurs (vanne ouverte) a) pertes de charge totales du circuit, différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et de températures de saturation. . . . .	101
3.17	Démarrage de la CPL avec une puissance de 1000 W à faibles pertes de charge dans la ligne vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe à l'arrêt b) débits dans les lignes liquide 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	104
3.18	Échec de démarrage de la CPL avec une puissance de 1100 W à faible coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur et de la pompe à l'arrêt b) débit dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	105
3.19	Démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1600 W à faible coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne ouverte) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit dans les lignes liquides 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	108
3.20	Échec de démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1500 W à forte coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit dans les lignes liquide 1 et 2 c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	110

3.21	Démarrage de la HCPL-A1 avec une puissance de 1500 W à forte coefficient de pertes de charge vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge de la vapeur et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont d'évaporateur c) températures à l'évaporateur et températures de saturation. . . . .	111
4.1	Schéma simplifié de la CPL. . . . .	115
4.2	Schématisation et identification des variables du modèle physique à l'évaporateur. . . . .	115
4.3	Schématisation et identification des variables du modèle physique de la ligne vapeur. . . . .	118
4.4	Schématisation et identification des variables du modèle physique au condenseur. . . . .	119
4.5	Schématisation et identification des variables du modèle physique des lignes liquides. . . . .	120
4.6	Comparaison des température en régime permanent entre les simulations et les résultats expérimentaux. . . . .	123
4.7	Comparaison du débit de circulation en entrée d'évaporateur en régime permanent entre les simulations et les résultats expérimentaux. . . . .	124
4.8	Comparaison des différences de pression en régime stationnaire entre les simulations et les résultats expérimentaux. . . . .	127
4.9	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 1 d) débit dans la ligne liquide 2. . . . .	129
4.10	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) température de vaporisation c) température de paroi de l'évaporateur d) température des blocs. . . . .	130
4.11	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 1 d) débit dans la ligne liquide 2. . . . .	133
4.12	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indités 1) et décroissants (indités 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) température de vaporisation c) température de paroi de l'évaporateur d) température des blocs. . . . .	134
4.13	Variation de la longueur de la zone de condensation simulée pour deux échelons de puissances décroissant. . . . .	135

4.14	Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance croissants (indicés 1) et décroissants (indicés 2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 2. . . . .	137
4.15	Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale suite à des échelons de puissance décroissants : débit dans la ligne liquide 1. . . . .	138
4.16	Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale à des échelons de coefficient de frottement dans la ligne vapeur croissant : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) différence de pression à l'évaporateur c) débit dans la ligne liquide 2. . . . .	140
4.17	Comparaison de la réponse de la HCPL-A1 simulée et expérimentale à des échelons de puissance croissants : débit dans la ligne liquide 1. . . . .	141
4.18	Comparaison de la simulation de la HCPL-A1 (A1) et optimisée (opt) à des échelons de puissance croissants et décroissants : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1. . . . .	142
4.19	Schéma de la dynamique de la HCPL-A1 avec la rétroaction de la pompe par l'inertie du liquide en entrée de l'évaporateur. . . . .	143
4.20	Comparaison des débits en amont et en aval de l'évaporateur (b) pour trois échelons de puissance croissants et décroissants (a) pour la HCPL optimisée. . . . .	144
4.21	Schéma de contrôle de la HCPL-A1 sans rétroaction de la pompe par l'inertie liquide et par invasion de vapeur en entrée d'évaporateur. . . . .	144
4.22	Réponse de la HCPL optimisée à des échelons de puissance d'amplitude croissante : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression à l'évaporateur et c) sensibilité aux paramètres de contrôle avec la pompe démarrée pour les paramètres de contrôle expérimentaux initiaux $Kp$ $T_I$ (gauche) et finaux $15.Kp$ $0, 1.T_I$ (droite). . . . .	147
4.23	Différence de pression à l'évaporateur (b) de la HCPL-A1 optimisée pour des échelons de puissance d'amplitude croissante (a) avec pente d'accélération constructeur (gauche) sans pente d'accélération constructeur (droite). . . . .	148
5.1	Schéma de la dynamique de la HCPL-A2 selon l'architecture 2 avec la rétroaction de la pompe par l'inertie du liquide entre le condenseur et le réservoir. . . . .	152
5.2	Réponse de la HCPL-A2 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 900 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa : a) pertes de charge totale dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe, b) débit en amont de l'évaporateur, c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir. . . . .	154

5.3	Réponse de la HCPL-A2 à un cycle de pertes de charge sur la ligne vapeur pour un flux de 900 W et une consigne à l'évaporateur de 6 kPa : températures de saturation et en sortie de condenseur. . . . .	155
5.4	Zoom sur les oscillations Z1 et Z2 dans le cas du test en variation de pertes de charge : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) débits. . . . .	155
5.5	Réponse de la HCPL-A2 le réservoir à un cycle de puissance imposée à l'évaporateur à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) a) pertes de charge totale dans le circuit et différence de pression aux bornes de l'évaporateur, de la pompe et vitesse de rotation de la pompe b) débit en amont de l'évaporateur c) températures à l'évaporateur et température de saturation au réservoir. . . . .	157
5.6	Zoom sur les oscillations Z3 dans le cas du test en variation de puissance imposé : a) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe b) débits. . . . .	158
5.7	Réponse de la HCPL-A2 le réservoir à un cycle de puissance imposée à l'évaporateur à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %) : températures de saturation et de sortie du condenseur . . . . .	159
5.8	Variation de la longueur de condensation en fonction de la puissance appliquée pour la HCPL-A2 et HCPL-A1 à fort coefficient de pertes de charge dans la ligne vapeur (vanne fermée à 95 %). . . . .	159
5.9	Variation du sous-refroidissement en entrée d'évaporateur de la CPL pour une différence de pression à l'évaporateur d'environ 6 kPa, de la HCPL-A1 et de la HCPL-A1 et de la HCPL-A2 à hautes pertes de charge dans la ligne vapeur (95 %). . . . .	160
5.10	Schématisation et identification des variables du modèle physique des lignes liquides. . . . .	161
5.11	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale à des échelons de puissance de 400 W à 600 W : a) puissance appliquée b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1 e) débit dans la ligne liquide 2 f) température de vaporisation g) température de condensation. . . . .	163
5.12	Comparaison de la réponse de la CPL simulée et expérimentale à des échelons de puissance de 600 W à 800 W : a) puissance appliquée b) différence de pression et vitesse de rotation de la pompe c) différence de pression à l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1 e) débit dans la ligne liquide 2 f) température de vaporisation g) température de condensation. . . . .	164
5.13	Comparaison de la réponse de la HCPL-A2 avec et sans blocage de débit (1) puis sans la totalité du clapet anti-retour (2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression de l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1. . . . .	166

5.14	Comparaison de la réponse de la HCPL-A2 pour différentes courbes de pompe (1) et avec et sans condenseur optimisé (2) : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) différence de pression de la pompe c) différence de pression de l'évaporateur d) débit dans la ligne liquide 1. . . . .	167
5.15	Sensibilité de la différence de pression à l'évaporateur (1) et du débit dans la ligne liquide 1 (2) aux paramètres de contrôle : a) puissance appliquée à l'évaporateur b) variable c) sensibilité. . . . .	168
5.16	Courbe de saturation du méthanol . . . . .	177
5.17	Pente de la courbe de saturation du méthanol . . . . .	177
5.18	Chaleur latente de vaporisation du méthanol . . . . .	178
5.19	Masse volumique liquide du méthanol . . . . .	178
5.20	Tension superficielle du méthanol . . . . .	179



# Liste des tableaux

2.1	Dimension des composants du banc expérimental . . . . .	46
2.2	Dimension des différentes parties de l'évaporateur, masse de liquide totale équivalente et masse de vapeur totale équivalente selon leur masse volumique. . . . .	47
4.1	Tableau récapitulatif des paramètres de l'évaporateur . . . . .	124
4.2	Tableau récapitulatif des paramètres dans la ligne vapeur et le condenseur. . . . .	125
4.3	Tableau récapitulatif des paramètres de la pompe et du régulateur PI. . . . .	126
5.1	Paramètres pour le calcul des propriétés thermo-physique et valeurs pour $T=65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	176





# Bibliographie

- [1] Hasna Louahlia and Sebastien Yon. Dissipation thermique dans les composants/Systèmes électroniques. Technical report, Normandie AeroEspace Réalisation, 2015.
- [2] Nicolas Blet. *Analyse expérimentale et par voie de modélisation d'une boucle gravitaire à pompe capillaire multi-évaporateurs*. PhD thesis, ISAE- ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2014.
- [3] Laetitia Mottet. *Simulations of heat and mass transfer within the capillary evaporator of a two-phase loop*. PhD thesis, Université de Toulouse III - Institut National Polytechnique de Toulouse, 2016. Thèse de doctorat dirigée par Prat, Marc,2016INPT0012.
- [4] Stéphane Launay and Martial Valée. State-of-the-art experimental studies on loop heat pipes. *Frontiers in Heat Pipes*, 2, 2011.
- [5] Stéphane Launay, Vincent Platel, Sébastien Dutour, and Jean-Louis Joly. Transient Modeling of Loop Heat Pipes for the Oscillating Behavior Study. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 21(3) :487–495, 2007.
- [6] Valery Kiseev, Valeri Vlassov, and Issamu Muraoka. Experimental optimization of capillary structures for loop heat pipes and heat switches. *Applied Thermal Engineering*, 30 :1312–1319, 08 2010.
- [7] Riadh Boubaker and Vincent Platel. Vapor pocket behavior inside the porous wick of a capillary pumped loop for terrestrial application. *Applied Thermal Engineering*, 84 :420–428, 2015.
- [8] Kimihide Odagiri, Masahito Nishikawara, and Hosei Nagano. Microscale infrared observation of liquid–vapor interface behavior on the surface of porous media for loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 126 :1083–1090, 2017.
- [9] Masahito Nishikawara, Hosei Nagano, Laetitia Mottet, and Marc Prat. Formation of unsaturated regions in the porous wick of a capillary evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89 :588–595, 2015.
- [10] Masahito Nishikawara, Hosei Nagano, and Marc Prat. Numerical study on heat-transfer characteristics of loop heat pipe evaporator using three-dimensional pore network model. *Applied Thermal Engineering*, 126 :1098–1106, 2017.

- [11] Masahito Nishikawara, , K. Otani, Y. Ueda, and H. Yanada. Liquid–vapor phase behavior and operating characteristics of the capillary evaporator of a loop heat pipe at start-up. *International Journal of Thermal Sciences*, 129(February) :426–433, 2018.
- [12] Qiuming Liao and T. Zhao. Evaporative heat transfer in a capillary structure heated by a grooved block. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13 :126–133, 01 1999.
- [13] Flavio Accorinti, Vincent Ayel, and Yves Bertin. Steady-state analysis of a Capillary Pumped Loop for Terrestrial Application with methanol and ethanol as working fluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 137(December 2018) :571–583, 2019.
- [14] Kimihide Odagiri and Hosei Nagano. Characteristics of phase-change heat transfer in a capillary evaporator based on microscale infrared/visible observation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130 :938–945, 2019.
- [15] Laetitia Mottet, Typhaine Coquard, and Marc Prat. Three dimensional liquid and vapour distribution in the wick of capillary evaporators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83 :636–651, 2015.
- [16] David Lossouarn. *Étude théorique et expérimentale du refroidissement diphasique à pompage capillaire de convertisseurs de puissance à haute densité de flux de chaleur pour la traction ferroviaire*. PhD thesis, ISAE- ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique - Poitiers, 2008.
- [17] V Dupont, Svan Van Oost, and L Barremaecker. Increasing the CPL power at startup by using a check valve. *16th IHPC*, 2012.
- [18] Jentung Ku, Laura Ottenstein, Mark Kobel, Paul Rogers, and Tarik Kaya. Temperature oscillations in loop heat pipe operation. *AIP Conference Proceedings*, 552 :255–262, 2001. Albuquerque, NM, Feb 11-14, 2001.
- [19] Philippe Soler. *Expérimentation et modélisation thermohydraulique des boucles à pompage capillaire de type Loop Heat Pipe (-LHP-) : étude du lien entre la chambre de compensation et l’évaporateur*. PhD thesis, Université de provence, 2009.
- [20] Triem T. Hoang and Jentung Ku. Theory of hydrodynamic stability for capillary pumped loops. *National Heat Transfer Conference*, 5, 12 1995.
- [21] Jentung Ku. Operating characteristics of loop heat pipes. *Proceeding of 29th International Conference on Environmental System*, 1999.
- [22] Tarik Kaya and NASA / Goddard Space Flight Center Jentung Ku. Ground testing of loop heat pipe for spacecraft thermal control. *AIAA*, 1999.
- [23] Triem T. Hoang and Jentung Ku. Mathematical modeling of Loop Heat Pipes with multiple evaporators and multiple condensers. *Collection of Technical Papers - 3rd International Energy Conversion Engineering Conference*, 3(August) :1482–1492, 2005.
- [24] Triem T. Hoang, Robert W. Baldauff, and Jesse R. Maxwell. Stability Theory for Loop Heat Pipe Design , Analysis and Operation. *Proceedings of 45th International Conference on Environmental Systems*, July 2015.

- [25] Yuming Chen, Manfred Groll, Rainer Mertz, Yu F. Maydanik, and S. V. Vershinin. Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe. *International Journal of Thermal Sciences*, 45(11) :1084–1090, 2006.
- [26] Eric Pouzet, Jean-Louis Joly, Vincent Platel, Jean-Yves Grandpeix, and C. Butto. Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 :2293 – 2316, 2004.
- [27] Riadh Boubaker, Vincent Platel, Alexis Berges, Mathieu Bancelin, and Edouard Hannezo. Dynamic model of heat and mass transfer in an unsaturated porous wick of capillary pumped loop. *Applied Thermal Engineering*, 76 :1–8, FEB 5 2015.
- [28] Ahmed Kaled. *Étude expérimentale et théorique d'une boucle diphasique à pompage capillaire dans le contexte de l'aéronautique*. PhD thesis, Université Toulouse III - Paul Sabatier, 2013.
- [29] Sébastien Dutour and Ahmed Kaled. Analytical and numerical results for the dynamics of capillary pumped loops and loop heat pipes subjected to high amplitude heat load steps. *Applied Thermal Engineering*, 126 :1107–1114, 2017.
- [30] Flavio Accorinti, Nicolas Blet, Vincent Ayel, Sebastien Dutour, and Yves Bertin. Experimental and Numerical Analysis of Start-up of a Capillary Pumped Loop for Terrestrial Applications. *Joint 19th IHPC and 13th IHPS*, 2018.
- [31] Sulzer Pumps. Chapter one - physical principles. In Sulzer Pumps, editor, *Centrifugal Pump Handbook (Third Edition)*, pages 1 – 26. Butterworth-Heinemann, Oxford, third edition edition, 2010.
- [32] Ping Zhang, Xianmeng Wei, Lipei Yan, Hui Xu, and Tao Yang. Review of recent developments on pump-assisted two-phase flow cooling technology. *Applied Thermal Engineering*, 150(January) :811–823, 2019.
- [33] Russel Schweickart, Laura Ottenstein, Brent Cullimore, Curtis Egan, and Dave Wolf. Testing of a controller for a hybrid capillary pumped loop thermal control system. *IEEE*, 69, 1989.
- [34] Chanwoo Park, Aparna Vallury, Jon Zuo, Jeffrey Perez, and Paul Rogers. Spacecraft thermal management using advanced hybrid two-phase loop technology. *AIP Conference Proceedings*, 880 :11–18, 2007.
- [35] Michael Crepinsek and Chanwoo Park. Effect of operational condition on Cooling performance of pumped assisted and capillary driven two phase loop. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 811 :11–18, 2011.
- [36] Michael Crepinsek and Chanwoo Park. Experimental analysis of pump-assisted and capillary-driven dual-evaporators two-phase cooling loop. *Applied Thermal Engineering*, 38 :133–142, 2012.
- [37] Roberto Villa Bejarano and Chanwoo Park. Active flow control for cold-start performance enhancement of a pump-assisted, capillary-driven, two-phase cooling loop. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78 :408–415, 2014.

- [38] Chi Jiang, Wei Liu, Zhichun Liu, Jinguo Yang, Bin Duan, and Xiaobing Luo. Startup characteristics of pump-assisted capillary phase change loop. *Applied Thermal Engineering*, 71 :581–588, 2017.
- [39] Chi Jiang, Zhichun Liu, Dongdong Wang, Jinguo Yang, Hengchao Wang, Jiayu Li, and Wei Liu. Effect of liquid charging process on the operational characteristics of pump-assisted capillary phase change loop. *Applied Thermal Engineering*, 91 :953–962, 2015.
- [40] Chi Jiang, Wei Liu, Hengchao Wang, Dongdong Wang, Jinguo Yang, Jiayu Li, and Zhichun Liu. Experimental investigation of pump-assisted capillary phase change loop. *Applied Thermal Engineering*, 71(1) :581–588, 2014.
- [41] Iwan Setyawan, Nandy Putra, and Imansyah Ibnu Hakim. Experimental investigation of the operating characteristics of a hybrid loop heat pipe using pump assistance. *Applied Thermal Engineering*, 130 :10–16, 2018.
- [42] J G Ziegler and N B Nichols Rochester. Optimum Settings for Automatic Controllers. *ASME*, 64 :759–768, 1942.
- [43] Jean Martin. Étanchéité en mécanique. *Techniques de l'ingénieur Guidage mécanique*, base documentaire : TIB183DUO.(ref. article : b5420), 2004.
- [44] Ahmed Kaled, Sébastien Dutour, Vincent Platel, and Jacques Lluc. Experimental study of a Capillary Pumped Loop for cooling power electronics : Response to high amplitude heat load steps. *Applied Thermal Engineering*, 89 :169–179, 2015.
- [45] Marie Leveque, Sébastien Dutour, Marc Miscovic, Pascal Lavieille, Yves Bertin, and Raphaël Mari. A theoretical investigation of a controlled hybrid mechanical/capillary pumped loop. *19th International Heat Pipe Conference (19th IHPC), Pisa, Italia*, june 12-16, 2018.
- [46] Gilbert L. Wedekind, Bhushan L. Bhatt, and B. Terry. Beck. A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows. *International Journal of Multiphase Flow*, 4(1) :97–114, 1978.
- [47] C. Gregori T. Kaya, R. Pérez and A. Torres. Numerical simulation of transient operation of loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 28(8-9) :967 – 974, 2008.
- [48] Heinz Jaster and Philip G. Kosky. Condensation heat transfer in a mixed flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19(1) :95–99, 1976.
- [49] S. E. Haaland. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 105(2) :89–90, 1983.



## Résumé

Ce travail présente une étude d'hybridation d'une boucle diphasique à pompage capillaire avec une pompe centrifuge. Ce couplage doit permettre d'étendre l'utilisation de ces boucles à des environnements fortement contraints thermiquement et mécaniquement comme on en trouve dans le contexte de l'aérospatial. Un banc expérimental a été développé afin d'explorer le comportement d'un couplage en série d'une CPL (Capillary Pumped Loop) avec une pompe centrifuge en amont de l'évaporateur. Nous avons montré qu'il est possible d'étendre la capacité de pompage de 10 kPa à 60 kPa, soit bien au delà de la limite intrinsèque de l'évaporateur (limite capillaire). Les performances thermiques sont augmentées par le sous-refroidissement supplémentaire apporté par la pompe. La robustesse de ce couplage a été également démontrée lors de l'application de fortes sollicitations (cycle de puissance, phase de démarrage). La modélisation du système a révélée qu'une optimisation du contrôle passe notamment par la maîtrise des phases de percolation/condensation de la vapeur en amont de l'évaporateur. Dans une dernière partie, les résultats préliminaires obtenus lorsque la pompe centrifuge est placée en amont du réservoir sont présentés. Nous avons montré que dans ce cas, le contrôle est rendu difficile par la redistribution du liquide entre le condenseur et le réservoir. Cependant, la modélisation a permis d'identifier plusieurs effets stabilisant (performances du condenseur, pertes de charge, caractéristique de pompe) qui pourraient autoriser l'hybridation des LHP (Loop Heat Pipe).

## Abstract

This work presents a study on the pump assistance of a capillary two-phase loop. This coupling should permit to extend the operating range of these loops to environments with demanding thermal and mechanical specification as it exists in aerospace applications. An experimental bench has been developed in order to investigate the coupling behavior of a CPL (Capillary Pumped Loop) and a centrifugal pump in series. We found that the possibility to extend the pumping capacity from 10 kPa to 60 kPa, *i.e.* far further than the evaporator limit (capillary limit). Thermal performance were increased by the additional sub-cooling from the pump. This coupling robustness was also observed during the application of severe solicitations (power cycle, start-up). The system modeling showed that the vapor percolation/condensation process at the inlet of the evaporator significantly affected the evaporator dynamics so that the reduction of these mechanism is decisive in order to optimize the system control. In a last part, preliminary results obtained for a pump placed at the reservoir inlet were presented. We found that in this case, the system control became more difficult because of the liquid mass redistribution between condenser and reservoir. However, modeling identified stabilizing factors (condenser performance, pressure drop, pump characteristic) which could permits the pump assistance of LHP (Loop Heat Pipe).