



HAL
open science

Tube à gaz pulsé pour la quantronique basse température

Thomas Latella

► **To cite this version:**

Thomas Latella. Tube à gaz pulsé pour la quantronique basse température. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2024. Français. NNT : 2024GRALI015 . tel-04590074

HAL Id: tel-04590074

<https://theses.hal.science/tel-04590074v1>

Submitted on 28 May 2024

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

École doctorale : I-MEP2 - Ingénierie - Matériaux, Mécanique, Environnement, Energétique, Procédés, Production

Spécialité : MEP - Mécanique des fluides Energétique, Procédés

Unité de recherche : Service des Basses Températures

Tube à gaz pulsé pour la quantronique basse température

Pulse tube cooler for low temperature quantronic applications

Présentée par :

Thomas LATELLA

Direction de thèse :

Jean-Marc DUVAL
DIRECTEUR DE RECHERCHE, CEA

Directeur de thèse

Thomas PROUVE
INGENIEUR DOCTEUR, CEA

Co-encadrant

Rapporteurs :

Yannick BAILLY
PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Franche-Comté

Gaël MARANZANA
PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Lorraine

Thèse soutenue publiquement le **13 mars 2024**, devant le jury composé de :

Frédéric AYELA
PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université Grenoble Alpes

Président

Jean-Marc DUVAL
DIRECTEUR DE RECHERCHE, UGA / CEA

Directeur de thèse

Yannick BAILLY
PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Franche-Comté

Rapporteur

Gaël MARANZANA
PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Lorraine

Rapporteur

James BUTTERWORTH
INGENIEUR DOCTEUR, Renaissance Fusion

Examineur

Valéry ZWILLER
PROFESSEUR, KTH Royal Institute of Technology Sweden

Examineur



Remerciements

Tout d'abord, j'aimerais remercier les rapporteurs de cette thèse, Gaël MARANZANA et Yannick BAILLY, pour leur relecture attentive et leurs commentaires éclairés, aussi bien sur le manuscrit que lors de la soutenance. Ces remarques ont permis d'améliorer la qualité finale de ce manuscrit et d'ouvrir la voie à une compréhension plus approfondie du fonctionnement des tubes à gaz pulsé. Je tiens également à remercier Frédéric AYELA d'avoir accepté de présider le jury de soutenance ainsi que Valéry ZWILLER et JAMES BUTTERWORTH d'avoir accepté d'en faire partie. Vos remarques ont grandement participé à cimenter ce travail de thèse.

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude envers mon directeur de thèse, Jean-Marc DUVAL, dont l'expertise et la disponibilité ont été d'une aide inestimable au cours de ces trois années, et particulièrement lors de la rédaction de ce manuscrit. Travailler avec toi était d'une fluidité que j'ai su apprécier. Merci aussi pour l'opportunité de présenter mon travail en conférence à Hawaï. Je me rends bien compte de la chance que j'ai eue. Je me souviendrais particulièrement d'un tour de vélo aussi éprouvant que magnifique.

Je remercie infiniment mon encadrant, Thomas PROUVÉ, qui m'a appris les tenants et les aboutissants de la cryogénie. J'ai découvert grâce à toi l'élaboration et l'exploitation d'une expérience cryogénique et j'ai appris des concepts qui me serviront à la fois professionnellement et personnellement. « Les suivis à la relance sont la rançon du succès ! », je tâcherais d'appliquer cette recommandation comme un mantra.

Le travail technique a été réalisé avec le support indispensable d'Alexandre COYNEL. Je te remercie pour ta disponibilité et pour ton travail efficace et de grande qualité. Je remercie également Florian BANCEL qui a effectué la CAO des dernières configurations expérimentales.

Ce travail de recherche sur le dimensionnement des tubes à gaz pulsé a été effectué au Département des Systèmes Basse Température du Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives de Grenoble. Je remercie Lionel DUBAND et Jean-Marc PONCET, tour à tour directeurs du DSBT, pour leur accueil et leur bienveillance au quotidien. Je remercie au même titre l'équipe du Laboratoire Cryoréfrigérateurs et Cryogénie Spatiale, dirigée par Jean-Marc DUVAL puis par Ivan CHARLES.

Un bon travail étant réalisé dans une ambiance saine et conviviale, je remercie toutes les personnes que j'ai pu côtoyer au DSBT : les amis joggeurs du midi, les adeptes de la pause-café, la *team* de 11h20 ou tout bonnement les rencontres à l'angle d'un escalier se poursuivant souvent sur des discussions intéressantes. J'espère retrouver, dans mes prochains emplois, des collègues de la même qualité que vous. La barre est très haute !

Je remercie particulièrement les amis que j'ai pu me faire : Paul, Quentin, Thibault, Jeya, Thomas, Benjamin(s), Diane, et les nouveaux arrivants Jordan, Lucas, Adèle et Raphaël. Sans vous, ces trois années auraient été très différentes, merci les copains !

Enfin, je remercie ma famille : mes parents Didier et Nathalie ainsi que mon frère Sébastien qui ont été d'un soutien moral sans faille lors des moments difficiles. Une attention particulière va pour ma compagne Lucia qui m'a soutenu tout au long de ma thèse et qui a supporté mes humeurs, parfois changeantes, lors des moments de doute. Merci pour ta patience et tes mots systématiquement bien choisis qui regonflent l'égo. Ta part dans la réussite de cette thèse est grande.

Sommaire

LISTE DES ABREVIATIONS	8
INTRODUCTION	10
1. CONTEXTE ET PRINCIPES DE BASE	13
1.1 Projet Cryocompac	13
1.2 Refroidisseurs Joule-Thomson	15
1.2.1 Effet Joule-Thomson	15
1.2.1.1 Interprétation du diagramme de Mollier de l'hélium	15
1.2.1.2 Coefficient de Joule-Thomson et température d'inversion	16
1.2.2 Cycle Joule-Thomson	17
1.2.3 Optimisation d'une boucle Joule-Thomson	18
1.2.4 Boucle Joule-Thomson et paramètres de travail	19
1.3 Description des tubes à gaz pulsé	21
1.3.1 Préambule	21
1.3.2 Cycle de Stirling	22
1.3.3 Fonctionnement général	23
1.3.4 Thermodynamique des tubes à gaz pulsé	25
1.4 Réalisation d'un tube à gaz pulsé	26
1.4.1 L'oscillateur de pression	26
1.4.2 Le régénérateur	27
1.4.3 Le tube à pulsation	29
1.4.4 Systèmes de déphasage	29
1.5 Configurations de tube à gaz pulsé	31
1.5.1 Configurations mono-étagées	31
1.5.2 Configuration bi étagée	33
1.6 Etat de l'art au DSBT	35
1.6.1 Technologie mono-étagé : MPTC/LPTC	35
1.6.2 Technologie bi-étagé : PT Bi-étagé CNES et ESA	36
1.6.3 Technologie interceptée : PT15K	36
1.7 Etat de l'art international	37
1.8 Objectifs de la thèse et axes de travaux	39
2. ANALYSE PHENOMENOLOGIQUE D'UN TUBE A GAZ PULSE	41
2.1 Phase et amplitude des ondes de pression et de débit	41
2.1.1 Analogie électrique	41
2.1.2 Analogie électrique : description avec des phaseurs	42
2.1.3 Travail et puissance dans les tubes à gaz pulsé	43
2.1.4 Optimisation des phases	44
2.2 Présentation phénoménologique du tube à pulsation	46
2.2.1 Isolation des gaz chaud et froid	46
2.2.2 Effets pariétaux	47
2.2.2.1 Pompage thermique surfacique	48
2.2.2.2 Débit continu secondaire	50
2.2.3 Débit de remplissage du tube	51
2.2.4 Conduction et rayonnement	53
2.2.5 Dimensionnement du tube optimum	54
2.3 Présentation phénoménologique du régénérateur	55
2.3.1 Efficacité thermique	56
2.3.2 Efficacité hydraulique	60
2.3.3 Performance du régénérateur	61
2.4 Pertes statiques	62
2.4.1 Pertes par conduction	63
2.4.2 Pertes radiatives	64
2.4.3 Analyse	65
2.5 Flux à l'intercepte	66

2.6	Des phénomènes variés nécessitant un dimensionnement adapté	68
3.	METHODE DE TRAVAIL	70
3.1	Description de l'outil SAGE	70
3.1.1	Modélisation du gaz	71
3.1.1.1	Propriétés physiques	71
3.1.1.2	Equations du domaine gazeux	71
3.1.2	Domaine gazeux	72
3.1.2.1	Domaine gazeux dans la matrice poreuse	72
3.1.2.2	Domaine gazeux dans les conduites	73
3.1.3	Domaine solide	73
3.1.4	Conducteurs thermiques	74
3.1.4.1	Conducteur linéaire	74
3.1.4.2	Conducteur avec distribution	74
3.1.4.3	Surface conductive	75
3.1.4.4	Surface quasi-adiabatique	76
3.1.5	Régénérateur	77
3.1.5.1	Conductivité axiale et tortuosité du solide	77
3.1.5.2	Ecoulement dans le régénérateur	77
3.1.6	Tube à pulsation	78
3.1.6.1	Conduction turbulente	78
3.1.6.2	Convection naturelle	78
3.1.6.3	Convection dans la couche limite	78
3.1.6.4	Flux continu en proche paroi	79
3.1.7	Modélisation de tubes à gaz pulsé interceptés	80
3.1.8	Limites de l'outil	81
3.2	Description du banc d'essais	82
3.2.1	Banc de mesure pour tube à gaz pulsé intercepté	82
3.2.1.1	Description générale	82
3.2.1.2	Configurations de doigts froids interceptés	86
3.2.1.3	Instrumentation	89
3.2.1.4	Appareillage électronique	91
3.2.2	Lien thermique de refroidissement de l'intercepte	93
3.3	Protocole expérimental	95
3.3.1	Méthode d'optimisation en déphaseur actif	95
3.3.2	Méthodes de mesure des pertes parasites	96
3.3.2.1	Méthode directe	96
3.3.2.2	Méthode de réchauffage	97
3.3.2.3	Méthode de réduction du PV	97
3.3.3	Mode opératoire	98
3.4	Des outils performants, dans quel but ?	99
4.	DIMENSIONNEMENT ET OPTIMISATION DU TUBE A PULSATION	101
4.1	Résultats numériques	101
4.1.1	Conditions de modélisations	101
4.1.2	Performances des simulations	102
4.1.3	Analyse avec des diagrammes de Fresnel	103
4.2	Résultats expérimentaux	106
4.2.1	Comparaison avec les simulations	107
4.2.2	Performances expérimentales	108
4.2.3	Ondes de pression	111
4.3	Conclusion	113
5.	DIMENSIONNEMENT, OPTIMISATION DES REGENERATEURS ET ANALYSE GLOBALE	115
5.1	Résultats numériques	115
5.1.1	Performances modélisées	116
5.1.2	Effet du régénérateur chaud	117
5.1.3	Effet du régénérateur froid	119
5.1.4	Conclusion des résultats numériques	121
5.2	Résultats expérimentaux	122

5.2.1	Rappel du contexte	122
5.2.2	Performances expérimentales	123
5.2.2.1	Pertes parasites	123
5.2.2.2	Effet du régénérateur froid	124
5.2.2.3	Effet du régénérateur chaud	127
5.3	Analyse globale des cinq configurations	131
5.3.1	Analyse générale et choix de la configuration finale	131
5.3.2	Volumes balayés et ondes de pressions	135
5.4	Conclusion	137
6.	ABOUTISSEMENT ET PERSPECTIVES	139
6.1	Aboutissement	139
6.1.1	Matériaux à haute capacité dans le régénérateur	139
6.1.2	Essais avec un oscillateur commercial	142
6.2	Perspectives	144
6.2.1	Utilisation d'un LPTC à la place d'un MPTC	144
6.2.2	Déphasage passif	145
6.2.3	Axes d'amélioration	147
6.2.4	Conseils pour le dimensionnement de tubes à gaz pulsé	147
6.2.5	Ouverture	148
	CONCLUSION	149
	ANNEXES	152
	Annexe 1 - Description détaillée de l'outil SAGE	152
	Tour d'horizon de l'outil	152
	Grille spatiale	152
	Grille temporelle	152
	Génération d'entropie	152
	Génération d'entropie dans le gaz	153
	Génération d'entropie dans le solide	154
	Gradient de pression induit par les frottements visqueux F	154
	Flux de chaleur en film dans les couches limites Q_w	155
	Flux de chaleur conductifs axiaux	155
	Modèles de turbulence	155
	Turbulence dans la matrice poreuse des régénérateurs	155
	Turbulence dans un canal classique	156
	Echangeurs de chaleur	157
	Tube à pulsation	157
	Vitesse de sortie du tube à pulsation et importance du diffuseur de débit	157
	Flux continu en proche paroi	157
	Annexe 2 - Pré-refroidisseur à l'intercepte : MPTC « Boosté »	158
	Banc de mesure	158
	Plan de mesure	159
	Résultats : inertance 2200 mm Ø1,8 mm	159
	Puissance de réfrigération	160
	Essais en fréquence	161
	Résultats : inertance 1600 mm Ø1,8 mm	162
	Conclusion	163
	Annexe 3 - Résultats de mesures en intégralité	165
	TABLES	170
	Table des figures	170
	Index des tableaux	174
	BIBLIOGRAPHIE	175

Liste des abréviations

Acronymes

Acronyme	Signification
CEA	Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Énergies Alternatives
CECSY	Compact and Efficient Cryogenic SYstem for quantum technologies
CNES	Centre National d'Études Spatiales
DSBT	Département des Systèmes Basses Températures
EM	Engineering Model – Modèle d'ingénierie
ESA	European Space Agency – Agence Spatiale Européenne
JT	Joule Thomson
LCCS	Laboratoire Cryoréfrigérateur et Cryogénie Spatiale
LPTC	Large Pulse Tube Cooler
MLI	Multi Layer Insulation – Isolation multicouche
MPTC	Miniature Pulse Tube Cooler
PT	Pulse Tube – Tube à gaz pulsé
TR	Terres Rares

Grandeurs physiques

Symbole	Unité SI	Signification
A	m ²	Section
C _p	J.K ⁻¹ .kg ⁻¹	Capacité thermique massique à pression constante
d _h	m	Diamètre hydraulique
E	-	Efficacité thermique
f	-	Facteur de frottement visqueux
f _g	-	Facteur de dégradation de la conduction dans le régénérateur
f _m	-	Facteur de tortuosité
freq	Hz	Fréquence
H	kJ	Enthalpie
\dot{H}	kJ.s ⁻¹	Flux d'enthalpie
h	kJ.kg ⁻¹	Enthalpie massique
K	m.s ⁻¹	Conductivité hydraulique
k	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	Conductivité thermique
L	M	Longueur
\dot{m}	Kg.s ⁻¹	Débit massique
Nu	-	Nombre de Nusselt
NUT	-	Nombre d'unité de transfert
P	Pa	Pression
Pe	-	Nombre de Peclet
PV	W	Puissance mécanique fournie par l'oscillateur
P _w	m	Périmètre mouillé
q	m ³ .s ⁻¹	Débit volumique
Q	kJ	Quantité de chaleur
\dot{Q}	W	Puissance thermique

Re	-	Nombre de Reynolds
S	J.K ⁻¹	Entropie
\dot{S}	J.K ⁻¹ .s ⁻¹	Flux d'entropie
T	K	Température
t	s	Temps
U	W.m ⁻² .K ⁻¹	Coefficient d'échange globale
u	m.s ⁻¹	Vitesse
Va	-	Nombre de Valensi
\dot{W}	W	Puissance mécanique

Lettres Grecques

Symbole	Unité SI	Signification
Φ	W	Flux de chaleur
φ	W.m ⁻²	Densité de flux de chaleur (pour la partie SAGE uniquement)
φ	rad	Phase
τ	s	Période
Π	-	Période réduite
ω	rad.s ⁻¹	Pulsation
ρ	kg.m ⁻³	Masse volumique
ε	-	Porosité
δ	m	Déplacement longitudinale moyen dans le tube à pulsation
δ_{th}	m	Épaisseur de la couche limite thermique
δ_v	m	Épaisseur de la couche limite visqueuse
μ	Pa.s	Viscosité dynamique
μ_{JT}	K.Pa ⁻¹	Coefficient de Joule Thomson

Autres

Symbole	Signification
x	Valeur absolue de x
$\langle x \rangle$	Moyenne temporelle de x
\hat{x}	Amplitude de l'onde x
\bar{x}	Valeur moyenne de x

Introduction

Le plan quantique initié en 2021 par le gouvernement français vise à placer la France parmi les premières puissances dans ce domaine [1]. Les perspectives sont multiples : l'augmentation des performances dans divers domaines qui impactent directement ou non la vie quotidienne. À travers ce plan, 16000 emplois directs sont annoncés à l'horizon 2030.

Les technologies quantiques ont le potentiel de révolutionner de nombreux domaines, notamment l'informatique, la simulation, la communication, etc... D'une part, les ordinateurs quantiques pourraient effectuer des calculs à une cadence bien plus élevée que des ordinateurs conventionnels. Cela pourrait avoir une incidence importante sur la recherche en science des matériaux, en optimisation des systèmes, et en intelligence artificielle par exemple. La simulation quantique permettrait la simulation de systèmes quantiques essentielle à la compréhension de la chimie quantique, la physique des particules et d'autres phénomènes physiques complexes. D'autre part, les réseaux de communication quantique permettraient des communications ultra-sécurisées sur de longues distances grâce à l'intrication quantique, ce qui pourrait être essentiel pour la communication intercontinentale sécurisée, ou même interplanétaire si l'on se place dans un futur plus éloigné. Le domaine de la détection quantique bénéficie également de ce plan. Les capteurs quantiques peuvent détecter des champs magnétiques, des champs gravitationnels et d'autre phénomène avec une sensibilité accrue ce qui peut avoir des applications en géophysique, en médecine et en sécurité notamment.

Une technologie particulière est celle des détecteurs de photon unique. Ces détecteurs sont conçus pour enregistrer avec une grande sensibilité l'absorption d'un photon, ce qui est très utile dans plusieurs domaines. Une des applications les plus importantes se trouve dans le domaine de la recherche en physique quantique. Ils sont utilisés pour étudier des phénomènes fondamentaux tels que l'intrication quantique et les expériences de décohérence. Ces détecteurs jouent un rôle clé dans notre compréhension de la mécanique quantique.

Dans le domaine de l'imagerie médicale, les détecteurs de photon unique sont utilisés dans la tomographie par émission de positons pour détecter les positons émis par des produits radioactifs préalablement injectés dans le corps. Cela permet de visualiser des processus biologiques dans le corps humain et permet le diagnostic précoce de certaines maladies.

Enfin, les détecteurs de photons uniques ont des applications prometteuses dans le domaine de la détection de particules dans la recherche en physique des hautes énergies. Ils sont utilisés pour détecter des particules rares et énergétiques, contribuant ainsi à la compréhension des lois fondamentales de l'univers.

L'un des défis majeurs lors de la conception de ces détecteurs, mais aussi dans une vaste gamme d'applications quantiques, est de maintenir une température de fonctionnement suffisamment basse pour conserver les propriétés quantiques des matériaux utilisés.

La nécessité de refroidir ces détecteurs a deux raisons principales. La première est la réduction du bruit de mesure. Les atomes et les électrons présents dans les détecteurs ont une énergie thermique importante, ce qui se traduit par un bruit de mesure important au sein duquel il peut être difficile de

distinguer un signal de faible intensité. Tout détecteur qui vise à mesurer un signal de faible intensité bénéficiera d'un refroidissement à très basse température. Pour détecter ces signaux de faible intensité, il est nécessaire de réduire le bruit en refroidissant les détecteurs. Ce type de besoin en refroidissement est primordial au bon fonctionnement des détecteurs quantiques. En effet, les matériaux quantiques utilisés dans les détecteurs, tels que les jonctions Josephson, présentent des propriétés quantiques qui n'apparaissent que sous des températures ultra-basses, lorsque les matériaux deviennent supraconducteurs.

L'utilisation de la cryogénie est très large dans l'industrie et s'étend de la liquéfaction des gaz, au refroidissement de détecteurs. Les puissances mises en jeu sont alors très différentes. Il existe d'un côté la grande réfrigération qui exploite des kilowatts, par exemple pour le refroidissement de Tokamaks. Il y a à l'opposé les petits réfrigérateurs de laboratoire qui travaillent avec des puissances allant de dizaines de Watts à quelques micros-Watts. Les détecteurs sont généralement refroidis par des réfrigérateurs « basse » puissance.

Le choix de la technologie de refroidissement dépend du type de détecteur, de la température de fonctionnement requise et également des conditions d'opération des détecteurs (dans un laboratoire en ville, dans un télescope au pôle Sud, dans un satellite en orbite, etc.). Les bains de gaz liquide (l'azote à 77 K, ou l'hélium à 4,2 K étant les plus courants) sont très utilisés dans le monde de la recherche mais présentent le désavantage de devoir être régulièrement rechargés. L'utilisation d'une machine cryogénique, autonome, peut alors devenir intéressante. Les technologies de cryostat sont diverses : La gamme sub-Kelvin est couverte par les réfrigérateurs à dilution, les machines à désaimantation adiabatique ou encore les réfrigérateurs à absorption. Ensuite, les liquéfacteurs de gaz (l'hélium liquide étant le plus froid à 4,2 K), sont des machines dites mécaniques où l'effet frigorifique est obtenu par la détente adiabatique du gaz. Les refroidisseurs Joule-Thomson sont l'exemple le plus répandu. Les machines turbo-Brayton fonctionnent sur un principe similaire mais en exploitant en plus le travail de détente. Enfin, les températures plus élevées, sur une gamme aussi large que 4 K – 150 K, peuvent être atteintes par des machines dites régénératives. L'exemple le plus courant est le refroidisseur Stirling. Le plus puissant est un refroidisseur Gifford-McMahon qui fonctionne selon un cycle thermodynamique légèrement différent. Ces deux technologies ont des pièces mobiles à très basse température, ce qui impose des contraintes fortes de maintenance dues à une usure prématurée. Une technologie équivalente qui s'affranchit de pièces mobiles froides est la technologie des tubes à gaz pulsé.

Pour atteindre les très basses températures inférieures au Kelvin, l'utilisation d'un refroidisseur seul n'est pas suffisante. Il est courant de réaliser des chaînes cryogéniques qui impliquent plusieurs étages de refroidissement en cascade pour atteindre la température souhaitée. Cette approche est celle suivie dans le cadre de ce projet de thèse. Nous allons réaliser un tube à gaz pulsé dont le rôle sera de pré-refroidir les étages plus froids d'un refroidisseur Joule-Thomson.

Les tubes à gaz pulsé sont des machines qui permettent d'atteindre une large gamme de températures. Nous visons dans cette thèse une température de fonctionnement de 15 K. A cette température, les puissances de refroidissement sont de l'ordre d'une centaine à quelques centaines de milliwatts. Pour ce faire, un fonctionnement en étages sera employé.

La rédaction de ce manuscrit est organisée de la manière suivante :

L'objectif de cette thèse est de développer un tube à gaz pulsé avec des objectifs clairs de puissances de réfrigération. Ces objectifs sont définis à partir de besoins de refroidissement liés à la boucle Joule-Thomson ainsi qu'au cryostat dédié. Cette analyse thermique est présentée dans le premier chapitre de ce manuscrit. Dans ce même chapitre, le principe de fabrication et de fonctionnement des tubes à gaz pulsé sera décrit et nous présenterons les différentes configurations existantes ainsi que les principaux acteurs internationaux dont fait partie le CEA/DSBT. Les enjeux de puissance et leurs implications sur le dimensionnement de ces systèmes seront alors mis en lumière. Nous découvrirons à cette occasion le rôle central joué par l'oscillateur de pression, à l'origine de ce travail de recherche.

Au deuxième chapitre, nous détaillerons les principaux phénomènes physiques mis en œuvre dans un tube à gaz pulsé. Il sera alors fait mention de la puissance à l'intercepte. Ce concept sera éclairci au cours du manuscrit et constitue l'aspect plus fondamental de cette thèse.

Ce travail est basé sur une approche expérimentale, de ce fait nous consacrerons un chapitre à la description des méthodes de travail. Dans un premier temps, nous explorerons l'outil de simulation qui a été utilisé comme « extension » des expériences. Par la suite, seront présentés en détail le matériel expérimental et les méthodes de montage et de mesure qui y sont associés.

Une fois les bases théoriques et de travail décrites, deux chapitres d'analyse de résultats viendront décrire les effets de la géométrie des deux sous-systèmes principaux d'un tube à gaz pulsé que sont le tube à pulsation et le régénérateur. Une confrontation des résultats de simulations et expérimentaux sera faite et la géométrie optimale, pour les besoins d'un projet industriel présenté au premier chapitre, sera sélectionnée à l'issue de ces analyses.

Certaines modifications technologiques seront alors apportées au tube à gaz pulsé sélectionné en prévision de son transfert vers l'industrie. Les résultats déjà obtenus ainsi que les perspectives d'amélioration seront présentés dans un dernier chapitre qui permettra de conclure sur une configuration finale prête à l'industrialisation.

1. Contexte et principes de base

1.1 Projet Cryocompac

La recherche dans le domaine quantique se présente comme un utilisateur important des technologies cryogéniques basse température. Cependant, ce n'est pas l'unique domaine dans lequel la cryogénie est utilisée. Le refroidissement de détecteurs conventionnels (non-quantiques), tel que l'imagerie par résonance magnétique (IRM), est également un champ d'application des réfrigérateurs de faible puissance fonctionnant à la température de l'hélium liquide. De par les applications dans le domaine du quantique mais également dans des domaines transverses plus généraux, un besoin de cryogénie de faible puissance entre 2 K et 4 K est clairement identifié. Cela influe sur le choix des technologies développées par les laboratoires de recherche, notamment le DSBT/LCCS (Département des Systèmes Basses Températures – Laboratoire Cryo réfrigérateurs et Cryogénie Spatiale du CEA Grenoble).

Les deux groupes industriels principaux travaillant sur la thématique des cryoréfrigérateurs 4 K sont le japonais SHI Cryogenics et l'américain Cryomech. Le groupe SHI Cryogenics développe en parallèle de leurs machines Gifford-McMahon des pulse tubes basses fréquences pour des températures de fonctionnement de 4.2 K fournissant jusqu'à 1 W à cette température. Le concurrent Cryomech, récemment racheté par Blueforce propose une offre similaire et leur machine la plus puissante, le PT450, fournit jusqu'à 5 W à 4.2 K. Ces machines sont alimentées par d'imposants compresseurs à huile nécessitant une maintenance régulière. Par ailleurs L'alimentation électrique des pulse tubes basse fréquence est de l'ordre de la dizaine de kW et un refroidissement par eau industrielle est la plupart du temps nécessaire pour évacuer la chaleur de compression.

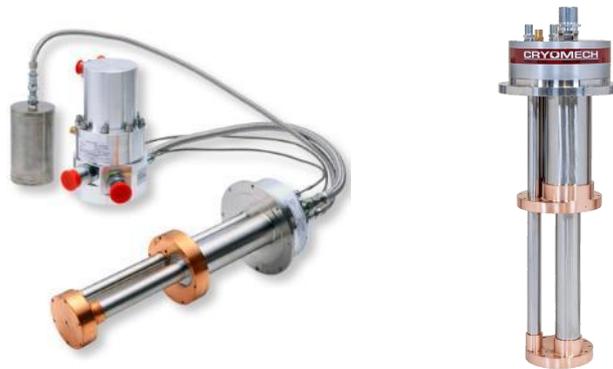


Figure 1 : Pulse tube RP-182B2S SHI Cryogenics (à gauche) et PT450 Cryomech (à droite)

Dans le domaine des détecteurs quantiques, les solutions de refroidissement se résument à ce que les deux industriels SHI et Cryomech proposent. Cette offre n'est malheureusement pas tout à fait adaptée à certains besoins de compacité et transportabilité. Par ailleurs la température des machines industrielles est limitée à environ 2.5 K, ce qui peut être un frein dans l'augmentation des performances des détecteurs. Enfin, le besoin en puissance frigorifique est surdimensionné. Les machines industrielles fournissent 300 mW à 4.2 K au minimum lorsque les détecteurs quantiques ne nécessitent que quelques dizaines de mW.

C'est ainsi qu'est né en 2018 le projet CRYOCOMPAC « Pack ambition recherche » financé par la Région Rhône-Alpes Auvergne. L'objectif est la conception d'un système cryogénique compact capable de générer quelques milliwatts de puissance frigorifique, tout en maintenant une température inférieure à 2 K. Ce système comprend un processus de réfrigération mettant en œuvre deux systèmes de réfrigération qui forment une chaîne cryogénique. Cette chaîne débute par un pré-refroidissement par un tube à gaz pulsé hautes fréquences jusqu'à 15 K, suivi d'un réfrigérateur Joule-Thomson agissant comme étage froid à 2 K, une représentation de ce couplage est illustrée sur la Figure 2. Dans les chapitres ultérieurs, nous décrivons en détail le fonctionnement de ces deux technologies.

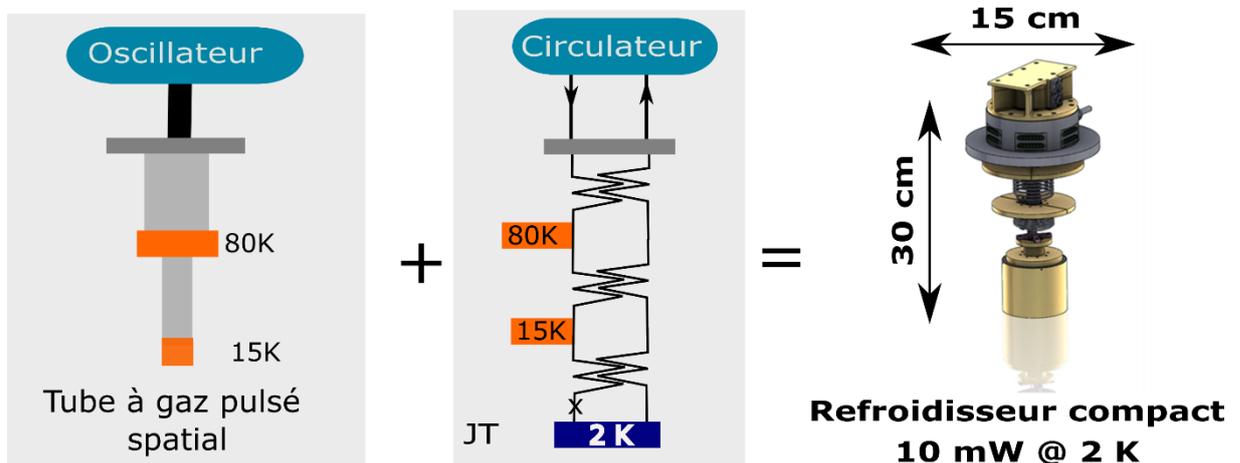


Figure 2 : Schéma du couplage entre une pulse tube hautes fréquences et une JT2K

La compacité de ce couplage réside dans l'utilisation d'un tube à gaz pulsé hautes fréquences. Pour comparaison avec les pulse tubes basses fréquences industriels (« a » sur la Figure 3), cette figure montre la différence de taille avec les pulse tubes haute fréquence (« c » sur la figure). On comprend, en voyant l'encombrement important du compresseur et de la tête froide d'un pulse tube basses fréquences, l'intérêt certain des pulse tubes hautes fréquences dans des projets très compacts. C'est notamment pour ces avantages de compacité et de faibles coûts énergétiques qu'ils sont très utilisés dans les satellites par exemple. Pour notre application visée de petit cryostat de laboratoire, ils seront également parfaitement adaptés.

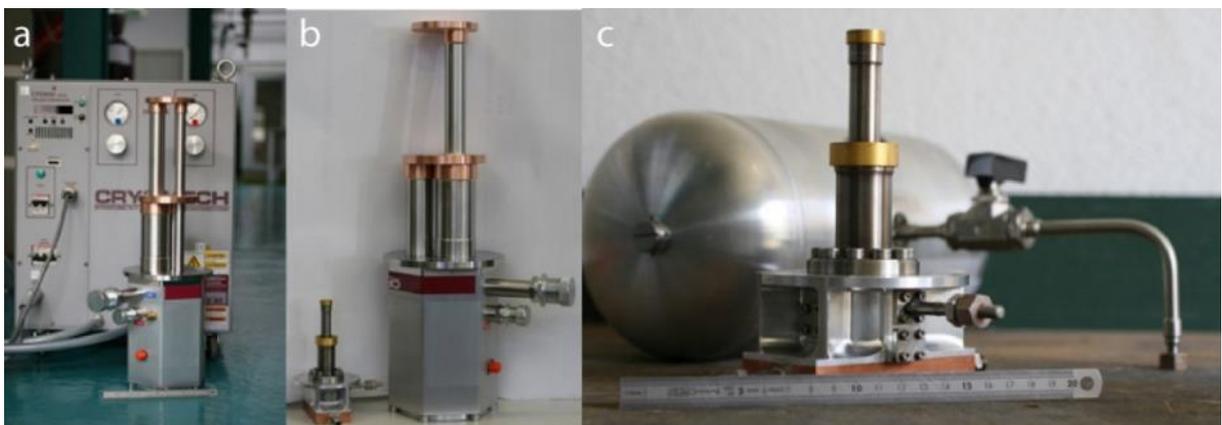


Figure 3 : a - Pulse tube basse fréquence Cryomech et son compresseur, b - PT Bi-étagé DSBT et pulse tube Cryomech, c - PT Bi-étagé DSBT et son compresseur Thalès Cryogenics 9710

Le cœur de ce projet de thèse réside dans le développement du tube à gaz pulsé hautes fréquences utilisé comme pré-refroidisseur. En se basant sur une configuration de référence éprouvée, un modèle spatial avec un haut niveau de maturité technique (Technology Readiness Level) de type tube à gaz pulsé hautes fréquences, l'objectif principal de cette thèse est de redéfinir les dimensions des parties froides de cette machine pour qu'une industrialisation soit possible. Il est important à ce stade de noter que l'énergie mécanique nécessaire au fonctionnement des tubes à gaz pulsé est fournie par des oscillateurs de pression. La révision du tube à gaz pulsé de référence s'inscrit dans le but plus large de remplacer les oscillateurs spatiaux actuellement en usage par des composants du commerce moins coûteux et surtout disponibles par rapport à des composants spatiaux. Les oscillateurs spatiaux, bien que capable de fournir une grande puissance mécanique, présentent certains inconvénients qui seront décrits ultérieurement.

La production en série de chaque composant étant un critère déterminant du projet Cryocompac, le dimensionnement du tube à gaz pulsé devra être adapté pour exploiter au maximum les oscillateurs commerciaux disponibles au moment du développement. Les principales contraintes concernant ces oscillateurs commerciaux sont le volume maximal qu'ils peuvent balayer et le courant d'alimentation maximal qu'ils peuvent recevoir. Ces limitations affectent la puissance mécanique qu'ils sont en mesure de fournir, une capacité qui varie en fonction des dimensions du système qu'ils alimentent.

1.2 Refroidisseurs Joule-Thomson

1.2.1 Effet Joule-Thomson

L'effet Joule-Thomson, a été découvert par les physiciens James Prescott Joule et William Thomson (Lord Kelvin) en 1852. Ils ont découvert que la détente isenthalpique d'un gaz réel s'accompagne souvent d'un refroidissement. Cet effet est largement utilisé pour refroidir de nombreux gaz à de très basses températures, jusqu'à passer de l'état vapeur à l'état liquide. La réalisation d'une détente isenthalpique est très facile à mettre en œuvre et peut être obtenue simplement en insérant un organe qui provoque une perte de charge significative au sein d'un écoulement. Cela peut être un orifice de petit diamètre, un tube capillaire ou encore une vanne de détente permettant de régler la perte de charge souhaitée.

L'observation du diagramme de Mollier (Pression vs Enthalpie) d'un gaz aide à la compréhension de cet effet.

1.2.1.1 Interprétation du diagramme de Mollier de l'hélium

Le comportement d'un gaz réel lors de transformations thermodynamiques se déduit de son diagramme de Mollier. Nous allons nous intéresser particulièrement au ^4He . Le diagramme de Mollier d'un gaz montre l'évolution de son enthalpie en fonction de sa pression et de sa température. Le diagramme de Mollier pour du ^4He est illustré sur la Figure 4.

A la lecture de ce diagramme, il est possible de remarquer que pour des pressions faibles et des températures supérieures à la vapeur saturante, l'enthalpie n'a qu'une très faible dépendance à la pression et varie principalement avec la température du gaz (c.f. Figure 4 : isothermes presque verticales

dans la zone basse pression $P < 1.5 \text{ bar}$ / $T > T_{\text{vap,sat}}$). Lors d'une détente isenthalpique dans cette région, la variation de température sera donc faible.

Pour des pressions plus élevées ou des températures proches du point critique, l'enthalpie varie avec la pression à température constante (les isothermes ne sont pas verticales dans le diagramme de Mollier). Par conséquent, la détente isenthalpique du gaz sous ces conditions provoque une variation de température plus importante que dans le cas précédent. Il est important de relever que pour les pressions les plus élevées, cette détente réchauffera le gaz tandis que pour des pressions inférieures à environ 10 bar, la détente isenthalpique provoquera un refroidissement, voire une liquéfaction du gaz. L'échauffement ou le refroidissement du gaz lors de sa détente peut être prédit par le coefficient de Joule-Thomson.

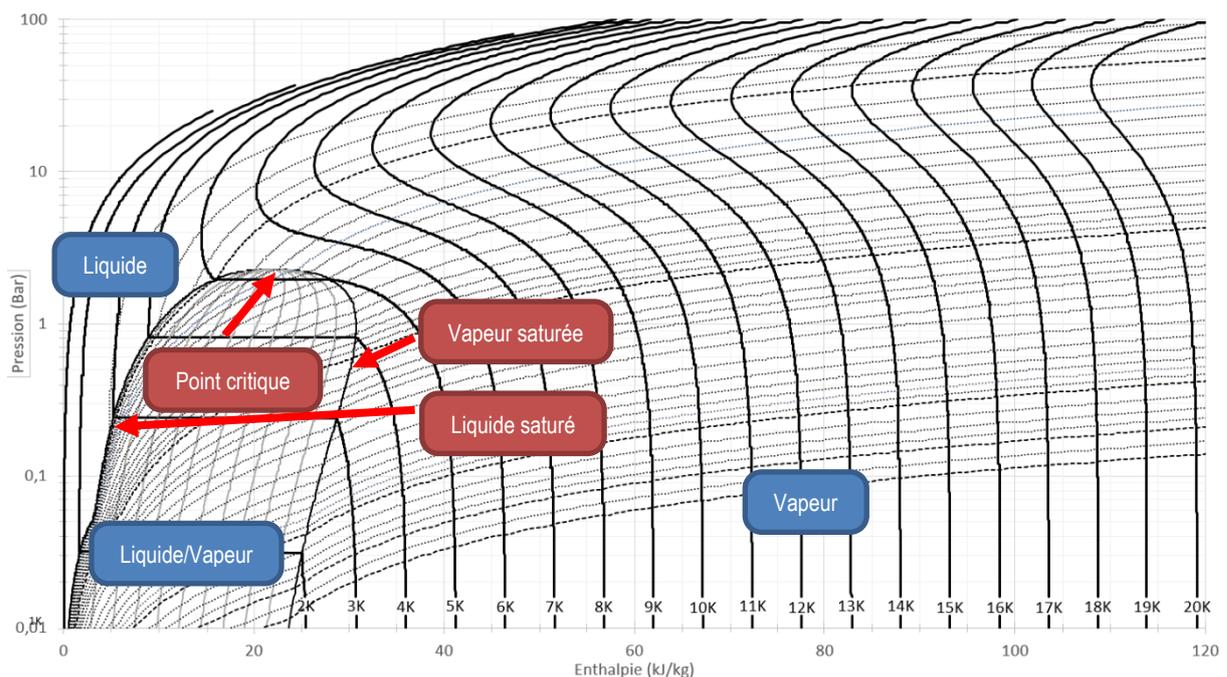


Figure 4 : Diagramme de Mollier ⁴He

1.2.1.2 Coefficient de Joule-Thomson et température d'inversion

Comme évoqué lors de l'étude du diagramme de Mollier, il est possible sous certaines conditions d'observer une élévation de la température du gaz lors de sa détente, ce qui va à l'encontre de l'objectif d'une machine cryogénique. C'est le cas par exemple de l'hydrogène et de l'hélium à pression et température ambiante. On appelle température d'inversion la température sous laquelle la détente du gaz entraîne son refroidissement.

Pour l'⁴He, la température d'inversion est une courbe en cloche dépendant de la pression et de la température, cela est visible sur la Figure 5. À gauche de la courbe d'inversion, la détente produit un effet frigorifique et à droite elle mène à un échauffement du gaz. La température d'inversion est variable en fonction de la pression du gaz avant sa détente. Il est remarquable que quelle que soit la pression, la détente du ⁴He ne peut produire du froid qu'au-dessous de 40 K. Selon la pression d'injection, la température d'inversion peut même être plus basse que 40 K, un système de pré-refroidissement du gaz avant sa détente est donc indispensable pour obtenir un effet J-T frigorifique avec du ⁴He comme gaz de cycle.

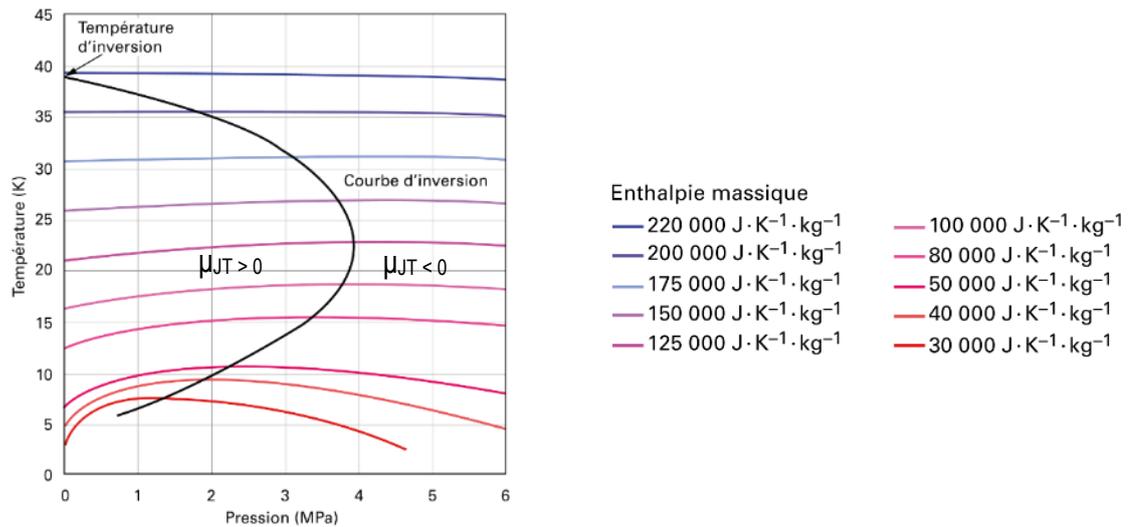


Figure 5 : Courbe d'inversion de l'⁴He - tiré de Techniques de l'Ingénieur [2]

Ce phénomène peut être prédit par le coefficient de Joule-Thomson, étudié en détail par Roebuck [3]. Il s'agit du rapport de la variation de température sur la variation de pression à enthalpie constante :

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad 1.1$$

Si le coefficient de Joule-Thomson est positif, cela signifie que le gaz est au-dessus de sa température d'inversion et inversement. Ce coefficient est nul lorsque les isenthalpes sur la Figure 5 atteignent un maximum.

1.2.2 Cycle Joule-Thomson

Une vue schématique d'un cycle de Joule-Thomson et sa représentation dans un diagramme de Mollier sont présentées sur la Figure 6.

Le cycle de Joule-Thomson [4] consiste à comprimer un gaz (pour ce qui nous concerne de l'⁴He qui permet de réaliser des JT très basse température) à une pression optimale dont la détermination fera l'objet du paragraphe 1.2.3 (transformation 5 - 6 sur la Figure 6). Nous avons vu que pour que la détente produise un effet frigorifique, le gaz doit être sous sa température d'inversion ce qui, pour l'⁴He, impose un refroidissement préalable. Cela est réalisé à l'aide d'échangeurs contre-courant couplés à un refroidisseur externe (6 - 1). Dans l'exemple donné sur la Figure 6, le pré-refroidisseur abaisse la température de l'hélium à 15 K, ce qui correspond à notre cas d'étude. A ce stade une détente serait frigorifique mais l'on peut constater que l'abaissement de température serait faible. Il est donc nécessaire de pré-refroidir plus encore le gaz avant de le détendre. Pour cela, le gaz est ensuite refroidi par les vapeurs froides de l'évaporateur à travers un échangeur contre-courant (1 - 2). La détente isenthalpique entraîne la liquéfaction de l'hélium (2 - 3) pour obtenir un mélange liquide/vapeur dans l'évaporateur parfois appelé « boîte froide ». Cet évaporateur constitue la source froide pour les objets que l'utilisateur cherchera à refroidir (3 - 4). Les vapeurs froides de l'évaporateur remontent ensuite à basse pression vers les hautes températures en captant la chaleur du gaz chaud HP (4 - 5) avant d'être comprimées pour

démarrer un nouveau cycle. La chaleur latente d'évaporation de la fraction d'hélium liquide dans l'évaporateur est l'énergie Q_f disponible pour le refroidissement d'objets externes. La liquéfaction du gaz par sa détente constitue la source de puissance d'une JT. La maximisation du liquide dans l'évaporateur est donc recherchée.

En pratique, les organes principaux du cycle de Joule-Thomson sont le compresseur, le refroidisseur externe, le ou les échangeurs contre-courant, l'organe de détente (vanne ou orifice généralement) et l'évaporateur.

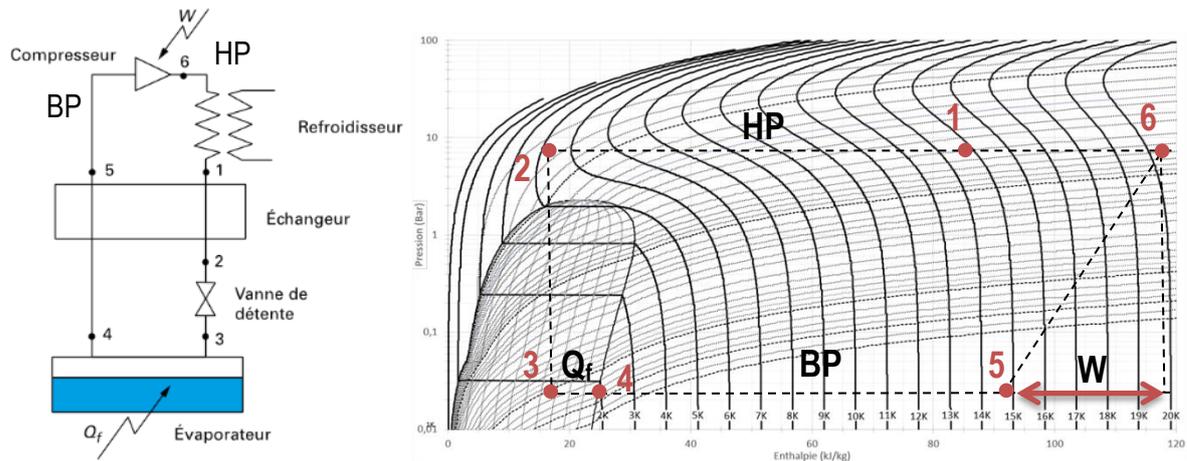


Figure 6 : Schéma d'un cycle de Joule-Thomson ^4He simplifié [2] avec les transformations thermodynamiques dans un diagramme de Mollier ^4He

1.2.3 Optimisation d'une boucle Joule-Thomson

En principe, il suffit d'abaisser la température du gaz sous sa température d'inversion pour que l'effet Joule-Thomson refroidisse le gaz. En pratique, des optimisations sont possibles par le réglage de la température de pré-refroidissement (1), de la pression d'injection (HP) et de la pression d'aspiration (BP). Le diagramme de Mollier est l'outil idéal pour prévoir le réglage optimal.

La basse pression de détente détermine la température de travail du réfrigérateur ainsi que l'enthalpie des vapeurs froides (4). En cas de présence de liquide dans l'évaporateur, la pression de détente correspond à la pression de vapeur saturante. La puissance frigorifique quant à elle provient de la différence d'enthalpie entre les points (3) et (4) correspondant à la chaleur latente d'évaporation du liquide. Maximiser la puissance froide revient à minimiser l'enthalpie du gaz au point (3) ce qui équivaut à minimiser l'enthalpie avant sa détente (2).

Pour ce faire, les vapeurs qui remontent de l'évaporateur sont exploitées pour refroidir le gaz avant sa détente. La différence d'enthalpie entre la courbe de vapeur saturante et la température de pré-refroidissement (h_{4-5} sur la Figure 6) est l'énergie des vapeurs qui peut être récupérée à travers un échangeur contre-courant. Si l'échangeur contre-courant est un échangeur parfait, l'intégralité de l'enthalpie des vapeurs est récupérée et permet dans le meilleur des cas d'amener le gaz HP à la température de l'évaporateur avant sa détente. Avec un mauvais réglage de la pression d'injection, le delta d'enthalpie des vapeurs conduit à une température théorique en sortie d'échangeur inférieure à la température de l'évaporateur, cela est physiquement impossible. Le gaz HP en sortie d'échangeur est

donc limité à la température de l'évaporateur et l'intégralité de l'enthalpie des vapeurs n'est pas exploitée. A l'inverse, avec une pression d'injection trop faible, l'exploitation des vapeurs ne suffit pas pour abaisser la température du gaz à celle de l'évaporateur avant la détente.

Un raisonnement graphique permet de déterminer une pression d'injection idéale que l'on trouve grâce au diagramme de Mollier (Figure 6) : $\Delta h_{4-5} = \Delta h_{1-2}$. La notion de pression d'injection idéale est schématisée sur la Figure 7. Le delta d'enthalpie des vapeurs doit permettre de couvrir l'écart de température entre le pré-refroidissement et la température de saturation à la BP. À pression plus faible, le gaz n'atteint pas la température de l'évaporateur et la détente produit moins de liquide. À pression plus haute, l'isotherme 2 K a une enthalpie plus élevée donc la détente produit également moins de liquide.

Pour faire fonctionner une boucle JT à une température de 2 K, la pression d'injection idéale est « raisonnable » jusqu'à 20 K (< 20 bar). Au-delà, la pression d'injection idéale devient trop élevée pour fonctionner avec des compresseurs commerciaux classiques et la fraction de liquide est trop faible pour exploiter efficacement la chaleur latente d'évaporation de l'hélium. Des pressions d'injection optimales plus basses sont obtenues en abaissant la température de pré-refroidissement.

Le choix de la température de pré-refroidissement et de la pression d'injection est un compromis entre la maximisation de la fraction liquide et le coût technologique d'obtention de ces conditions.

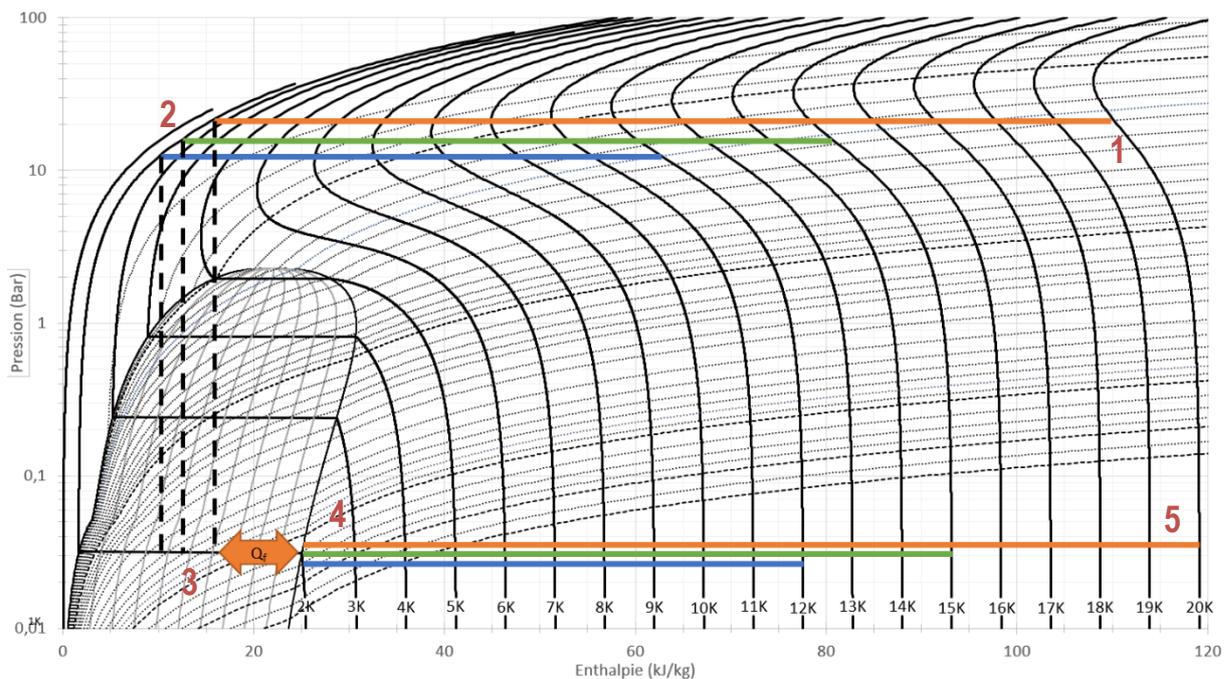


Figure 7 : Diagramme de Mollier ^4He avec optimisation de la pression d'injection à 4 températures de pré-refroidissement (5,3 K, 12 K, 15 K, 20 K) pour un fonctionnement à 2 K

1.2.4 Boucle Joule-Thomson et paramètres de travail

Pour obtenir de la puissance de réfrigération à 2 K, température à laquelle les détecteurs de photons présentent une plus grande sensibilité [5], nous avons vu qu'un pré-refroidissement en dessous de 20 K était nécessaire. Pour ce faire, l'étagement du circuit de pré-refroidissement est intéressant car il permet de réduire la quantité d'énergie à extraire à basse température. L'étagement est aussi intéressant dans

le sens où il découple les parties chaudes et froides, réduisant ainsi les flux conductifs à travers les échangeurs et supports mécaniques créés par les gradients de températures. Avec un seul étage allant de la température ambiante à une température inférieure à 15 K, la longueur de l'échangeur contre-courant nécessaire pour s'approcher d'une efficacité de 1 serait très longue et donc peu envisageable dans un projet compact comme Cryocompac. L'ajout d'un étage de pré-refroidissement entre 80 K et 100 K permet l'utilisation de deux petits échangeurs contre-courant au lieu d'un seul très grand.

C'est pour cela que la boucle Joule-Thomson étudiée dans le cadre du projet Cryocompac est composée de deux étages de pré-refroidissement. La machine est représentée en vue 3D et en vue schématique sur la Figure 8. Elle est prévue pour fonctionner avec des températures au premier étage entre 80 K et 100 K et des températures au deuxième étage entre 12 K et 20 K. Ces deux étages de pré-refroidissement seront refroidis par le tube à gaz pulsé développé dans cette thèse.

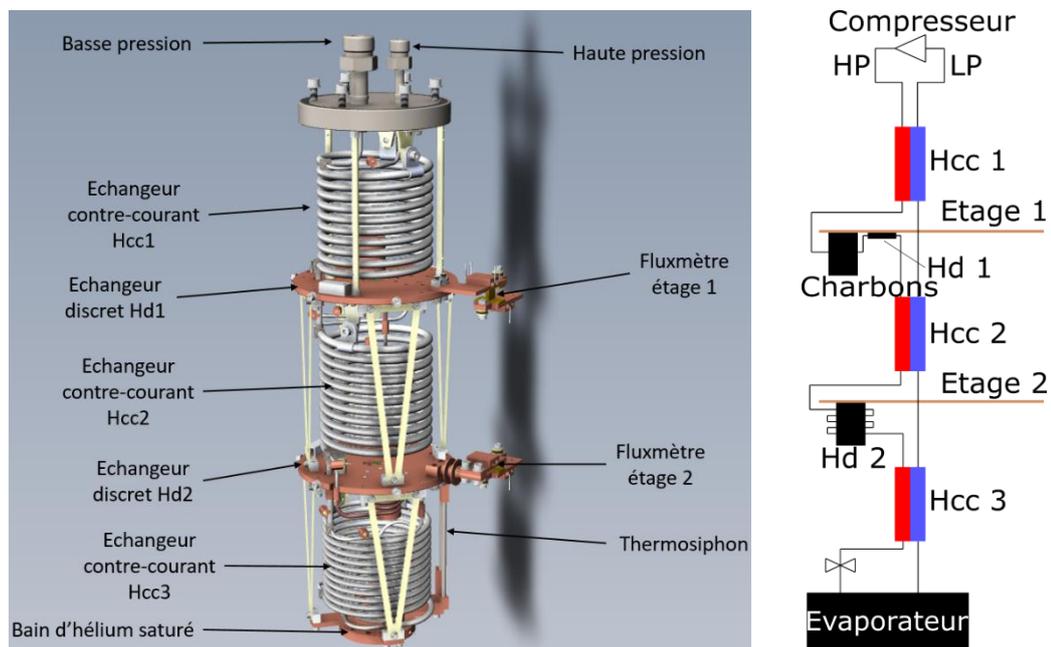


Figure 8 : Vue 3D et vue schématique de la boucle Joule-Thomson Cryocompac

Sur la base de ce qui a déjà été expliqué précédemment, une étude a été menée afin de définir les puissances de refroidissement nécessaires au fonctionnement de la JT Cryocompac. Les températures de 80 K au premier étage et 15 K au deuxième étage seront présentées comme la configuration nominale. Comme les échangeurs contre-courant ne sont pas parfaits, il existe une différence de température entre le gaz HP en sortie d'échangeur et la température souhaitée à l'étage en question. Ainsi, le rôle du refroidisseur externe est de compenser cet écart de température.

L'efficacité des échangeurs contre-courant a été fixée à 70 % pour le premier étage, 90 % pour le deuxième et 100 % pour le troisième. Ces efficacités ont été définies à partir d'un code interne d'aide au dimensionnement des échangeurs. Cela correspond à l'efficacité théorique des échangeurs conçus pour la JT Cryocompac. Pour une même puissance frigorifique, le débit de circulation varie en fonction de l'efficacité du système. Cela va donc influencer sur la charge thermique imposée au pré-refroidisseur. Avec l'écart de température à compenser aux deux étages et le calcul du débit massique nécessaire pour maintenir une puissance froide à 2 K, il est possible de prévoir l'évolution des puissances de pré-refroidissement en fonction de la pression d'injection et de la température du dernier étage de pré-

refroidissement. La Figure 9 illustre l'évolution de la puissance nécessaire au pré-refroidissement des deux étages, dictée par le débit massique, en fonction de la pression d'injection.

Des essais préalables sur la JT Cryocompac ont montré un bon fonctionnement avec des températures de 80 K au premier étage et 15 K au deuxième. La pression d'injection de fonctionnement était alors d'environ 4 bar. Sous ces conditions, les puissances théoriques de pré-refroidissement sont de l'ordre de 1 W à 80 K au premier étage et 100 mW à 15 K au deuxième. Les expériences réalisées précédemment montraient des ordres de grandeur similaires.

Le tube à gaz pulsé hautes fréquences développé au cours de cette thèse est dimensionné pour les puissances décrites ci-dessus. Nous travaillerons avec des objectifs de puissance frigorifique de 150 mW à 15 K et 2 W à 80 K.

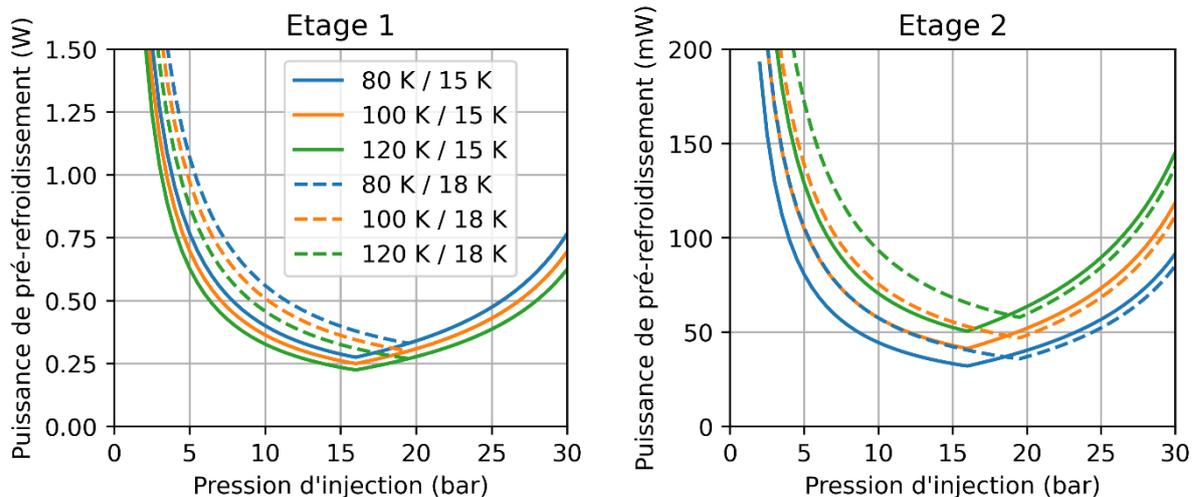


Figure 9 : Puissance de pré-refroidissement aux étage 1 (à gauche) et 2 (à droite) en fonction de la pression d'injection pour une puissance froide de 10 mW à 2 K

1.3 Description des tubes à gaz pulsé

Comme présenté précédemment les refroidisseurs Joule-Thomson nécessitent une étape cruciale de pré-refroidissement en dessous de la température d'inversion. Pour l'⁴He, la plage de température idéale est située en dessous de 20 K. Dans cette gamme de température, les tubes à gaz pulsé, ou pulse tubes en anglais (ce terme sera préféré par la suite) s'avèrent être une solution bien adaptée pour réaliser un ensemble autonome. Les exigences en puissance de pré-refroidissement sont dans la gamme typique de ces machines, avec environ un watt nécessaire au premier étage à 80 K, et quelques centaines de milliwatts requis au deuxième étage à 15 K.

1.3.1 Préambule

Les tubes à gaz pulsé ont été introduits par Gifford et Longworth [6] en 1964. Il convient en préambule de préciser qu'il existe deux types de pulse tubes. Les plus représentés sont les pulse tubes dits basses fréquences (quelques Hertz) également appelés « type Gifford-McMahon » du fait du cycle

thermodynamique mis en œuvre. Un compresseur génère un différentiel de pression HP/BP continu et un système de vanne rotative ou de clapets permet de générer les charges et décharges dans le doigt froid.

Le second type est celui des pulse tubes dits hautes fréquences (plusieurs dizaines de Hertz) ou « type Stirling ». Ces derniers, moins courants, sont notamment très utilisés dans le domaine du spatial ou des systèmes embarqués du fait de leur faible encombrement et de leur consommation électrique limitée. Ils sont généralement largement moins puissants que les pulse tubes basses fréquences et également largement moins encombrants.

Cette thèse se concentre sur ce type de tube à gaz pulsé qui est adapté à la gamme de température et de puissance de refroidissement visée. Dans cette section, nous décrivons le cycle thermodynamique, dit de « Stirling », utilisé dans ces pulse tubes haute fréquence, puis le fonctionnement et la mise en œuvre de ces cryoréfrigérateurs.

1.3.2 Cycle de Stirling

Le cycle thermodynamique de Stirling, est un cycle thermodynamique régénératif à quatre transformations, deux isothermes reliées par deux isochores. En appliquant un différentiel de température, ce cycle est moteur. À l'inverse, parcouru dans le sens récepteur en lui fournissant un travail mécanique, ce cycle est réfrigérateur et provoque un différentiel de température entre deux sources de chaleur.

La réalisation du cycle de Stirling est présentée sur la Figure 10 avec une machine théorique à 2 pistons. Le gaz subit dans l'ordre une compression isotherme suivie d'une transformation isochore au cours de laquelle le gaz est déplacé dans le régénérateur vers la partie froide. Par la suite, le gaz est détendu, ce qui génère un effet frigorifique puis il est déplacé à nouveau à travers le régénérateur vers la partie chaude avant de démarrer un nouveau cycle.

Lors de la compression isotherme (1 - 2), la chaleur Q_c est évacuée et lors de la détente isotherme (3 - 4), le gaz absorbe la chaleur Q_f du milieu à refroidir. Les deux transformations isothermes sont reliées par deux transformations isochores du gaz lors de son déplacement dans le régénérateur : par exemple lors du déplacement isochore (2 - 3) le gaz est refroidi de la température chaude à la température froide.

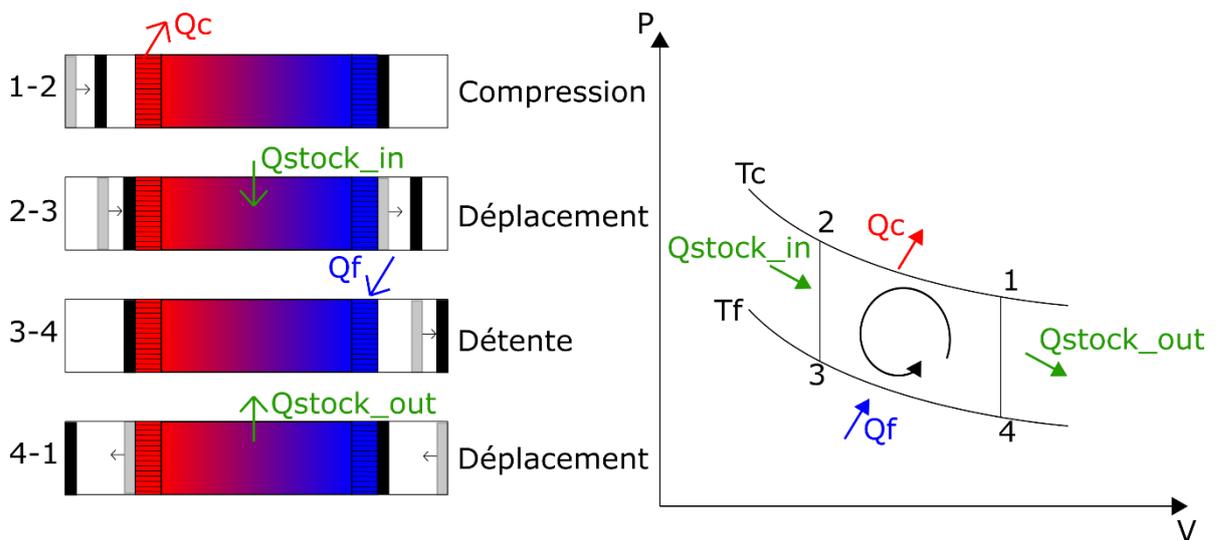


Figure 10 - Les quatre transformations d'un cycle de Stirling

Le cycle théorique est valable en régime permanent lorsque le différentiel de température est déjà établi, le cycle permet de maintenir ce différentiel. En régime transitoire, la détente n'est pas tout à fait isotherme mais conduit à une baisse infinitésimale de la température froide T_f . De ce fait, le gradient de température dans le régénérateur augmente à chaque cycle jusqu'à atteindre le régime permanent où les pertes externes du cryostat sont en équilibre avec la puissance de réfrigération produite.

1.3.3 Fonctionnement général

Le fonctionnement des pulse tubes est centré sur le cycle de Stirling décrit précédemment. La Figure 11 présente un refroidisseur Stirling théorique avec un piston froid permettant d'effectuer les quatre phases du cycle décrites précédemment. La particularité des tubes à gaz pulsé, en pratique, est d'utiliser un ensemble passif qui joue le rôle du détendeur ou piston froid. Cet ensemble passif sur la Figure 11 est constitué du tube à pulsation, d'un second échangeur chaud, d'une inertance et d'un volume tampon.

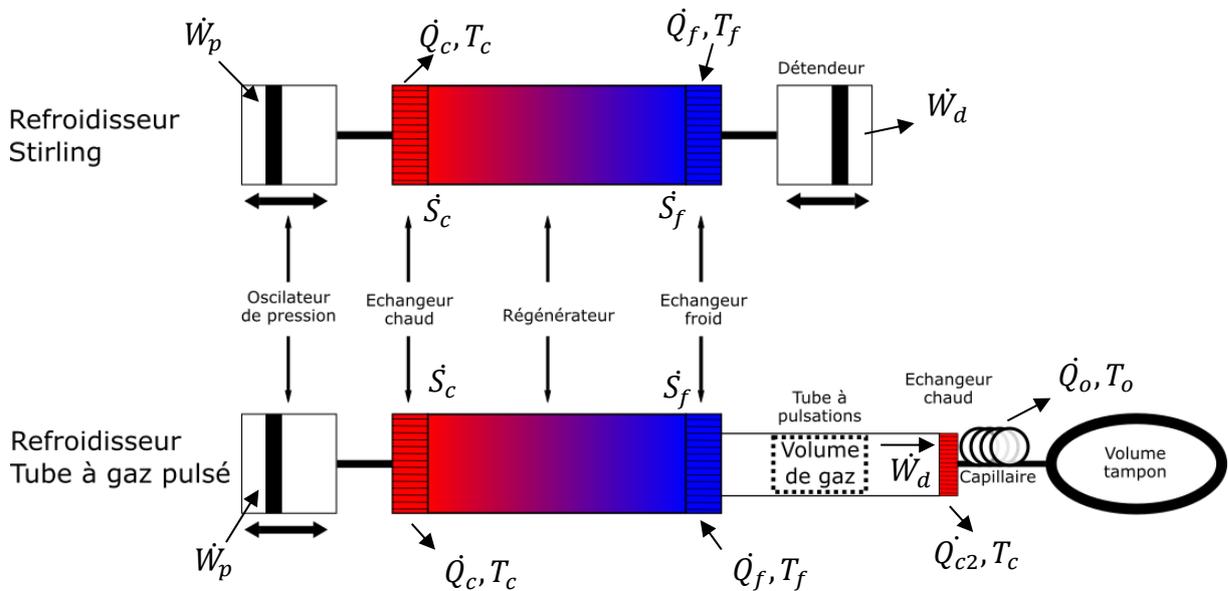


Figure 11 : Schémas parallèles d'un refroidisseur Stirling théorique et d'un tube à gaz pulsé

L'oscillateur à gauche sur le schéma génère une oscillation de pression au sein du système. Ces oscillations entraînent aussi un débit massique au sein du régénérateur.

Un refroidisseur Stirling théorique possède un piston froid (appelé détenteur sur la Figure 11) qui extrait du travail au gaz et ainsi le refroidit. En revanche, un tube à gaz pulsé ne possède pas de piston froid. Le système combinant le tube à pulsation (tube vide), l'inertance (tube capillaire) et le volume tampon permet au gaz au sein du tube à pulsation d'agir comme un piston virtuel, sorte de « piston compressible » fait de gaz. Le gaz sortant de l'échangeur froid cède du travail au gaz dans le tube, entraînant de ce fait un effet frigorifique.

L'inertance a deux rôles : le premier est de dissiper le travail par friction. La chaleur ainsi produite est rejetée à la température ambiante par l'échangeur chaud. Le second rôle est d'utiliser l'inertie du gaz afin de reproduire au plus proche le cycle à quatre phases décrit précédemment. Cela permet de contrôler le mouvement du « piston compressible » dans le tube à pulsation. Ce système se comporte de manière analogue à un déphaseur RL en électronique. Cette approche a été publiée par Zhu et al. en 1997 [7] pour la première fois et Gardner et Swift [8] en ont proposé une analogie électrique. En effet, auparavant ce sont des orifices simples qui étaient utilisés : l'effet de dissipation y était présent, mais l'absence d'inertie ne permettait pas d'atteindre la même efficacité.

Les refroidisseurs Stirling, au fonctionnement analogue, possèdent le désavantage d'avoir des pièces mobiles à basse température pour réaliser la détente du gaz. En lien avec les contractions thermiques qui apparaissent aux basses températures et aux difficultés de lubrification à ces températures, l'usure des pièces froides mobiles est plus rapide que celle d'un piston à température ambiante.

Les tubes à gaz pulsé en revanche s'affranchissent de ces pièces mobiles froides ce qui améliore considérablement leur fiabilité. Cet avantage est largement utilisé dans le domaine du spatial où les opérations de maintenance sont impossibles. Les tubes à gaz pulsés sont également de bons candidats pour les applications terrestres où la maintenance est compliquée à mettre en œuvre. Enfin, le retrait

d'une pièce mobile réduit le niveau de vibration, très utile pour des applications optiques sensibles aux vibrations.

1.3.4 Thermodynamique des tubes à gaz pulsé

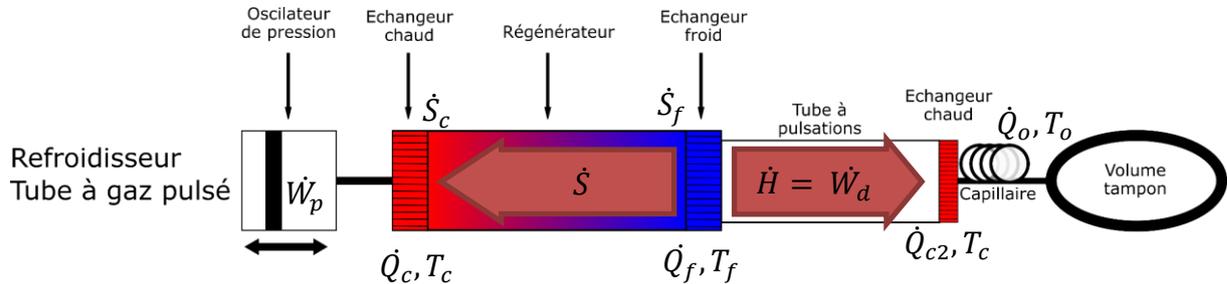


Figure 12: Schéma d'un tube à gaz pulsé représenté avec les flux thermodynamiques

Dans un cycle de refroidisseur Stirling idéal (refroidisseur théorique permettant d'obtenir le meilleur rendement de refroidissement), le travail de détente est récupéré, on a donc un travail total $\dot{W} = \dot{W}_p - \dot{W}_d$, alors que dans un pulse tube théorique ce travail n'est pas récupéré mais dissipé en chaleur : $\dot{Q}_f = \dot{W}_d = \dot{Q}_o$. L'efficacité du système passif est donc moins bonne et un pulse tube possède intrinsèquement un rendement inférieur à un cycle de Carnot idéal. Néanmoins, la différence devient négligeable quand l'écart entre la température froide et la température chaude est élevé (cf COP Tableau 1).

Une autre manière de décrire les cycles régénératifs est d'utiliser le concept de flux d'entropie et de flux d'enthalpie. Dans un refroidisseur idéal, le flux d'entropie est constant dans le régénérateur et le flux d'enthalpie est constant dans le tube à pulsation. L'entropie au bout froid à la température T_f est égale à celle du bout chaud à T_c . Ainsi, dans une machine régénérative idéale, le flux d'entropie traversant le régénérateur est constant du bout froid au bout chaud. Ce flux d'entropie permet d'évacuer la chaleur puisée au bout froid. Le flux d'enthalpie dans le tube à pulsation correspond quant à lui au travail de détente du gaz. Il est entièrement récupéré dans une machine de Stirling idéal mais est dissipée sous forme de chaleur dans les pulse tubes.

Le Tableau 1 regroupe les relations de rendement et d'équilibre propres aux machines régénératives et au cycle de Carnot pour comparaison. La thermodynamique des pulse tube a été étudiée par Kittel et al. ainsi que de Waele et al. [9], [10] et [11].

Tableau 1 : Relations thermodynamiques pour les refroidisseurs Carnot, Stirling et Pulse Tubes

	Carnot/Stirling	Pulse Tube
Equilibre du flux d'énergie	$\dot{Q}_f + \dot{W} = \dot{Q}_c$	$\dot{W}_p = \dot{Q}_c$ et $\dot{Q}_f = \dot{W}_d = \dot{Q}_o$
Equilibre du flux d'entropie	$\dot{S}_f = \dot{S}_c$	$\dot{S}_f = \dot{S}_c$
Rendement (η)	$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}} = \frac{T_c}{T_c - T_f}$	$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_p} = \frac{T_f}{T_c}$
Coefficient de performance ($COP = \eta^{-1}$)	$\frac{T_c}{T_f} - 1$	$\frac{T_c}{T_f}$

1.4 Réalisation d'un tube à gaz pulsé

Les composants du tube à gaz pulsé hautes fréquences seront décrits en détail dans cette section.

1.4.1 L'oscillateur de pression

Un refroidisseur continu comme les JT ou même les refroidisseurs ménagers utilise un compresseur qui génère un différentiel de pression HP/BP continu. Les pulse tubes haute fréquence comme l'ensemble des machines régénératives fonctionnent avec un flux de gaz alternatif. Ce flux peut être obtenu à partir d'une génération continue et d'un système de vanne comme sur les pulse tubes basse fréquence. Les tubes à gaz pulsé hautes fréquences sont quant à eux alimentés avec une onde de pression sinusoïdale générée au gré des mouvements des pistons dans ce que l'on appelle un oscillateur de pression. En cela ils ne méritent pas à proprement parler leur nom de tube à gaz « pulsé ».

Un tube à gaz pulsé est rempli avec de l'hélium à une pression moyenne de plusieurs dizaines de bar, variant selon les configurations. Le doigt froid est relié à un oscillateur qui génère une onde de pression autour de la pression moyenne pour provoquer un débit oscillant dans le système. Le système couramment utilisé, et schématisé sur la Figure 13, utilise deux pistons qui oscillent en opposition de phase. Cette configuration avec deux pistons qui oscillent en opposition de phase ne génère pas de vibrations en théorie. Cet avantage est très utile pour les capteurs nécessitant un faible niveau de vibration comme des capteurs optiques. Les pistons sont maintenus par des paliers flexibles et une fois le rodage effectué, le contact entre les pistons et leur chemise est très réduit. Ces oscillateurs hautes fréquences sont donc d'une grande fiabilité et ne nécessitent pas d'entretien comme c'est le cas pour les compresseurs à huile des pulse tubes basses fréquences.

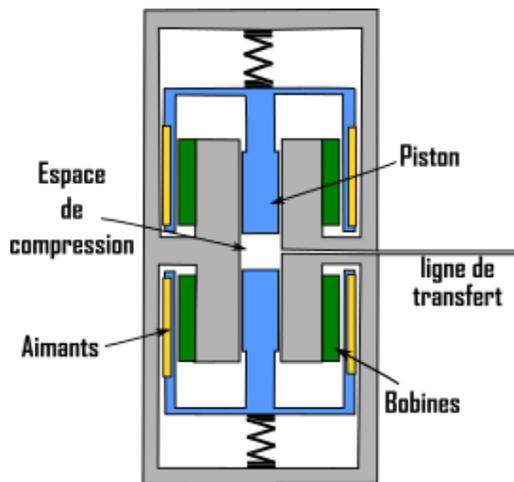


Figure 13 : Schéma de principe d'un oscillateur à deux pistons opposés [2]

Le volume balayé par les pistons ainsi que le rapport d'élévation de la pression déterminent la puissance mécanique délivrée par l'oscillateur. En thermodynamique le travail d'un gaz s'écrit $dW = P \cdot dV$, on appellera donc la puissance mécanique fournie par l'oscillateur « puissance PV » en référence à cette relation.

Pour faire osciller les pistons, un courant électrique oscillant est injecté dans des bobines qui génèrent un champ magnétique alternatif et donc un mouvement alternatif des pistons.

1.4.2 Le régénérateur

Le régénérateur est l'un des éléments caractéristiques des machines dites régénératives. Il est utilisé aussi bien par les machines Stirling et Gifford Mac-Mahon que par les tubes à gaz pulsé. Il s'agit d'un matériau poreux au contact du gaz qui joue le rôle d'éponge thermique. Au passage du gaz chaud, le régénérateur capte de la chaleur au gaz permettant de le refroidir avant la détente. Au passage du gaz froid en sens inverse, le régénérateur cède sa chaleur au gaz.

En pratique, les régénérateurs réalisés au DSBT sont composés d'un empilement de toile tressée d'un matériau avec une haute capacité thermique massique (voir Figure 14). Par la suite, il sera fait référence à cet empilement de grille comme étant la matrice du régénérateur. Le diamètre des fils et l'espacement entre ces derniers détermine la porosité. Avec une faible porosité, beaucoup de masse participe à l'échange de chaleur avec le gaz. D'un point de vue thermique, il est intéressant d'avoir un régénérateur dense. Cependant, le bon échange thermique n'est pas le seul critère de performance d'un régénérateur.

S'il est crucial que le régénérateur permette de bien absorber et restituer de la chaleur au gaz, il doit en parallèle opposer une résistance faible au passage du gaz pour limiter la dissipation d'énergie par frottement visqueux. En hydraulique des milieux poreux, la loi de Darcy donne $\Delta P = \frac{qL}{KA}$, avec ΔP le gradient de pression entre l'amont et l'aval de la section étudiée, q le débit volumique, L la longueur étudiée, A la section traversée et K la conductivité hydraulique. La conductivité hydraulique d'un milieu et sa porosité étant linéairement proportionnelles, la perte de charge générée par le régénérateur est proportionnelle à sa porosité. La loi de Darcy exprimée telle que précédemment n'est valable qu'en régime stationnaire, elle ne peut donc pas être utilisée telle quelle pour décrire quantitativement un écoulement oscillant. Elle permet néanmoins d'appréhender ce qui se passe d'un point de vue

phénoménologique lorsqu'un fluide traverse un milieu poreux. Les mécanismes de perte de pression en régime oscillant seront décrits plus en détail au chapitre 2.3.2.

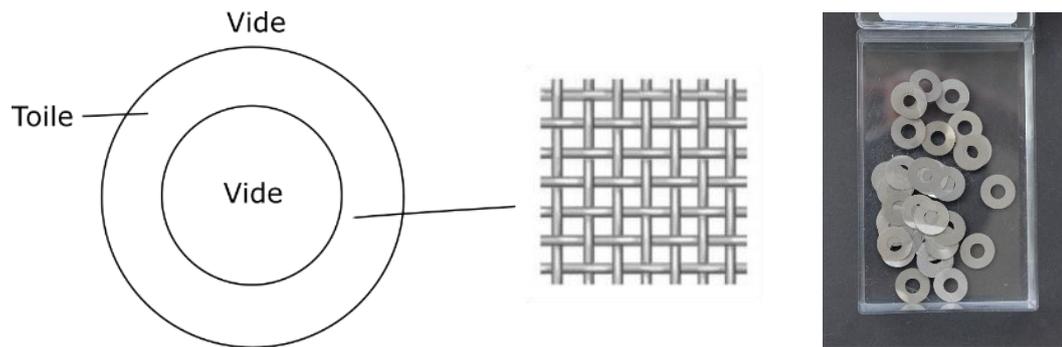


Figure 14 : Schéma et photo des grilles pour un régénérateur de section annulaire

On comprend que le régénérateur optimal est un compromis entre les échanges thermiques du gaz avec le solide et l'écoulement de ce gaz au sein de la matrice poreuse. Un livre de Ackermann : « Regenerative heat exchangers » [12] décrit en détail le comportement des échangeurs régénératifs. Au chapitre 2.3 nous présenterons notre approche de la thermique et de l'hydraulique dans un régénérateur.

Le régénérateur joue un rôle prépondérant dans les performances d'un pulse tube. Un travail sur les matériaux qui le composent tout en gardant une porosité générant une faible perte de charge améliore considérablement la puissance froide extraite par le tube à gaz pulsé. La Figure 15 permet de comparer la capacité calorifique massique de certains matériaux avec celle de l'hélium à 15 bar. En dessous d'environ 25 K, l'utilisation d'un régénérateur uniquement en acier inoxydable est suffisant pour avoir un bon échange de chaleur avec le gaz. Sous 25 K, l'échange est dégradé du fait de la différence significative de l'évolution des chaleurs spécifiques entre l'hélium et l'acier inoxydable. L'utilisation de matériaux exotiques avec des capacités calorifiques supérieures permet d'abaisser la température à laquelle le régénérateur devient inefficace. L'étude des matériaux, de leur procédé de fabrication et d'intégration a été réalisée en 2015 au cours d'une thèse au DSBT par Charrier [13].

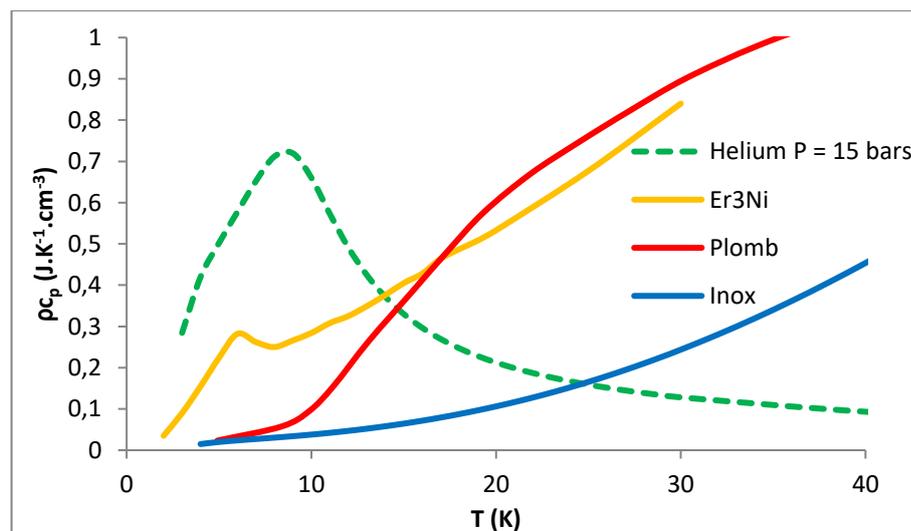


Figure 15 : Courbes de pc_p de quatre matériaux et de l'⁴He à 15 bar de 1 K à 40 K

1.4.3 Le tube à pulsation

Le tube à pulsation est l'élément caractéristique d'un tube à gaz pulsé. Sa conception est simple puisqu'il s'agit simplement d'un tube. Cependant, couplé au système de déphasage, il se passe en son sein des phénomènes qui lui donnent un rôle central dans le fonctionnement d'un pulse tube.

Son rôle principal est de contenir le gaz formant le « piston compressible » théorique tout en isolant thermiquement le gaz froid sortant de l'échangeur froid du gaz chaud provenant du système de déphasage. Mal dimensionné, les gaz chaud et froid se mélangeraient dans le tube, ce qui détériorerait significativement les performances du pulse tube en apportant des pertes thermiques importantes au bout froid.

De nombreux phénomènes décrits ultérieurement (chapitre 4) participent à améliorer ou dégrader les performances d'un tube à gaz pulsé. Comme pour de nombreux sous-systèmes d'un pulse tube, le dimensionnement du tube à pulsation est une question de compromis.

1.4.4 Systèmes de déphasage

Les premiers tubes à gaz pulsé historiques, développés par Gifford et Longworth en 1964 [6], n'utilisaient pas de système de déphasage. Le phénomène de pompage thermique surfacique décrit au chapitre 2.2.1 était exploité pour générer une puissance de réfrigération.

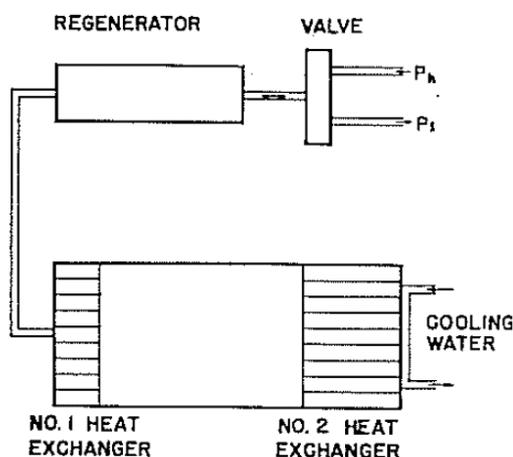


Figure 16 : Schéma original du basic pulse tube de Gifford et Longworth [6]

Par la suite, une résistance hydraulique a été ajoutée au système sous la forme d'un orifice, présenté pour la première fois par Mikulin et al. en 1984 [14] puis amélioré par Radebaugh et al. en 1986 [15]. Cet orifice permet de générer une perte de charge. Grâce à cette chute de pression, la détente du gaz est obtenue dans le tube pour générer un effet frigorifique. L'orifice est associé à un volume de grande taille comparé au volume du système en amont. Ce volume est appelé volume tampon, il doit être suffisamment important pour que la variation de pression en son sein soit négligeable quand du gaz entre et sort par l'orifice. Il constitue une source de pression quasi-constante égale à la pression de remplissage du système. Les variations de pression engendrées par l'orifice oscillent donc autour de la pression moyenne de remplissage. Le débit qui passe à travers l'orifice est proportionnel à sa dimension.

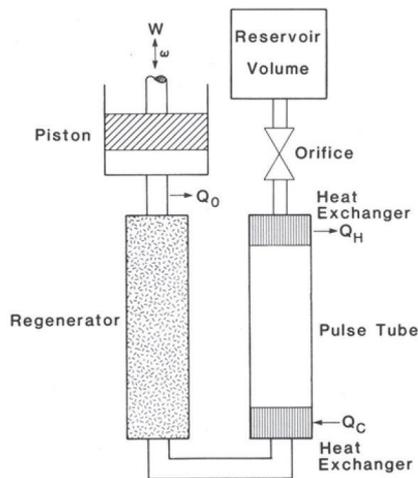


Figure 17 : Schéma d'un pulse tube avec orifice [16]

Une autre technologie développée plus tard utilise un tube capillaire appelé inertance à la place de l'orifice (voir Figure 18). Elle a été utilisée pour la première fois par Zhu et al. en 1997 [7]. Ce nom vient de l'effet d'inertie qu'elle provoque sur le débit qui la parcourt. Un effet d'accumulation de gaz, positif quand le gaz circule dans le sens aller et négatif quand le gaz circule en sens inverse, est alors obtenu, créant ainsi un retard de phase du débit au bout chaud du tube à pulsation. Un volume tampon est toujours utilisé en aval comme source de pression constante.

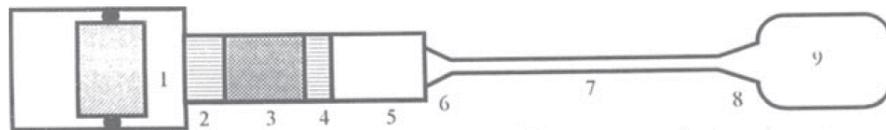


Figure 18 : Schéma d'un pulse tube avec inertance [7]

Les systèmes de déphasage décrits précédemment sont dits « passifs » car aucune pièce mobile ou activement contrôlée n'est impliquée dans le déphasage. L'intérêt principal est la simplification du système d'un point de vue des équipements externes (alimentations et oscillateurs) et la fiabilisation du système car les risques d'usure prématurée sont très faibles. Le revers est un contrôle amoindri de la phase et de l'amplitude de l'onde de débit au bout chaud du tube.

Pour un contrôle total sur ces deux paramètres, l'utilisation d'un oscillateur secondaire, nommé déphaseur actif, est courante en remplacement de l'orifice ou inertance et du volume tampon. Cette configuration contrôle activement le déphasage de l'onde directement au bout chaud du tube à pulsation. Ce dernier joue toujours son rôle d'isolation thermique entre les parties chaude et froide et l'oscillateur secondaire fonctionne à température ambiante pour son bon fonctionnement mécanique.

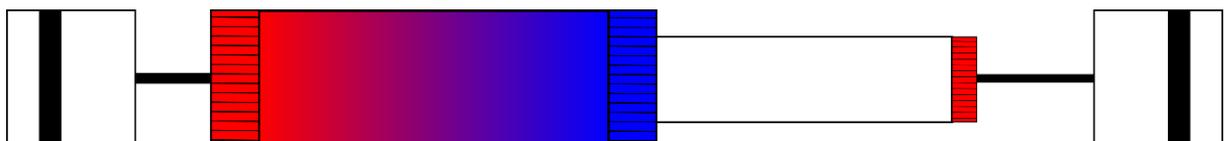


Figure 19 : Schéma d'un pulse tube avec déphaseur actif

L'oscillateur secondaire est piloté de manière synchrone avec l'oscillateur principal et l'utilisateur peut régler à volonté (dans les limites opératoires de l'oscillateur et de son alimentation) l'amplitude des oscillations des pistons et le décalage de phase par rapport à l'oscillateur principal. Il est à noter que la différence de phase des alimentations ne correspond pas nécessairement à la différence de phase entre l'onde de débit en entrée du régénérateur et celle en sortie du tube à pulsation : les effets d'impédance dans les bobines de l'oscillateur et les effets hydrauliques capacitifs dans les lignes de conduite reliant les oscillateurs aux pulse tubes impliquent des décalages de phases des ondes mécaniques.

1.5 Configurations de tube à gaz pulsé

Tout en gardant le même principe de fonctionnement, les tubes à gaz pulsé peuvent se décliner en différentes configurations, chacune avec son lot d'avantages et d'inconvénients.

Les pulse tubes les plus simples sont mono-étagés. Ils permettent au mieux d'atteindre des températures de l'ordre de la trentaine de Kelvins sans charge thermique. Pour atteindre des températures plus froides et/ou pour augmenter la puissance frigorifique à basse température, l'utilisation de plusieurs étages de réfrigération en cascade est possible.

1.5.1 Configurations mono-étagées

Schématisés en Figure 20, les premiers pulse tubes historiques étaient montés « en ligne ». L'oscillateur, le régénérateur, le tube à pulsation et le système de déphasage sont montés les uns à la suite des autres. Cette configuration est très pratique dans le cadre de développements. La facilité d'accès à chaque sous-système le rend modulaire et il est assez facile de remplacer un sous-système indépendamment du reste pour des essais spécifiques. De plus, il permet l'optimisation indépendante de chaque sous-système car il n'est soumis à aucune contrainte d'espace.

En pratique, les pulse tubes sont montés avec le bout chaud du tube à pulsation orienté vers le haut. De cette manière, la création de cellules de convection naturelle dans le tube à pulsation est empêchée. Le régénérateur étant un milieu poreux, ce phénomène y est largement moins important. Le désavantage des pulse tubes en ligne réside dans l'existence de deux interfaces chaudes séparées spatialement. L'extraction de la chaleur à ces deux interfaces nécessite de les relier thermiquement, ce qui présente des difficultés de réalisation mécanique liées aux contractions thermiques à basse température.

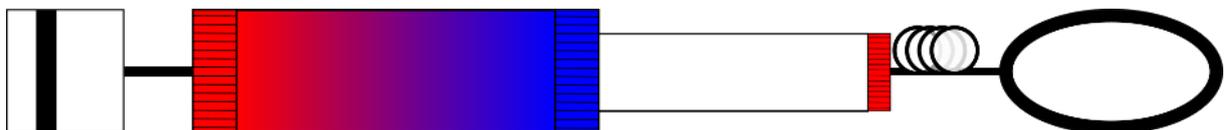


Figure 20 : Tube à gaz pulsé en ligne

Pour pallier le problème de convection naturelle dans le tube à pulsation et la gestion de deux interfaces chaudes, une configuration en U, telle que décrite sur la Figure 21, a été imaginée. Le tube à pulsation est installé en parallèle du régénérateur. Au bout froid, le gaz opère un demi-tour pour revenir vers la partie chaude du montage. Lorsque la partie chaude est montée vers le haut et la partie froide vers le bas, le gradient thermique déjà bien orienté ne provoque pas la création de cellules de convection

naturelle. Cette configuration présente l'autre avantage d'améliorer la compacité du système en évitant d'avoir un système très long comme un pulse tube en ligne.

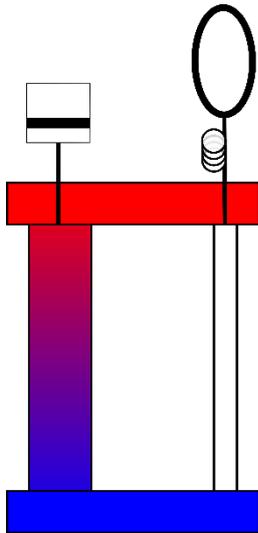


Figure 21 : Tube à gaz pulsé en « U »

Les pulse tubes hautes fréquences, de puissance assez faible mais de très grande fiabilité, sont généralement utilisés pour des applications spatiales où les contraintes d'encombrement et de tenue mécanique sont fortes. Pour améliorer ces points, la configuration coaxiale schématisée en Figure 22 intègre directement le tube à pulsation au sein du régénérateur. Le régénérateur prend alors une section annulaire.

En plus de l'amélioration de la compacité et de la tenue mécanique du système, le tube à pulsation est « caché » dans le régénérateur, ce qui supprime une source de pertes parasites par rayonnement depuis l'environnement extérieur. Le tube à pulsation est également thermalisé au contact du régénérateur et cela apporte un bénéfice en termes de thermalisation du gaz à l'intérieur de celui-ci. L'intégration d'un pulse tube coaxial est aussi plus simple car il n'y a pas à gérer un baffle ou la pose d'isolant thermique entre le régénérateur et le tube à pulsation de la machine.

Cette configuration présente cependant le désavantage de contraindre le tube à pulsation à la même longueur que le régénérateur, même si cela n'est pas sa longueur optimale.

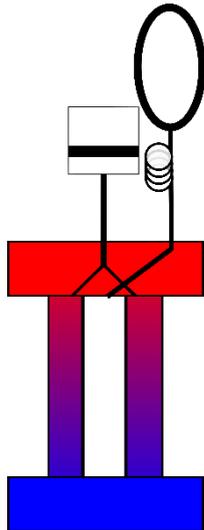


Figure 22 : Tube à gaz pulsé coaxial

1.5.2 Configuration bi étagée

Les configurations bi-étagées permettent d'atteindre des températures de fonctionnement plus basses que les configurations mono-étagées. Pour ce faire, elles utilisent des étages de pré-refroidissement, à l'image du réfrigérateur Joule-Thomson. Le pré-refroidissement actif en plus du régénérateur permet de réduire au minimum l'écart de température entre la température froide visée et la température avant la détente. Avec la réduction de gradient de température, le régénérateur a moins d'énergie à retirer au gaz et celui-ci est détendu avec une enthalpie plus basse, ce qui conduit à un abaissement de la température de fonctionnement.

L'étage de pré-refroidissement peut être réalisé soit par un étage pulse tube interne à la machine soit par un intercepte thermique sur le régénérateur qui est refroidi par une machine annexe.

Les configurations bi-étagées intégrées utilisent la même onde de pression fournie par un oscillateur. L'onde de pression passe dans un premier régénérateur puis est distribuée entre le tube à pulsation d'un premier étage et le régénérateur d'un deuxième étage relié lui-même à un deuxième tube à pulsation. Un schéma d'un tel montage est présenté sur la Figure 23. L'effet frigorigène obtenu au premier étage permet de refroidir le gaz avant son entrée dans le second régénérateur. Cette configuration permet d'obtenir un doigt froid très compact car toutes les pièces sont imbriquées les unes dans les autres. Cet agencement bi-étagé coaxial a été développé au CEA-DSBT. Nous verrons par la suite que les performances de cette configuration ne permettent pas, à ce jour, d'envisager cette technologie pour le refroidissement d'une boucle Joule-Thomson à 2 K.

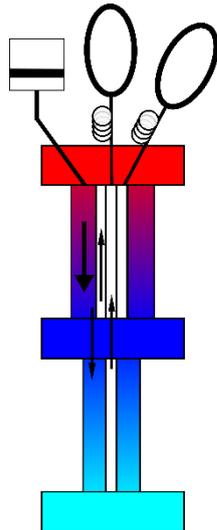


Figure 23 : Tube à gaz pulsé bi-étagé coaxial
CEA-DSBT

La configuration de type pulse tube intercepté, est présentée sur la Figure 24. Ici, sur la gauche du schéma, un pulse tube coaxial mono-étagé indépendant est utilisé comme pré-refroidisseur du second doigt froid.

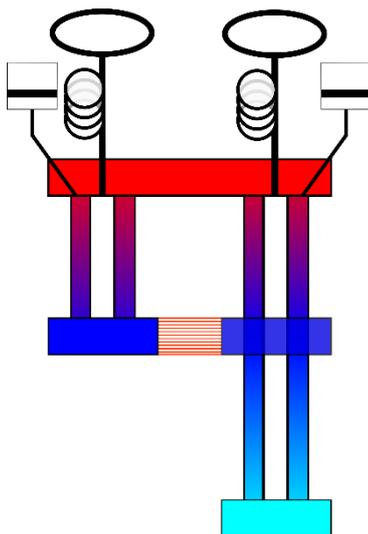


Figure 24 : Tube à gaz pulsé intercepté

Sur ce second pulse tube, le régénérateur est divisé entre une partie chaude et une partie froide, séparées par un échangeur de chaleur intermédiaire appelé intercepte. Le refroidisseur externe est connecté thermiquement sur l'intercepte et permet d'abaisser la température du régénérateur. En partant d'une température plus froide en entrée du régénérateur froid, la détente au bout froid permet d'atteindre des températures inférieures à la dizaine de Kelvins.

Que ce soit le pulse tube bi-étagé ou le pulse tube intercepté, ces machines offrent, en plus d'un refroidissement à basse température, un point de thermalisation intermédiaire qui sera utile dans le cadre de notre couplage avec une JT.

1.6 Etat de l'art au DSBT

Au département des systèmes basse température, et plus particulièrement au laboratoire de cryoréfrigérateurs et cryogénie spatiale (LCCS), un long historique de développement de pulse tubes a permis d'atteindre des hauts niveaux de performance. Ces niveaux de performance permettent aux pulse tubes imaginés et développés au DSBT et fabriqués par nos partenaires d'être candidats sur des missions scientifiques de grande échelle (mission Athena [17]) et même de voler sur des satellites en orbite actuellement (Meteosat 3^{ème} Génération [18]).

Les missions spatiales ayant une forte contrainte d'encombrement, les pulse tubes conçus au DSBT sont généralement de type coaxial dans leur version finale transférée à l'industrie. L'onde de pression nécessaire au fonctionnement de ces pulse tubes est historiquement fournie par des oscillateurs de la société Thalès Cryogenics.

1.6.1 Technologie mono-étagé : MPTC/LPTC

Deux modèles de pulse tube mono-étagé ont été développés au DSBT en collaboration avec Air Liquide et Thalès Cryogenics. Le Large Pulse Tube Cooler (LPTC) et son homologue de plus petite dimensions et puissance le Miniature Pulse tube Cooler (MPTC) sont deux pulse tubes orientés vers une gamme de températures entre 40 K et 100 K.

Le modèle d'ingénierie d'un MPTC, testé par Trolhier et al. [19] en 2005 a démontré des performances cryogéniques de 1 W à 80 K avec une alimentation électrique de 35.3 W. Piloté à une fréquence de 50 Hz, cela correspond à une puissance PV estimée de 26.2 W lorsque l'on retranche à la puissance électrique les pertes par effet Joule dans l'oscillateur. Ces performances ont été obtenues avec une température au bout chaud du tube de 302 K et une température moyenne de l'oscillateur de 298 K.

Son grand frère le LPTC, représenté sur la Figure 25, a une configuration similaire avec des dimensions plus grandes et des objectifs de puissance plus élevés. Il a été testé par Trolhier et al. en 2007 [20]. Ils rapportent une puissance frigorifique de 2.27 W à 50 K pour une puissance électrique de 160 W et avec l'interface chaude à 283 K. Avec une alimentation de 100 W_{PV}, ce pulse tube peut fournir jusqu'à plus de 9 W à 100 K selon la température de l'interface chaude. C'est cette famille de machine qui est maintenant utilisée sur le satellite MTG (Meteosat Third Generation).

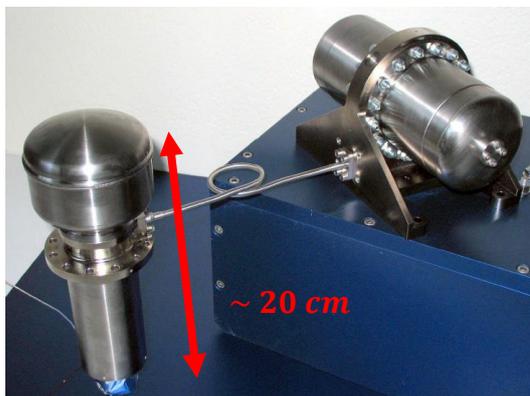


Figure 25 : Photo d'un LPTC avec son oscillateur, son inertance et son volume tampon intégré

1.6.2 Technologie bi-étagé : PT Bi-étagé CNES et ESA

Une technologie bi-étagé classique a été développée au DSBT par Charles et Prouvé entre 2008 et 2017 [21]. Développé dans le cadre d'une collaboration avec le CNES puis l'ESA, ce pulse tube atteint des températures de l'ordre de 20 K au bout froid et entre 80 K et 110 K à l'étage intermédiaire selon les conditions d'expérimentation. La Figure 26 donne les performances de cette configuration. Les performances sont présentées en quadrilatères, les points en bas à gauche représentent une charge nulle aux deux étages, les points en haut à droite une charge de 1 W au bout froid et 3 W à l'étage intermédiaire. En haut à gauche, les points sont mesurés avec 1 W au bout froid et 0 W au premier étage et en bas à droite il y a 3 W à l'étage intermédiaire et 0 W au bout froid. Ces performances sont obtenues avec un modèle d'ingénierie parfaitement optimisé, avec notamment des tubes en alliage de titane qui permettent de réduire les flux thermiques conductifs tout en améliorant les propriétés mécaniques.

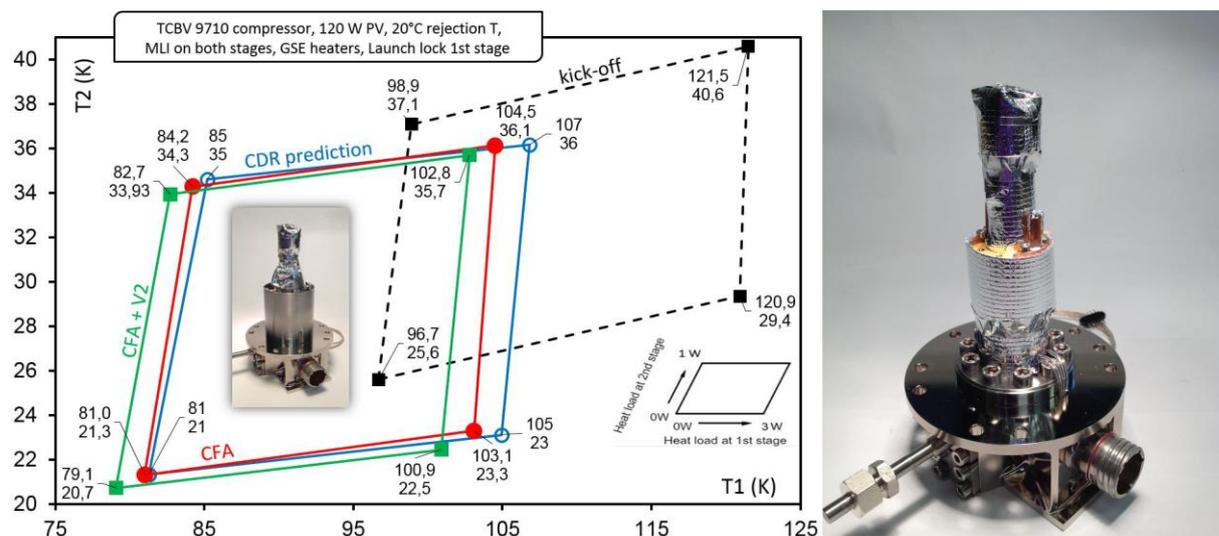


Figure 26 : Performances et photo d'un pulse tube bi-étagé DSBT [21]

1.6.3 Technologie interceptée : PT15K

Le tube à gaz pulsé pris comme référence et point de départ de ce travail de recherche est le PT15K développé par le DSBT en collaboration avec Air Liquide. Il s'agit d'un pulse tube intercepté qui comprend un doigt froid intercepté et un LPTC comme source froide de pré-refroidissement. Ses températures nominales de fonctionnement sont entre 80 K et 100 K à l'intercepte et il est optimisé pour fournir de la puissance frigorifique à 15 K au bout froid. Le modèle d'ingénierie, version avancée et optimisée pour de futures missions spatiales, est piloté par un unique oscillateur qui délivre une onde de pression alimentant les deux doigts froids et un déphaseur actif sur le doigt froid basse température.

Pour les essais de laboratoire, le pré-refroidissement est fourni par un refroidisseur Gifford-McMahon mais la version finale est refroidie par un LPTC. Une puissance de 170 mW est obtenue à 15 K pour une puissance mécanique de 100 W_{PV} alors que l'intercepte est maintenu à 80 K. La température minimale atteinte est d'environ 11 K. Ces performances sont atteintes en utilisant uniquement de l'acier inoxydable (SS sur la Figure 27) dans le régénérateur froid avec un déphasage actif. Les performances avec des matériaux à haute capacité thermique (matériaux A et B sur la figure) sont de l'ordre de 500 mW à 15 K avec une température minimale proche de 6 K.

Cette configuration est très proche de la configuration étudiée dans cette thèse et servira de référence du point de vue des performances. Ici, le compresseur utilisé est le compresseur spatial Thales Cryogenics de grande capacité que nous cherchons à remplacer. Pour délivrer une puissance de $100 W_{PV}$, le volume balayé est de l'ordre de 4500 mm^3 .

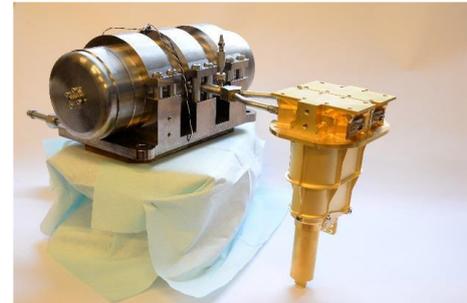
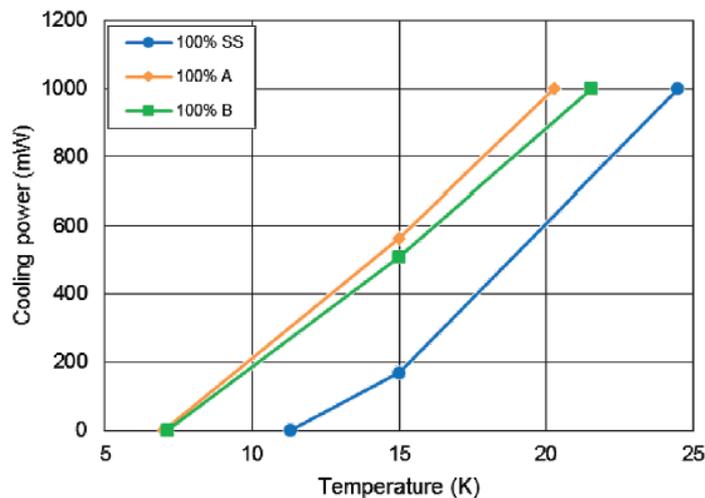


Figure 27 : Performances du prototype de laboratoire intercepté à 80 K et photo d'un PT15K [22]

1.7 Etat de l'art international

Le DSBT est un acteur majeur du domaine des pulse tubes hautes fréquences à l'international. D'autres groupes travaillent également sur ce sujet. Le domaine du développement de pulse tubes est généralement à des fins industrielles ou militaires et une partie des acteurs sont eux-mêmes des industriels. De ce fait, les groupes qui travaillent sur ces thématiques publient peu d'informations sur le détail de leurs développements technologiques. De plus, l'utilisation potentiellement militaire de ces dispositifs rend très sensible toute diffusion d'informations. Ainsi, il est compliqué de décrire des détails technologiques dans cette étude bibliographique. Nous nous restreindrons aux démonstrations de refroidisseurs de température inférieures à 40 K.

Une forte activité sur les pulse tube existe aux Etats-Unis. Le leader mondial dans ce domaine est Northrop Grumman (<https://www.northropgrumman.com/>), ils proposent une gamme de pulse tubes travaillant de 1,7 K jusqu'à la température ambiante avec des puissances allant du milliwatt à plusieurs dizaines de Watts. Leur « 10 K cooler » [23] est une configuration à trois étages de refroidissement actif, type bi-étagé DSBT, et fournit jusqu'à 250 mW à 10 K avec 250 W électriques injectés dans l'oscillateur. Ils ont également fourni le pulse tube tri-étagé servant au refroidissement de la JT utilisée par l'instrument MIRI [24] sur le télescope spatial James Webb. Ces machines sont représentées sur la Figure 28, et il est intéressant de remarquer que les machines spatiales sont de type en ligne et non coaxiales. Il est donc nécessaire d'avoir un support mécanique permettant de tenir le bout chaud du tube à pulsation. Ce support, en forme de U, est visible sur la photo de gauche.

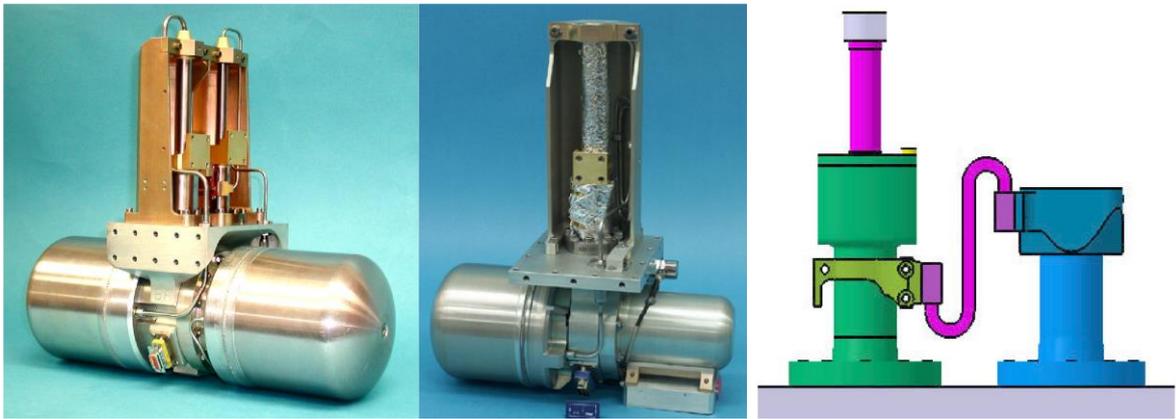


Figure 28 : HCC (High Capacity Cooler) utilisé sur l'instrument MIRI à gauche et HEC (High Efficiency Cooler) au milieu. Le 10 K cooler est basé sur un couplage des deux (schéma à droite)

Aux Etats-Unis également, Lockheed Martin Advanced Technology Center a fabriqué un pulse tube à quatre étages qui fournit de la puissance de réfrigération à 6 K et à 18 K simultanément [25]. Ce réfrigérateur est conçu pour fournir 20 mW à 6 K et 150 mW à 18 K. Ils ont également développé un pulse tube miniature à 80 K. La petite taille du système permet d'être opéré à très hautes fréquences, jusqu'à une centaine de Hz. Il n'y a pas d'information publique sur la puissance froide de cette machine.

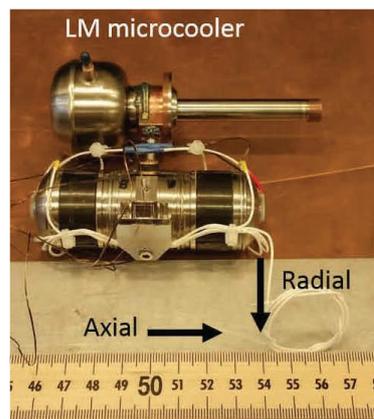


Figure 29 : Lockheed Martin microcooler et son oscillateur (le réglet est en pouces, pas en centimètres)

Plusieurs laboratoires de la Chinese Academy of Science ont également une forte activité sur le sujet des pulse tubes hautes fréquences. Ils ont développé par exemple en 2019 un pulse tube capable de descendre en température jusqu'à 4 K [26]. À 10 K, ce pulse tube à deux étages actifs fournit jusqu'à 180 mW de puissance froide lorsque son étage intermédiaire est à 20 K. Il utilise un déphasage passif aux deux étages avec une subtilité, l'inertance de l'étage froid est également à basse température. La modification de la densité du gaz qui en résulte permet d'améliorer l'effet d'inertie de l'inertance, permettant de ce fait d'obtenir un meilleur déphasage pour optimiser le travail de détente.

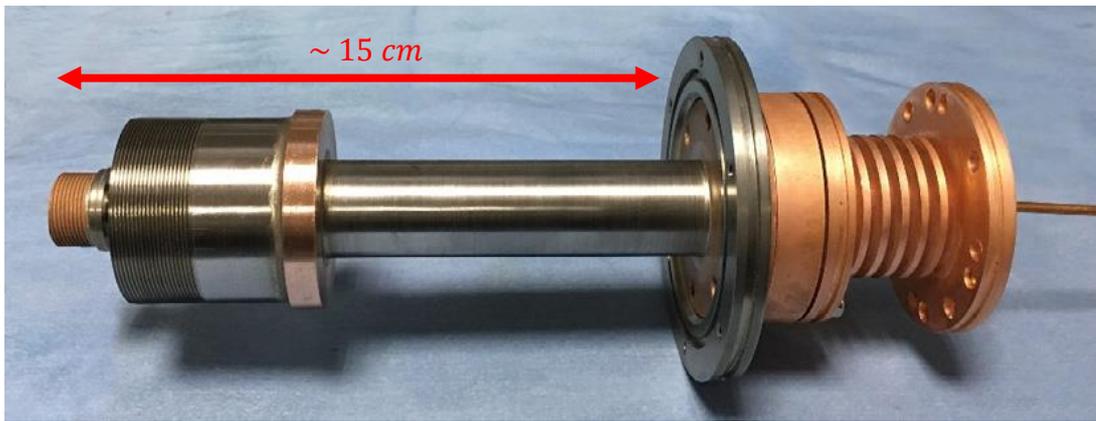


Figure 30 : Pulse tube 8 K de la Chinese Academy of Science

Les acteurs Européen principaux sont le DSBT déjà présenté précédemment, et ses collaborateurs historiques : Air Liquide, Thales Cryogenics et Absolut System. Ensembles, ils ont développé les MPTC, LPTC, PT bi-étagé et le PT15K. présentés au paragraphe 1.6. L'université de Giessen a également présenté en 2005 des performances très intéressantes sur ce domaine de température [27].

1.8 Objectifs de la thèse et axes de travaux

En résumé, ce travail de recherche vise en premier lieu à développer un cryoréfrigérateur de type tube à gaz pulsé dont le rôle sera le refroidissement des étages intermédiaires d'un réfrigérateur Joule-Thomson. Cette chaîne cryogénique, extrêmement compacte par rapport aux solutions actuelles, trouvera ses applications dans le refroidissement de détecteurs de photon unique basé sur la transition supraconducteur/résistif des matériaux qui les composent. La précision des mesures étant améliorée à très basse température, et les cryoréfrigérateurs généralement utilisés pour cet usage étant limités à 2,5 K, l'utilisation d'un refroidisseur Joule-Thomson travaillant sous 2 K est justifiée. Ce dernier aura des besoins de refroidissement de l'ordre de 150 mW à 15 K et un peu plus de 1,5 W à 80 K, dans ce cadre, la technologie des tubes à gaz pulsé hautes fréquences est parfaitement adaptée.

Le tube à gaz pulsé développé dans ce cadre est de configuration interceptée coaxiale à deux étages. La compréhension des phénomènes physiques qui pilotent le fonctionnement d'un pulse tube est nécessaire pour le dimensionnement de ce dernier. L'étude successivement, analytique, numérique puis expérimentale permettra de comprendre le fonctionnement du pulse tube et de sélectionner une géométrie adaptée aux besoins énoncés en introduction. Pour rappel, nous chercherons à faire évoluer un pulse tube de référence (PT15K : cf 1.6.3), dont la nouvelle géométrie sera adaptée pour une utilisation optimale avec les oscillateurs du commerce.

Gandhi avait une réflexion, bien que fortement teintée de philosophie, qui reflète assez fidèlement l'étude des tubes à gaz pulsé.

La vie humaine est une suite de compromis et il n'est pas toujours facile de réaliser en pratique ce que l'on a trouvé vrai en théorie (Gandhi)

Les nombreux phénomènes qui améliorent ou détériorent les performances d'un pulse tube nécessitent la définition de compromis lors du dimensionnement de ses sous-systèmes. De plus, la complexité

physique de ce système pourtant simple dans son principe et l'interconnexion de tous les sous-systèmes rend difficile la modélisation précise de son fonctionnement. Enfin, les performances effectives sont très dépendantes des conditions de montage ou d'expérimentation très fines. De ce fait, nous verrons que les prédictions que l'on pourrait faire sur un modèle théorique peuvent se voir contredites par les résultats expérimentaux.

Cette thèse est avant tout un travail de recherche et développement dont la finalité pratique est la définition d'une géométrie de pulse tube qui, à partir d'une alimentation allant jusqu'à un maximum de $100 W_{PV}$, fournit une puissance de réfrigération d'environ 150 mW à 15 K. Ce pulse tube de type intercepté possède un étage intermédiaire à 80 K, la quantification du flux soutiré à l'intercepte et la compréhension des sources de pertes constituera un objectif plus fondamental lors de cette thèse.

La limitation symbolique à $100 W_{PV}$ est imposée par les perspectives d'utilisation d'oscillateurs commerciaux. Il existe seulement quelques fabricants d'oscillateurs en Europe et même dans le monde. La disponibilité des oscillateurs et leur capacité (volume balayé et puissance de compression) sont des facteurs dimensionnant dans la conception d'un tube à gaz pulsé et sont à l'origine du sujet de cette thèse. Historiquement, le DSBT travaille avec des oscillateurs spatiaux qui permettent de délivrer une puissance importante supérieure à $200 W_{PV}$ avec un volume balayé de 22 cm^3 . Cependant, la difficulté d'approvisionnement et le coût élevé de ces oscillateurs nécessitent d'envisager des solutions alternatives.

Nous présenterons dans ce manuscrit les travaux réalisés pour adapter la géométrie d'un tube à gaz pulsé intercepté à une puissance mécanique d'alimentation donnée. Les travaux de dimensionnement réalisés au cours de cette thèse seront effectués avec un remplissage des régénérateurs uniquement en acier inoxydable. Les simulations numériques ainsi que les raisonnements analytiques seront effectués dans ce cas de figure. Par la suite, une configuration parmi toutes celles testées sera sélectionnée et l'acier inoxydable du régénérateur froid sera en partie remplacé par des matériaux à forte capacité thermique.

2. Analyse phénoménologique d'un tube à gaz pulsé

Les tubes à gaz pulsé sont des machines au fonctionnement simple mais aux mécanismes sous-jacents complexes. Des phénomènes physiques tantôt bénéfiques, tantôt défavorables aux performances, apparaissent et s'intensifient avec les géométries et la température de fonctionnement. La compréhension de ces phénomènes, en vue d'ensemble, permet de prévoir le comportement des pulse tubes lorsque l'on modifie leur géométrie. Leur fonctionnement oscillant est grandement dépendant des ondes de pression et de débit qui le traversent et les notions de phase et d'amplitude de ces ondes sont centrales dans la compréhension du fonctionnement des tubes à gaz pulsé.

Ce chapitre décrira en premier lieu l'agencement idéal des ondes dans un tube à gaz pulsé en fonction du système de déphasage utilisé. Par la suite les effets occurrents au sein du tube à pulsation seront décrits et l'impact de la géométrie sur ces effets sera mis en lumière. Le même travail sera effectué dans une troisième partie sur les effets dans le régénérateur.

Les pertes statiques liées aux gradients thermiques seront alors détaillées. Cela permettra d'avoir une vision globale des mécanismes de pertes dans un tube à gaz pulsé. Basés sur ces notions fondamentales, nous décrirons alors les origines du flux à l'intercepte qui nécessitent l'utilisation d'un refroidisseur externe pour un fonctionnement bi-étagé intercepté.

Cette approche nous permet de présenter de manière indépendante, et sans recourir à la simulation numérique, les phénomènes dont il faudra tenir compte pour notre étude de réduction de taille du tube à gaz pulsé de référence.

2.1 Phase et amplitude des ondes de pression et de débit

2.1.1 Analogie électrique

L'analogie électrique est très utilisée pour décrire le comportement des refroidisseurs régénératifs, et donc oscillants. Un orifice agit de manière analogue à une résistance tandis que le volume tampon agit comme une capacité. Une différence de pression est équivalente à une différence de potentiel en électricité et le débit est associé à un courant électrique. A travers un orifice, la pression et le débit sont en phase d'après cette analogie tandis que le débit entrant dans le volume tampon est en avance de $\pi/2$ sur l'onde de pression. Ce dernier débit correspond au débit de remplissage du tube à pulsation. Un débit en phase avec la pression au bout chaud du tube implique que le débit au bout froid soit en avance de phase.

L'inertance quant à elle est analogue à un circuit R, L en électricité et l'onde de débit en entrée de l'inertance, c'est-à-dire au bout chaud du tube à pulsation, est en retard sur l'onde de pression avec un déphasage φ . Le diamètre de l'inertance permettra de régler la perte de charge et donc l'amplitude du

débit qui circule tandis que la longueur permettra de régler l'intensité de l'effet d'inertie et donc de contrôler le déphasage.

2.1.2 Analogie électrique : description avec des phaseurs

Pour poursuivre l'analogie électrique, les phaseurs, sous forme polaire, très utilisés dans ce domaine, sont une manière efficace de représenter les grandeurs d'un système oscillant. Une grandeur telle que le débit ou la pression est représentée selon l'amplitude du signal et sa phase par rapport à un signal de référence. Par exemple, un débit est décrit par la relation $q(t) = \hat{x} \cos(\omega t + \varphi)$ et définit par son amplitude \hat{x} et sa phase φ .

Le tout peut être représenté de manière très visuelle dans un diagramme de Fresnel, c'est l'approche de Duval dans sa thèse en 2002 [28] et déjà bien décrite par plusieurs auteurs comme Gardner et Swift en 1997 [8]. Sur la Figure 31, les phaseurs tournent dans le sens trigonométrique autour de l'intersection entre l'axe réel et l'axe imaginaire. L'onde de débit (en bleu) est en avance de phase sur l'onde de pression (en rouge). L'onde de pression est l'onde de référence car sa phase est nulle. Toutes les autres ondes seront en avance ou en retard de phase par rapport à cette référence. La partie utile des ondes de débit ou de pression correspond à la projection sur l'axe réel : $\hat{q} \cdot \cos(\varphi)$, où \hat{q} est l'amplitude de l'onde de débit.

Les phaseurs sont des vecteurs et sont normalement représentés par une flèche sur un diagramme de Fresnel. Pour alléger les figures, dans cette thèse, les phaseurs seront simplement représentés par un segment et non une flèche.

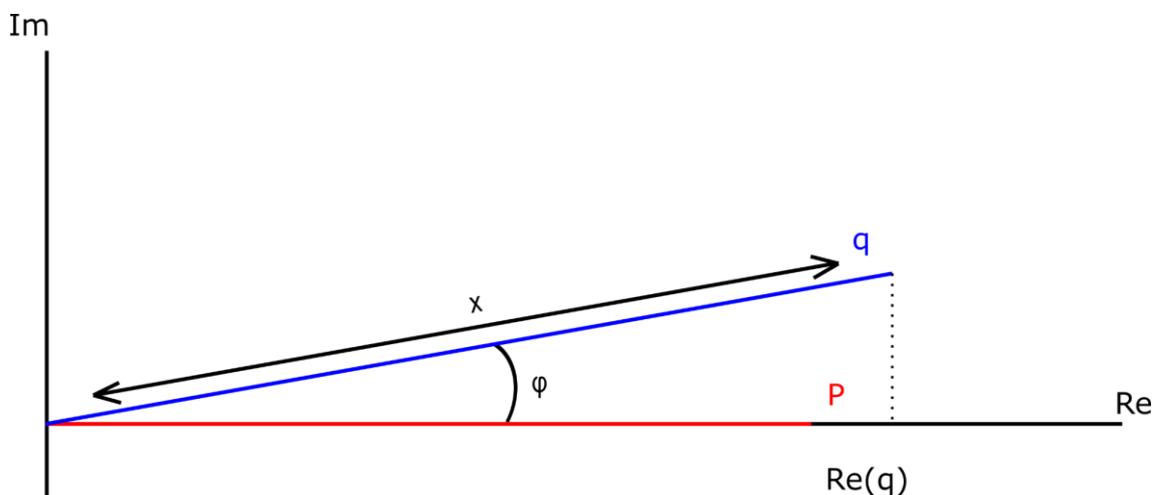


Figure 31 : Onde de pression et onde de débit représenté dans un diagramme de Fresnel

Cette approche permet de bien illustrer les effets des différents systèmes de déphasage décrits au 1.4.4. Selon le système utilisé, la phase du débit par rapport à la pression est modifiée. Etant donné que les ondes mécaniques dans un pulse tube sont générées par le mouvement du piston de l'oscillateur principal, les débits s'établissent du plus proche au plus éloigné de l'oscillateur. De ce fait, dans le tube à pulsation, le débit au bout froid est en avance de phase sur le débit au bout chaud du tube à pulsation. Le tracé de ces débits dans un diagramme de Fresnel est représenté sur la Figure 32 pour un système de déphasage avec inertance et un système avec orifice.

L'onde de pression dans le tube à pulsation est prise comme onde de référence. De plus, on considère que les variations de pression y sont négligeables et par conséquent que l'onde a une amplitude et une phase identique sur toute la longueur du tube à pulsation. Le débit de remplissage q_r est représenté en vert. Il correspond au débit dans le volume tampon qui est en quadrature de phase avec la pression dans le tube. La différence de phase aux extrémités du tube à pulsation (q_{rf} au bout froid et q_{tc} au bout chaud) est proportionnelle au débit de remplissage. La notion de phase idéale sera détaillée dans ce manuscrit en s'appuyant sur les équations qui décrivent les flux d'énergie dans un tube à gaz pulsé.

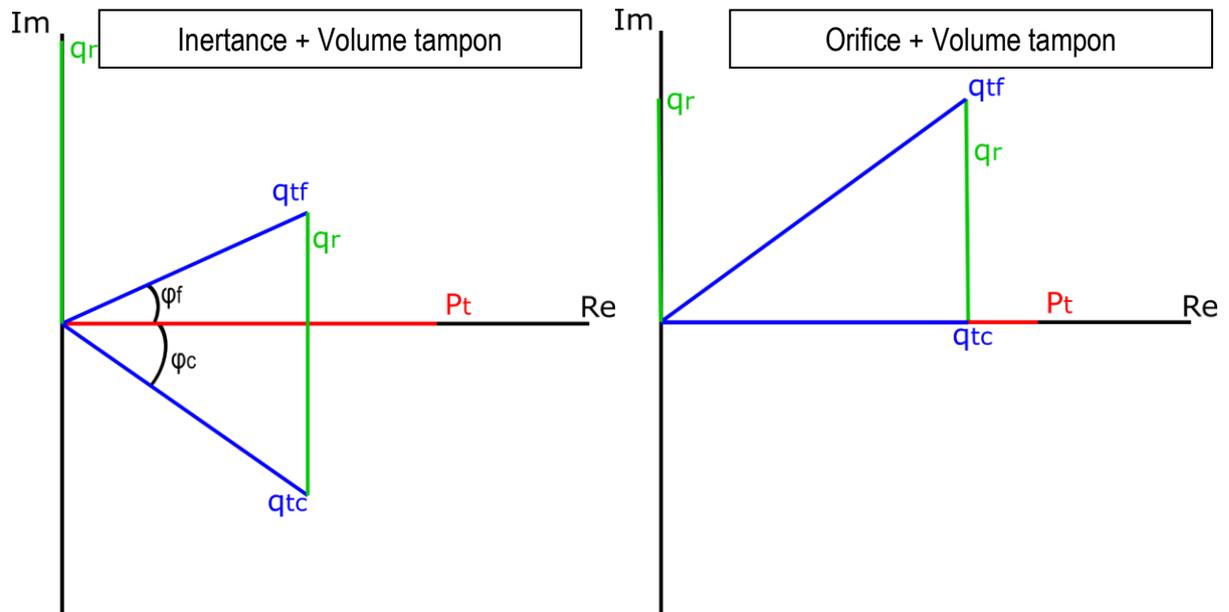


Figure 32 : Diagramme de Fresnel de l'onde de pression dans le tube à pulsation, et des ondes de débit au bout froid et au bout chaud dans le tube

2.1.3 Travail et puissance dans les tubes à gaz pulsé

Le cycle de Stirling qui permet au tube à gaz pulsé de produire un effet frigorifique est réalisé en fournissant les ondes de débit adéquates aux deux extrémités du pulse tube. Ces ondes de débit doivent être ajustées en amplitude et en phase.

D'un point de vue thermodynamique, un pulse tube atteint ses meilleures performances avec une configuration à deux pistons comme schématisée sur la Figure 33, aussi appelée configuration avec déphaseur actif (cf paragraphe 1.4.4). Cette configuration permet de maîtriser à volonté la phase et l'amplitude du débit au bout chaud du tube pour atteindre le déphasage optimal.

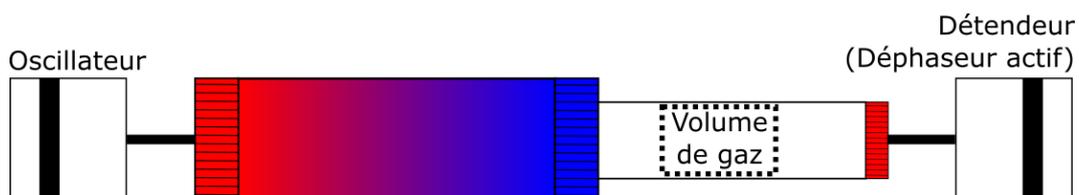


Figure 33 : Pulse tube avec déphaseur actif

Les déplacements de l'oscillateur et du détendeur produisent les débits volumiques chaud et froid q_{tc} et q_{rf} dans le pulse tube [29] :

$$q_{tc}(t) = \hat{q}t_c \cos(\omega t + \varphi_c) \quad 2.1$$

$$q_{tf}(t) = \hat{q}t_f \cos(\omega t + \varphi_f) \quad 2.2$$

Avec $q_{tx}(t)$ la valeur du débit à l'instant t , $\hat{q}t_x$ l'amplitude de l'onde de débit, ω la pulsation ($2 \cdot \pi \cdot f$) et φ_x la phase de l'onde. La pression P en tout point du système est définie par :

$$P(x, t) = P_0 + \hat{P}(x) \cos(\omega t + \varphi_p) \quad 2.3$$

Avec P_0 la pression moyenne de remplissage du pulse tube et $\hat{P}(x)$ l'amplitude de l'onde de pression.

Nous avons déjà décrit que le travail mécanique d'un gaz s'écrit $dW = PdV$. En régime alternatif, à la fréquence f ce travail est défini par l'intégrale sur un cycle, on en déduit la puissance mécanique :

$$\begin{aligned} \dot{W} &= f \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P dV = f \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P q dt = f \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \hat{P} \cos(\omega t) \hat{q} \cos(\omega t + \varphi) dt \\ &= f \hat{P} \hat{q} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \frac{\cos(-\varphi) + \cos(2\omega t + \varphi)}{2} dt \\ \dot{W} &= \frac{f \hat{P} \hat{q} \cos(\varphi) 2\pi}{2 \omega} = \frac{\hat{P} \hat{q} \cos(\varphi)}{2} \end{aligned} \quad 2.4$$

D'un point de vue thermo-acoustique, le travail de détente au bout froid du tube à pulsation est égal à l'énergie mécanique extraite au gaz. Elle est proportionnelle au produit scalaire des phaseurs des ondes de pression et de débit. Le travail de détente s'exprime alors :

$$\dot{W}_{exp} = \frac{1}{2} \cdot \hat{P}_t \cdot \hat{q}_{tf} \cdot \cos(\varphi) \quad 2.5$$

Le travail de détente sur un cycle est équivalent à la puissance de réfrigération brute. Trois conditions sont nécessaires à l'obtention d'un travail de détente maximal : une amplitude de l'onde pression dans le tube à pulsation élevée, une amplitude de l'onde de débit au bout froid élevée et un déphasage minimal entre la pression et le débit au bout froid.

La puissance de réfrigération nette est égale à la soustraction du travail de détente par les flux de chaleur perdus provoqués par les effets irréversibles dans le régénérateur et dans le tube :

$$\dot{Q}_{net} = \dot{W}_{exp} - \dot{Q}_{régé} - \dot{Q}_{tube} \quad 2.6$$

Cette relation montre une dépendance directe de la puissance de réfrigération avec le travail de détente et également qu'il est important de minimiser les pertes $\dot{Q}_{régé}$ dans le régénérateur et \dot{Q}_{tube} dans le tube à pulsation.

2.1.4 Optimisation des phases

Les conditions optimales pour maximiser la puissance de réfrigération sont données, non pas uniquement par la maximisation de la puissance brute, mais surtout par la minimisation des effets parasites

irréversibles introduits dans l'équation de la puissance nette. Ces pertes sont composées des pertes parasites liées aux gradients thermiques et des pertes liées aux débits de gaz.

La première source de pertes liées au gaz sont les pertes de charges dans le régénérateur. Si l'augmentation de l'amplitude du débit au bout froid permet d'augmenter le travail de détente, cela augmente en contrepartie les pertes de charges provoquées par les grilles d'après la loi de Darcy déjà évoquée précédemment :

$$\Delta P = \frac{q L}{K A} \quad 2.7$$

A déphasage fixe, l'augmentation de l'amplitude du débit, implique une diminution de l'amplitude de pression qui intervient également dans le calcul du travail de détente.

L'augmentation du débit de gaz dans le régénérateur entraîne également l'augmentation de la capacité totale du gaz $\dot{m}_{gaz} \cdot c_{p,gaz}$ traversant le régénérateur. Cela augmente la charge thermique du gaz sur le régénérateur et si ce dernier est dimensionné avec trop peu de masse de grille, l'efficacité de l'échange de chaleur est dégradée (surtout à basse température). Toute l'énergie non absorbée par le régénérateur est alors à retrancher de la puissance frigorifique.

Les considérations ci-dessus tendent à définir une phase optimum pour les ondes de débit. On cherchera à réduire au maximum l'amplitude de l'onde qui apporte le plus de pertes au bout froid. Les principales pertes hydrauliques d'un tube à gaz pulsé ayant lieu dans le régénérateur, l'optimisation en phase des ondes est obtenue lorsque le débit moyen dans le régénérateur est en phase avec la pression dans le tube à pulsation.

Les principales ondes de pression et de débit sont schématisées dans un diagramme de Fresnel représenté sur la Figure 34. On y retrouve le débit en sortie d'oscillateur q_{osc} , le débit moyen dans le régénérateur $q_{moy,reg}$, le débit au bout froid du tube à pulsation q_{tf} , le débit au bout chaud du tube q_{tc} , la pression dans le tube P_t et la pression en entrée du régénérateur q_e . Le diagramme décrit sur cette figure est l'une des possibilités de fonctionnement pour un pulse tube. La phase et l'amplitude des ondes sont dépendantes du système de déphasage.

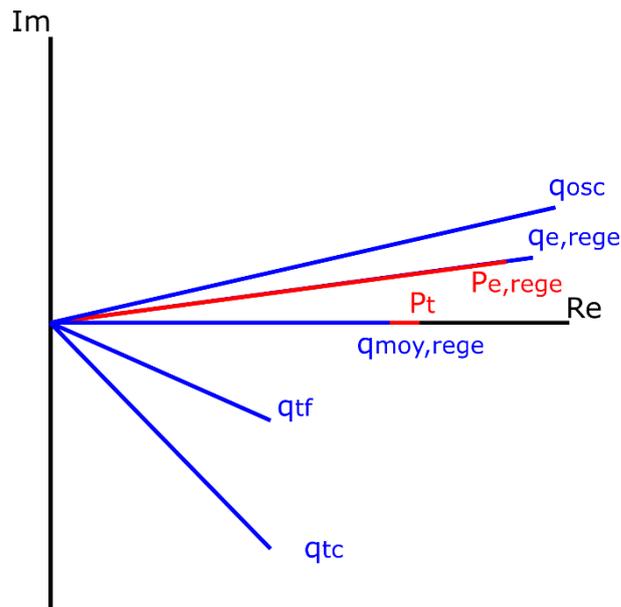


Figure 34 : Diagramme de Fresnel des principales ondes de pression et de débit dans un tube à gaz pulsé

Pour un système déjà dimensionné, l'utilisateur du pulse tube n'a de contrôle que sur la différence de phase entre le débit sortant de l'oscillateur q_{osc} et le débit au bout chaud du tube q_{tc} . Les phases des autres débits et pressions sont conditionnées par la géométrie et les températures du système.

2.2 Présentation phénoménologique du tube à pulsation

Le tube à pulsation remplit deux rôles principaux : la séparation des parties chaude et froide et celui du « piston compressible » théorique permettant de suivre le cycle de Stirling en transmettant l'énergie mécanique (flux d'enthalpie). En régime alternatif, il existe des phénomènes asymétriques et d'échanges de chaleur pariétaux qui dégradent ses performances. Son rôle d'isolation thermique et donc les pertes en son sein sont impactées par sa géométrie.

Notre objectif dans cette thèse étant de réaliser une machine aux dimensions plus petites que celles du pulse tube de référence, la réduction de celle du tube doit être étudiée. L'effet de réduction de la section du tube à pulsation implique des effets sur la puissance de refroidissement que nous allons étudier de manière indépendante des autres dimensions du système.

2.2.1 Isolation des gaz chaud et froid

Un rôle important du tube à pulsation est d'isoler thermiquement le bout froid du pulse tube de son système de déphasage placé à chaud. Pour ce faire, il est nécessaire de maîtriser les écoulements (volume déplacé, profil de vitesse) dans le tube pour qu'aucune oscillation ne transporte du gaz entre le bout chaud et le bout froid. Si cela devait arriver, le gaz apporterait de la charge parasite à l'échangeur froid, cette charge devrait alors être évacuée en puisant sur la puissance de refroidissement.

A longueur du tube constante, l'augmentation du diamètre permet au tube de se remplir des deux côtés sur une distance plus courte, améliorant la séparation des couches de gaz chaud et froid. Le gaz au

centre du tube (dans la direction axiale) subit uniquement des variations de pression et transmet l'onde de pression entre le bout chaud et le bout froid.

Le calcul analytique précis de la distance parcourue par le gaz dans un tube à pulsation est complexe.

Une approximation peut être réalisée en calculant le volume de gaz entrant dans le tube sur une demi-période du cycle. Le volume de remplissage est l'intégrale sur une demi-période $\tau/2$ du débit volumique dans le tube à pulsation :

$$V = \int_0^{\tau/2} q_t dt \quad 2.8$$

En connaissant le diamètre d du tube, on peut alors déterminer la distance L parcourue pour remplir ce volume :

$$L = \frac{4V}{\pi d^2} \quad 2.9$$

La distance parcourue par le gaz n'est pas la même au bout chaud et au bout froid en raison de la différence d'amplitude du débit volumique qui existe entre les deux. Le dimensionnement doit être réalisé à partir de la plus longue distance parcourue entre le bout chaud et le bout froid de manière à ce que le tube soit plus long que la distance L . En pratique, les tubes sont dimensionnés pour une longueur de l'ordre de trois fois la longueur L .

Dans cette optique, on tend à vouloir dimensionner le tube à pulsation avec un grand diamètre et une grande longueur, autrement dit un grand volume, pour réduire la distance de trajet du gaz dans le tube. Nous verrons par la suite que des effets aux conséquences inverses limitent l'augmentation de la section du tube à pulsation.

2.2.2 Effets pariétaux

Les effets de paroi peuvent être divisés en deux sous catégories. Les effets de diffusion dans le gaz et d'échange de chaleur avec le tube, aussi appelés pompage thermique surfacique, impliquent un flux de chaleur du bout chaud vers le bout froid du tube à pulsation. Le deuxième sous effet est le débit continu secondaire qui apparaît proche des parois. Cet effet est généré par les effets visqueux et les modifications du profil de vitesse que cela implique.

Pour un débit oscillant laminaire de pulsation ω , les longueurs de pénétration visqueuse et thermique sont indépendantes de la longueur du tube et valent respectivement :

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho}} \quad 2.10$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho c_p}} \quad 2.11$$

Les épaisseurs des couches limites ont été calculées le long du tube en fonction du gradient thermique pour une fréquence de 41 Hz et la fraction du diamètre occupé est représentée sur la Figure 35. Si le tube à pulsation a un diamètre trop petit, les couches limites occupent une plus grande fraction du diamètre et les flux associés aux effets de paroi deviennent prépondérants comparés aux flux au centre du tube.

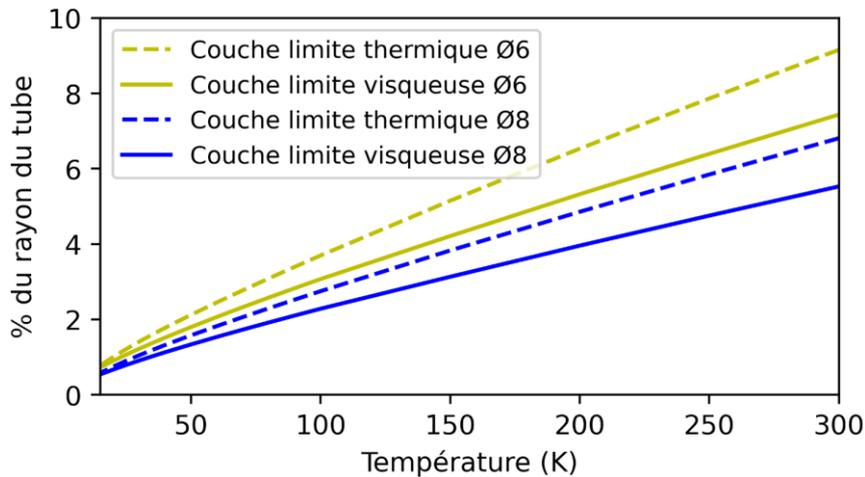


Figure 35 : Evolution de la fraction du diamètre du tube occupé par les couches limites visqueuse et thermiques en fonction de la température du gaz entre 15 K et 300 K

Les effets dans ces couches limites induisent en particulier deux types de phénomènes décrits ici : le pompage thermique surfacique et le débit secondaire dans le tube.

2.2.2.1 Pompage thermique surfacique

Le pompage thermique surfacique est causé par une interaction entre les déplacements de gaz en proche paroi, les variations d'énergie du gaz dues aux transformations thermodynamiques et les échanges thermiques du gaz avec la surface du tube.

Le principe de réfrigération des premiers pulse tubes historiques, les basic pulse tubes [6], repose sur ce phénomène. La compression et le déplacement du gaz vers le bout chaud échauffent ce dernier à une température plus chaude que le tube lorsque l'hélium a une température supérieure à environ 100 K comme le montre Yang en 2002 [30]. Le gaz cède ainsi de la chaleur au tube. Durant la phase de déplacement à basse pression, le gaz se refroidit à une température plus froide que la surface du tube, refroidissant ainsi ce dernier. Ce phénomène est bénéfique à des températures supérieures à 100 K car la compression échauffe le gaz à des températures supérieures à la paroi du tube.

À des températures plus basses (inférieures à environ 100 K), la compression ne suffit pas à échauffer le gaz au-dessus de la température de paroi comme le montre Yang [30], ce qui a pour effet de ramener du gaz plus chaud que la paroi lors du déplacement à basse pression. De ce fait, le pompage thermique a un effet négatif car il apporte une charge thermique (Φ_{moyen}) vers les parties froides qu'il faut compenser en puisant sur la puissance de réfrigération brute. Ce phénomène est schématisé sur la Figure 36.

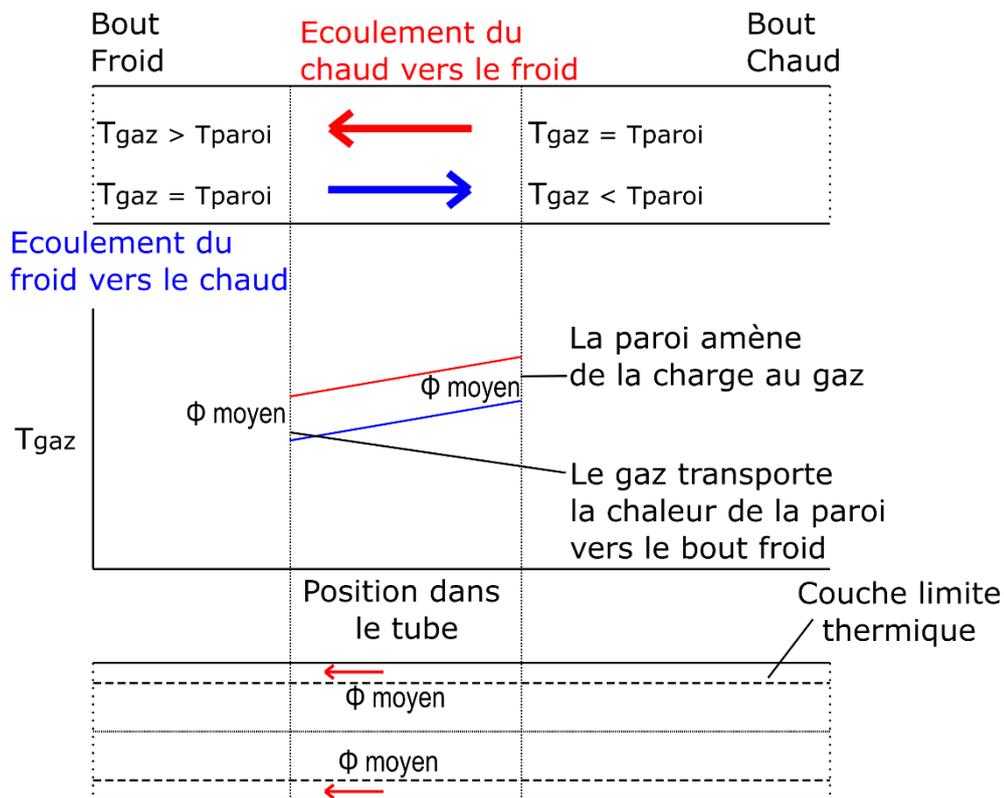


Figure 36 : Schéma de l'effet de pompage thermique surfacique

En augmentant la distance parcourue par les couches de gaz le long des parois du tube (nous verrons par la suite que certaines géométries augmentent le débit au bout chaud du tube à pulsation), ces derniers se retrouvent au voisinage de zones plus chaudes du tube. Cela va augmenter l'effet négatif du pompage surfacique.

L'impact de ce phénomène sur les performances d'un tube à gaz pulsé dépend de plusieurs paramètres qui ont été étudiés par Jung et Jeong en 2003 [31]. Il a été montré dans cette étude que l'impact dépend de trois principaux paramètres (facteur de dégradation X , si $X = 1$ l'impact est nul) :

- La température froide T_{cold} .
- Le degré de diffusivité thermique $\beta_{\text{hot}} = \frac{r}{\sqrt{\frac{\alpha}{\omega}}}$, avec r le rayon du tube à pulsation, α le coefficient de diffusivité thermique de l'hélium et ω la pulsation. Ce paramètre permet de quantifier l'importance de l'effet de pompage. S'il est petit, la diffusivité thermique est importante, donc l'effet de pompage est important également.
- Le ratio M des vitesses du gaz au bout chaud du tube à pulsation et celle du gaz à une position x du tube. Lorsque $M = 0$, il s'agit d'un pulse tube basique, fermé au bout chaud du tube à pulsation [6].

Jung et Jeong montrent (cf Figure 37) que l'effet de pompage thermique surfacique dépend fortement du degré de diffusivité thermique qui lui-même dépend du rayon du tube à pulsation. On comprend que pour des tubes à pulsation de petites dimensions, l'effet négatif est plus important. Les courbes sur la Figure

37 montrent que l'effet du degré de diffusivité thermique (et donc indirectement l'effet du rayon du tube à pulsation) sur la dégradation des performances est exponentielle quand celui-ci est réduit.

Ce phénomène, s'il est considéré de manière isolée, incite à dimensionner le tube à pulsation avec un grand diamètre.

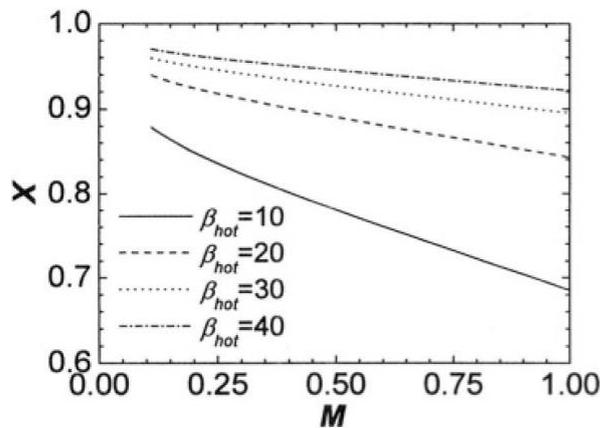


Figure 3. X vs. M for various β_{hot} ($T_{cold}/T_{hot}=60/300$).

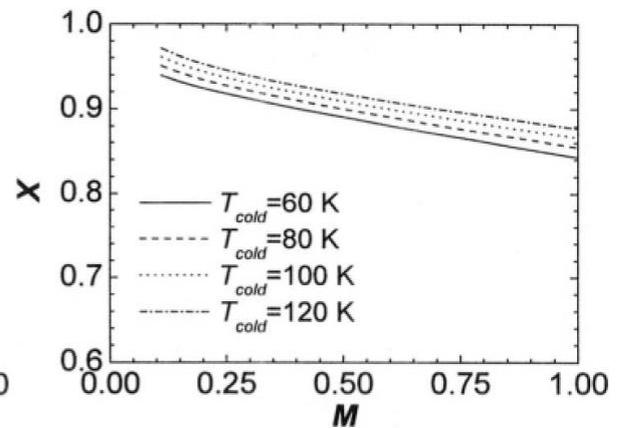


Figure 4. X vs. M for various T_{cold} ($T_{hot}=300$ K and $\beta_{hot}=20$).

Figure 37 : Impact du pompage thermique surfacique sur les performances d'un pulse tube [31]

2.2.2.2 Débit continu secondaire

Au centre du tube, la température du gaz est uniforme et son déplacement axial dépend uniquement de l'onde de pression, indépendamment de la distance à la paroi. En revanche, au voisinage de la paroi, la viscosité du gaz varie radialement. Cela va générer une inversion du profil de vitesse, impliquant une recirculation de gaz sur une épaisseur égale à la longueur de pénétration visqueuse δ_v .

En considérant une tranche de gaz qui oscille dans le tube à pulsation, le gaz proche de la paroi échange thermiquement avec cette dernière et sa température change. La viscosité dynamique de l'hélium étant dépendante de sa température, la tranche de gaz au niveau de la paroi n'aura pas le même taux de cisaillement, et donc une force de frottements visqueux différente selon qu'elle se déplace du chaud vers le froid ou du froid vers le chaud. Ainsi, au cours d'une oscillation, la tranche de gaz à la paroi ne reviendra pas à sa position initiale avant d'entamer un nouveau cycle, créant de ce fait un déplacement net (net drift sur la Figure 38) qui implique un débit continu au sein du débit oscillant lorsque plusieurs cycles sont réalisés successivement. Ce débit a lieu dans la couche limite visqueuse et l'épaisseur de celle-ci impacte directement le flux de chaleur transporté par ce débit continu.

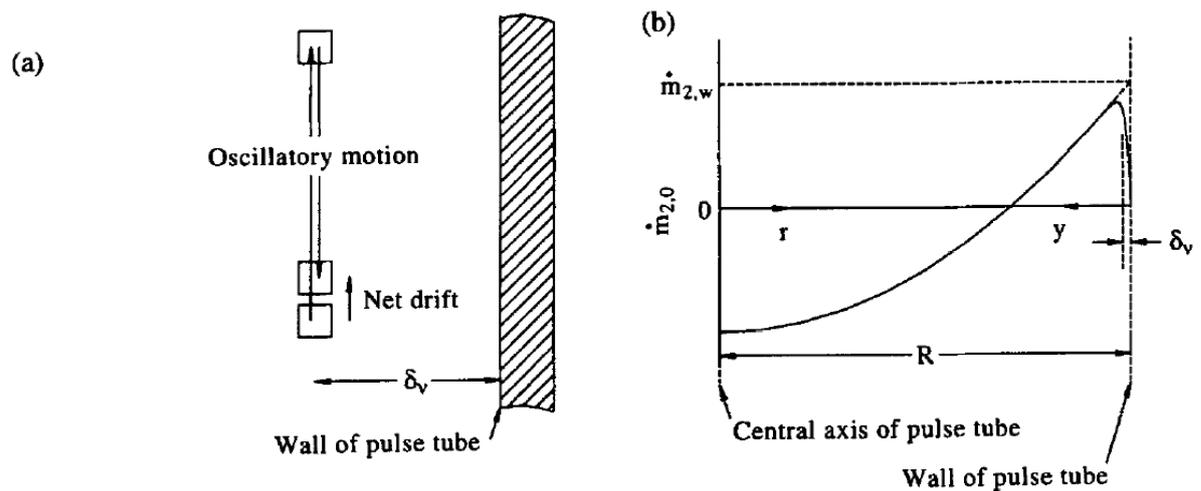


Figure 38 : (a) Schéma du phénomène de débit continu secondaire (chaud en haut) (b) Profil du débit massique dans le tube à pulsation [32]

Pour l'hélium, la viscosité augmente avec la température, donc la force de frottement la plus importante est subie lors du trajet du chaud vers le froid. Ainsi, un déplacement net s'effectue du froid vers le chaud avec pour effet de remonter le gaz dans la couche limite vers le bout chaud. En opposition à ce débit dans la couche limite, un débit continu opposé existe au centre du tube et constitue une source de pertes thermiques car il transporte du gaz chaud vers les parties froides. Un schéma de ces débits est présenté sur la Figure 39.

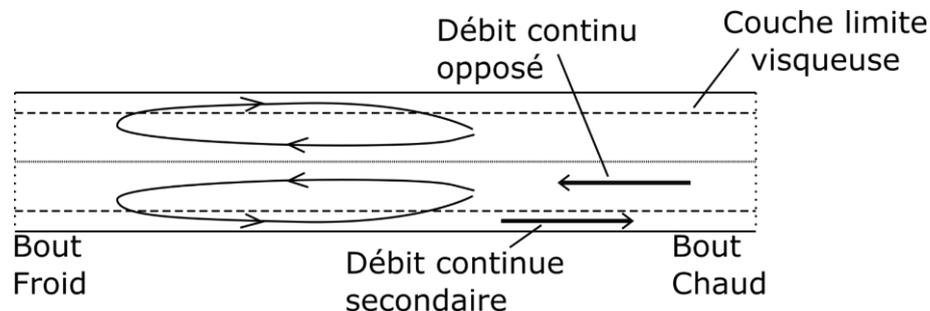


Figure 39 : Débits dans le tube à pulsation causé par le débit secondaire dans la couche limite visqueuse

L'impact de ce phénomène sur les performances du pulse tube dépend de l'épaisseur de la couche limite. D'après sa formulation en régime oscillant, cette dernière n'est pas dépendante des dimensions du tube à pulsation et reste constante quel que soit le diamètre. Avec un tube de diamètre plus petit, ce phénomène aura plus d'impact sur les performances. Cela incite à dimensionner le tube avec un grand diamètre.

2.2.3 Débit de remplissage du tube

Pour le fonctionnement optimal d'un tube à gaz pulsé, le débit au bout chaud du tube doit être en retard de phase sur le débit au bout froid. Cela génère une variation de pression globale p_t dans le tube, et la densité du gaz varie en fonction. Pour compenser les variations de densité, un volume de gaz doit être stocké ou déstocké (selon si le cycle est à l'étape de compression ou de détente) dans le tube. Ce volume

de gaz est acheminé par le bout chaud ; on l'appelle débit de remplissage $q_{r,t}$ et il est proportionnel au volume du tube à pulsation à travers la relation :

$$q_{r,t} = \frac{V_t}{\gamma_k p_0} p_t \omega \quad 2.12$$

Ce débit dépend du volume V_t du tube, de la pression moyenne p_0 de remplissage, du coefficient polytropique γ_k , de la variation de pression dans le tube p_t et de la pulsation ω . Il est en quadrature de phase avec la pression dans le tube à pulsation comme schématisé sur la Figure 40 et ne participe à aucun effet frigorifique, c'est donc un débit totalement parasite.

Représentée dans un diagramme de Fresnel, l'augmentation du débit de remplissage se traduit par l'augmentation de l'amplitude et du retard de phase du débit au bout chaud (q_{tc}) nécessaire pour un fonctionnement optimisé du tube à pulsation.

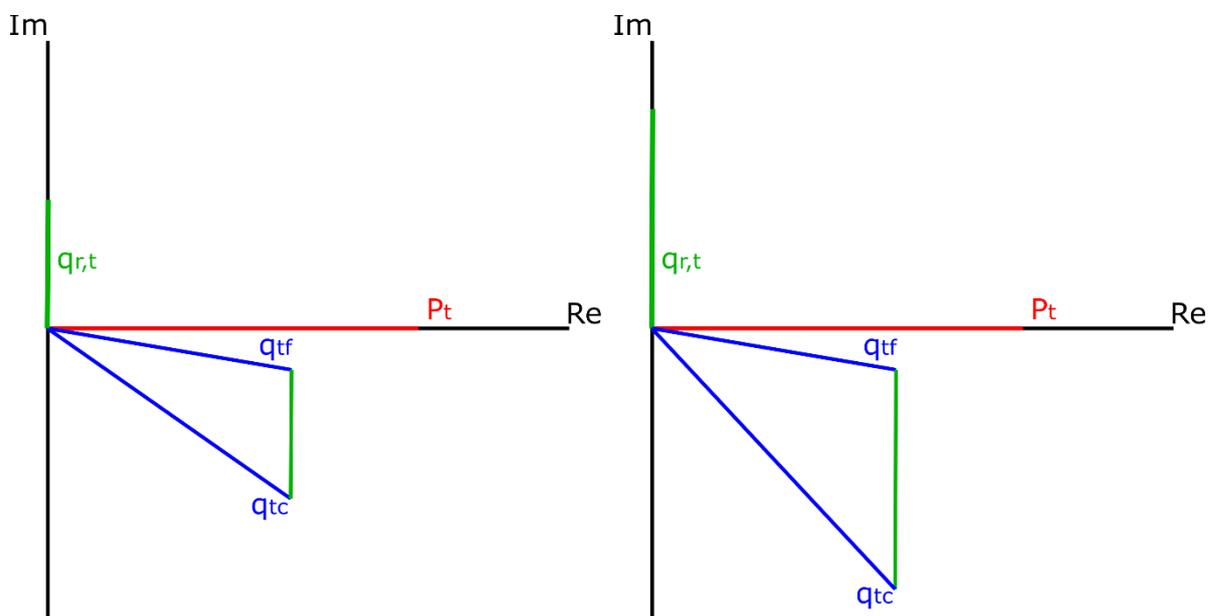


Figure 40 : Diagramme de Fresnel des débits dans le tube à pulsation. A gauche le débit de remplissage pour un tube de faible volume. A droite le débit de remplissage pour un grand volume

L'augmentation du débit de remplissage a deux effets. Le premier est d'augmenter le flux de chaleur qui entre dans le tube par le bout chaud. Avec l'augmentation de ce flux, l'effet négatif des effets pariétaux est renforcé (voir chapitre 2.2.2). Le deuxième effet négatif n'existe que lorsque le déphasage entre l'onde de pression et l'onde débit au bout chaud du tube à pulsation est réalisé passivement par une inertance. Lorsque ce débit est trop important, le déphasage optimal à l'aide d'une inertance n'est plus réalisable et les performances sont dégradées. Duval et Al. [33] montrent (cf Figure 43) qu'en augmentant le débit volumique au bout chaud du tube à pulsation, le déphasage atteint une limite avec une inertance.

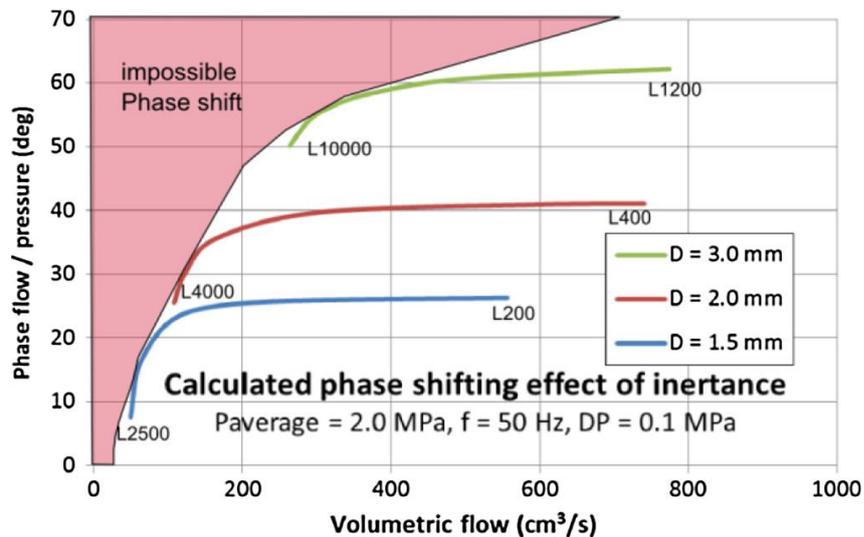


Figure 41 : Déphasage théorique débit/pression avec une inertance en fonction du débit volumique [33].

Si l'on ne parvient pas à déphaser suffisamment le débit chaud dans le tube, la phase de l'onde de débit dans le régénérateur peut s'éloigner de la phase optimale, entraînant une dégradation des performances. Ce comportement est schématisé dans un diagramme de Fresnel sur la Figure 42. Cette représentation est équivalente au graphique présenté sur la Figure 41.

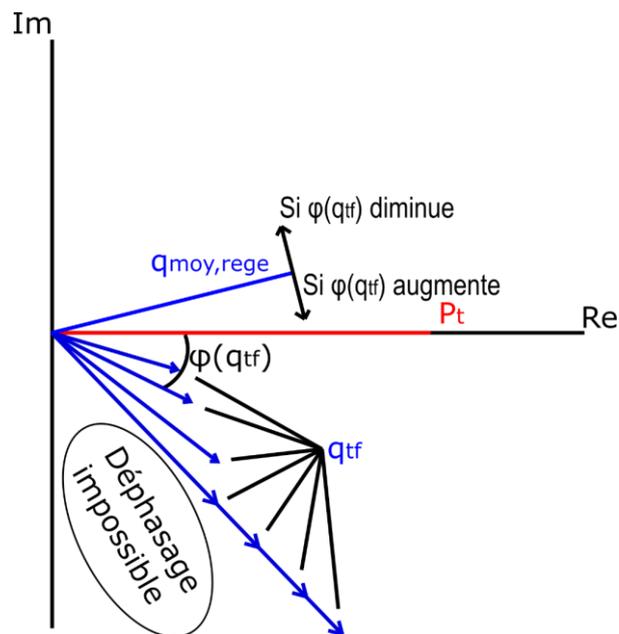


Figure 42 : Représentation de la phase impossible avec une inertance dans un diagramme de Fresnel

2.2.4 Conduction et rayonnement

L'augmentation du diamètre du tube, en plus d'augmenter le débit de remplissage à fournir par le système de déphasage, augmente la section de gaz à travers laquelle apparaît de la conduction gazeuse. Avec une plus grande section, les flux de chaleur parasites sont augmentés. Même si l'on va voir dans la partie

2.4 que cette contribution aux pertes parasites est faible face aux autres contributions, cela reste une source de perte maîtrisable par un dimensionnement approprié.

De plus, un tube de grand diamètre augmente la surface de passage pour les pertes conductives dans les parois. C'est le cas dans les parois du tube mais également dans les grilles et parois du régénérateur si la configuration utilisée est coaxiale. Cela est causé par l'augmentation du diamètre externe du régénérateur pour compenser l'augmentation du diamètre interne tout en gardant une section de passage constante.

Enfin, un tube de grand diamètre augmente le facteur de forme entre l'entrée et la sortie du tube. Avec un facteur de forme plus élevé, le flux de chaleur par rayonnement directement de la température ambiante vers la température froide est augmenté.

2.2.5 Dimensionnement du tube optimum

Tableau 2 : Récapitulatif des avantages et inconvénients d'un tube fin et d'un tube large

Effet physique	Petit diamètre	Grand diamètre
Isolation des bouts chaud et froid	Moins bonne isolation gazeuse	Meilleure isolation gazeuse
Pompage thermique surfacique	Effet plus important => Plus de pertes	Effet moins important => moins de pertes
Débit secondaire dans la couche limite	La couche limite occupe plus de place dans le tube : plus de pertes	La couche limite occupe moins de place dans le tube : moins de pertes
Débit de remplissage	Débit de remplissage moins important	Débit de remplissage plus important
Conduction et rayonnement	Moins de pertes statiques	Plus de pertes statiques

La notion de compromis commence à apparaître comme la notion clé du dimensionnement des tubes à gaz pulsés. L'équilibre entre chaque phénomène, tantôt constant, tantôt oscillant et surtout contradictoire rend extrêmement difficile toute prévision analytique précise. Le Tableau 2 permet de récapituler les avantages et inconvénients des tailles de tube en fonction des effets physiques présentés précédemment. Des simulations numériques permettront de mieux apprécier les grandes tendances en restant malgré tout imparfaites à cause des hypothèses de calcul et des divergences entre les propriétés physiques utilisées pour les calculs et les propriétés réelles des matériaux expérimentaux.

2.3 Présentation phénoménologique du régénérateur

Nous avons vu dans le premier chapitre que le régénérateur est au cœur du cycle de Stirling et que son rôle est de stocker et restituer la chaleur du gaz pendant les oscillations de celui-ci. Il permet au gaz d'atteindre le bout froid, à haute pression et déjà pré-refroidi. Il permet ainsi d'atteindre des basses températures avec des ondes de pression d'amplitude très modestes.

Dans ce chapitre, nous rentrerons plus en détail dans les mécanismes au cœur du régénérateur pour mettre en évidence l'importance du bon échange thermique avec la matrice et le « coût » en pertes de charge et volume mort que cela peut engendrer. Il apparaîtra qu'une géométrie optimale existe à la frontière entre la thermique et l'hydraulique.

Un régénérateur optimisé doit remplir les conditions suivantes :

- Surface de transfert de chaleur : maximale
- Conduction axiale : minimale (cette contribution sera explorée dans la partie 2.4.1)
- Perte de charge en ligne : minimale
- Capacité thermique du solide : maximale
- Volume mort : minimal

Dans un régénérateur, un premier conflit existe entre l'efficacité des échanges thermiques et les pertes de charges générées par le matériau poreux qui le compose, celles-ci étant liées. D'autres compromis doivent être faits, entre par exemple la forte capacité thermique et la minimisation des volumes morts. L'optimisation globale du régénérateur est donc complexe et doit être faite de compromis.

Les parties qui vont suivre utilisent le diamètre hydraulique (défini par $d_h = \frac{4A_{gaz}}{P_w}$, où P_w est le périmètre mouillé) comme longueur caractéristique pour les calculs des différentes grandeurs. Pour des régénérateurs de type empilement de grilles, comme ceux utilisés dans ce travail de recherche, le périmètre mouillé est défini d'après Perrella et Ghiaasiaan [34] comme :

$$P_w = \frac{4(1 - \varepsilon)A_{tot}}{d_{fil}} \quad 2.13$$

Avec d_{fil} le diamètre des fils qui compose la toile du régénérateur, A_{gaz} la section de passage du gaz, A_{tot} la section totale du régénérateur et ε la porosité ($\varepsilon = \frac{A_{gaz}}{A_{tot}}$).

La relation du diamètre hydraulique devient donc :

$$d_h = \frac{\varepsilon d_{fil}}{1 - \varepsilon} \quad 2.14$$

Le diamètre hydraulique est donc indépendant des dimensions du régénérateur et ne dépend que des caractéristiques de la toile utilisée (porosité et diamètre des fils).

2.3.1 Efficacité thermique

Considérons qu'un régénérateur se comporte comme un échangeur de chaleur conventionnel. La Figure 43 schématise un régénérateur quelconque avec un côté chaud à la température T_c et un côté froid à la température T_f . Sur la première demi-période du cycle, le gaz entre dans le régénérateur avec une énergie $Q_{c,in}$ au bout chaud et ressort avec une énergie $Q_{f,out}$ au bout froid. Après cette demi-période, le débit s'inverse et le gaz entre dans le régénérateur avec une énergie $Q_{c,in}$ au bout froid et ressort à $Q_{c,out}$.



Figure 43 : Schéma de la chaleur entrante et sortante d'un régénérateur sur une période τ

L'efficacité thermique E du régénérateur équivaut au rapport entre la chaleur réellement échangée par le gaz avec la matrice et la chaleur totale, théoriquement échangeable. Ackermann [12] définissait en 1997 l'efficacité à partir de la température entrante au bout chaud $T_{c,in}$, la température moyenne en sortie au bout froid $\bar{T}_{f,out}$ et la température entrante au bout froid $T_{f,in}$:

$$E = \frac{T_{c,in} - \bar{T}_{f,out}}{T_{c,in} - T_{f,in}} \quad 2.15$$

Une différence entre la température moyenne du gaz au bout froid en sortie et la température du gaz lorsqu'il entre au bout froid implique une différence entre le flux de chaleur entrant et le flux sortant. On peut définir la chaleur transportée au bout froid due à l'inefficacité de l'échange thermique Q_E comme la différence des chaleurs entrante et sortante au bout froid :

$$Q_E = Q_{f,out} - Q_{f,in} \quad 2.16$$

L'inefficacité de l'échange thermique entre les grilles et le gaz donne lieu à une variation du profil de température selon que le gaz se déplace dans le sens positif ou négatif. Deux demi-périodes sont à distinguer, la période de refroidissement du gaz quand le débit est positif et la période de réchauffement quand le débit est négatif. L'observation de la température locale instantanée montre une variation de forme différente selon l'étape du cycle. Ces variations sont montrées sur la Figure 44. La Figure 45 permet quant à elle d'illustrer un profil de température théorique dans un régénérateur. Sur cette figure sont visibles les moyennes temporelles $(\bar{T}_x)_y$ des températures de la matrice (indice m) et du gaz (indice g) dans le sens où le gaz se refroidit (indice f) et le sens où il se réchauffe (indice c).

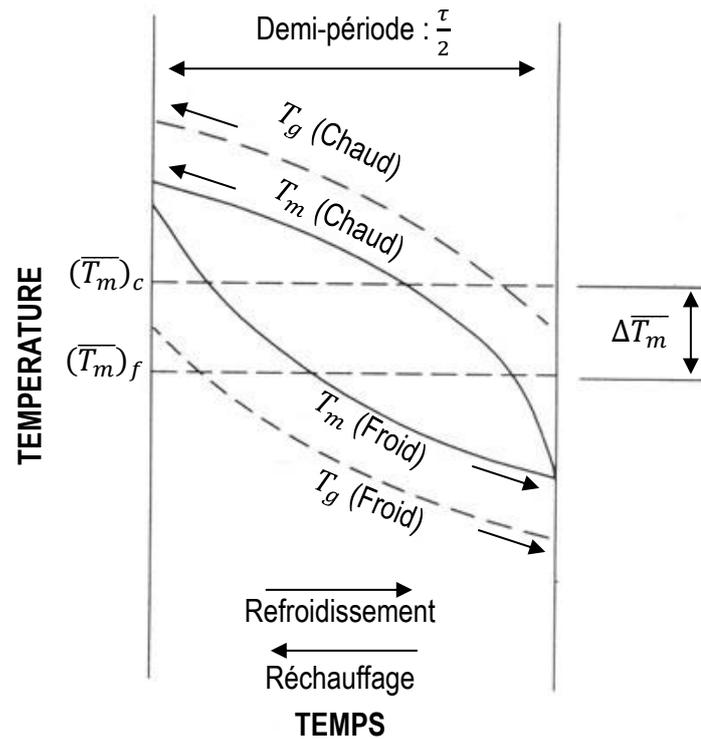


Figure 44 : Variation locale de température dans le gaz et la matrice et définition de la température moyenne [12]

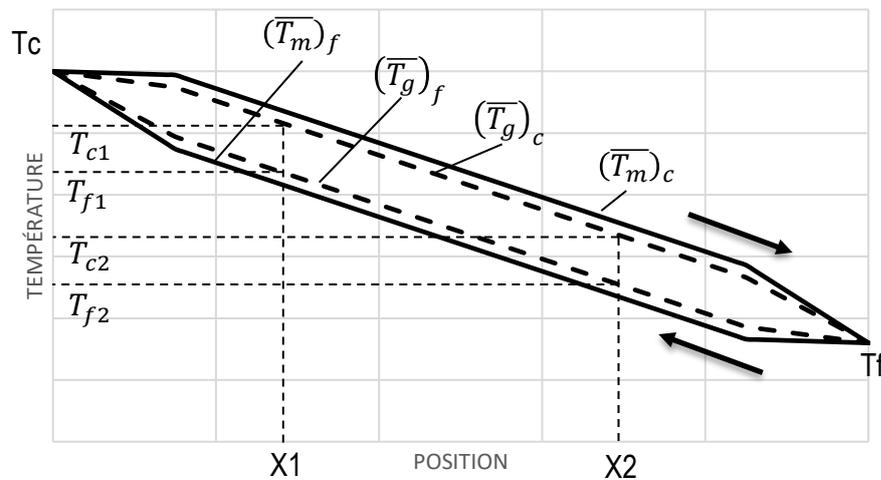


Figure 45 : Profil de température dans un régénérateur.

Dans un régénérateur idéal, la chaleur transmise par la matrice au gaz pendant l'étape de réchauffage est égale à la chaleur transmise par le gaz à la matrice pendant l'étape de refroidissement. L'équilibre thermique peut alors s'écrire :

$$(\overline{m}c_p)_c (\overline{T_{c1}} - \overline{T_{c2}}) = (\overline{m}c_p)_f (\overline{T_{f1}} - \overline{T_{f2}}) = UA \left[(\overline{T_g})_c - (\overline{T_g})_f - \Delta \overline{T_m} \right] \quad 2.17$$

Où la chaleur spécifique est celle du gaz et le débit moyen \overline{m} est $\frac{\tau}{2} \int_0^{\tau/2} \dot{m} dt$. Dans la relation ci-dessus nous voyons apparaître la surface d'échange thermique A ainsi que le coefficient d'échange global dans un échangeur de chaleur U. L'augmentation de ces deux paramètres (grâce à une géométrie adaptée

par exemple) permet de diminuer la différence de température entre le sens positif et le sens négatif du débit. L'efficacité thermique du régénérateur étant liée à cette différence, un bon coefficient d'échange couplé à une grande surface d'échange améliore l'efficacité.

Pour quantifier l'échange thermique avec la matrice, on utilise le « nombre d'unités de transfert » NUT, lui-même défini d'après le coefficient d'échange thermique global U , la surface d'échange A , la capacité thermique minimum entre le gaz à l'aller et au retour c_{\min} et le débit massique moyen \bar{m} sur une demi-période. Ce nombre peut être aussi défini à partir du nombre de Nusselt Nu et des grandeurs caractéristiques du système : le nombre Reynold Re , le nombre de Prandtl Pr , la longueur L et le diamètre hydraulique D_h . Ce nombre est à définir dans les deux sens de circulation du gaz. On obtient NUT_c et NUT_f . L'efficacité est définie à partir du sens de circulation où le NUT est minimal. Le NUT minimal est atteint dans le sens de circulation où le produit $\bar{m}c_p$ est le plus faible comme le démontre la relation :

$$NUT = \frac{UA}{\bar{m}c_p} = \frac{Nu}{RePr} \frac{4L}{d_h} \quad 2.18$$

D'après Rühlich et Quack [35], on peut également définir le nombre d'unités de transfert à partir de la différence de température entre l'entrée et la sortie du régénérateur ($T_c - T_f$) et l'écart moyen de température locale entre la matrice et le gaz (ΔT_{m-g}) au centre du régénérateur.

$$NUT = \frac{T_c - T_f}{\Delta T_{m-g}} \quad 2.19$$

Kays et London [36] présentent en 1955 les choses sous l'angle de l'inefficacité du régénérateur (1-E). Ils donnent en Figure 46 l'inefficacité d'un régénérateur idéal en fonction du rapport des capacités thermiques de la matrice C_r et du gaz C_{\min} :

$$\frac{C_r}{C_{\min}} = \frac{(m\bar{c}_p)_m}{(\dot{m}\bar{c}_p)_{g,\min} \frac{\tau}{2}} = \frac{NUT}{\Pi} \quad 2.20$$

Avec le NUT défini tel que précédemment et Π la période réduite :

$$\Pi = \frac{UA}{(m\bar{c}_p)_m} \frac{\tau}{2} \quad 2.21$$

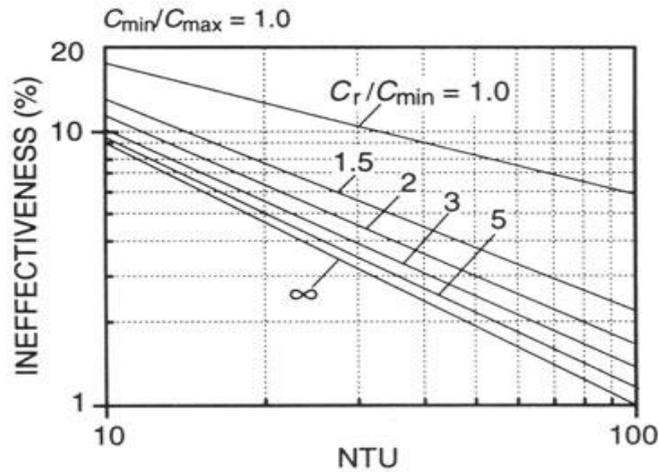


Fig. 3.8. Regenerator ineffectiveness with balanced flow capacities.

Figure 46 : Inefficacité de régénérateur idéal (Kays and London : Compact heat exchangers)

Cette approche abonde dans le sens de la précédente en minimisant l'inefficacité quand le NUT est grand, c'est-à-dire lorsque la capacité thermique de la matrice est grande face à celle du gaz, et quand la période d'un cycle est courte.

L'approche de Kittel [37], qui n'est pas basée sur l'efficacité du régénérateur, consiste à définir un flux d'enthalpie dans le régénérateur proportionnel à l'écart moyen de température locale entre la matrice et le gaz (ΔT_{m-g}) dans le régénérateur. Il définit ce flux d'enthalpie tel que :

$$\dot{H} = \oint \dot{m}_{in} h = \oint \dot{m}_{out} h = \oint \dot{m} c_p \Delta T_{m-g} \quad 2.22$$

Ce flux d'enthalpie n'est ni absorbé par le régénérateur chaud, ni par le régénérateur et agit comme une charge parasite à l'extrémité froide du régénérateur. L'auteur explique également que cet écart local de température cause un flux d'entropie dans le régénérateur qui génère le gradient :

$$\frac{dS}{dx} \approx - \oint \frac{\Delta T_{m-g}}{\langle T \rangle^2} \frac{-\dot{m} c_p d\langle T \rangle}{dx} = \dot{H} \frac{d}{dx} \frac{1}{\langle T \rangle} \quad 2.23$$

Il y a donc un gradient d'entropie dans le régénérateur allant de l'échangeur froid à l'échangeur chaud. Il génère un gradient d'exergie $\frac{d\Xi}{dx} = -T_c \frac{dS}{dx}$ qui se traduit par une perte d'exergie le long du régénérateur. La combinaison des deux effets et en intégrant le gradient d'exergie sur la longueur du régénérateur, l'auteur calcule le flux de chaleur \dot{Q}_E non absorbé par le régénérateur qui peut s'apparenter au flux de chaleur causé par l'inefficacité de ce dernier :

$$\dot{Q}_E = -\dot{H} \frac{T_c}{T_f} \quad 2.24$$

En résumé, le rôle principal du régénérateur est de stocker et restituer la chaleur du gaz qui le traverse pendant les étapes isochores (cf cycle de Stirling). Un régénérateur parfait (efficacité de 1) implique que toute la chaleur du gaz est absorbée par la matrice pendant l'étape de refroidissement du gaz et que toute cette chaleur lui est restituée pendant l'étape de réchauffement. Cela implique que le gaz entre et sort du côté froid avec la même énergie. Un régénérateur réel n'atteint pas une telle efficacité et

n'échange pas la totalité de son énergie avec le gaz. Les conséquences sont un flux de chaleur du gaz en sortie du bout froid $\Phi_{f,out}$ plus élevée que le flux en entrée $\Phi_{f,in}$. La différence entre ces deux flux doit être compensée pour maintenir une température froide constante, soit en puisant sur la puissance de réfrigération au bout froid, soit en appliquant un refroidissement externe à l'intercepte.

2.3.2 Efficacité hydraulique

Si d'un point de vue thermique, le régénérateur doit permettre d'obtenir un échange maximal, il doit en revanche proposer une géométrie qui limite la perte de pression quand le gaz le traverse. En effet, ces pertes vont réduire la pression dans le tube et ainsi la puissance disponible pour obtenir un effet frigorifique au bout froid.

La loi de Darcy, présentée sous la forme de l'équation de Darcy-Weisbach donne la perte de charge dans une conduite droite :

$$\Delta P = f \frac{L}{d_h} \frac{\rho u^2}{2} \quad 2.25$$

Perella et Al. [34] ont mesuré récemment la perte de charge pour des empilements aux caractéristiques proches des grilles utilisées pour cette thèse ($0.650 < \varepsilon < 0.7$ et $d_{fil} \approx 30 \mu m$). En combinant les résultats pour deux grilles différentes, ils obtiennent le facteur de friction :

$$f = \frac{156}{Re_{d_h}} + 1.33 \quad 2.26$$

Le nombre de Reynolds est formulé avec le diamètre hydraulique d_h comme longueur de référence ($Re_{d_h} = \frac{\rho u d_h}{\mu}$). En introduction de cette partie (2.1), nous avons montré dans l'équation 2.14 que le diamètre hydraulique dépend uniquement de la porosité et du diamètre des fils dans le régénérateur.

De nombreuses corrélations existent pour décrire le facteur de friction selon des conditions opératoires variées. Dellali et Al. ont mené une étude bibliographique et regroupé certaines des principales corrélations dans un article [38] et ont mené ensuite une étude expérimentale pour déterminer ce coefficient dans des régénérateurs micro-fabriqués.

Nous comprenons d'après les paragraphes précédents que les pertes de charge dans un régénérateur sont uniquement dépendantes de la vitesse du gaz et de ses propriétés physiques. La longueur du régénérateur ne sera pas étudiée dans cette thèse car elle est gardée constante pour toutes les expériences et calculs que nous allons réaliser.

Un régénérateur avec une petite section réduit le débit de remplissage mais implique une vitesse débitante plus élevée. A l'inverse, un régénérateur de grande section a un débit de remplissage plus élevé mais une vitesse débitante moyenne réduite.

Ainsi, selon la puissance mécanique d'alimentation, il existe une section de régénérateur pour laquelle la vitesse dans ce dernier atteint un minimum pour un débit froid q_f constant.

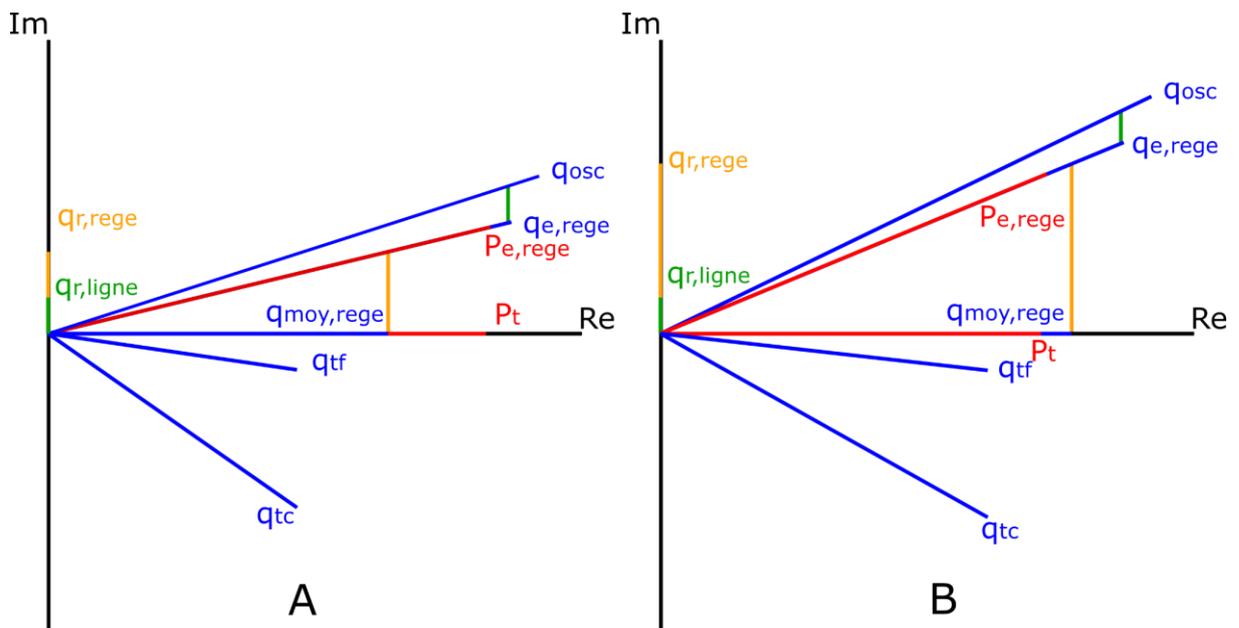


Figure 47 : Diagrammes de Fresnel pour la démonstration de l'effet du volume dans le régénérateur (A : régénérateur de petit volume, B : régénérateur de grand volume, les longueurs sont identiques)

La représentation dans un diagramme de Fresnel permet de visualiser l'effet du remplissage du régénérateur sur les ondes de débit. La Figure 47 montre l'augmentation des débits dans le régénérateur lorsque l'on augmente son volume. Elle montre également l'augmentation de l'amplitude de l'onde de débit au bout froid. Il apparaît alors que la puissance brute disponible atteindra un maximum en fonction du volume du régénérateur dépendant de la puissance PV. A bas PV, le fort débit de remplissage nécessaire apportera beaucoup de pertes de charge à une onde de pression déjà faible. A l'inverse à haut PV, le fort débit nécessaire à l'alimentation mécanique apportera également beaucoup de pertes de charge dans une section de petite taille.

2.3.3 Performance du régénérateur

Le rôle principal d'un régénérateur est de refroidir le gaz préalablement à sa détente pour produire un effet frigorifique. Dans ce but, il doit permettre un bon échange thermique entre la matrice poreuse et le gaz. Cela est obtenu à l'aide d'un grand nombre d'unités de transfert NUT ainsi que d'une période courte et d'un produit $(m\bar{c}_p)_m$ élevé. Pour obtenir un NUT élevé, la longueur du régénérateur a une influence positive tandis que la vitesse aura une influence négative.

En revanche, la puissance de réfrigération au bout froid dépend, en partie, de l'amplitude de l'onde de pression à cette localisation. Pour obtenir un effet frigorifique maximum, il est important de minimiser la perte de pression générée par la circulation du gaz dans le régénérateur poreux. Cela est obtenu avec une courte longueur du régénérateur et une vitesse du gaz élevée.

Le rapport $\frac{\text{Echange thermique}}{\text{Perte de pression}}$ détermine la performance d'un régénérateur. Les performances optimales sont atteintes quand ce rapport est élevé. Avec un régénérateur de grand volume, la capacité thermique $m\bar{c}_p$ est élevée mais si cette dernière dépasse la quantité de chaleur $Q_{c,in}$ transportée par le gaz, tout volume supérieur sera du volume « mort » qui ne participe pas à l'échange de chaleur mais qui augmente

le débit de remplissage, augmentant dans le même temps les pertes de charge. Le Tableau 3 synthétise les effets du dimensionnement d'un régénérateur.

Radebaugh et al. [39] proposent une méthode de dimensionnement des régénérateurs basée sur l'inefficacité « acceptable ». Cette méthode n'a pas été employée au cours de cette thèse car elle vise surtout au dimensionnement de la composition du régénérateur plus qu'à sa géométrie, ce qui ne correspond pas à notre approche basée sur un dimensionnement de machine à composition de régénérateur égale. Cette référence reste malgré tout une sérieuse source de compréhension de l'efficacité des régénérateurs et le logiciel de simulation REGEN3.2 [40] développé par le NIST utilise cette approche. Ce logiciel est très utilisé, au même titre que SAGE, dans le domaine des pulse tubes à la différence qu'il se concentre uniquement sur le régénérateur.

Tableau 3 : Récapitulatif des avantages et inconvénients d'un régénérateur de grande section et de petite section

Effet physique		Régénérateur de grande section	Régénérateur de petite section
Efficacité thermique		Plus de masse de grille donc capacité de stockage améliorée	Moins de masse de grille donc capacité de stockage réduite
Pertes de charges	PV élevé	Equilibre entre diminution de la vitesse débitante et augmentation du débit de remplissage	Pertes de charges importantes à cause de la vitesse débitante élevée
	PV faible	Pertes de charges importantes à cause du débit de remplissage sur une onde de pression déjà faible	Equilibre entre augmentation de la vitesse débitante et diminution du débit de remplissage

2.4 Pertes statiques

Les flux statiques, aussi appelés pertes parasites, sont définis comme les apports externes de chaleur qui viennent ajouter de la charge thermique « parasite » aux parties froides du système et ainsi diminuer la puissance de réfrigération utile. Les pertes parasites sont causées par les gradients de température qui existent au sein du système et les surfaces radiatives à différentes températures. Pour représenter simplement ces gradients de température, le système peut être résumé en quatre températures à partir desquelles les gradients se forment. Ces sources de température et les gradients qu'elles provoquent sont schématisés sur la Figure 48. Les écrans thermiques représentés en pointillé sont supposés à une température uniforme, égale à celle de la pièce sur laquelle ils sont fixés.

Etant donné que le système est isolé sous vide, seuls les modes de transferts thermiques par conduction et par rayonnement interviennent. Pour plus de précision, la mise sous vide du système isole ce dernier de la convection externe.

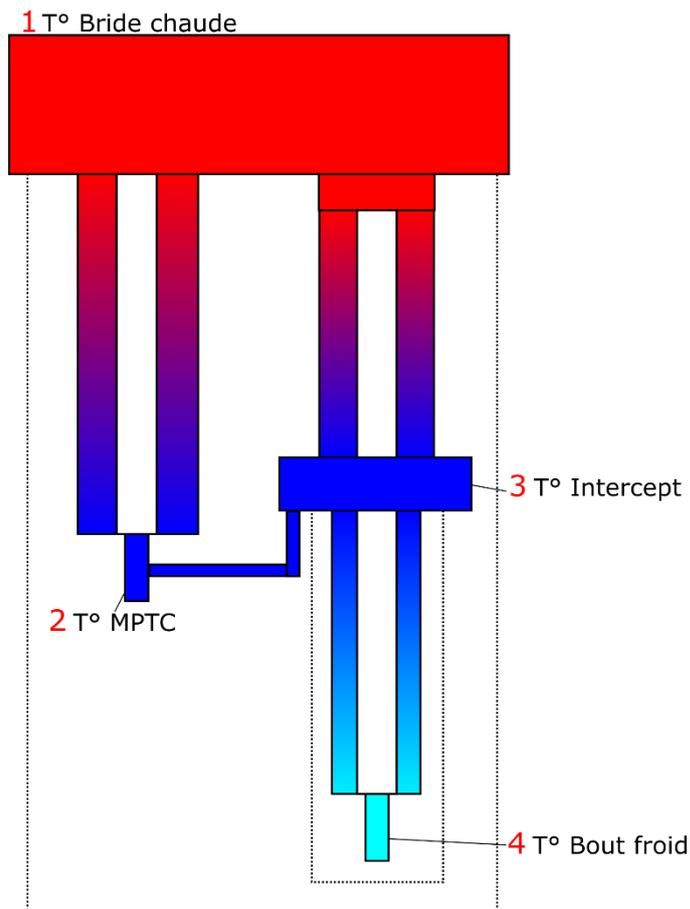


Figure 48 : Répartition des gradients thermiques dans le banc de mesure

2.4.1 Pertes par conduction

Les pertes par conduction ont lieu dans les parois des tubes des régénérateurs, les parois du tube à pulsation, à travers les grilles qui composent le milieu poreux des régénérateurs et enfin par conduction dans le gaz des régénérateurs et du tube à pulsation. La surface de conduction pour les grilles des régénérateurs et pour le gaz est définie en fonction de la porosité ϵ . Pour tenir compte de la résistance de contact entre chaque grille dans le régénérateur, la conduction est calculée comme pour un objet classique en appliquant au résultat un facteur de dégradation f_g de 10 %. Cette valeur vient d'une étude réalisée par Dherbecourt et al. en 2020 [41] sur des pulse tubes mono-étagés.

Un pulse tube intercepté intègre deux régénérateurs, séparés par l'intercepte de chaleur. Les flux conductifs impliqués à l'intercepte sont positifs lorsqu'ils sont générés par le gradient $T_{bride\ chaude} - T_{intercept}$ et négatifs lorsqu'ils sont générés par le gradient $T_{intercept} - T_{bout\ froid}$. Le bilan total à l'intercepte est la soustraction du flux vers le bout froid à celui en provenance de la bride chaude.

Le Tableau 4 liste les formules qui permettent le calcul des flux conductifs dans chaque chemin thermique d'un pulse tube. La formule qui calcule la conduction dans les grilles utilise un facteur f_g qui peut être apparenté au facteur de tortuosité calculé par SAGE (cf paragraphe 3.1.4). Il diffère ici car le facteur de 10 % est basé sur une étude expérimentale plutôt qu'analytique [41].

Tableau 4 : Expressions théoriques des flux de chaleurs conductifs dans un tube à gaz pulsé

$$\text{Tube des régénérateurs} \quad - \frac{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4L} \int_{T_f}^{T_c} k_{inox}(T) dT$$

$$\text{Tube à pulsation} \quad - \frac{\pi(d - d_{int}^2)}{4L} \int_{T_f}^{T_c} k_{inox}(T) dT$$

$$\text{Grilles des régénérateurs} \quad - \frac{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4L} (1 - \varepsilon) \times f_g \int_{T_f}^{T_c} k_{inox}(T) dT$$

$$\text{Hélium dans les régénérateurs} \quad - \frac{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4L} \varepsilon \int_{T_f}^{T_c} k_{He}(T) dT$$

$$\text{Hélium dans le tube à pulsation} \quad - \frac{\pi d_{int}^2}{4L} \int_{T_f}^{T_c} k_{He}(T) dT$$

2.4.2 Pertes radiatives

Les pertes radiatives ont lieu entre deux surfaces à températures différentes. Le pulse tube et l'enceinte à vide peuvent être considérés comme deux cylindres concentriques et les facteurs de forme seront donc supposés égaux à 1. Trois types de surfaces sont distinguables pour recevoir du rayonnement : les surfaces en cuivre des échangeurs (l'échangeur froid au bout froid et l'échangeur de l'intercepte), les surfaces en acier inoxydable au niveau des échangeurs (seulement les brides au bout froid car l'intercepte n'a pas de partie en acier inoxydable) et la surface des tubes des régénérateurs. Comme ces derniers sont soumis à des gradients de température, il est nécessaire d'intégrer le flux radiatif sur toute la longueur L des régénérateurs. Enfin, du rayonnement à température ambiante entre par le bout chaud du tube à pulsation pour arriver directement sur le bout froid comme sur le schéma de la Figure 49.

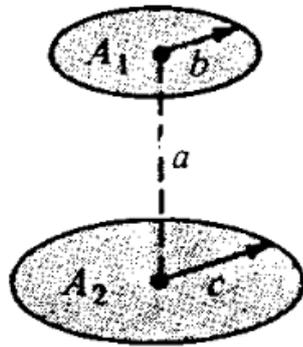


Figure 49 : Schéma du rayonnement thermique entre deux surfaces circulaires parallèles

Pour calculer cette contribution, un facteur de vue entre l'entrée du bout chaud et le bout froid est calculé. Pour deux disques circulaires, en place des extrémités du tube à pulsation, de rayons b et c , espacés d'une hauteur a (tel que sur la Figure 49), le facteur de vue est :

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1 + B^2 + C^2 - \sqrt{(1 + B^2 + C^2) - 4B^2C^2}}{2B^2} \quad 2.27$$

Où $B = \frac{b}{a}$ et $C = \frac{c}{a}$.

Pour les géométries de pulse tubes utilisés, le facteur de forme est très petit, inférieur à $1e^{-4}$, et donne un flux radiatif à travers le tube à pulsation de l'ordre du milliwatt, ce qui le rend négligeable.

Pour limiter au maximum les flux radiatifs sur le banc d'essai, les parties froides sont enveloppées dans de la MLI (Multi Layer Insulation, aussi appelée super isolation). Il est courant de supposer qu'avec une MLI d'une trentaine de couches, le flux radiatif est réduit de 97 à 99 %. Cette réduction est prise en compte à travers le coefficient ε du Tableau 5.

Tableau 5 : Expressions théoriques des flux de chaleurs radiatifs dans un tube à gaz pulsé

Cuivre échangeur

$$\varepsilon_{Cu} \sigma S_{Cu} (T_c^4 - T_f^4)$$

Acier échangeur

$$\varepsilon_{inox} \sigma S_{inox} (T_c^4 - T_f^4)$$

Acier tube des régénérateurs

$$\int_0^L \varepsilon_{inox} \sigma \pi d (T_c^4 - T(x)^4) dx$$

A travers le tube

$$\varepsilon_{inox} \sigma S_{Cu} F_{1 \rightarrow 2} (T_c^4 - T_f^4)$$

2.4.3 Analyse

Ce projet de thèse comprend plusieurs configurations de doigts froids qui seront présentées au paragraphe 3.2.1.2. Les pertes parasites ont été calculées théoriquement pour chaque configuration de

doigts froids. La Figure 50 montre les pertes parasites au bout froid d'un MPTC et sépare les contributions du rayonnement et de la conduction. Le graphique représente les pertes conductives et non les bilans de puissance. Si l'on veut calculer la puissance parasite à extraire à l'intercepte, il faut retrancher les pertes conductives de l'intercepte vers le bout froid.

Cette analyse permet de constater que les pertes par rayonnement sont négligeables face à la conduction (environ 2.8 % des pertes totales sur un MPTC). Cela s'explique partiellement par la surface très petite du bout froid qui ne reçoit par conséquent que très peu de rayonnement thermique. De plus, l'intégrale du rayonnement perçu par le tube du régénérateur est très faible comparée à la somme de toutes les sources de perte par rayonnement grâce à l'utilisation de MLI (moins de 0.3 % de la somme du rayonnement).

Les pertes principales viennent de trois sources, la conduction dans le tube régénérateur, la conduction dans les grilles et la conduction dans le tube à pulsation, respectivement par ordre d'importance. Une petite partie des pertes ont lieu par diffusion dans l'hélium mais cela reste négligeable.

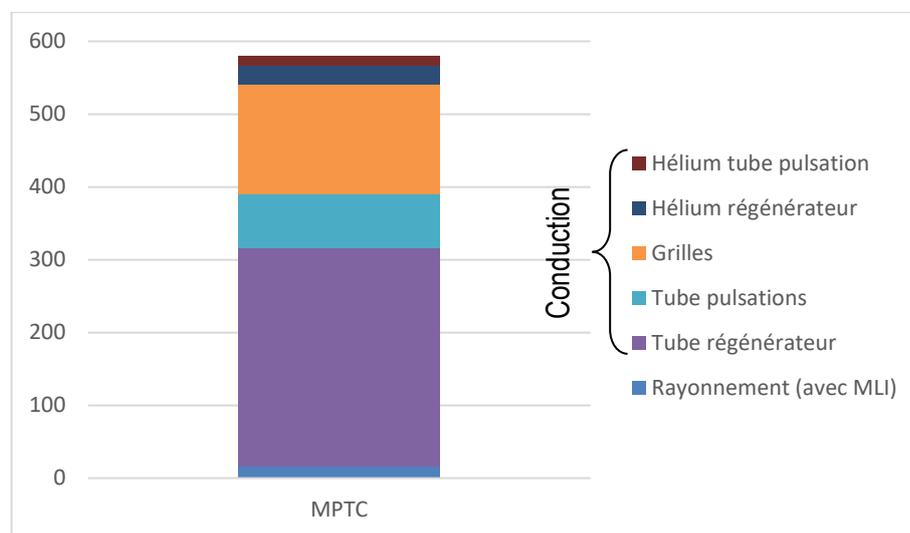


Figure 50 : Pertes parasites au bout froid d'un MPTC

La conduction dans un solide étant directement proportionnelle à la section normale au flux, on comprend que l'augmentation de la section du régénérateur chaud d'un pulse tube intercepté va impacter à la hausse les pertes sur l'intercepte et que l'augmentation de la section froide impactera les pertes au bout froid, mais aidera aussi à réduire les pertes à l'intercepte.

2.5 Flux à l'intercepte

Une configuration interceptée sera utilisée pour un fonctionnement à 15 K. Nous rappelons qu'il s'agit d'un pulse tube « mono-étagé » auquel on ajoute un échangeur intermédiaire au centre du régénérateur pour obtenir un fonctionnement bi-étagé. L'intérêt de l'intercepte est de modifier le gradient de température dans le régénérateur en y imposant une température plus basse que celle qui apparaîtrait au même emplacement avec un gradient de température naturellement établi par les oscillations de gaz. Le profil de température dans le régénérateur est supposé linéaire entre deux sources de température et est montré par la Figure 51. Sur cette figure, le profil naturel atteint la même température froide que le

profil avec intercepte, ces profils sont théoriques et schématisés ainsi à des fins d'illustration. En réalité, un pulse tube mono-étagé n'atteint pas une température aussi basse qu'en version interceptée. Avec un gradient de température plus faible entre l'intercepte et le bout froid, le régénérateur froid a moins d'énergie à absorber au gaz, et la puissance Φ_E , introduite au paragraphe 2.3.1, résultante de l'inefficacité du régénérateur (proportionnelle à $\frac{T_c}{T_f}$) est plus faible au bout froid.

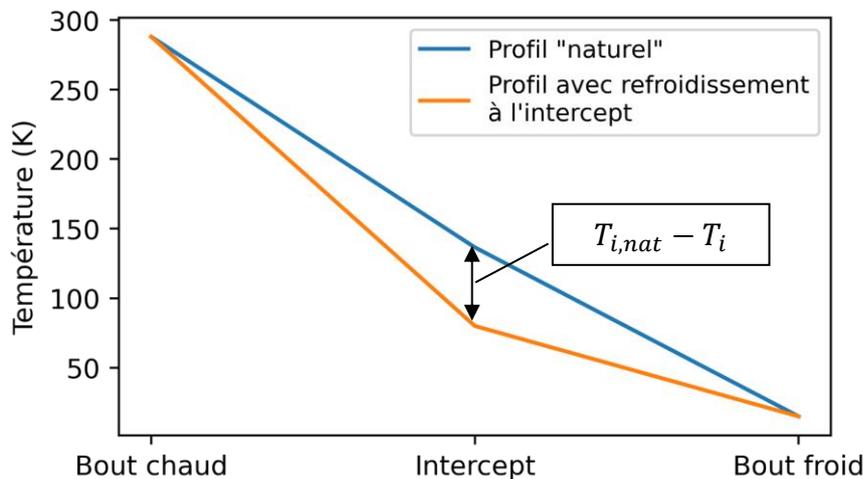


Figure 51 : Profils de température estimés dans un pulse tube intercepté

De plus, grâce au gradient de température plus faible dans le régénérateur froid, la variation locale de température introduite dans la partie 2.3.1 par la Figure 45 est moins importante ce qui se traduit par une meilleure efficacité du régénérateur froid. En contrepartie, le gradient dans le régénérateur chaud est plus grand et son efficacité est réduite en conséquence.

Dans un système parfaitement isolé, où les régénérateurs sont parfaits, le refroidisseur externe sert uniquement à abaisser la température de l'intercepte de sa température naturelle jusqu'à la température de consigne. Effectivement, sans apport de chaleur extérieure, si la totalité de l'énergie du gaz à la température chaude est absorbée par le régénérateur chaud, le système est autosuffisant et le gradient de température est constant en régime permanent.

Dans un système réel, des apports de chaleur sous forme statique et dynamique existent, le rôle du refroidisseur externe est alors de compenser ces pertes pour maintenir la température de consigne de l'intercepte. Les contributions aux pertes à l'intercepte sont la conduction et le rayonnement pour la partie statique et la chaleur transportée par le gaz qui n'a pas été absorbée par le régénérateur chaud pour la partie dynamique. On définit le flux à l'intercepte comme la somme de ces trois contributions :

$$\Phi_i = \Phi_{cond} + \Phi_{ray} + \Phi_E \quad 2.28$$

Le rayonnement à l'intercepte est la somme des flux qui arrivent directement dessus et de l'intégrale du flux qui arrive sur le tube du régénérateur chaud. La conduction est quant à elle définie par la somme des flux en provenance de la bride chaude à laquelle on soustrait la somme des flux en direction du bout froid :

$$\Phi_{cond} = \sum \Phi_{cond_{rege\ chaud}} - \sum \Phi_{cond_{rege\ froid}} \quad 2.29$$

Les pertes par conduction et par rayonnement sont uniquement dépendantes des gradients de température et n'évoluent pas au premier ordre lorsque l'on modifie les paramètres d'écoulement dans le pulse tube. En revanche, le flux de chaleur Φ_E est non seulement proportionnel au rapport de température entre la bride chaude et l'intercepte, mais également proportionnel au flux d'enthalpie directement lié au débit. De ce fait, lors de la variation de la puissance mécanique PV, le débit d'alimentation varie et on observe une augmentation du flux à l'intercepte avec la puissance PV. La Figure 52 montre l'évolution de ce flux en fonction de la puissance PV.

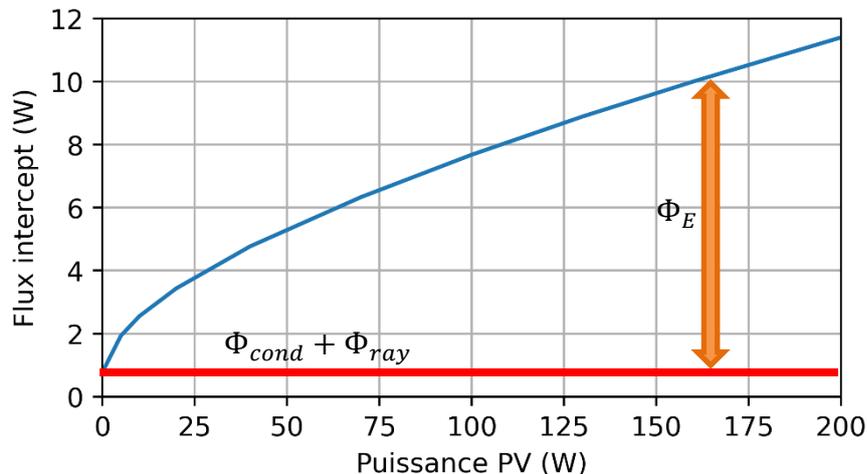


Figure 52 : Evolution du flux à l'intercepte en fonction de la puissance PV calculé avec SAGE (cf paragraphe 3.1)

Avec ces observations, nous pouvons conclure que la géométrie d'un pulse tube intercepté a un fort impact sur le flux à l'intercepte qui doit y être soutiré dû à la dépendance de Φ_E et de $\Phi_{cond} + \Phi_{ray}$ avec la section du régénérateur chaud. L'impact du dimensionnement sera discuté plus en détail dans les chapitres 4 et 5. En première analyse, il apparaît clairement qu'à faible PV, les pertes parasites dominent le flux mais qu'elles deviennent négligeables très rapidement au-delà d'une dizaine de Watts PV face à Φ_E dû à l'inefficacité du régénérateur chaud.

2.6 Des phénomènes variés nécessitant un dimensionnement adapté

Un tube à gaz pulsé est un système complexe au sein duquel de nombreux phénomènes interconnectés apparaissent. Ces phénomènes dépendent tantôt de la géométrie du pulse tube, tantôt de la configuration d'écoulement et de la puissance mécanique d'alimentation. Il est relativement difficile de prévoir précisément de manière analytique le comportement d'un pulse tube. De même, l'inter connectivité des phénomènes exige l'étude indépendante de chaque sous-système afin de formuler des conclusions fermes. Par la suite, nous étudierons indépendamment l'effet de la section du tube à pulsation, celui du régénérateur froid et celui du régénérateur chaud.

Le dimensionnement pourra être effectué selon trois axes : la réduction des pertes intrinsèques du pulse tube, la minimisation de la puissance de réfrigération à l'intercepte et la maximisation de la puissance brute de réfrigération au bout froid. Les performances maximales sont obtenues autour d'un optimum qui devra sera sélectionné à partir de résultats expérimentaux.

3. Méthode de travail

Notre approche est essentiellement une approche expérimentale de fabrication et de caractérisation de pulse tubes aux dimensions variées. Des calculs analytiques, tels que présentés précédemment, nous permettent de définir des ordres de grandeur et afin de mieux orienter notre dimensionnement et appuyer notre compréhension, nous utilisons également un outil numérique, « SAGE » permettant de modéliser des tubes à gaz pulsé. De nombreuses informations peuvent être extraites des calculs réalisés par SAGE, notamment les débits, les pressions et les gradients de température en tout point du système dont la mesure expérimentale est très difficile. L'utilisation de méthodes numériques permet l'extraction de ces informations ainsi que le détail des flux de chaleur aux positions stratégiques, ce qui présente un avantage considérable pour envisager le dimensionnement de tubes à gaz pulsé.

Les études numériques permettront de mettre en valeur certaines tendances et de valider ou en tout cas d'orienter des choix de dimensionnement. Cependant l'étude expérimentale reste une étape obligatoire dans le développement des tubes à gaz pulsé dont la modélisation précise est complexe et encore incomplète à ce jour, notamment à basse température où les variations des propriétés des matériaux (simulations uniquement en acier inoxydable) et la sensibilité de l'équilibre thermique sont maximales.

Dans ce chapitre nous décrivons dans un premier temps l'outil de calcul numérique SAGE et les équations principales qui gouvernent son comportement. Ce logiciel permettra une large étude paramétrique et permettra un gain de temps et d'argent considérable par rapport à une étude purement expérimentale. La description faite de ce logiciel dans la partie suivante est issue de notre apprentissage mêlé à la documentation et permet de résumer la teneur principale du code.

Par la suite, nous décrivons les bancs d'essai mis au point et les méthodes expérimentales employées. Nous décrivons à cette occasion comment les puissances sont mesurées, ainsi que les pertes. Le protocole expérimental sera également explicité.

3.1 Description de l'outil SAGE

SAGE [42] est une interface graphique de modélisation de pulse tubes développée et commercialisée par David GEDEON (Gedeon Associates, Athens Ohio). Originellement développé pour aider au développement des refroidisseurs Stirling, ce logiciel est particulièrement efficace pour modéliser des écoulements oscillants. Il a depuis été étendu à d'autres types de refroidisseurs cryogéniques et notamment les tubes à gaz pulsé.

En pratique, SAGE permet de modéliser un système grâce à des « boîtes » de composants glissés déposés dans l'interface graphique. Les composants sont nombreux et sont par exemple un tube, un échangeur de chaleur, une matrice poreuse, ou encore un piston ou un ressort pour la partie mécanique. Les composants sont interconnectés pour former la machine que l'on souhaite simuler. Chaque composant est modélisé en se basant sur des corrélations publiées dans la littérature.

Chaque composant peut contenir d'autres sous composants plus ou moins complexes selon l'objectif de l'utilisateur. Le tout est organisé en forme d'arbre hiérarchique jusqu'à atteindre le niveau le plus profond

qui correspond soit au composant représentant le gaz, soit au composant représentant le solide. Un composant avec ses sous-composants est une entité auto-contenue et des connecteurs permettent la transmission aux autres composants des grandeurs qui pilotent le système (débits, flux de chaleur, gradients de température, forces, etc...). La Figure 53 représente un assemblage de composants formant le doigt froid d'un pulse tube en ligne.

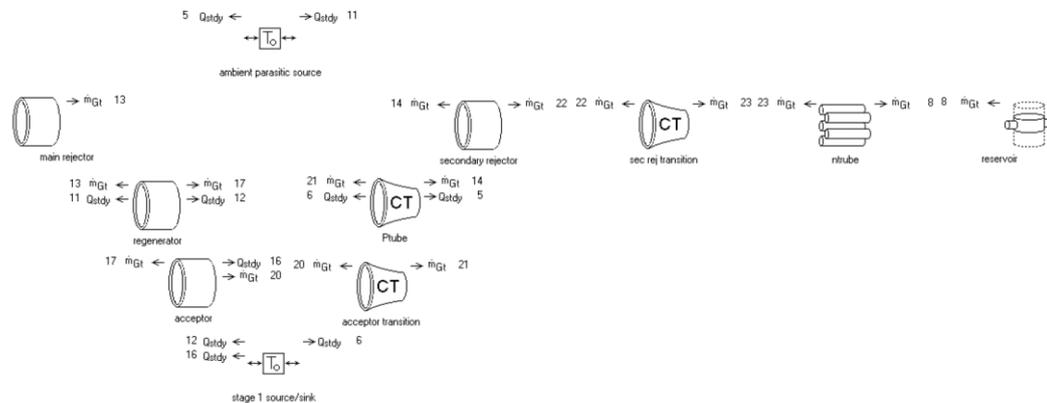


Figure 53 : Modèle SAGE d'un tube à gaz pulsé en ligne (modèle de démonstration fourni avec le logiciel)

En interne, le logiciel utilise pour sa résolution un maillage spatial et temporel décrit dans l'annexe 1. Sans rentrer dans le détail de la résolution numérique de l'outil, nous présentons dans cette section les équations principales utilisées par ce logiciel afin de donner un aperçu de sa méthode de calcul et de ses limitations (modélisation 1D par exemple).

3.1.1 Modélisation du gaz

3.1.1.1 Propriétés physiques

Les propriétés physiques du gaz en fonction des conditions de pression et de température peuvent être calculées de différentes manières. Le logiciel intègre plusieurs modèles complexes du gaz qui ne seront pas décrits dans ce manuscrit. Effectivement, parmi ces modèles complexes, SAGE intègre également des bases de données empiriques. Pour l' ^4He , qui est le gaz utilisé pour nos tubes à gaz pulsé, la base de données utilisée pour calculer les propriétés physiques dans nos simulations est la base REFPROP développée et distribuée par le NIST.

3.1.1.2 Equations du domaine gazeux

Dans SAGE, les équations de modélisation de la dynamique des fluides sont basées sur les équations de Navier-Stokes qui ont été transformées à la suite d'hypothèses simplificatrices qui ne sont pas décrites dans la documentation du logiciel. Elles sont adaptées pour des écoulements internes en 1D.

Les équations résolues par le logiciel sont les suivantes :

Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho u A}{\partial t} + \frac{\partial \rho u A}{\partial x} = 0 \quad 3.1$$

Equation de bilan de quantité de mouvement

$$\frac{\partial \rho u A}{\partial t} + \frac{\partial \rho u A}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} A - FA = 0 \quad 3.2$$

Equation de bilan d'énergie

$$\frac{\partial \rho c_p A}{\partial t} + P \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial (u \rho c_p A + u P A + \Phi_{cond})}{\partial x} - \Phi_\lambda = 0 \quad 3.3$$

Avec ρ la masse volumique, u la vitesse axiale, A la section de passage, P la pression, c_p la chaleur spécifique massique totale, F le gradient de pression par frottements visqueux, Φ_λ les flux de chaleur en film dans les couches limites par unité de longueur et Φ_{cond} le flux de chaleur conductif axial.

3.1.2 Domaine gazeux

Le domaine gazeux peut être représenté comme une zone parallélépipédique à une dimension comme schématisé sur la Figure 54.

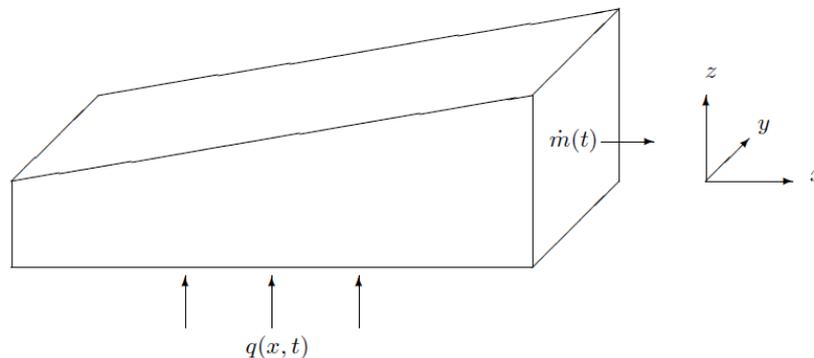


Figure 54 : Représentation du domaine gazeux [42]

Le débit massique peut passer à travers les faces normales à \vec{u}_x dans le sens positifs (à droite) ou négatifs (à gauche). Les flux de chaleur entre le solide et le gaz peuvent passer à travers la limite positive (en haut) sur l'axe z uniquement et les flux de chaleur entre deux domaines solides se font à travers les faces normales à \vec{u}_z . La discrétisation spatiale est faite uniquement sur l'axe x .

3.1.2.1 Domaine gazeux dans la matrice poreuse

Le nombre de Reynolds du gaz dans la matrice des régénérateurs est calculé par :

$$Re = \frac{\rho |u| d_h}{\mu} \quad 3.4$$

Le nombre de Reynolds est défini en fonction du diamètre hydraulique, lui-même défini en fonction de la section de passage de gaz A et du périmètre mouillé P_w :

$$d_h = \frac{4A}{P_w} \quad 3.5$$

3.1.2.2 Domaine gazeux dans les conduites

Dans les conduites classiques (par exemple tubes capillaires, canaux d'échangeurs, etc...) l'écoulement par le nombre de Reynolds (voir 3.1.2.1), le nombre de Valensi V_a et par l'intensité de la turbulence qui ne sera pas détaillé ici. Le nombre de Valensi décrit le régime de turbulence de manière analogue au nombre de Reynolds pour des régimes oscillants et est donné par :

$$V_a = \frac{\rho \omega d_h^2}{4\mu} \quad 3.6$$

Le nombre de Valensi est lié au rapport du diamètre hydraulique sur l'épaisseur de la couche limite visqueuse par :

$$\frac{d_h}{\delta_v} = \sqrt{2V_a} \quad 3.7$$

3.1.3 Domaine solide

Le domaine solide est représenté comme un volume avec des connexions sur les trois axes avec des volumes (solides ou gazeux) voisins (cf Figure 55). Il est utilisé pour modéliser les chemins thermiques dans les tubes, dans les grilles et dans les échangeurs. Les flux de chaleur sont échangés sur les trois axes.

Le flux de chaleur dépendant du temps et de l'espace $q(x,t)$ sur l'axe z est réservé à la connexion avec le domaine gazeux. Le flux $q(x)$ sur l'axe y sert à la connexion avec un autre solide en parallèle (par exemple connexion entre la matrice du régénérateur et les parois du tube régénérateur. Enfin, le flux q sert à la connexion de deux solides en série dans l'axe du tube. Le solide est discrétisé uniquement sur l'axe x .

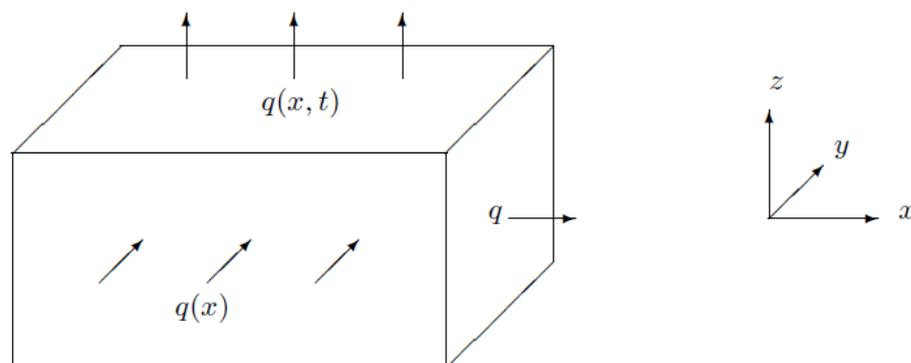


Figure 55 : Représentation du domaine solide [42]

3.1.4 Conducteurs thermiques

Il existe dans SAGE plusieurs moyens de représenter un chemin thermique pour les flux de chaleur conductifs liés aux gradients thermiques.

3.1.4.1 Conducteur linéaire

Ce type de composant agit comme un simple chemin de conduction entre l'extrémité négative à la température T_c et l'extrémité positive à température T_f d'un composant sur l'axe x .

$$\Phi = \frac{A}{L} \int_{T_c}^{T_f} k_s dT \quad 3.8$$

Ce composant très basique n'est pas utilisé dans les modèles développés au cours de cette thèse. Il sert de base pour décrire la conduction dans une section droite d'un solide où existe un gradient de température. Seule la conduction longitudinale est modélisée ici.

3.1.4.2 Conducteur avec distribution

Ce composant est utilisé pour la modélisation du tube des régénérateurs. Il modélise un solide rudimentaire à deux dimensions. Plus complet que le conducteur linéaire, il inclut également les flux de chaleur sur l'axe y échangés avec des composants solides parallèles (matrice régénérateur/paroi tube par exemple).

Le domaine solide a maintenant une distribution de température axiale $T_s(x)$ discrétisée sur x et également deux autres distributions de température $T_c(x)$ et $T_f(x)$ parallèles à $T(x)$ sur les faces négative et positive. La densité de flux axiale de chaleur est donnée par :

$$\varphi_x = k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad 3.9$$

La densité de flux transversale (sur l'axe y) est donnée par :

$$\varphi_{neg} = k_s \frac{T_c(x) - T_s(x)}{D/2} \quad 3.10$$

Et

$$\varphi_{pos} = k_s \frac{T_s(x) - T_f(x)}{D/2} \quad 3.11$$

Où D est la profondeur du solide dans la direction y .

Le flux de chaleur dans la direction y est soit $\varphi_{neg} \cdot W$ soit $\varphi_{pos} \cdot W$ où W est la dimension transversale dans la direction z . Le flux de chaleur dans la direction x est $\varphi_x \cdot W \cdot D$.

3.1.4.3 Surface conductive

Ce composant est utilisé pour modéliser les échangeurs de chaleur à ailettes. Il est également utilisé pour la modélisation du tube capillaire qui sert d'inertance. Il ajoute une connexion thermique dépendante également du temps sur l'axe z pour connecter thermiquement le gaz et le solide. En d'autres termes, les faces dans la direction z (cf Figure 56) modélisent le périmètre mouillé du solide. Le domaine solide est discrétisé également en y pour former n rectangles d'épaisseur W et de profondeur D .

Les multiples domaines rectangulaires agissent comme des ailettes d'un échangeur thermique par exemple. Dans les faits, le flux de chaleur traverse une distance $W/2$ de la face z jusqu'au centre de l'ailette à travers une surface de conduction LS_x (surface mouillée en contact avec le gaz) puis change de direction vers l'une ou l'autre des surfaces y (où les deux) sur une distance $D/2$. Le schéma en Figure 56 montre l'organisation des flux et de la discrétisation dans un conducteur avec distribution.

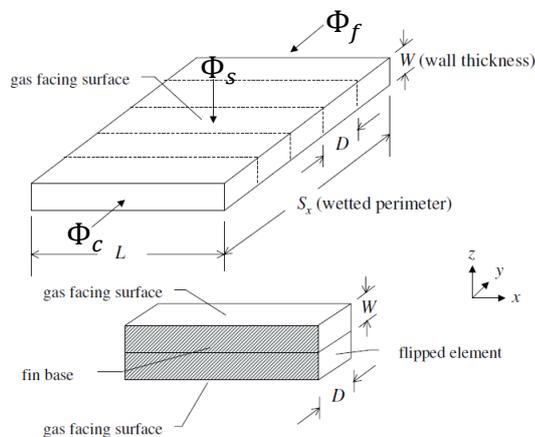


Figure 56 : Schéma des flux de chaleur dans un conducteur avec distribution [42]

Même si le flux échangé avec le gaz possède une composante temporelle, seule la composante continue contribue à la conduction dans le solide. En d'autres termes, le solide filtre les composantes AC du flux et laisse passer seulement les composantes DC. Cela est applicable quand le flux est dominé par sa composante continue comme dans un échangeur de chaleur classique par exemple.

Dans une surface conductive, le domaine solide a une distribution axiale de température $T_w(x)$ centrée sur la face z positive, en plus de la distribution de température déjà présentée pour le conducteur avec distribution ($T_s(x)$, $T_c(x)$, $T_f(x)$). La densité de flux qui traverse la surface positive z est :

$$\langle \varphi_z \rangle = k_s \frac{\langle T_s(x) \rangle - \langle T_w(x) \rangle}{W/2} \quad 3.12$$

Où $\langle x \rangle$ est la moyenne temporelle de l'opérateur. Les équations pour la densité de flux axiale φ_x et les densités de flux transverses φ_c et φ_f restent les équations du conducteur avec distribution à la différence qu'un facteur de tortuosité est implémenté pour le flux axial ($f_s < 1$, différend selon le type d'échangeur modélisé).

La conduction axiale est calculée à travers une surface efficace de conduction A_e ainsi :

$$\Phi_x = k_s A_e \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad 3.13$$

3.1.4.4 Surface quasi-adiabatique

Ce composant, le plus complet de tous, est utilisé pour modéliser les grilles dans les régénérateurs.

Il est ici supposé que la face z est soumise à des flux de chaleur sinusoïdaux de moyenne nulle ou quasi-nulle. L'hypothèse d'un flux de chaleur moyen quasi-nul donne son nom aux surfaces quasi-adiabatiques. Ces surfaces sont assez similaires aux surfaces conductives à la différence qu'ici, la température locale de la paroi n'est pas supposée constante comme pour le composant précédent. Cela permet de prendre en compte les variations de température de la matrice au cours d'un cycle.

Le domaine solide a une distribution de température axiale $T_s(x,t)$ et une distribution transversale $T_z(x,t)$. Les deux sont discrétisées spatialement et temporellement de x négatif jusqu'à x positif. Il y a également deux distributions indépendantes du temps $T_c(x)$ et $T_f(x)$ centrées sur l'axe y, similaires à un conducteur avec distribution.

L'équation de conservation de l'énergie devient ici dépendante du temps. En moyennant sur la section dans la direction z sur toute l'épaisseur du solide, on peut écrire cette équation sous la forme :

$$\rho_s c_p A_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + \frac{\partial \Phi_x}{\partial x} + \Phi_z + \Phi_{pos} - \Phi_{neg} = 0 \quad 3.14$$

Avec A_s la section moyenne, c_p la chaleur spécifique, Φ_x le flux de chaleur axial par conduction, Φ_z le flux de chaleur à travers la surface z, Φ_{pos} le flux de chaleur à travers la face y positive, Φ_{neg} le flux à travers la face y négative et ρ_s la masse volumique. Le but de cette équation est de déterminer T_s comme une variable implicite.

Pour tenir compte de la variation de c_p dans le temps, SAGE remplace le produit $c_p T_s$ par $c_p \langle T_s \rangle$.

Le flux de chaleur axial Φ_x est le même que pour une surface conductive. En revanche, les flux de chaleur transversaux sur les faces y positive et négative sont donnés par :

$$\Phi_{neg} = \left(\frac{A_s}{D}\right) \varphi_c = \left(\frac{A_s}{D}\right) k_s \frac{T_c(x) - \langle T_s \rangle(x)}{D/2} \quad 3.15$$

Et

$$\Phi_{pos} = \left(\frac{A_s}{D}\right) \varphi_f = \left(\frac{A_s}{D}\right) k_s \frac{\langle T_s \rangle(x) - T_f(x)}{D/2} \quad 3.16$$

La formule du flux de chaleur Φ_z utilise la différence $T_s - T_w$ où T_w est la température de l'interface solide/gaz.

3.1.5 Régénérateur

3.1.5.1 Conductivité axiale et tortuosité du solide

Les échangeurs de type matrice poreuse, tels que les régénérateurs, implémentent une fonction de « tortuosité » pour calculer la conduction axiale de manière analogue à un solide. La tortuosité permet de prendre en compte le trajet complexe emprunté par le flux de chaleur qui rallonge la distance parcourue par ce dernier par rapport à la longueur effective du régénérateur.

La conduction statique dans un milieu poreux peut être modélisée à partir d'une conductivité moyenne k_{moy} :

$$\varphi_{cond} = k_{moy} \frac{dT}{dx} \quad 3.17$$

La conduction moyenne peut être comparée à la conduction dans le gaz φ_g de conductivité k_g et à la conduction dans la matrice solide φ_m de conductivité k_m en fonction de la porosité ε .

$$\varphi_g = k_g \varepsilon \frac{dT}{dx} \quad 3.18$$

$$\varphi_m = k_m (1 - \varepsilon) \frac{dT}{dx} \quad 3.19$$

En général, la conduction totale du régénérateur φ_t est inférieure à la somme $\varphi_g + \varphi_m$. SAGE modélise la conduction à travers le gaz d'après la formule de φ_g mais la conduction solide intègre un facteur de tortuosité f_m :

$$f_m \equiv \frac{\varphi_t - \varphi_g}{\varphi_m} \equiv \frac{k_{moy} - \varepsilon k_g}{(1 - \varepsilon) k_m} \quad 3.20$$

3.1.5.2 Ecoulement dans le régénérateur

Les nombres adimensionnels classiques dans la description des écoulements et des échanges de chaleur pour un régénérateur de type empilement de grilles dépendent du diamètre hydraulique

Le facteur de frottement dans le régénérateur est calculé dans SAGE à partir du nombre de Reynolds (dépendant du diamètre hydraulique). La corrélation utilisée diffère légèrement de celle présentée dans l'équation 2.26 et est basée sur une étude expérimentale de Gédéon [43] :

$$f = \frac{129}{Re} + 2.91 Re^{-0.103} \quad 3.21$$

Le nombre de Nusselt est calculé à partir de la corrélation suivante (issue de la même étude) qui exploite le nombre de Peclet ($Pe = Re \cdot Pr$) et la porosité :

$$Nu = (1 + 0.99 Pe^{0.66}) \varepsilon^{1.79} \quad 3.22$$

3.1.6 Tube à pulsation

Le domaine gazeux dans le tube à pulsation est assez similaire au domaine gazeux dans le reste des composants. La différence principale est le traitement spécial des pertes de chaleur par convection dans le tube en présence d'un gradient de température axial. Des phénomènes particuliers apparaissent en régime oscillant.

Le transport de chaleur axiale dans le gaz q comprend un terme de conduction moléculaire (diffusion) φ_α , un terme de conduction turbulente φ_t , un terme de convection naturelle φ_n , un terme de convection en couche limite φ_λ et un terme de convection continue φ_s :

$$\frac{\varphi}{\varphi_\alpha} = 1 + \frac{\varphi_t}{\varphi_\alpha} + \frac{\varphi_n}{\varphi_\alpha} + \frac{\varphi_\lambda}{\varphi_\alpha} + \frac{\varphi_s}{\varphi_\alpha} \quad 3.23$$

Le rôle du tube à pulsation est de transférer le travail de détente PV du bout froid vers le bout chaud tout en limitant les transferts de chaleur entre ces deux échangeurs. Le travail de détente sera dissipé dans le mécanisme de déphasage et la chaleur évacuée au bout chaud. Dans le tube à pulsation, il y a des échanges de chaleur en paroi, des mélanges de fluides en son sein et des non-uniformités du profil de vitesse. Un tube mal conçu peut même provoquer de la turbulence. Ces phénomènes doivent être quantifiés pour modéliser efficacement le tube à pulsation.

3.1.6.1 Conduction turbulente

La corrélation qui quantifie le terme de conduction turbulente est donné par :

$$\frac{\varphi_t}{\varphi_\alpha} = 0.022 Re^{0.75} Pr \quad 3.24$$

3.1.6.2 Convection naturelle

La convection naturelle apparaît dans le tube lorsque ce dernier est dans une position différente de la verticale avec le point froid en partie basse.

Les expérimentations ainsi que les simulations se sont déroulées dans les conditions d'absence de convection naturelle dues à l'orientation décrite ci-dessus. Ainsi, le modèle de convection naturelle intégré dans SAGE ne sera pas décrit dans ce manuscrit ($\frac{\varphi_n}{\varphi_\alpha} = 0$ car $\varphi_n = 0$).

3.1.6.3 Convection dans la couche limite

La convection dans la couche limite est un flux de chaleur parasite qui est produit à cause du profil de vitesse inversé proche de la paroi lorsque le débit est oscillant. A nombre de Valensi élevé, le profil de vitesse et le profil de température thermique dans les couches limites visqueuse et thermique interagissent pour produire un transport d'énergie convectif au-delà de celui produit par le nombre de Nusselt complexe calculé dans SAGE.

En normalisant le flux convectif avec la conduction moléculaire axiale Φ_m la convection dans les couches limites prend la forme :

$$\frac{\varphi_\lambda}{\varphi_\alpha} = 0.159\sqrt{V_\alpha} \left(\frac{2\delta}{d_h}\right)^2 \quad 3.25$$

Avec δ le déplacement longitudinal moyen et d_h le diamètre hydraulique.

3.1.6.4 Flux continu en proche paroi

Comme décrit au chapitre 2.2, la convection continue est générée par un débit continu de second ordre à la paroi du tube, superposé au champ de vitesse du débit oscillant principal. A haut nombre de Valensi, le terme de second ordre du champ de vitesse produit une vitesse de paroi efficace, souvent appelée diffusion de Rayleigh et remplace la condition d'adhérence en paroi. Cette vitesse u_w est calculée ainsi :

$$u_w = \frac{|P - P_0|\hat{u}}{\gamma P_0} [C_1 \cos \varphi + C_2 \cos \varphi] + \frac{\hat{u}^2}{\omega} \left[\frac{3}{4} \frac{dA/dx}{A} + C_3 \frac{dT_m/dx}{T_m} \right] \quad 3.26$$

Les coefficients C_1 , C_2 et C_3 dépendent du coefficient polytropique γ , du nombre de Prandtl et d'un coefficient e qui décrit la variation de la viscosité en fonction de la température. Pour alléger cette partie, ces coefficients sont décrits dans l'annexe 2.

Pour calculer les pertes par flux continu, les corrélations utilisent le nombre de Reynolds Re_w basé sur la vitesse effective en proche paroi $|u_w|$.

$$Re_w = \frac{\rho |u_w| b}{\mu} \quad 3.27$$

Le longueur caractéristique b est une approximation de l'épaisseur des cellules de convection. Elle est calculée dans SAGE par :

$$b = 2.1 \left[2.8 \frac{(\mu/\rho)^2 L}{Pr \left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2 \frac{a^2 \omega^2}{L}} \right]^{1/4} \quad 3.28$$

Où $\alpha\omega$ est la moyenne de l'amplitude de vitesse et ΔT l'écart de température de part et autre du tube à pulsation.

Le calcul des pertes convectives par flux continu φ_s est basé sur une formulation φ_{s0} valide pour des faibles vitesses en proche paroi et une formulation $\varphi_{s\infty}$ valide pour des vitesses élevées. A faible vitesse, les pertes s'écrivent :

$$\frac{\varphi_{s0}}{\varphi_\alpha} = 1.02(Re_b Pr)^2 \frac{b}{d} \quad 3.29$$

A vitesse élevée, les pertes s'écrivent :

$$\frac{\varphi_{s\infty}}{\varphi_\alpha} = 1.69 Re_b Pr \frac{L}{d} \quad 3.30$$

Avec L la longueur du tube et d le diamètre.

Une valeur globale peut être calculée pour toute vitesse en combinant les deux termes précédents avec un facteur W de pondération :

$$\varphi_s = (1 - W)\varphi_{s0} + W\varphi_{s\infty} \quad 3.31$$

Le facteur W de pondération est défini à partir de la valeur critique de Re_w où $\varphi_{s0} = \varphi_{s\infty}$. Il évolue linéairement de 0 quand Re_w est inférieur à 0.8 fois la valeur critique à 1 pour Re_w supérieur à la valeur critique.

3.1.7 Modélisation de tubes à gaz pulsé interceptés

Le modèle SAGE développé pendant cette thèse permet de simuler différentes géométries de tubes à gaz pulsé interceptés. Cette partie permettra de décrire les composants utilisés lors de la réalisation de ce modèle.

L'oscillateur est composé d'une masse en mouvement qui transmet une onde de pression dans un volume quelconque (correspondant au volume de compression d'un oscillateur). Les oscillations de pression dans ce volume sont traduites par un déplacement oscillant du gaz à travers la limite positive (sortie de l'oscillateur). Pour le reste du modèle, l'onde de pression et l'onde de débit sont transmises d'un composant au suivant à travers un même connecteur de flux de gaz.

Le flux de gaz traverse la machine dans l'ordre suivant : un échangeur thermique à canaux rectangulaires, le régénérateur chaud, échangeur qui représente l'intercepte, le régénérateur froid, un échangeur qui représente le bout froid, le tube à pulsation, un échangeur, l'inertance, et enfin le volume tampon.

Les échangeurs sont modélisés par l'interaction thermique sur l'axe z entre le domaine gazeux et le domaine solide. Le domaine solide est modélisé à l'aide d'une surface conductive (cf 3.1.4.3).

Les deux régénérateurs sont modélisés en deux chemins thermiques parallèles : la paroi du tube qui est modélisée à l'aide d'un conducteur avec distribution (cf 3.1.4.2) et la matrice qui met en interaction thermique le gaz et le solide sur l'axe z . Le solide qui représente la matrice est modélisé à l'aide d'une surface quasi-adiabatique (cf 3.1.4.4). L'interaction thermique entre la matrice et la paroi n'est pas prise en compte mais l'analyse des résultats de simulation montre que leurs températures sont égales.

Le tube à pulsation est modélisé par l'interaction thermique sur l'axe z entre le domaine gazeux et une surface quasi-adiabatique. Il y a également un composant permettant de modéliser le transport de chaleur radiatif entre les deux extrémités du tube.

Enfin, l'inertance est modélisée par un échangeur de chaleur tubulaire avec un seul canal de petit diamètre qui met également le gaz et le solide en interaction thermique. Le solide est représenté par une surface conductive.

Pour imposer les températures de régulation des échangeurs chauds, de l'intercepte et du bout froid, un composant permet de définir une source de température fixe. Un tel composant est connecté thermiquement à la limite positive de chaque échangeur de chaleur.

Pour finir, chaque sous partie décrite ci-dessus est connectée par un chemin gazeux qui permet la transmission du flux de gaz et par un connecteur de flux de chaleur pour la transmission des flux conductifs.

Sur le schéma de la Figure 57, les chemins gazeux, conductifs et radiatifs sont respectivement représentés en bleu, en rouge et en vert.

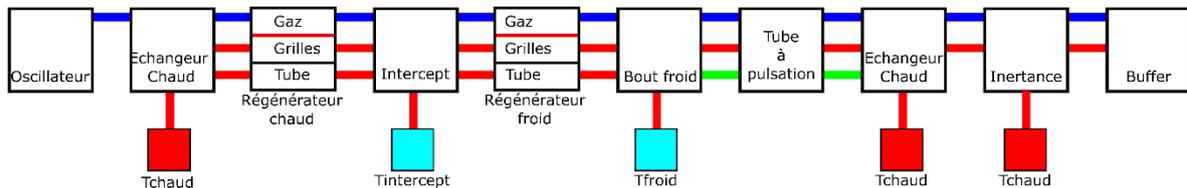


Figure 57 : Schéma du principe de modélisation des pulse tubes interceptés avec SAGE

3.1.8 Limites de l'outil

SAGE est un outil de calcul très puissant qui est largement utilisé dans le milieu des pulse tubes et des machines régénératives. Nous nous sommes cependant confrontés à certaines limitations lors de nos simulations. Bien que les propriétés des matériaux utilisés soient définies entre 2 K et 1000 K, les calculs ne convergent pas lorsque nous cherchons à modéliser un pulse tube intercepté en dessous de 30 K. De même, les calculs ne convergent pas non plus lorsque les dimensions du système modélisé sont très grandes. D'une manière générale, la simulation de comportements ou de géométries « extrêmes » (très basses températures ou très grandes/petites dimensions) implique souvent des impossibilités de convergence. Ces difficultés ont été contournées en effectuant les simulations à 30 K où la convergence est encore assez stable. La simulation numérique n'étant pas le cœur de la thèse, nous avons fait le choix de ne pas investiguer plus et d'exploiter les tendances à 30 K. Cela nous a permis de consacrer plus de temps au volet expérimental tout en exploitant des tendances numériques.

La principale différence qui existe entre nos modélisations SAGE et nos mesures vient du fait que nos simulations sont réalisées en déphasage passif avec une inertance alors que les mesures sont effectuées avec un déphaseur actif. Bien qu'il semble possible en apparence de modéliser un pulse tube dans SAGE avec un déphaseur actif, les résultats montrent des performances inférieures dans cette configuration. L'origine des contreperformances des simulations avec un déphaseur actif est une interrogation à laquelle nous n'avons pas pu apporter de réponse. En revanche, cet outil a été utilisé pour dimensionner l'inertance d'un MPTC et la comparaison des mesures expérimentales avec les résultats prédits par SAGE sont de l'ordre de 30 %.

Cet outil nous permettra de dégager des tendances générales. Pour confronter les tendances observées numériquement, l'étude expérimentale est nécessaire. Un banc d'essai a été mis au point pour l'étude des pulse tubes interceptés.

3.2 Description du banc d'essais

La compréhension des phénomènes physiques dépendant de la géométrie des pulse tubes est l'un des axes de cette thèse. Cependant, il s'agit en premier lieu d'un travail de recherche et développement orienté vers l'obtention de performances cryogéniques. Pour ce faire, des études de dimensionnement ont été menées. Un banc expérimental a été monté pour permettre des essais sur une gamme variée de modèles d'essai. Les sorties principales des essais sont la température froide en fonction de la puissance froide ainsi que la puissance de refroidissement à l'intercepte. La description du banc, des choix technologiques effectués, de l'instrumentation et du pilotage des expériences est l'objet de cette seconde partie.

Pour rappel, l'un des objectifs majeurs est l'adaptation des dimensions d'un pulse tube de référence en vue d'atteindre la plus haute performance cryogénique avec une puissance mécanique limitée. Ce travail s'inscrit dans un projet industriel qui vise à utiliser des oscillateurs commerciaux, limités en volume (jusqu'à $7,1 \text{ cm}^3$) et en courant d'alimentation (7 A).

3.2.1 Banc de mesure pour tube à gaz pulsé intercepté

La configuration de pulse tube exploitée est une configuration interceptée qui implique un premier pulse tube mono-étagé pour le pré-refroidissement à l'intercepte du second. La terminologie « pulse tube » décrit généralement le système dans son ensemble, de l'oscillateur jusqu'au déphaseur. Dans cette partie et par la suite, la terminologie « doigt froid » sera employée pour décrire uniquement la partie froide d'un pulse tube qui contient le régénérateur, le tube à pulsation et les échangeurs de chaleur. D'autre part, le terme « bride chaude » décrira le support mécanique sur lequel les doigts froids sont installés, servant d'interface avec les oscillateurs et les systèmes de déphasage.

3.2.1.1 Description générale

Le banc d'essai, mis au point pour la caractérisation de pulse tubes interceptés, est composé d'un châssis mécanique sur lequel l'ensemble du système oscillateur, bride chaude et doigts froids sont montés. La partie électronique est quant à elle installée dans une baie d'instrument indépendante du châssis (Figure 58).

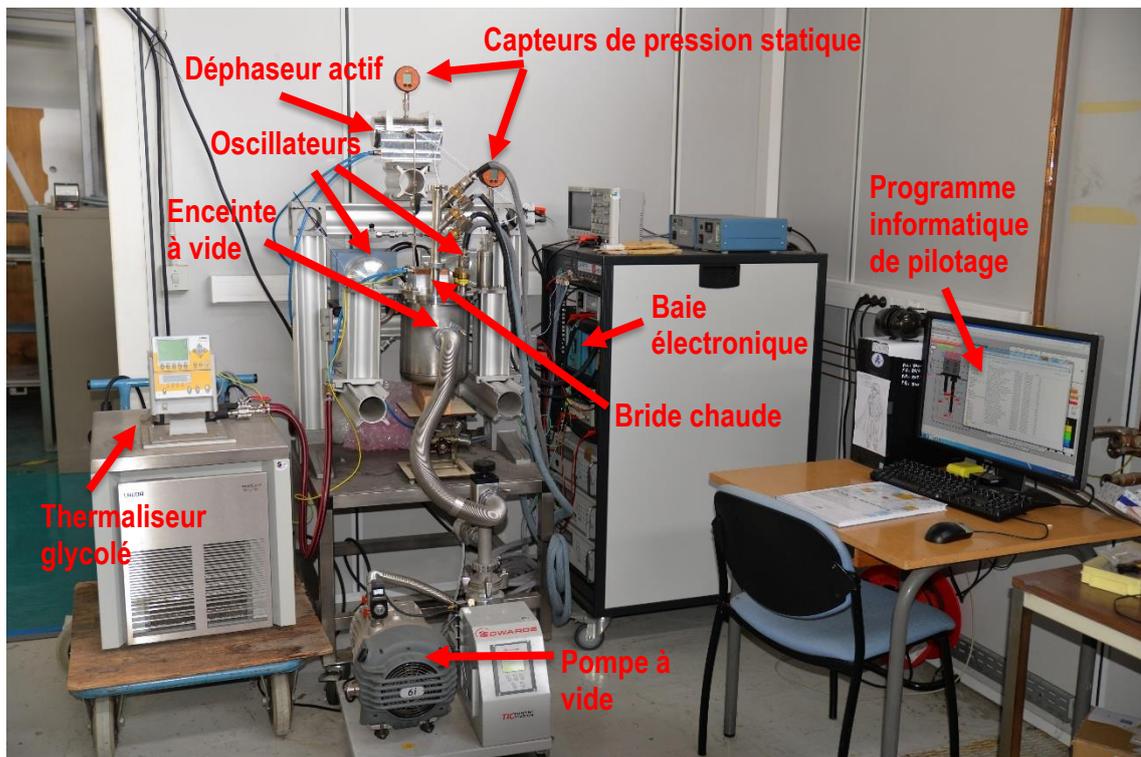


Figure 58 : Installation complète pour les essais sur les pulse tubes interceptés

Le banc d'essai est composé de deux doigts froids en parallèle. Le premier, le plus chaud, est un pulse tube mono-étagé, le MPTC (Miniature Pulse Tube Cooler) développé il y a plusieurs années par le DSBT. Pour ce premier pulse tube, le doigt froid n'a pas fait l'objet de développements particuliers au cours de cette thèse. Il sera utilisé tel quel à partir de développements antérieurs réalisés au CEA/DSBT. En revanche un travail a été effectué sur l'optimisation de ce dernier, après couplage avec un oscillateur de forte puissance PV, pour atteindre des puissances de réfrigération plus élevées que celles pour lesquelles il a été développé (voir Annexe 2). La puissance PV est fournie par un oscillateur TCBV 9710 et intègre un déphaseur passif de type inertance-volume tampon pour simplifier le banc d'essai et réduire l'encombrement de ce dernier. Le second pulse tube est de type intercepté. Le bout froid du premier pulse tube mono-étagé est relié physiquement par un lien thermique à l'intercepté pour y soutirer la chaleur nécessaire au pré-refroidissement à 80 K, 100 K ou 120 K. Ce dernier exploite un déphasage actif à l'aide d'un second oscillateur piloté de manière synchrone en renseignant l'amplitude et la phase souhaitée par rapport à l'oscillateur principal. Cette configuration n'est pas la plus compacte ni la plus économique mais elle permet d'obtenir les performances maximales du doigt froid dans le cadre de développements en s'affranchissant de l'effet d'inertance. La configuration passive sera testée ultérieures, lors les phases finales du développement de la machine. Un schéma de la configuration d'essais est visible sur la Figure 59.

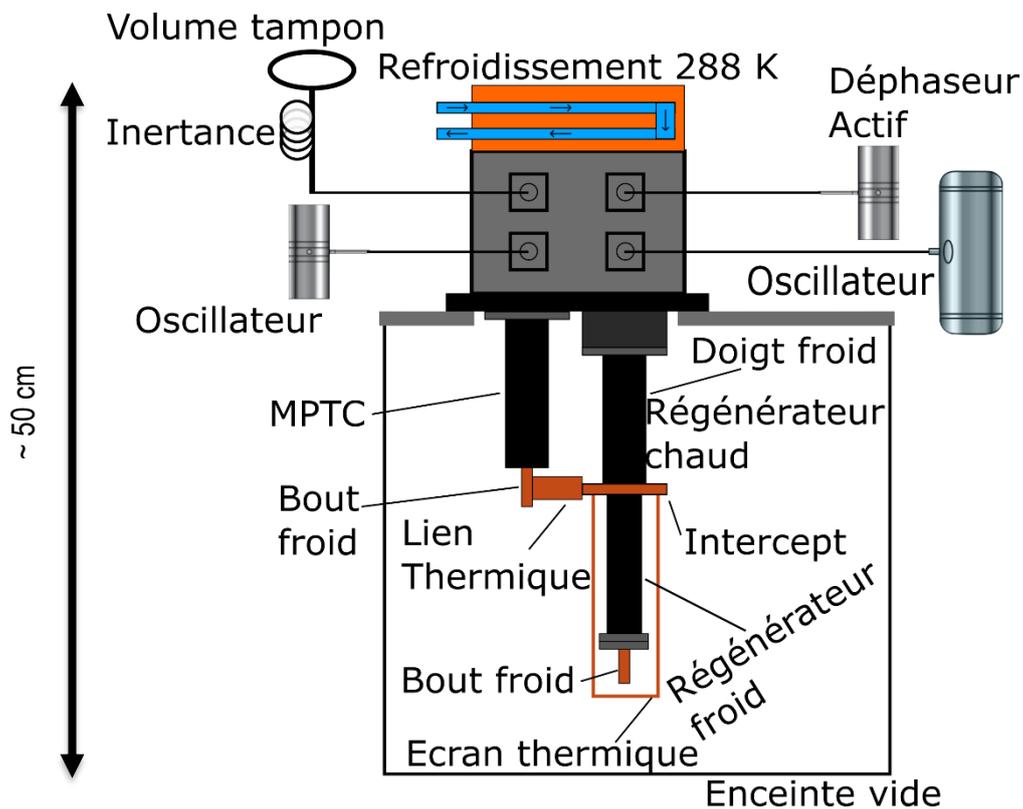


Figure 59 : Schéma complet du banc de mesure sans les appareils électroniques

Le doigt froid est présenté sur la Figure 60 et un zoom y est effectué sur le tube à pulsation et le régénérateur chaud. Le système d'alimentation et de déphasage passif du MPTC est présenté sur la Figure 61.

L'ensemble formé par les deux doigts froids (MPTC + doigt froid principal) est monté sur une bride chaude commune régulée en température à 288 K dont une photo peut être consultée sur la Figure 62.

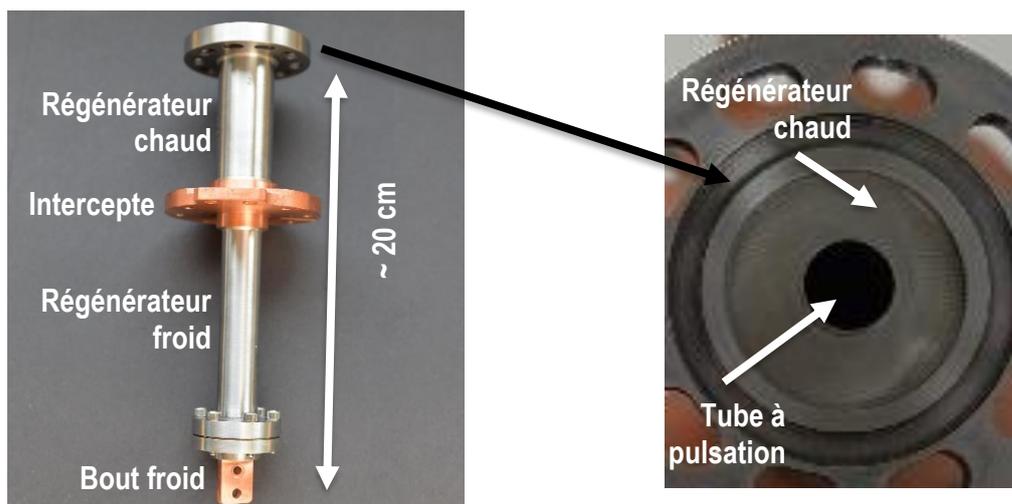


Figure 60 : Doigt froid intercepté (ici PT-C8 : voir partie 3.2.1.2 pour la nomenclature)

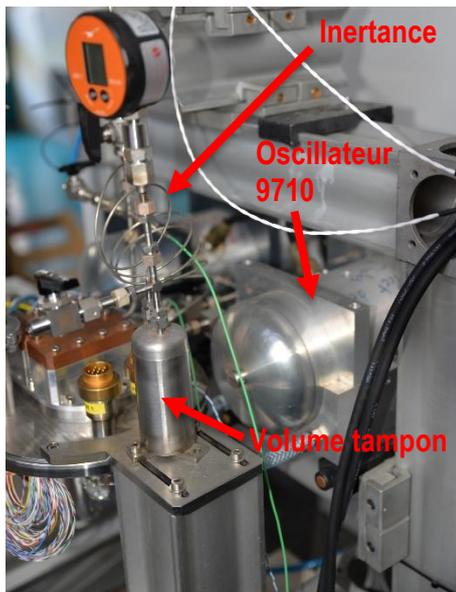


Figure 61 : Système de déphasage du MPTC

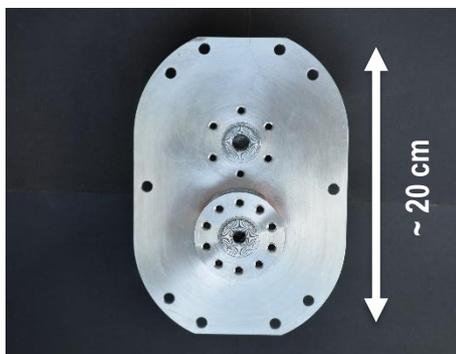


Figure 62 : Bride chaude commune, en haut l'emplacement pour le MPTC et en bas l'emplacement pour le doigt froid intercepté

Les doigts froids sont placés sous vide dans une enceinte pour s'affranchir des apports de chaleur par convection. Afin d'avoir une ambiance radiative maîtrisée, un écran radiatif refroidi par la bride de l'enceinte à vide a été ajouté. Cette bride est régulée en température en même temps que la bride chaude des pulse tubes. Enfin, pour parfaire l'isolation thermique du système, des feuilles de MLI (Multi Layer Insulation) sont disposées autour des doigts froids, autour du lien thermique, autour de l'intercepte et autour de l'écran thermique. Le rôle prépondérant de la MLI en cryogénie est expliqué en détail par Johnson [44]. Le régénérateur froid et le bout froid ne sont pas entourés par de la MLI étant donné qu'ils sont déjà protégés par l'écran thermique et en raison d'un espace restreint sous l'écran comme schématisé sur la Figure 59.

Une photo de la partie mécanique du banc d'essai est visible sur la Figure 63 et une photo du système avec la cuve ouverte sur la Figure 64 montre les deux doigts froids, couverts sous de la MLI.

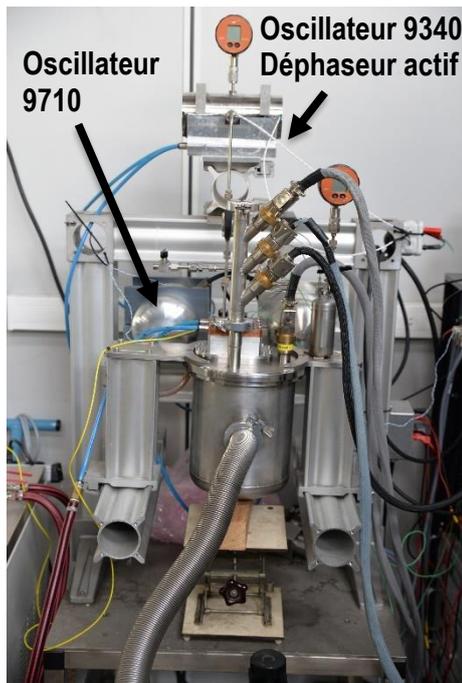


Figure 63 : Châssis du banc d'essais

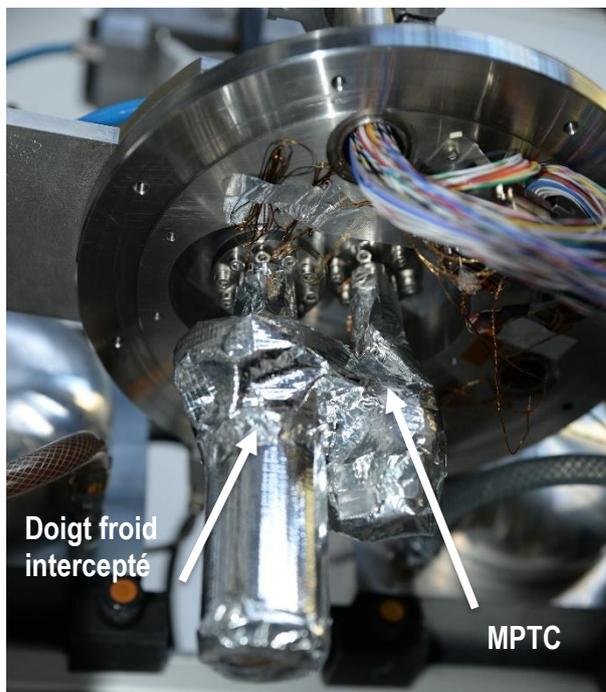


Figure 64 : Système en état de marche, la cuve est ouverte et les pulse tubes sont sous MLI pour les protéger du rayonnement

3.2.1.2 Configurations de doigts froids interceptés

Cette thèse est centrée sur le dimensionnement du doigt froid intercepté et les effets sur ses performances et phénomènes physiques internes. Dans le cadre de ces études, six configurations de doigts froids ont été testées.

Chaque configuration est une déclinaison d'un modèle de référence, le PT15K, présenté dans la partie 1.6.3. Il sera fait référence à cette configuration comme la configuration 100 %. Les autres configurations intègrent des sections de passage de régénérateur, chaud et froid, plus petites que la configuration de référence. De plus, la configuration 100 % utilise un tube à pulsation d'un diamètre de 8 mm, certaines

configurations utilisent un tube plus petit de 6 mm. Les nomenclatures pour les configurations sont Ref, A, B et C suivi d'un chiffre (6 ou 8) correspondant au diamètre du tube à pulsation. Les appellations A, B et C classent les configurations de la plus petite section de régénérateur à la plus grande. Le détail de chaque configuration peut être consulté dans le Tableau 6 et un schéma avec un code couleur est représenté sur la Figure 65. Ce code couleur sera repris dans des figures ultérieures afin d'éviter de surcharger certaines légendes. L'acronyme « TR » fait référence aux terres rares utilisées dans une configuration particulière.

Tableau 6 : Dimensions et compositions des six configurations d'expériences

	PT-Réf	PT-A6	PT-B6	PT-B8	PT-C8	PT-B8 TR
Section de passage du régénérateur chaud	100 %	55 %	55 %	55 %	78 %	55 %
Composition du régénérateur chaud	100 % inox					
Section de passage du régénérateur froid	100 %	55 %	78 %	78 %	78 %	78 %
Composition du régénérateur froid	100 % inox	50 % inox 50 % TR				
Diamètre du tube à pulsation	8 mm	6 mm	6 mm	8 mm	8 mm	8 mm

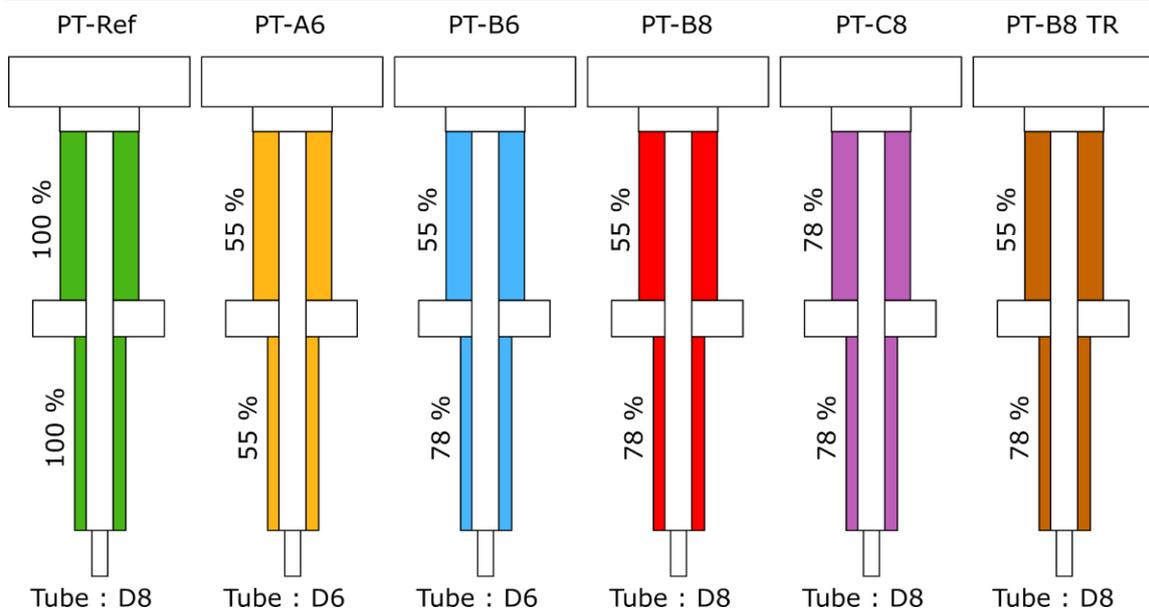


Figure 65 : Les six configurations de doigts froids

Suite aux essais réalisés, la configuration PT-B8 a été sélectionnée pour poursuivre des optimisations permettant d'améliorer la puissance de réfrigération.

L'optimisation du PT choisi consiste à remplacer une partie du régénérateur froid en acier inoxydable avec un régénérateur en terres rares dont nous ne précisons pas la nature pour des questions de confidentialité. Pour illustration, la courbe de c_p du Er3Ni est prise comme référence de capacité thermique pour ces terres rares. La Figure 66 (adaptée de la Figure 15) montre que la chaleur spécifique massique de l'acier inoxydable devient inférieure à celle de l'hélium en dessous de 30 K, le stockage de chaleur n'est alors plus aussi efficace et le gaz n'est pas bien pré-refroidi avant d'être détendu au bout froid. Si le matériau utilisé est de l'Er3Ni, cette limite est observée plutôt à 15 K. Grâce à cela, la saturation des grilles apparaît à basse température, permettant une bonne absorption de la chaleur du gaz sur toute la longueur du régénérateur.

Il est cependant inutile d'ajouter des terres rares dans l'intégralité du régénérateur froid car le procédé d'intégration de ces terres rares rend le régénérateur moins poreux, il y a donc une augmentation des pertes de charge. Si la température du gaz est élevée, l'utilisation de terres rares est contre-productive car les pertes de charges sont augmentées, sans effet bénéfique sur l'échange de chaleur. Le choix de la quantité et de la hauteur de régénérateur en terres rares utilisées a été réalisé en se basant sur les résultats d'une étude faite au DSBT en 2020 par Dherbecourt et Martin [45].

Un régénérateur rempli de manière optimale avec un mix de grille en acier et de grilles en terres rares peut permettre de multiplier la puissance froide jusqu'à un facteur supérieur à 2.5 à 15 K par rapport à un régénérateur uniquement en acier inoxydable d'après l'étude de 2020 [45].

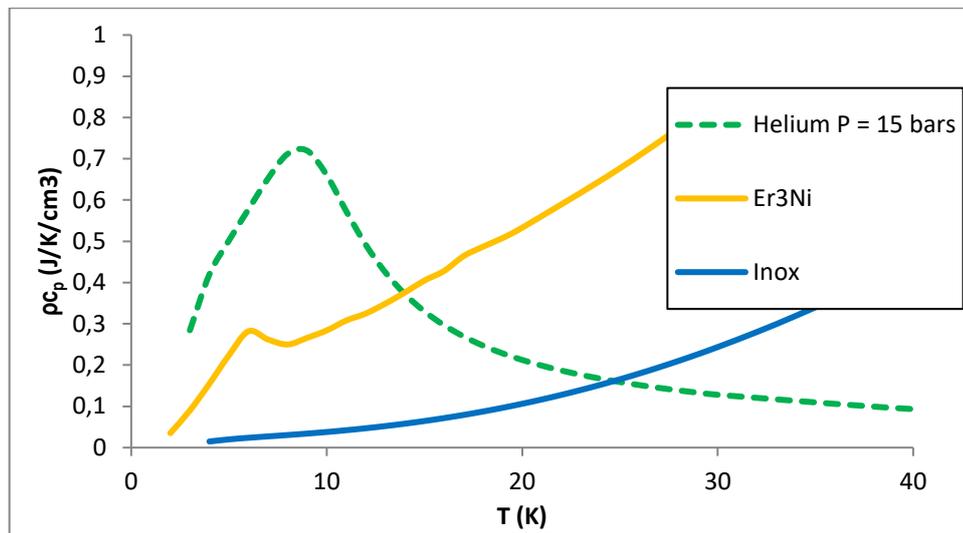


Figure 66 : Chaleur spécifique massique de l'hélium comparé à celle de l'Er3Ni et de l'acier inoxydable

3.2.1.3 Instrumentation

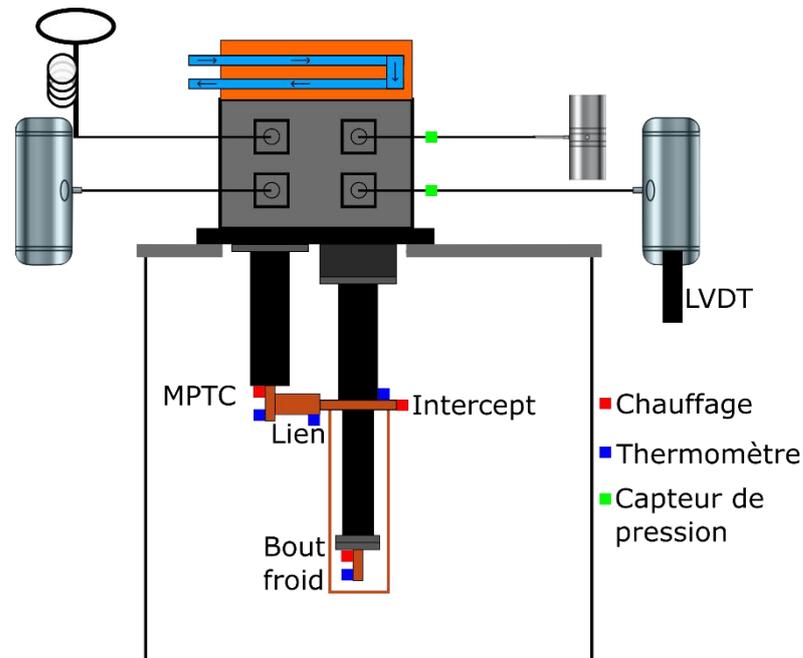


Figure 67 : Instrumentation du banc d'essais

L'instrumentation du banc, schématisée sur la Figure 67, consiste en des thermomètres, des chauffages, des capteurs de pression et une mesure de déplacement des pistons de l'oscillateur du doigt froid intercepté. Un premier chauffage est installé au bout froid du MPTC. Il sert à réguler la température mesurée par le thermomètre sur le lien thermique. Grâce à l'écart de température entre le bout froid MPTC et le lien thermique, la puissance qui circule dans le lien thermique peut être calculée après calibration du lien (voir partie 3.2.2). Un autre chauffage est installé sur l'intercepte. Ce chauffage sert à apporter un flux continu supplémentaire si le chauffage de régulation du MPTC n'est pas suffisant pour atteindre des hautes températures. Le dernier chauffage est au bout froid du doigt froid intercepté. Avec la mesure de la température au même endroit, une régulation de température est réalisée.

Les fils d'alimentation et de mesure des thermomètres sont enroulés autour des régénérateurs afin d'être thermalisés pour réduire la charge parasite par conduction depuis la température ambiante. Ces puissances parasites sont négligeables par rapport aux puissances mises en jeu à chaque étage.

Deux capteurs de pression permettent de relever l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en sortie du tube à pulsation du doigt froid intercepté. Enfin, un capteur de déplacement (LVDT) mesure le déplacement d'un des deux pistons de l'oscillateur principal du doigt froid intercepté : le volume balayé par l'oscillateur est ainsi mesuré.

Les thermomètres que nous utilisons servant à mesurer finement des températures cryogéniques, sont des sondes résistives de référence Cernox 1070 de la marque Lakeshore [46]. Le câblage en 4 fils de ces thermomètres est réalisé en manganin. N'ayant pas besoin de faire passer une grande puissance électrique, le choix de ce matériau est justifié par sa conductivité thermique plus faible que le cuivre qui sera réservé pour les chauffages.

D'autres thermomètres de type sonde platine (Pt100) ont été utilisés comme thermomètres de sécurité à chaque emplacement où un chauffage est installé. Les alimentations qui délivrent le courant aux chauffages peuvent être éteintes si la température des Pt100 dépasse un seuil réglé par l'utilisateur.

Les chauffages sont des résistances électriques qui génèrent de la chaleur par effet Joule. Leur câblage électrique est variable selon l'emplacement où ils sont utilisés. Les deux chauffages à la température intermédiaire (MPTC et intercepte) utilisent deux fils en cuivre pour permettre au courant de circuler sans opposer de forte résistance et donc sans dissiper d'énergie par effet Joule ailleurs que dans la résistance. La perte conductive est connue et ne varie pas en fonction de la valeur du chauffage.

La mesure de la puissance au bout froid du doigt froid intercepté est effectuée en utilisant une méthode à quatre fils (voir la partie suivante). Les fils d'alimentation sont également en cuivre mais les fils qui servent à la mesure de tension au bout froid sont en manganin.

Le câblage « à chaud » est séparé du câblage « à froid ». La partie chaude est reliée à la baie électronique par des câbles jaeger à douze fils. La connexion avec la partie froide se fait à l'aide de connecteurs Glenair micro-D supportés par l'intérieur de la bride de l'enceinte à vide comme il est possible de voir sur la Figure 68. Ces connecteurs permettent le montage et le démontage rapide de la machine sur le banc d'essais.

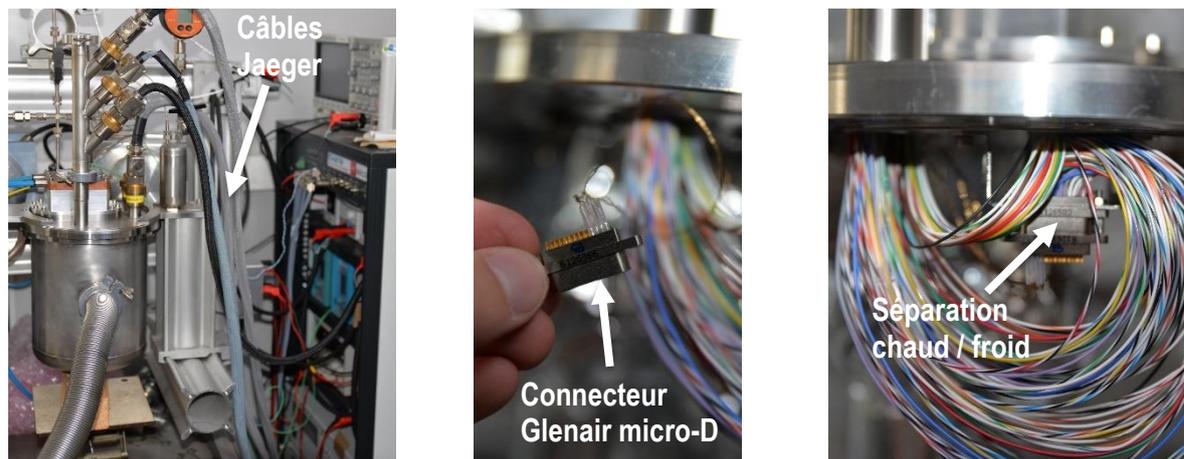


Figure 68 : Câblage électronique du banc de mesure

3.2.1.4 Appareillage électronique

Les chauffages, thermomètres, capteurs de pression et oscillateurs sont pilotés par des équipements électroniques dédiés.

Les oscillateurs principaux du MPTC et du doigt froid intercepté sont alimentés en courant par deux alimentations qui fournissent un courant oscillant. Une troisième alimentation de ce type est utilisée en connexion avec celle du doigt froid pour alimenter le déphaseur actif de manière synchrone avec un déphasage et une amplitude réglable par l'utilisateur. La puissance d'alimentation des oscillateurs principaux est mesurée par deux wattmètres. Il s'agit de la puissance électrique effectivement consommée en Watts. Pour estimer la puissance PV réellement fournie, il est nécessaire de retrancher les pertes qui ont lieu dans l'oscillateur. Il est très difficile d'estimer toutes les pertes dans l'oscillateur, aussi, seules les pertes par effet Joule sont prises en compte. La puissance PV est simplement la soustraction de la puissance électrique par le produit de la résistance électrique avec le courant au carré : $PV = P_{elec} - RI^2$. En pratique, d'autres pertes, notamment magnétiques, ont lieu dans les oscillateurs. Cela entraîne des performances différentes selon l'oscillateur utilisé pour un même $P_{elec} - RI^2$ en entrée. Les valeurs de PV annoncées sont donc légèrement surestimées.

Trois sources de tension continues sont utilisées pour alimenter les chauffages du MPTC, de l'intercepte et du bout froid. Les puissances injectées dans les chauffages du MPTC et à l'intercepte sont calculés par le produit du courant et de la tension d'alimentation. En effet leur câblage étant entièrement en cuivre de très faible résistance électrique, la puissance est entièrement dissipée dans le chauffage. En revanche, pour une mesure précise de la puissance injectée via un câblage 4 fils en manganin, la tension injectée dans le chauffage au bout froid est mesurée par un voltmètre aux bornes du chauffage.

Les signaux des capteurs de pression sont amplifiés par deux amplificateurs puis lus par un oscilloscope. Seule l'amplitude des ondes de pression est mesurée. Le signal du LVDT est également amplifié et lu par l'oscilloscope.

La température des thermomètres Cernox est lue par un boîtier d'acquisition développé au CEA dans le cadre du projet ITER (CABTR).

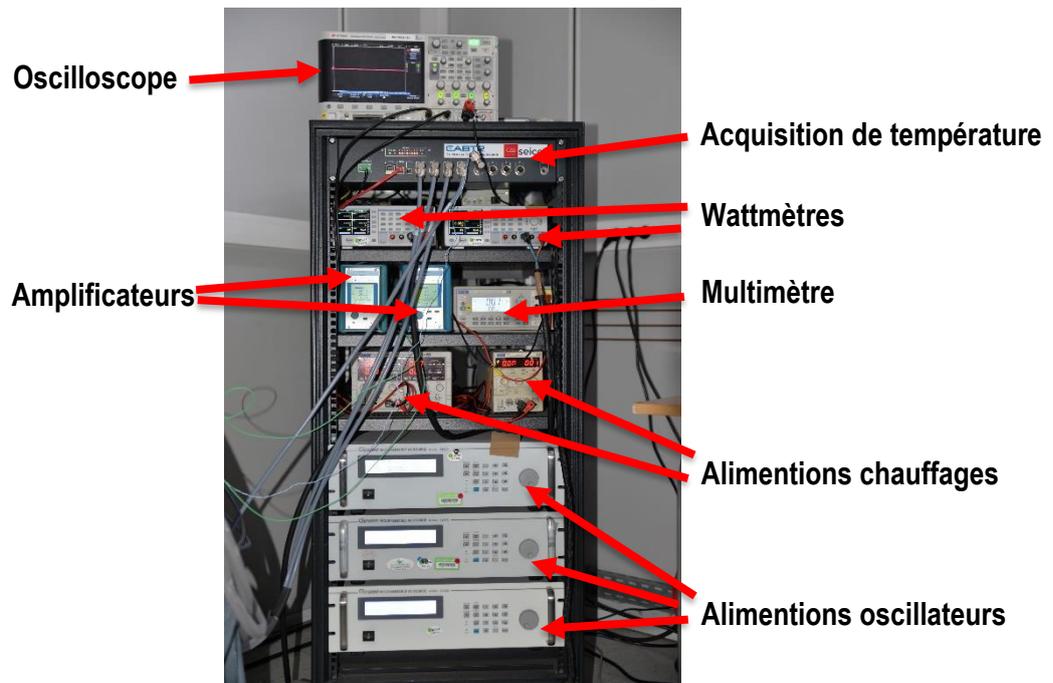


Figure 69 : Baie électronique de pilotage et de mesure du banc d'essais

L'intégralité de la baie de mesure visible sur la Figure 69 est pilotée informatiquement par un programme LabVIEW (Figure 70) que j'ai développé spécifiquement pour cette application. Les températures du MPTC, de l'intercepte et du bout froid principal sont réglées à l'aide d'une régulation PID. Ils peuvent être pilotés en puissance de chauffage ou bien en régulation de température. La mesure de la puissance de refroidissement est effectuée avec cette seconde méthode.

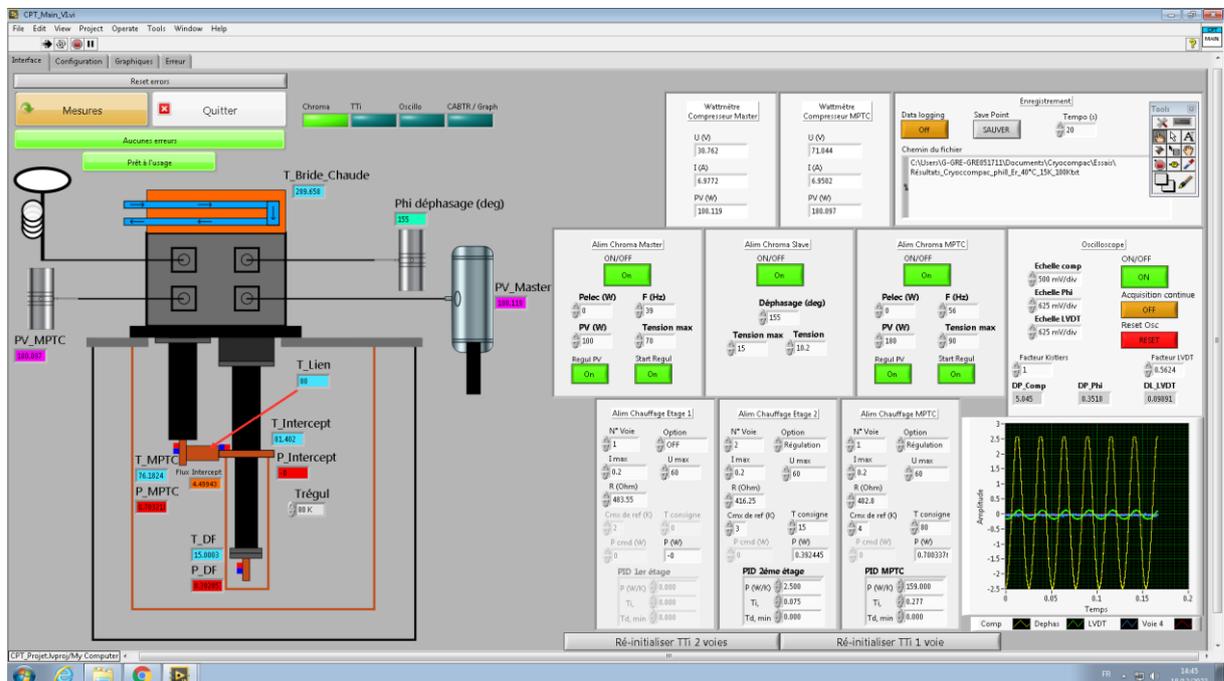


Figure 70 : Capture d'écran du programme LabVIEW en cours de fonctionnement

3.2.2 Lien thermique de refroidissement de l'intercepte

Le lien thermique qui raccorde le bout froid du pré-refroidisseur à l'intercepte est représenté sur la Figure 71. La pièce a été dimensionnée pour minimiser l'écart de température entre le doigt froid MPTC et l'intercepte tout en permettant la mesure du flux de chaleur, c'est pourquoi elle est fabriquée en cuivre avec une large section de passage. Elle est également dimensionnée au plus court pour favoriser le flux de chaleur.

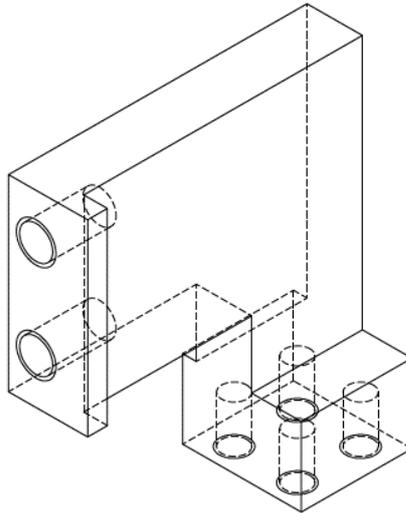


Figure 71 : Schéma du lien thermique entre le bout froid MPTC et l'intercepte

De plus, comme nous cherchons à connaître le flux de chaleur extrait par le MPTC à l'intercepte, le lien thermique joue un second rôle, celui de fluxmètre. Le dimensionnement de cette pièce a été réalisé en prévoyant un flux à l'intercepte d'un maximum de l'ordre de 5 W pour un écart de température dans le lien d'environ 5 K. La Figure 72 représente le champ de température en 2D, calculé avec un modèle de type élément finis, dans le lien thermique pour une régulation de l'intercepte à 80 K avec une charge soutirée de 5 W. La résistance de contact de chaque côté n'est pas prise en compte ici, tout comme la variation de la conductivité thermique du cuivre avec la température. Il s'agit d'un dimensionnement approximatif car la caractérisation précise est effectuée par la suite expérimentalement.

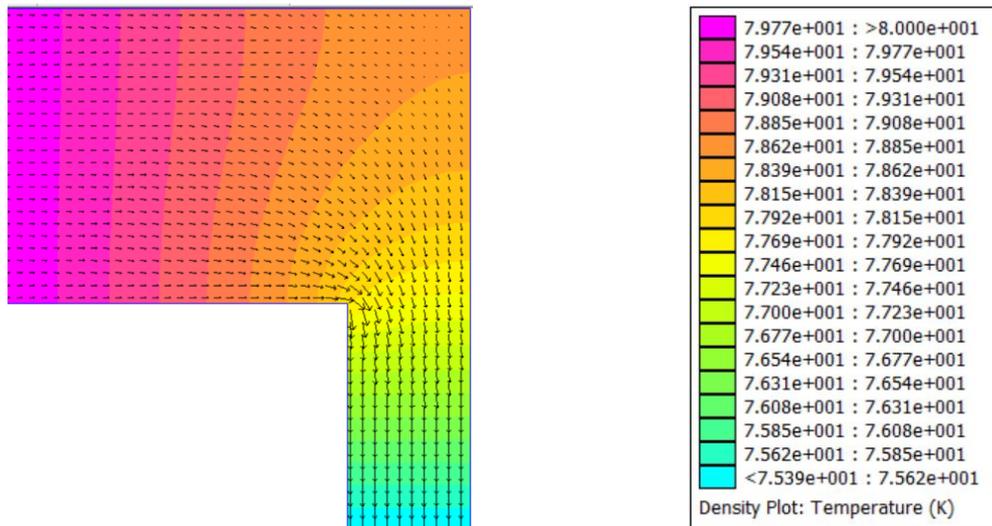


Figure 72 : Représentation du champ de température dans le lien thermique. Le champ de température est représenté par la carte de couleur et la densité de flux de chaleur est représentée par les vecteurs.

La caractérisation du lien thermique est nécessaire pour s'en servir comme d'un fluxmètre. En mesurant l'écart de température d'un bout à l'autre, on peut remonter au flux de chaleur grâce à une calibration expérimentale.

La calibration du lien thermique est effectuée alors que le doigt froid intercepté est déconnecté afin de ne pas apporter de charge parasite. On applique manuellement une puissance au bout du lien à l'aide d'une résistance de chauffage (cela va simuler la charge apportée par l'intercepte) et on mesure l'écart de température d'un bout à l'autre du lien. Cette opération est répétée sur la plus large gamme de puissance réalisable. La Figure 73 montre les courbes obtenues lors de la calibration. Ces courbes sont linéaires et donnent une droite de tendance de type $y = ax + b$. Lorsque le lien sera connecté à l'intercepte, l'écart de température mesuré permettra de connaître le flux de chaleur qui traverse le lien thermique.

Etant donné que la conductivité du cuivre varie avec sa température, trois calibrations ont été réalisées aux trois températures de travail de l'intercepte : à 80 K, 100 K et 120 K.

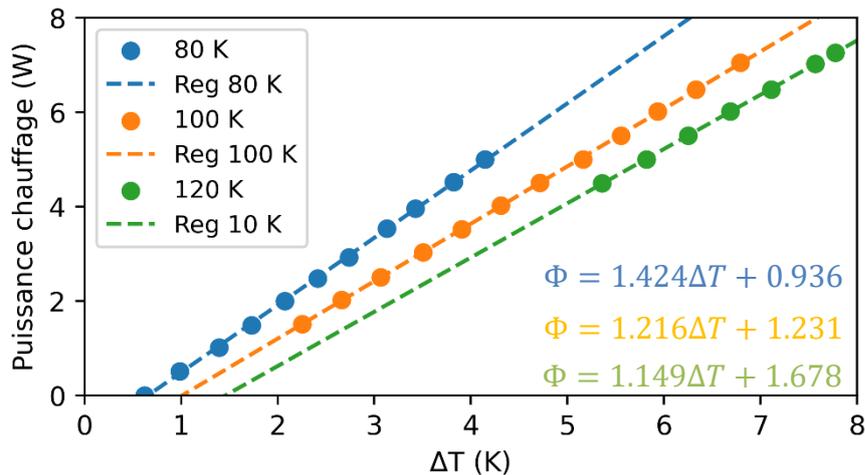


Figure 73 : Courbes de calibration du lien thermique à 80 K, 100 K et 120 K

La plus grande précision d'un fluxmètre est obtenue quand l'écart de température est important. Evidemment, cela est incompatible avec la fonction principale du lien thermique et il a fallu s'accorder sur un compromis entre un bon transfert de chaleur et une mesure précise du flux. Il est à noter qu'une fois calibré, le fluxmètre n'est plus démonté du MPTC pendant la campagne d'essai.

3.3 Protocole expérimental

3.3.1 Méthode d'optimisation en déphaseur actif

Le choix a été fait de comparer les doigts froids à leur meilleur point de déphasage. Pour cela, le choix d'un déphasage actif s'imposait. Il est réalisé à l'aide d'un petit oscillateur qui oscille de façon synchrone avec l'oscillateur principal dans un fonctionnement maître-esclave. La fréquence des oscillations est donnée par l'oscillateur maître tandis que la phase et l'amplitude de l'oscillateur esclave sont réglées par l'utilisateur pour atteindre les performances maximales.

Le protocole d'optimisation est le suivant :

- Optimisation de la phase
- Optimisation de l'amplitude
- Ré-optimisation de la phase

Au-delà, il n'est pas nécessaire de réitérer car les pas d'amplitude utilisés pour l'optimisation de cette dernière sont de 1 V. Avec ce pas, la légère modification de la phase optimale ne provoque pas de variation notable de l'amplitude optimale, supérieure au pas de tension utilisé.

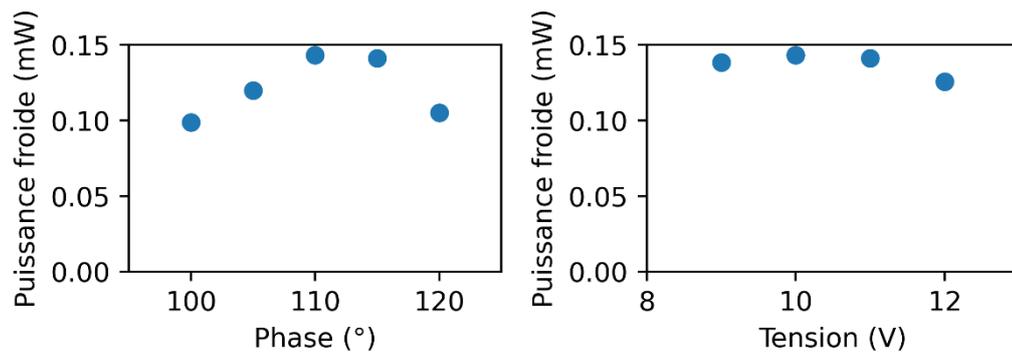


Figure 74 : Courbes d'optimisation de la phase et de l'amplitude pour la puissance de réfrigération au bout froid du doigt froid intercepté

Cette opération est effectuée systématiquement avec l'intercepte à 80 K. Une optimisation est réalisée à 100 W_{PV} , 50 W_{PV} et 25 W_{PV} pour les mesures suivantes :

- Température limite (température minimale du bout froid sans charge)
- Puissance à 15 K
- Puissance à 18 K
- Puissance à 30 K

3.3.2 Méthodes de mesure des pertes parasites

Les pertes parasites regroupent tous les apports « statiques » de chaleur dans le pulse tube qui sont causés par les gradients de températures qui peuvent exister. Cette partie consistera à décrire trois méthodes pour mesurer expérimentalement les pertes parasites. Le détail de chaque perte et les calculs théoriques qui y sont liés ont été détaillés dans la partie 2.4.

3.3.2.1 Méthode directe

La méthode directe, ou mesure statique, nécessite l'utilisation d'un fluxmètre et d'une source froide externe.

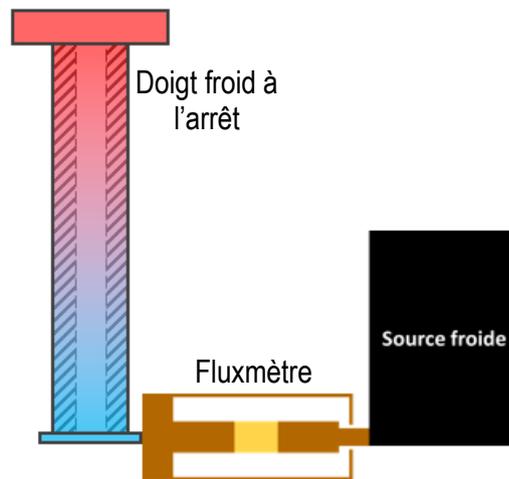


Figure 75 : Méthode directe de mesure des pertes parasites au bout froid sur un pulse tube mono-étagé

Cette mesure s'effectue avec le pulse tube à l'arrêt. À l'aide de la source froide, le bout froid du pulse tube est refroidi à travers un fluxmètre qui mesure ainsi le flux de pertes parasites. Cette méthode est la plus fiable car le flux est directement mesuré. Elle présente cependant le désavantage de nécessiter un banc de mesure dédié. De plus, l'utilisation d'un fluxmètre empêche de protéger le bout froid du rayonnement avec un éventuel écran thermique. La mesure est donc faussée, avec un apport du rayonnement supérieur à celui réellement reçu si l'on utilisait un écran.

Cette méthode sera utilisée pour mesurer les pertes parasites à l'intercepte car le fluxmètre est déjà présent. On notera que le pulse tube intercepté étant à l'arrêt, nous ne pourrions mesurer les pertes à l'intercepte qu'avec le bout froid à la même température que ce dernier.

3.3.2.2 Méthode de réchauffage

Une seconde méthode consiste à comparer le temps de réchauffage sous deux conditions. Dans un premier temps, la zone à mesurer est réglée à une température T_1 puis le pulse tube est arrêté subitement. On chronomètre le temps t_1 qu'il faut pour atteindre la température T_2 , plus chaude.

Dans un second temps, cette opération est répétée mais en appliquant une charge de « x » Watts au moment du réchauffage. Le temps t_2 pour passer de T_1 à T_2 , logiquement plus court, est mesuré.

Les pertes parasites correspondent au produit de la charge appliquée avec le rapport des temps de réchauffage : $PP = x \frac{t_2}{t_1 - t_2}$.

Cette méthode est décrite ici uniquement à titre indicatif car elle n'a pas été utilisée au cours de cette thèse.

3.3.2.3 Méthode de réduction du PV

La dernière méthode connue pour mesurer les pertes parasites est la réduction de puissance PV. Il s'agit d'une méthode d'extrapolation des mesures à plus haut PV. Cela consiste à mesurer la puissance froide, ou le flux à l'intercepte, sur une large gamme de puissance PV jusqu'au plus petit mesurable (c'est-à-dire

en gardant les températures voulues aux bouts froids). A partir des données expérimentales, on trace une courbe de tendance. L'ordonnée à l'origine correspond à la puissance à 0 W, c'est-à-dire aux pertes statiques.

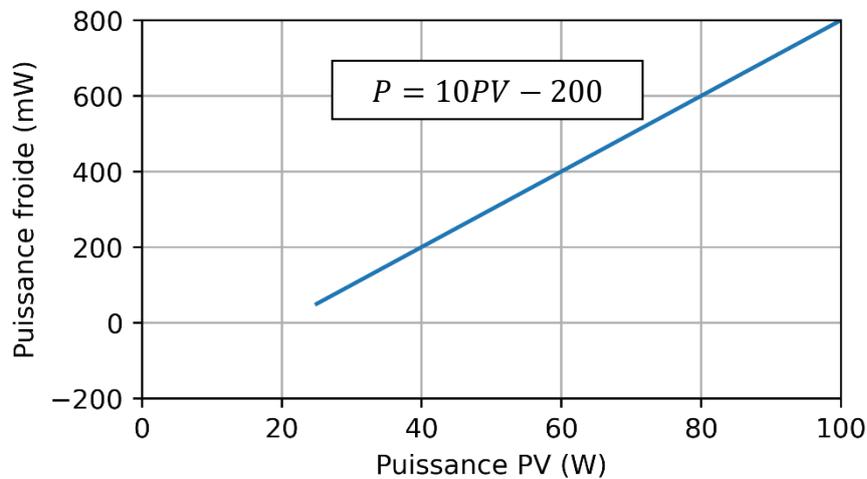


Figure 76 : Illustration de la méthode de réduction du PV

C'est cette méthode qui sera utilisée pour mesurer les pertes au bout froid car elle présente l'avantage de ne nécessiter aucune mesure supplémentaire. Etant donné que nous mesurons les performances à 25 W_{PV} , 50 W_{PV} et 100 W_{PV} , nous disposons déjà des informations nécessaires pour extrapoler les pertes à 0 W.

3.3.3 Mode opératoire

Le pulse tube à tester est avant tout installé sur la bride chaude et connecté au MPTC via le lien thermique. Lorsque la cuve à vide est fermée, le refroidisseur glycolé externe (marque LAUDA) est démarré pour thermaliser l'ensemble formé par les trois oscillateurs et la bride chaude. Les deux pulse tubes sont alors remplis à l'hélium, le MPTC à 30 bar et le doigt froid à 21 bar. Ces pressions ont été choisies pour correspondre respectivement à la pression nominale dans un MPTC et à la pression nominale dans le pulse tube de référence. Le banc est mis sous pression au début d'une campagne d'essais et n'est plus modifié tout le long de cette campagne. Deux capteurs de pression statique permettent de vérifier quotidiennement que la pression n'a pas chuté significativement, synonyme d'une fuite de gaz dans le système.

Au démarrage du banc, le refroidisseur externe est mis en marche pour thermaliser la bride chaude et les oscillateurs à 288 K. Simultanément, la pompe à vide est démarrée et pompe la cuve jusqu'à environ 1.10^{-5} bar. Seulement lorsque le vide est acceptable la mise en froid peut être réalisée et les mesures ne sont prises que si la température de la bride chaude est stable à 288 K.

Le MPTC est alors mis en froid en appliquant une puissance de 180 W_{PV} à 56 Hz. Le doigt froid intercepté est démarré en même temps à puissance maximale pour accélérer la mise en froid. Lorsque les températures sont proches de la stabilité, les mesures des points expérimentaux sont commencées. Chaque point de mesure est relevé à une fréquence de 41 Hz. Cette fréquence correspond à la fréquence

historique du pulse tube de référence. Bien qu'elle ne soit pas nécessairement optimale pour chacun de nos pulse tubes (tantôt trop élevée, tantôt trop faible), son maintien constant sur toutes les mesures permet de comparer les configurations dans des conditions similaires.

En ayant préalablement réglé la phase et l'amplitude optimale du déphaseur actif, l'intercepte est successivement régulé à 80 K, 100 K et 120 K à l'aide du chauffage sur le MPTC. À 120 K et parfois à 100 K pour les faibles PV, la puissance de réfrigération du pré-refroidisseur est telle que le chauffage à l'intercepte n'est pas suffisant pour maintenir ces températures et on applique une charge fixe supplémentaire avec le chauffage sur l'intercepte. Cette charge fixe supplémentaire est ensuite à retrancher du flux mesuré pour connaître la contribution des phénomènes internes du pulse tube.

Pour mesurer la température limite, aucune charge n'est appliquée au bout froid et la température la plus basse atteinte après stabilisation est relevée.

Sans charge thermique, la machine atteint des températures inférieures à 10 K. Pour mesurer la puissance au bout froid à des températures plus élevées, on applique une charge thermique avec un chauffage que l'on régule pour maintenir 15 K, 18 K et 30 K. Après stabilisation, on relève la moyenne de la puissance de chauffage appliquée sur une dizaine de points de mesure.

Enfin, pour mesurer les pertes parasites à l'intercepte, on utilise la méthode directe (voir partie 3.3.2). Le pulse tube intercepté n'est pas alimenté en PV et le MPTC régule la température de l'intercepte aux trois températures de travail déjà énoncées. Pour s'affranchir de la conduction qui pourrait tirer de la chaleur vers le bout froid, les mesures sont prises lorsque la température de ce dernier est égale à la température de l'intercepte.

Des erreurs de mesure existent mais l'identification des sources potentielles et la quantification de ces dernières n'ont pas été réalisées.

3.4 Des outils performants, dans quel but ?

Nous venons de décrire les outils de travail utilisés au cours de cette thèse. Nous avons dans un premier temps décrit l'outil de simulation SAGE. Ce logiciel permettra de modéliser les phénomènes dans un pulse tube intercepté. Cet outil, connaît des limites de convergence à basse température et ne sera utilisé dans ce travail qu'au-dessus de 30 K. Surtout, il existe dans les pulse tubes des phénomènes qui ne sont pas pris en compte par SAGE. Ce logiciel est très utile pour guider des choix de dimensionnement et pour dégager des tendances fortes. Néanmoins, le dimensionnement des tubes à gaz pulsé nécessite une étape expérimentale obligatoire.

Un banc de mesure spécifique à l'étude des tubes à gaz pulsé intercepté a été mis au point. Ce banc permettra notamment de mesurer les puissances et les températures aux points clés du pulse tube et d'extraire des informations sur la dynamique du gaz en circulation grâce aux amplitudes des ondes de pression. L'aspect modulaire du banc d'essai est très important car il permet le test de plusieurs doigts froids sur une même bride. Les méthodes de mesure et de mise en œuvre ont été décrites.

Tous ces outils nous donnent un environnement de travail idéal pour prévoir le dimensionnement optimal d'un tube à gaz pulsé intercepté. Objectif fort de cette thèse, la recherche de la géométrie optimale servira un but plus large de compréhension des phénomènes dans un pulse tube. Les chapitres suivants se concentreront sur l'analyse des résultats numériques et expérimentaux. Nous exploiterons à cette occasion les bases théoriques introduites au chapitre 2.

4. Dimensionnement et optimisation du tube à pulsation

Des deux dimensions du tube à pulsation, nous avons choisi de nous focaliser sur son diamètre. Ce choix vient de notre objectif de diminuer les puissances de travail tout en conservant une température de fonctionnement constante. Comme nous conserverons la longueur le pulse tube de référence, le tube à pulsation conservera lui aussi la même longueur. Il est d'usage de définir la longueur comme réglant la température minimale atteinte et la section comme réglant la puissance de refroidissement. En effet, en allongeant les tubes, les pertes statiques sont amenuisées, permettant d'atteindre des températures plus froides, tandis que les grands diamètres permettent le passage d'un débit plus élevé qui s'accompagne de puissances de refroidissement plus importantes. Dans ce chapitre, nous nous efforcerons de détailler cette approximation.

Comme pour chaque choix de dimensionnement, le diamètre du tube à pulsation est le résultat d'un compromis. Ici, ce compromis se fait entre la minimisation du débit de remplissage au niveau du déphaseur, la bonne isolation du bout chaud et du bout froid, et la réduction des phénomènes pariétaux dans les couches limites visqueuses et thermiques.

Pour un premier essai de dimensionnement, nous avons souhaité effectuer des changements significatifs par rapport à la configuration de référence. Dans ce contexte, la miniaturisation du pulse tube de référence a conduit à diviser toutes les sections par deux pour donner le PT-A6 (cf paragraphe 3.2.1.2). Des essais expérimentaux appuyés par des simulations ont été menés par la suite pour déterminer le meilleur choix de diamètre du tube à pulsation pour le pulse tube final.

4.1 Résultats numériques

Le logiciel SAGE est utilisé dans un premier temps pour mettre en lumière l'impact du diamètre du tube à pulsation sur les performances du pulse tube. Les conditions de calcul et les résultats sont présentés ici.

4.1.1 Conditions de modélisations

Les simulations ont été réalisées avec l'intercepte à 80 K et le bout froid à 30 K.

Pour atteindre la puissance PV requise, le solveur d'optimisation est utilisé. La puissance PV est contrainte et le solveur a pour objectif de maximiser la puissance de réfrigération. L'amplitude du piston de l'oscillateur est réglée par le solveur. La configuration simulée utilise un déphaseur passif de type inertance – volume tampon. Le diamètre de l'inertance ainsi que sa longueur sont optimisés à une pression constante de 21 bar correspond aux pressions expérimentales.

Dans un premier temps le diamètre du tube à pulsation a été augmenté par incréments de 2 mm entre un diamètre de 6 mm et de 12 mm, dans une configuration PT-Bx (« x » car le diamètre du tube est variable). D'une part, les performances ont été relevées sur un balayage en PV de 0 W à 200 W. D'autre

part, les ondes de débit et pression ainsi que certains flux de chaleur d'intérêt ont été relevés à la puissance PV nominale visée, c'est-à-dire $100 W_{PV}$.

Ces simulations sont faites en configuration en ligne et conservent donc des diamètres de régénérateur constants lors des changements de diamètre de tube. La configuration est choisie en ligne par facilité de convergence des calculs, et pour observer l'influence du tube à pulsation à régénérateur constant. Dans nos réalisations de pulse tubes expérimentaux type coaxiaux, le régénérateur est de section annulaire et son diamètre externe doit être adapté en fonction du diamètre du tube si l'on veut garder une section de passage constante. Avec l'augmentation du diamètre externe, les pertes parasites sont augmentées proportionnellement. Cet effet n'est pas pris en compte dans les simulations numériques qui vont suivre. Seules les pertes conductives par le tube à pulsation et le gaz à l'intérieur sont impactées par les variations de dimensions.

4.1.2 Performances des simulations

Les résultats numériques sont présentés sur la Figure 77. Nous présentons la puissance de réfrigération, que l'on cherche à maximiser, et le flux de chaleur à l'intercepte, que l'on cherche à minimiser, en fonction de la puissance PV et en fonction du diamètre du tube à pulsation. La puissance froide négative sous environ $15 W_{PV}$ indique que le pulse tube n'est pas capable de maintenir 30 K et qu'il faut lui fournir un refroidissement pour maintenir cette température. A $0 W_{PV}$, cette puissance négative correspond aux pertes conductives.

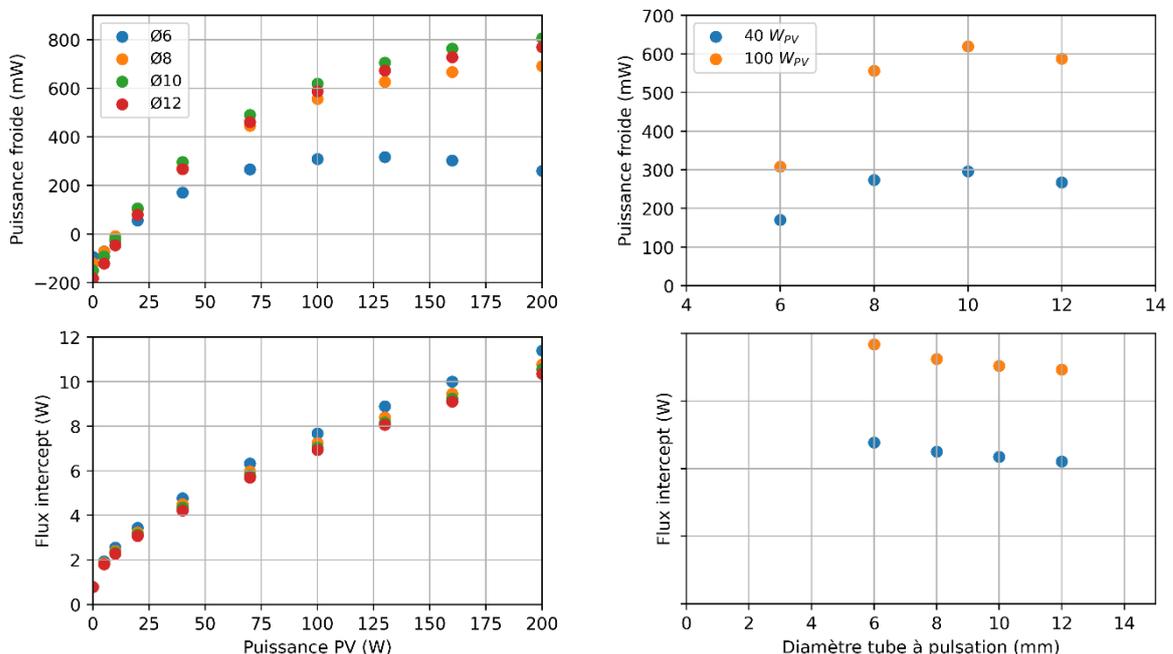


Figure 77 : Puissance au bout froid et flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 30 K calculés avec SAGE en fonction de la puissance PV et en fonction du diamètre du tube à pulsation

Les simulations montrent une franche amélioration des performances lors de l'augmentation du diamètre du tube à pulsation. La Figure 77 montre qu'avec un tube de 6 mm, la puissance de réfrigération atteint un maximum pour un PV de 100 W. À mesure que le diamètre est augmenté, on s'attend à voir le plateau

de puissance de réfrigération décalé vers des puissances PV plus importantes car la pente de la courbe s'adoucit. On note une amélioration jusqu'à un diamètre de 10 mm. Au-delà les performances sont dégradées.

L'intérêt d'un petit tube à pulsation est démontré pour des puissances PV très basses, en dessous de 10 W. Sous cette puissance, les effets dynamiques négatifs de l'écoulement du gaz deviennent négligeables face aux pertes conductives croissantes générées par un tube de plus grand diamètre. À PV nul, les pertes conductives des quatre diamètres de tube sont ordonnées de manière décroissante. Le tube de 6 mm provoque le moins de pertes et le tube de 12 mm en provoque le plus.

À 100 W_{PV} , la puissance de réfrigération d'un PT-Bx est multipliée par deux lorsque le diamètre du tube est augmenté de 6 à 10 mm dans les conditions de simulations.

La simulation montre que le flux à l'intercepte, que l'on cherche à minimiser en vue d'optimiser la machine, est diminué lors de l'augmentation du diamètre du tube. La Figure 77 montre cependant que cette amélioration a une limite. Nous voyons en effet un écart d'environ un demi-watt entre 6 et 8 mm alors que l'écart n'est que d'une dizaine de milliwatts entre 10 mm et 12 mm. Surtout, les simulations montrent que le diamètre du tube à pulsation a un faible impact sur le flux de chaleur à l'intercepte.

Ce qui transparait à travers ces résultats numériques est qu'un tube à pulsation de 6 mm dégrade significativement les performances d'un pulse tube intercepté avec des dimensions de PT-Bx. Une franche amélioration est constatée pour des tubes plus gros jusqu'à 10 mm mais l'effet devient négligeable autour de l'optimal. Le chapitre suivant permettra d'analyser plus en détail chaque configuration de pulse tube que nous avons réalisées pour déterminer les effets qui améliorent ou dégradent les performances en fonction du diamètre du tube à pulsation.

4.1.3 Analyse avec des diagrammes de Fresnel

L'outil SAGE permet, entre autres, de relever la phase et l'amplitude des ondes de débit massique et de pression de manière précise aux extrémités négatives (« in » sur les figures) et positives (« out » sur les figures). La représentation dans un diagramme de Fresnel des débits et pressions en sortie de l'oscillateur, en entrée et sortie du régénérateur chaud, du régénérateur froid et du tube à pulsation permet de comprendre qualitativement les mécanismes qui influencent positivement ou négativement les flux dans le système. Un diagramme de Fresnel complet est montré pour référence sur la Figure 78 avec, à côté, ce même diagramme simplifié dans un but de lisibilité. Par la suite, nous présenterons les résultats de simulations avec des diagrammes de Fresnel simplifiés. L'axe des abscisses représente la partie réelle du débit massique (en g/s) et de la pression (en bar) tandis que l'ordonnée représente la partie imaginaire.

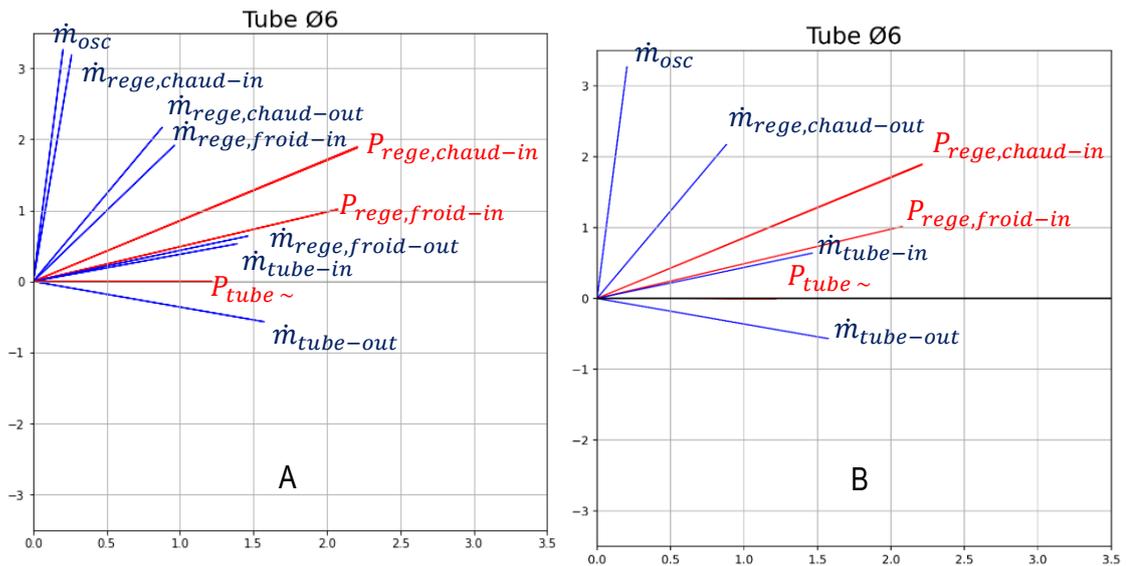


Figure 78 : Diagramme de Fresnel d'un PT-B6 simulé avec SAGE : A) Diagramme de Fresnel complet B) Diagramme simplifié pour plus de lisibilité. Vecteurs rouges = ondes de pression (bar), vecteurs bleus = ondes de débit massique (g/s).

La Figure 79 montre l'évolution du diagramme de Fresnel du système au complet lorsque l'on augmente le diamètre du tube. En première observation, le débit massique en entrée du tube à pulsation de 6 mm paraît fortement en avance de phase sur la pression dans le tube et d'une amplitude bien inférieure à celle que l'on trouve avec un tube de 10 mm. Il convient de rappeler que la puissance de réfrigération brute est $W_{exp} = \frac{1}{2} \hat{p}_t \hat{q}_{tf} \cos(\varphi)$. En minimisant le déphasage et en maximisant l'amplitude de l'onde de débit on maximise le travail de détente, ou puissance de réfrigération brute. La puissance brute est aussi proportionnelle à l'amplitude de l'onde de pression qui, elle, diminue lorsque le tube est de plus grand diamètre (une onde de débit volumique du même ordre de grandeur augmente moins la pression d'un espace plus volumineux).

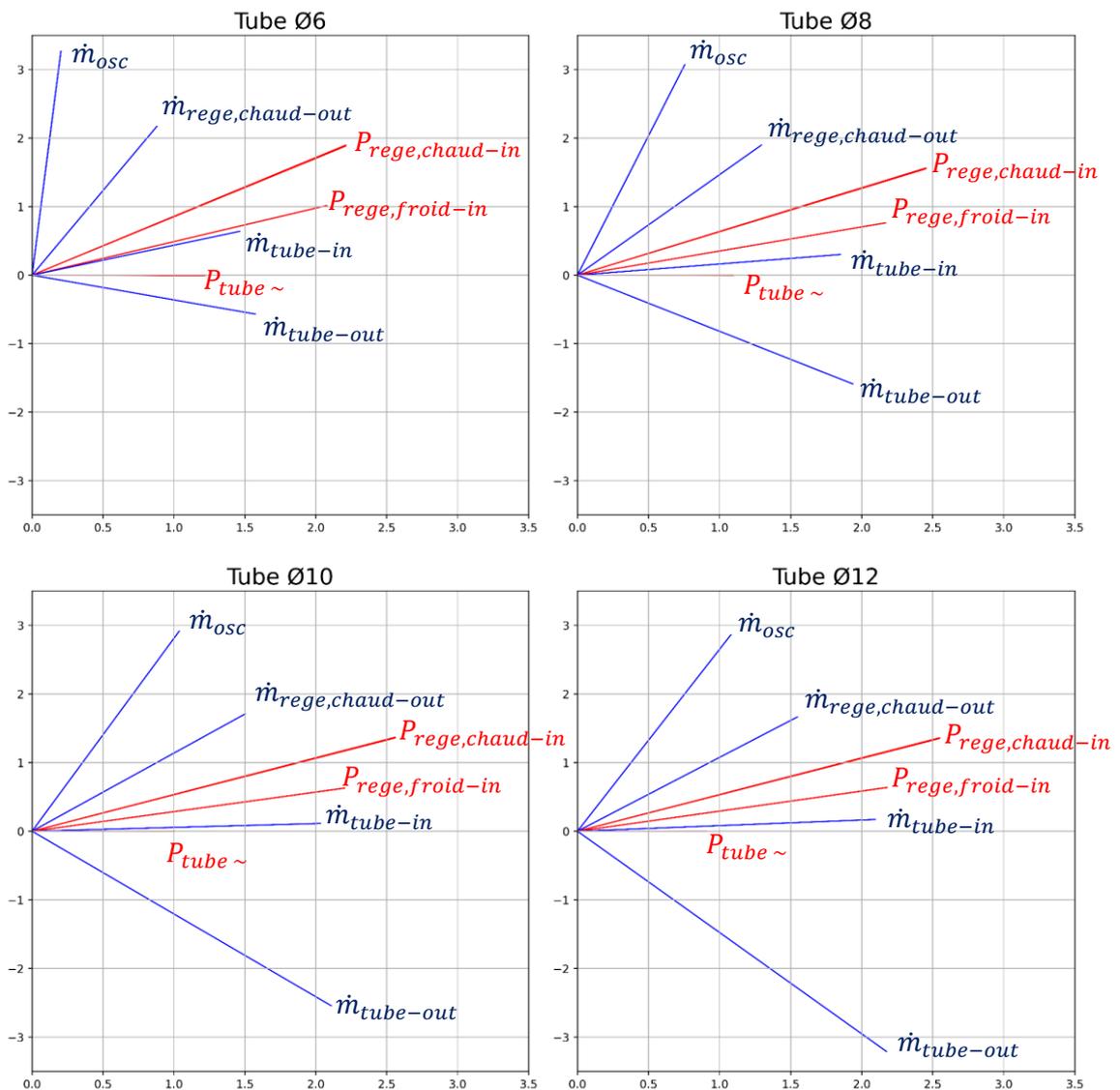


Figure 79 : Diagrammes de Fresnel simplifiés d'un PT-Bx simulé avec SAGE. Le diamètre du tube à pulsation augmente successivement de 6 à 12 mm.

L'équilibre entre l'amplitude de pression, de débit et leur déphasage donne un optimal à atteindre pour maximiser la puissance brute. Cette valeur est disponible dans SAGE sous la forme de puissance PV disponible au bout froid. Dans le Tableau 7, elle augmente jusqu'à Ø10 puis elle diminue au-delà. Cela est corrélé à un déphasage minimum entre la pression et le débit en entrée du tube à Ø10 observable sur la Figure 79. La pression en sortie d'oscillateur et celle en entrée de régénérateur chaud se confondent. Il en va de même pour les pressions en sortie de régénérateur chaud et entrée de régénérateur froid. Se confondent également les pressions en sortie de régénérateur froid, celle en entrée et celle en sortie du tube, le tout est représenté par $P_{tube\sim}$.

Théoriquement, la puissance de réfrigération nette maximale est atteinte lorsque le débit moyen dans le régénérateur est en phase avec l'onde de pression car son amplitude est minimisée, ce qui réduit les pertes de charge dans le régénérateur ainsi que l'apport de chaleur au bout froid par le gaz. Ce déphasage optimal n'est jamais atteint dans les simulations réalisées, mais la tendance montre que l'élargissement du tube au-delà de Ø12 pourrait permettre de s'en rapprocher. Cependant, les résultats montrent qu'un maximum de puissance nette est atteint avant ce déphasage et les simulations n'ont pas

été menées au-delà, la phase n'étant pas l'unique paramètre d'optimisation d'un tube à gaz pulsé. Une piste d'explication du décalage avec la théorie peut venir du fait qu'ici le pulse tube est intercepté et non un pulse tube mono-étagé. La notion de phase moyenne dans le (ou « les ») régénérateur(s) est floue dans ce cas. Nous retrouvons une fois encore la notion de compromis, ici entre la maximisation de la puissance brute et la minimisation des pertes.

D'un autre côté, le flux à l'intercepte est diminué par l'augmentation de la taille du tube à pulsation. L'influence positive d'un tube de grand diamètre sur l'amplitude du débit dans le régénérateur chaud entraîne un flux inférieur à extraire par le refroidisseur externe. L'amplitude du débit en sortie du régénérateur chaud diminue de 2.34 g/s à 2.27 g/s entre Ø6 et Ø10 puis stagne jusqu'à Ø12.

Tableau 7 : Puissances caractéristiques d'un PT-B6 calculé avec SAGE et des tubes à pulsation de 6 mm à 12 mm. La puissance PV est égale à 100 W

Diamètre du tube à pulsation	Ø6	Ø8	Ø10	Ø12
Puissance PV au bout froid (W)	2.61	2.96	2.98	2.78
Puissance de réfrigération (W)	0.31	0.56	0.62	0.56
Flux à l'intercepte (W)	7.68	7.242	7.04	7.03

4.2 Résultats expérimentaux

Les résultats de simulation ont montré que la diminution du diamètre du tube à pulsation à 6 mm réduisait significativement les performances de la machine. En outre, ces résultats montrent une très faible dépendance du flux à l'intercepte en fonction de la section du tube à pulsation. Cela tend à démontrer l'intérêt de ne pas trop réduire le tube à pulsation. Il est cependant contre-productif d'augmenter indéfiniment le diamètre car un optimal est atteint quand les effets négatifs et les effets positifs s'équilibrent. Dans les simulations, cet optimal est atteint avec un diamètre de 10 mm. Nous avons également constaté une forte dégradation des performances entre un diamètre de 8 mm et 6 mm. Ensuite, entre 8 mm et 12 mm, les performances sont du même ordre de grandeur.

Expérimentalement, deux diamètres de tube ont été utilisés. Le plus petit a un diamètre de 6 mm, la section de passage du gaz est alors d'environ 55 % de celle du pulse tube de référence. Le plus gros tube a quant à lui un diamètre de 8 mm. Bien que les simulations aient montré des performances supérieures pour des tubes de plus gros diamètres, le diamètre du tube expérimental a été sélectionné

pour correspondre à celui du pulse tube de référence afin de jouer ensuite sur les sections de régénérateurs sur les autres doigts froids.

En raison de calculs qui ne convergent pas à des températures du bout froid inférieur à 30 K, les simulations ont été réalisées à une température supérieure à la température expérimentale, pouvant altérer l'interprétation des résultats. Les configurations utilisées pour comparer les performances avec un petit ou un gros tube sont les configurations PT-B6 et PT-B8 (voir Figure 80). Le code couleur utilisé par cette figure sera repris par la suite sur les graphiques expérimentaux pour identifier clairement la configuration étudiée.

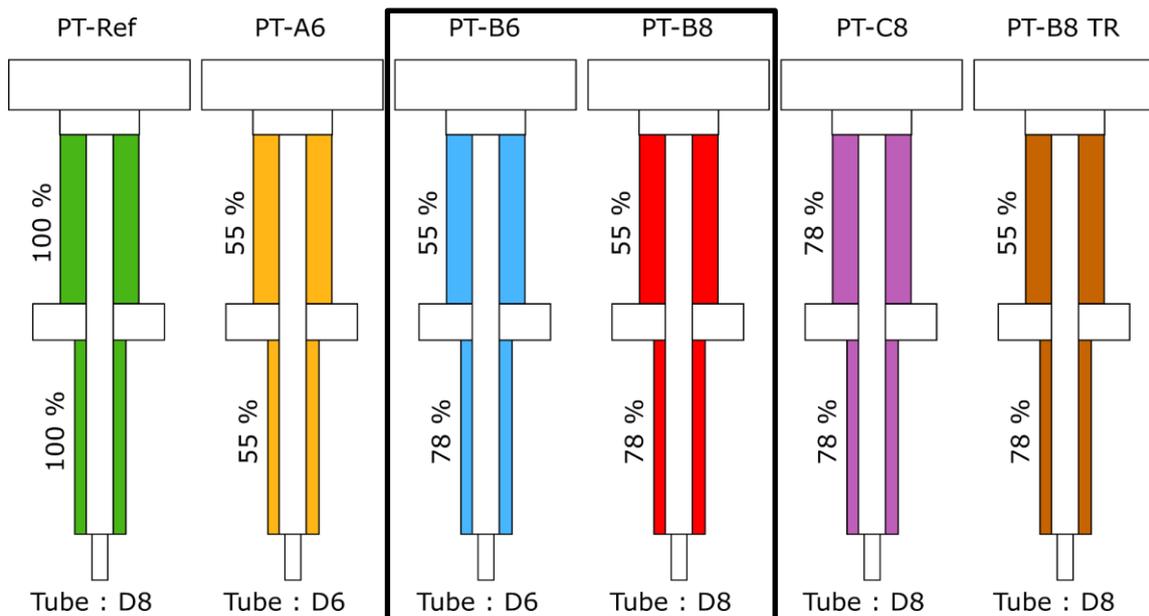


Figure 80 : Les six configurations de doigts froids et les deux considérées pour l'étude du diamètre du tube à pulsation

4.2.1 Comparaison avec les simulations

Lors des expériences, des caractérisations ont été faites avec une puissance mécanique variant entre 25 et 100 W_{PV} pour la configuration PT-B6 et entre 0 et 100 W pour la configuration PT-B8. Les résultats de mesure à 30 K sont comparés aux résultats de simulation sur la Figure 81.

Nous décrivons dans le protocole expérimental au chapitre 3.3 la méthode de mesure à 0 W_{PV} . Les conditions de mesure sont différentes de celles à puissance non nulle. C'est pour cela que la puissance froide est nulle au lieu d'être négative. Comme l'intercepte et le bout froid sont à la même température, l'intercepte ne bénéficie pas de la charge qui lui est soutirée par le bout froid. Cela est montré sur la Figure 82 par la chute de la puissance à l'intercepte des simulations au-dessous de 10 W_{PV} qui n'apparaît pas sur les résultats expérimentaux où la décroissance est plutôt linéaire entre 50 et 0 W_{PV} .

Le plateau, puis la décroissance de la puissance froide vue lors des simulations à PV élevé pour un tube de 6 mm est retrouvé dans les résultats expérimentaux. De même, pour la configuration PT-B8, l'amélioration de la puissance froide n'est pas linéaire avec l'augmentation du PV comme observé lors des simulations. L'augmentation de la puissance de réfrigération est de plus en plus importante à mesure que la puissance PV est augmentée, dans les mesures comme dans les simulations.

D'un autre côté, les simulations montrent une réduction du flux à l'intercepte quand le diamètre du tube est augmenté alors que les expériences montrent le contraire. L'utilisation d'un déphasage actif lors des expérimentations et d'un déphasage passif lors des simulations peut être à l'origine de cette différence de comportement, à cause de l'effet de ces systèmes de déphasage sur les amplitudes et les ondes de débit. Cela traduirait une augmentation de l'amplitude de l'onde de débit dans le régénérateur chaud en déphasage actif lorsque le tube à pulsation est élargi et un comportement inverse en déphasage passif. Cette hypothèse est appuyée par notre compréhension des débits de remplissage qui ne permettent pas d'atteindre la phase optimale en déphasage passif avec un tube à pulsation de grand volume.

Pour finir, les résultats expérimentaux et les résultats de simulation sont du même ordre de grandeur, ce qui montre que le modèle SAGE développé peut être utilisé comme outil fiable d'aide au dimensionnement. La puissance de réfrigération est légèrement sous-estimée par la simulation alors que le flux à l'intercepte est légèrement surestimé.

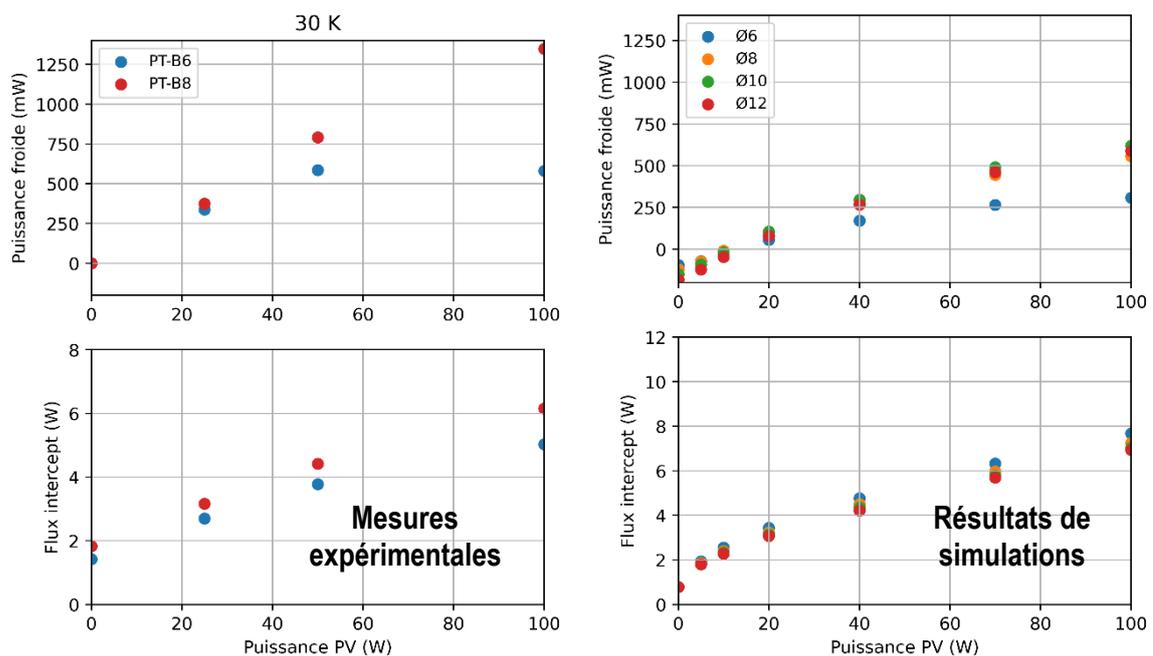


Figure 81 : Puissance au bout froid et flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 30 K

4.2.2 Performances expérimentales

L'étude des performances à 30 K a permis de mettre en lumière les différences entre les comportements réels et théoriques. Le pulse tube développé vise des températures de fonctionnement plus basses, entre 12 K et 20 K.

Les performances de la machine réelle sont présentées en fonction de la puissance PV sur la Figure 82. L'amélioration de la puissance de réfrigération avec un tube de 8 mm n'est pas aussi flagrante qu'à 30 K mais reste substantielle à 100 W_{PV} . Les résultats montrent une importante dégradation de la puissance avec un tube de 6 mm et une puissance PV de 100 W à mesure que la température est augmentée en comparaison avec la configuration Ø8. Cette évolution tend à montrer que les deux configurations ont une température limite proche mais que la courbe de puissance froide en fonction de la température a

une pente plus élevée pour un tube de 8 mm. Ce comportement est montré par la Figure 83. À 50 W, la différence entre les deux configurations devient faible puis négligeable à 25 W.

Le flux à l'intercepte quant à lui a une évolution relativement linéaire avec le PV et la différence entre le tube de 6 mm et celui de 8 mm est à peu près constante. A l'inverse de ce qui a été montré par les simulations, l'augmentation du diamètre du tube à pulsation a entraîné une légère augmentation du flux à l'intercepte.

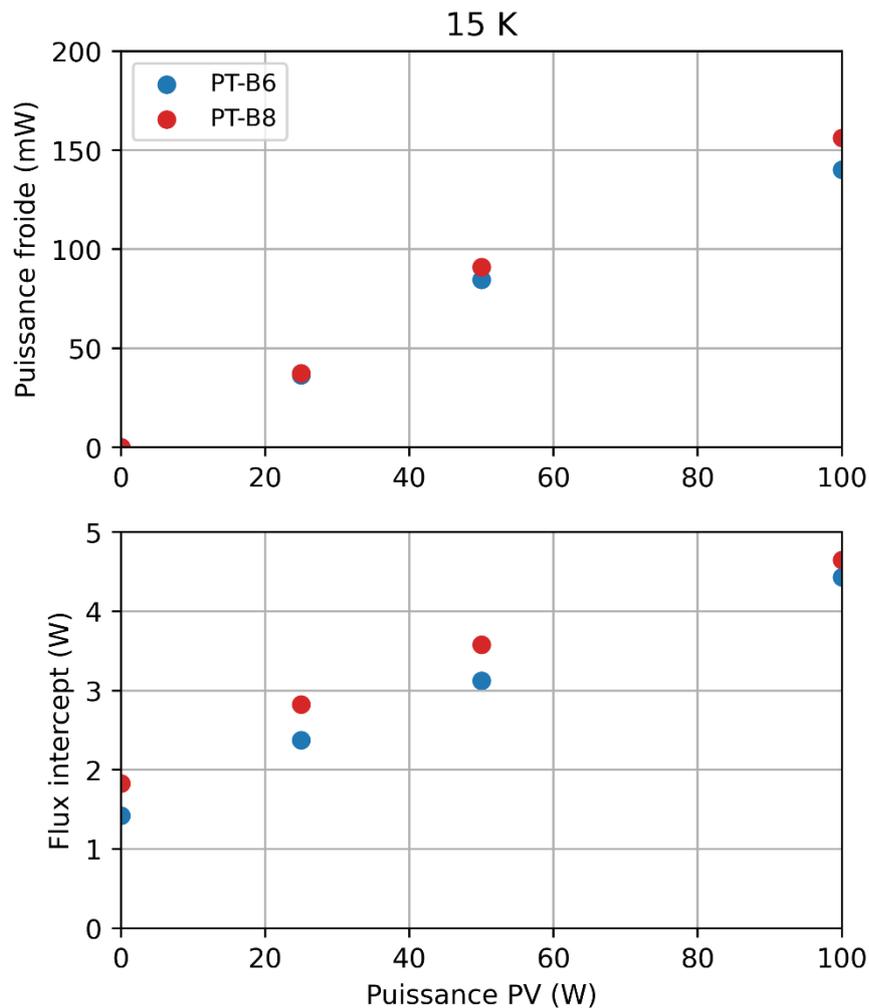


Figure 82 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 15 K en fonction de la puissance mécanique

La Figure 83 montre que la puissance de réfrigération de PT-B8 n'a pas une évolution linéaire comme la courbe pour le PT-B6 mais qu'un « creux » de puissance est observé à 15 K. S'agissant de mesures expérimentales, les causes peuvent être multiples : défaut de mesure du capteur de température, détérioration de la résistance de chauffage, défaut d'optimisation du déphasage actif. Nous n'avons pas investigué ces potentielles erreurs car PT-B6 a été la première configuration testée et ce comportement n'est apparu « anormal » que lors de la comparaison avec les autres configurations. On rappelle également que toutes les mesures ont été réalisées à 41 Hz pour travailler dans des conditions identiques mais qu'il est probable que la fréquence optimale pour chaque configuration soit différente. Les défauts d'optimisation les plus probables sont sur le déphasage du PT-B6 à 100 et 50 W_{PV} pour une température

au bout froid de 30 K. La puissance mesurée semble sous-estimée en comparaison avec les autres configurations (voir chapitres ultérieurs). De même, la température limite semble mal optimisée. L'amplitude optimale pour la température limite est supérieure à celle pour les mesures de puissance avec un PT-B8 (12 V au lieu de 10 V). Ce n'est pas le cas avec un PT-B6 qui conserve la même amplitude pour toutes les mesures (10 V).

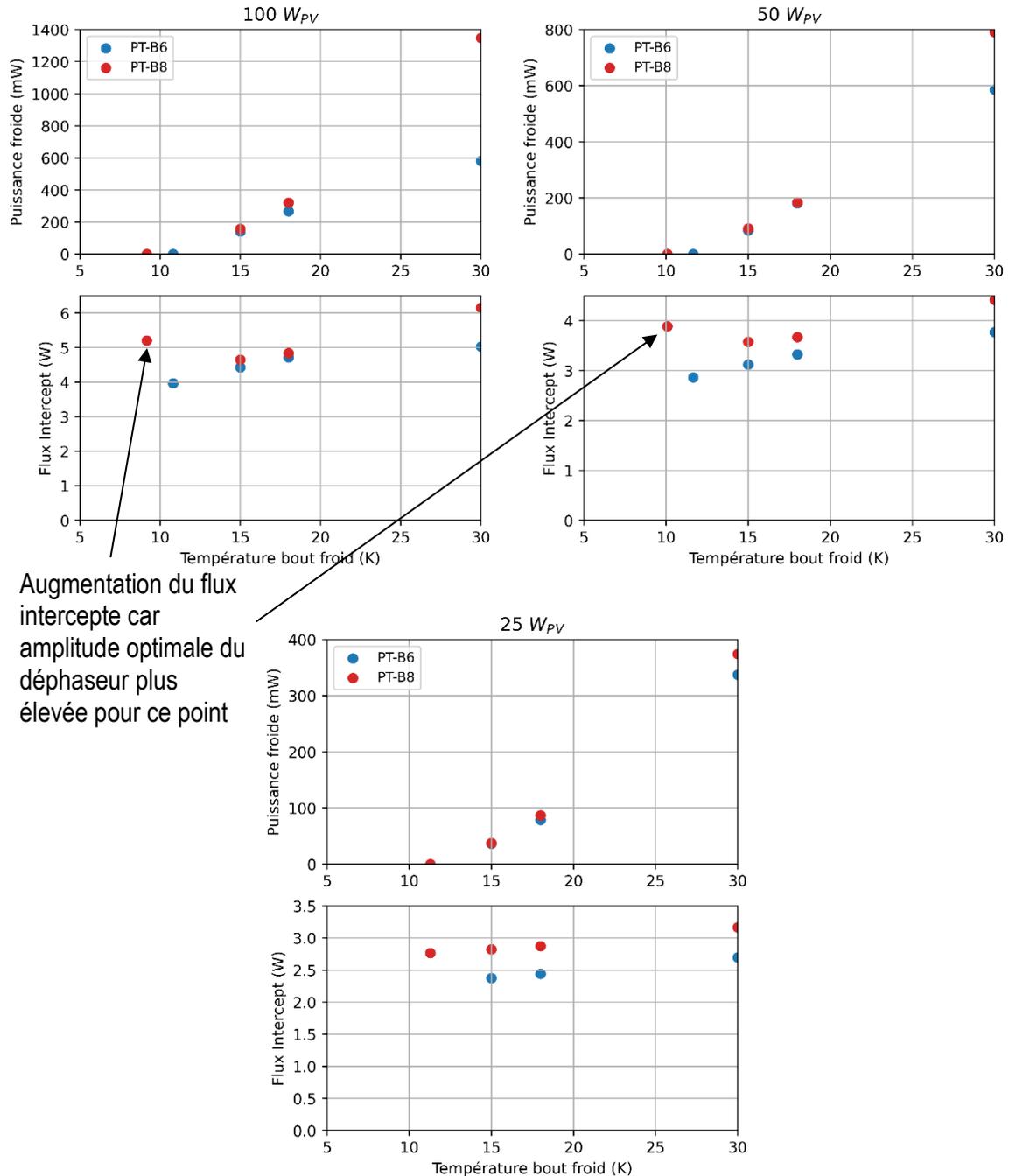


Figure 83 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 100 W_{PV} , 50 W_{PV} et 25 W_{PV} en fonction de la température froide

En considérant d'éventuelles erreurs d'optimisation et de mesure, les variations de performances d'une configuration à l'autre sont difficiles à distinguer des incertitudes de mesures. Néanmoins, toutes les mesures réalisées avec PT-B8 montrent des performances légèrement supérieures. La Figure 84 permet

de comparer les performances des deux configurations mesurées à $100 W_{PV}$. La configuration PT-B8 apparaît systématiquement avec les meilleures performances. Ces résultats, bien qu'à observer avec du recul désignent le tube à pulsation de 8 mm comme le meilleur choix de dimensionnement parmi ceux testés.

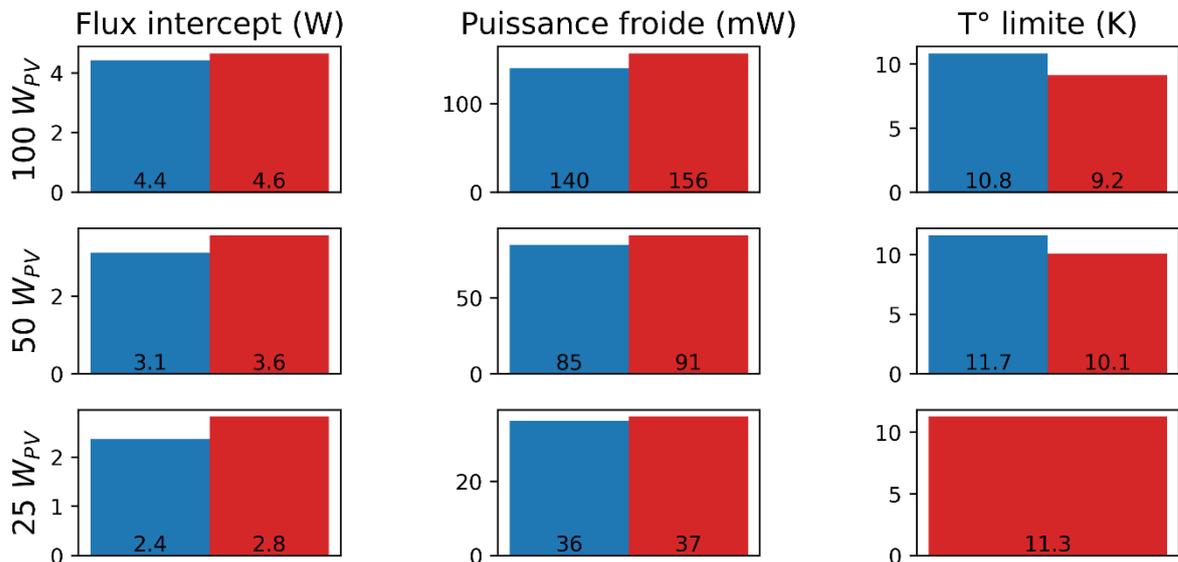


Figure 84 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-B6 (bleu) et PT-B8 (rouge) à $100 W_{PV}$, 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6.

4.2.3 Ondes de pression

Lors de nos mesures, nous ne mesurons que l'amplitude des ondes de pression. Ces mesures ne permettent pas le tracé dans un diagramme de Fresnel des ondes expérimentales. En revanche, elles donnent des informations sur les pertes de charge subites par le gaz. Les graphiques en Figure 85 montrent l'amplitude de pression en entrée et en sortie du pulse tube pour les configurations PT-B6 et PT-B8. La pression en entrée est grandement augmentée avec PT-B8 et la pression en sortie est assez fortement diminuée. Cela se traduit par une perte de charge bien plus importante avec PT-B8 qu'avec PT-B6. Cela peut être dû à un débit de remplissage du tube à pulsation qui n'est pas assuré uniquement au bout chaud mais également au bout froid. Ce débit transite alors par le régénérateur et augmente la perte de charge dans ce dernier. Ce débit est en quadrature de phase avec la pression dans le tube et ne participe pas à l'effet frigorifique.

L'amplitude de l'oscillation de pression du gaz au bout froid intervient directement dans la formule de la puissance brute de réfrigération. Une pression plus faible implique une puissance diminuée. Les simulations prévoient également une légère augmentation de la perte de charge avec l'élargissement du tube mais rien de comparable aux mesures. Les simulations prévoient une augmentation de la perte de charge de 0.117 bar pour le passage de $\varnothing 6$ à $\varnothing 8$ et de 0.289 bar pour le passage de $\varnothing 6$ à $\varnothing 12$. Les mesures montrent une augmentation de la perte de charge de 2.63 bar en passant de $\varnothing 6$ à $\varnothing 8$. La perte de charge mesurée expérimentalement est largement supérieure aux prévisions numériques. Cet écart

peut être due au montage mécanique et au fait que la machine expérimentale est coaxiale alors que le modèle numérique est réalisé en configuration en ligne.

Malgré l'amélioration de la phase et de l'amplitude du débit au bout froid, l'élargissement du tube implique des pertes de charge fortes en pratique, ce qui limite l'amélioration apportée par ce changement. Le facteur 2 d'amélioration des performances montré par les simulations était très optimiste et la comparaison des ondes de pression peut expliquer la différence importante qui existe avec les expériences.

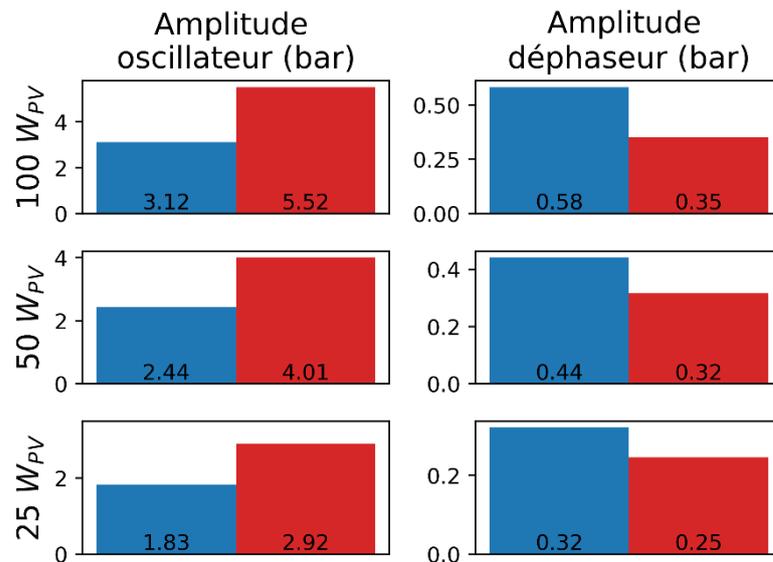


Figure 85 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et celles en entrée du déphaseur des PT-B6 et PT-B8 à 100 W_{PV}, 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont : 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.

La loi de Darcy déjà énoncée précédemment décrit une dépendance directe de la perte de pression avec la vitesse du fluide. Augmenter le diamètre du tube implique une augmentation de la vitesse débitante au bout froid, impactant à la hausse les pertes de pression dans le régénérateur froid. La chute de pression dans le tube est négligeable et seule l'augmentation des débits dans le régénérateur froid peut expliquer l'augmentation de la perte de charge sur l'ensemble du pulse tube. En effet, nous avons démontré au préalable qu'un tube de plus gros diamètre réduisait l'amplitude du débit dans le régénérateur chaud (cf Figure 79).

Ce comportement est observé pour les PT-B6 et PT-B8 mais également pour les autres configurations testées au cours de la thèse. La Figure 86 montre l'évolution de la perte de charge en fonction de la puissance PV pour chaque pulse tube testé. Nous voyons clairement deux groupes se former, les pulse tubes avec un tube de 6 mm qui provoquent des pertes de charge « modérées » et les pulse tubes avec un tube de 8 mm qui provoquent des pertes plus importantes.

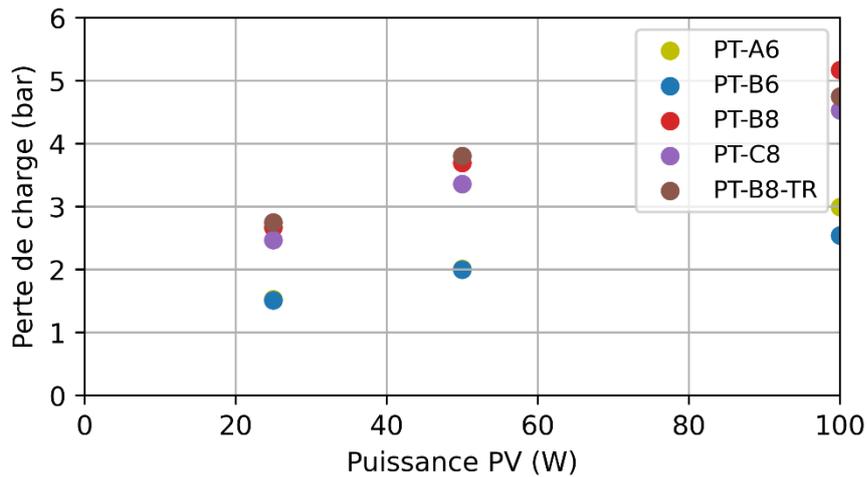


Figure 86 : Evolution expérimentale de la perte de charge pour toutes les configurations testées en fonction de la puissance PV

4.3 Conclusion

Les simulations réalisées dans un premier temps ont montré une potentielle perte importante de puissance de réfrigération lors de la réduction du diamètre du tube à pulsation de 8 mm à 6 mm. Grâce à l'optimisation de la phase et de l'amplitude de l'onde de débit au bout froid, la puissance de réfrigération varie d'un facteur deux entre un diamètre de 6 mm et un diamètre de 10 mm. Au-delà de 10 mm, les effets négatifs liés aux pertes parasites, au débit de remplissage et à l'amplitude de pression au bout froid prennent le pas sur les effets positifs et la performance est dégradée.

Les effets du diamètre de tube à pulsation sur les résultats expérimentaux sont moins importants que lors des simulations. La variation du tube entre 6 mm à 8 mm donne un léger avantage à la deuxième option à basses températures. Si cet avantage est plus important à 30 K (750 mW de différence sont observés), aux températures plus froides, à 15 K particulièrement, la différence est de l'ordre de la dizaine de milliwatt. Cette différence de performances est du même ordre de grandeur que l'incertitude de mesure et ne permet pas de conclure fermement sur l'avantage d'un tube de 8 mm comparé à un tube plus petit. L'amélioration théorique de la phase et de l'amplitude du débit au bout froid observée lors des simulations, et vraisemblablement réaliste dans le cadre des expériences, est compensée par une augmentation substantielle de la perte de charge, qui réduit l'amplitude de l'onde de pression et de ce fait le travail de détente.

Il convient de rappeler que ces performances sont obtenues avec un déphasage actif permettant de fournir l'amplitude et la phase de l'onde de débit nécessaires au bon fonctionnement de la machine. Lorsque la machine utilisera un déphasage passif, le débit de remplissage devra être fourni par le système passif. L'ordre de grandeur de ce débit sera alors un paramètre important pour les performances du pulse tube. Les résultats précédents ont montré que la variation du diamètre du tube entre 6 et 8 mm n'a pas modifié l'amplitude optimale du piston de déphasage actif. Dans ce cadre-là, le choix technologique s'est porté sur un tube à pulsation de 8 mm permettant de réduire les risques pour une utilisation à 100 W_{PV} .

Dans l'optique d'un déphasage passif, des diamètres de 6 mm ou 7 mm pourraient être favorables si le système de déphasage n'est pas capable de fournir le débit de remplissage avec un bon déphasage et restent une solution envisageable pour une prochaine évolution du projet.

5. Dimensionnement, optimisation des régénérateurs et analyse globale

Comme discuté au paragraphe 2.3, le régénérateur répond au compromis du stockage de chaleur, de faibles pertes de charge et de faibles volumes morts.

Les deux régénérateurs d'un pulse tube intercepté ne jouent pas le même rôle. Le régénérateur chaud permet de réduire la puissance à fournir à l'intercepte pour le maintenir à sa température de fonctionnement. En ce sens, il n'est pas nécessaire qu'il ait le meilleur échange possible si le refroidisseur externe a une capacité de refroidissement importante. Dans cette optique, il est préférable qu'il oppose une faible résistance au passage du gaz. Il doit malgré tout permettre un refroidissement du gaz efficace afin de limiter le flux à l'intercepte. L'échange thermique dans le régénérateur froid est beaucoup plus important car il refroidit le gaz jusqu'à la température de pré-détente, il est donc crucial que son efficacité thermique soit élevée.

En théorie, la perte de charge est proportionnelle à la longueur du régénérateur et à son diamètre hydraulique (qui dépend uniquement de la toile utilisée et non de la section totale). Elle dépend aussi de la vitesse du gaz qui, elle cependant, est impactée par la section du régénérateur. En opposition, l'échange thermique a une dépendance inverse de ces paramètres.

La démarche de dimensionnement nécessite d'essayer de nombreuses configurations, pour estimer des tendances, l'utilisation de modélisations est très utile. Les résultats expérimentaux seront ensuite utilisés pour sélectionner la configuration finale qui sera utilisée dans le projet Cryocompac.

Dans ce chapitre nous analyserons dans un premier temps les effets des régénérateurs chaud et froid puis nous analyserons d'un point de vue global l'ensemble des configurations testées. Ce chapitre se concentrera uniquement sur des régénérateurs en acier inoxydable afin de déterminer la configuration optimale avant d'y intégrer des terres rares pour améliorer la puissance de réfrigération.

5.1 Résultats numériques

Les paramètres de simulation utilisés pour l'étude du régénérateur sont similaires à ceux de l'étude du tube à pulsation. L'intercepte est maintenu à 80 K et le bout froid à 30 K. La méthode d'optimisation est également similaire en réglant l'amplitude du piston de l'oscillateur pour fournir la puissance PV souhaitée et en optimisant la longueur et le diamètre de l'inertance pour maximiser la puissance de réfrigération.

Quatre dimensions de régénérateur ont été simulées : une configuration à 50 % de la section du pulse tube de référence, une configuration à 100 %, une configuration à 150 % et une configuration à 200 %. Seules les sections des deux régénérateurs subissent ces facteurs de taille, le tube à pulsation est maintenu avec un diamètre de 8 mm dans chaque configuration.

Dans un premier temps, les sections des régénérateurs chaud et froid seront modifiées simultanément. Par la suite, nous étudierons l'impact de chaque régénérateur en modifiant un seul des deux à la fois.

5.1.1 Performances modélisées

La modification simultanée des sections des régénérateurs impacte la puissance de refroidissement au bout froid. La Figure 87 montre les performances des pulse tubes avec des sections de régénérateurs évoluant de 50 % à 200 % de celles du pulse tube de référence. Les pertes parasites, montrées au bout froid par la puissance négative à 0 W_{PV} et à l'intercepte par le flux à l'intercepte, augmentent linéairement avec la section des régénérateurs.

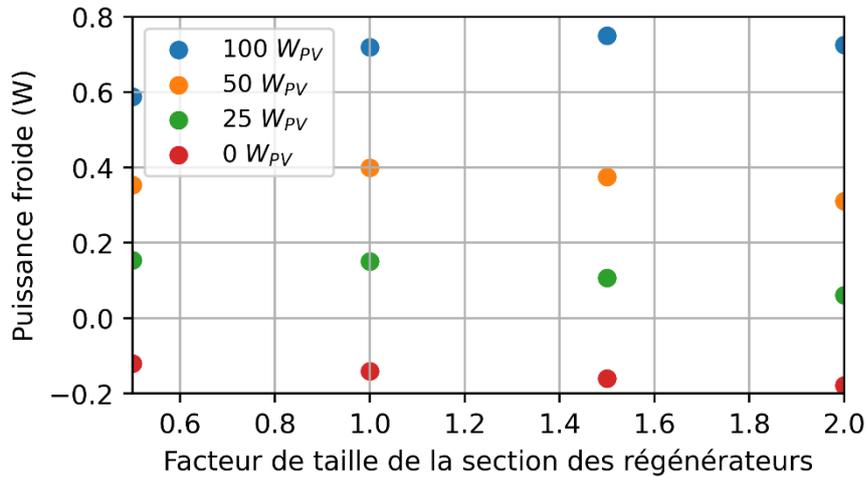


Figure 87 : Puissance de réfrigération calculée avec SAGE en fonction du facteur de taille des régénérateurs chauds et froids.

Les flux à l'intercepte, représentés sur la Figure 88, augmentent également linéairement en fonction du facteur de taille lorsque le pulse tube est en fonctionnement de 25 W_{PV} à 100 W_{PV} . Cela est à comparer avec l'évolution de la puissance froide à 30 K. Avec l'augmentation de la section des régénérateurs, la puissance froide atteint un maximum qui dépend de la puissance PV avant d'être dégradée. Le maximum de puissance froide est atteint pour des petites sections lorsque la puissance PV est basse (la configuration à 50 % permet d'atteindre la puissance froide maximale dans la gamme calculée pour 25 W_{PV}) alors que pour les puissances plus élevées, un régénérateur plus large est bénéfique.

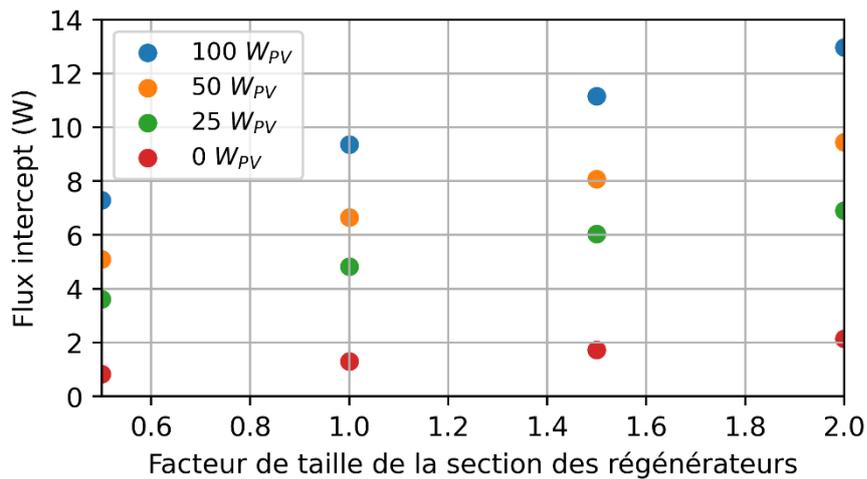


Figure 88 : Flux à l'intercept en fonction du facteur de taille des régénérateurs chauds et froids calculé avec SAGE.

L'atteinte d'un maximum montre l'intérêt d'un dimensionnement réfléchi des régénérateurs pour en exploiter le meilleur selon la puissance mécanique de travail envisagée. En vue de l'utilisation future d'oscillateurs de capacité modérée, le travail à puissance mécanique entre 50 W à 100 W justifie un travail de réduction des sections du tube à gaz pulsé de référence. Effectivement, il est montré par la Figure 87 que la puissance froide stagne quand on élargit les régénérateurs, mais que le coût de pré-refroidissement à l'intercepte est augmenté.

L'augmentation linéaire du flux à l'intercepte doit être analysée en fonction des flux de chaleur et des caractéristiques de l'écoulement dans le régénérateur chaud tandis que les variations de la puissance au bout froid doivent être analysées à partir du bilan d'énergie qui donne la puissance nette de réfrigération comme la soustraction des pertes dans le régénérateur et dans le tube à la puissance de réfrigération brute ($\dot{Q}_{net} = \dot{W}_{exp} - \dot{Q}_{régé} - \dot{Q}_{tube}$).

La modélisation représente bien les tendances auxquelles nous pourrions nous attendre. En effet, nous pouvons observer que la section de régénérateur optimale augmente avec la puissance PV d'alimentation. Un régénérateur de grande section permet un meilleur écoulement à haut PV en réduisant la vitesse débitante moyenne et un régénérateur de petite section réduit les volumes morts quand le PV est bas.

5.1.2 Effet du régénérateur chaud

La réduction de section du régénérateur chaud entraîne une réduction de la puissance froide et du flux à l'intercepte. Les deux diminuent d'un facteur du même ordre de grandeur ($\approx 85\%$) lorsque le régénérateur chaud passe de 100 % à 50 %.

Les diagrammes de Fresnel de la Figure 89 montrent une nette diminution des amplitudes des ondes de débit dans le régénérateur chaud ainsi qu'une augmentation de la perte de charge dans ce dernier. En dehors de la réduction de l'amplitude du débit et de l'onde de pression au bout froid, un régénérateur chaud plus fermé a peu d'effet sur l'écoulement de la partie froide car les phases ne sont pas impactées.

Les diminutions des amplitudes de pression et débit sont à attribuer aux pertes de charges plus importantes en raison d'une vitesse d'écoulement plus élevée. La configuration 100 % - 100 % donne ainsi plus de puissance frigorifique car les ondes de débit et de pression sont moins dégradées par un régénérateur chaud large. Cela tend à montrer que l'échange thermique n'est pas limitant dans le régénérateur chaud entre 50 % et 100 % mais que la perte de charge générée par un régénérateur plus fermé est néfaste au bout froid.

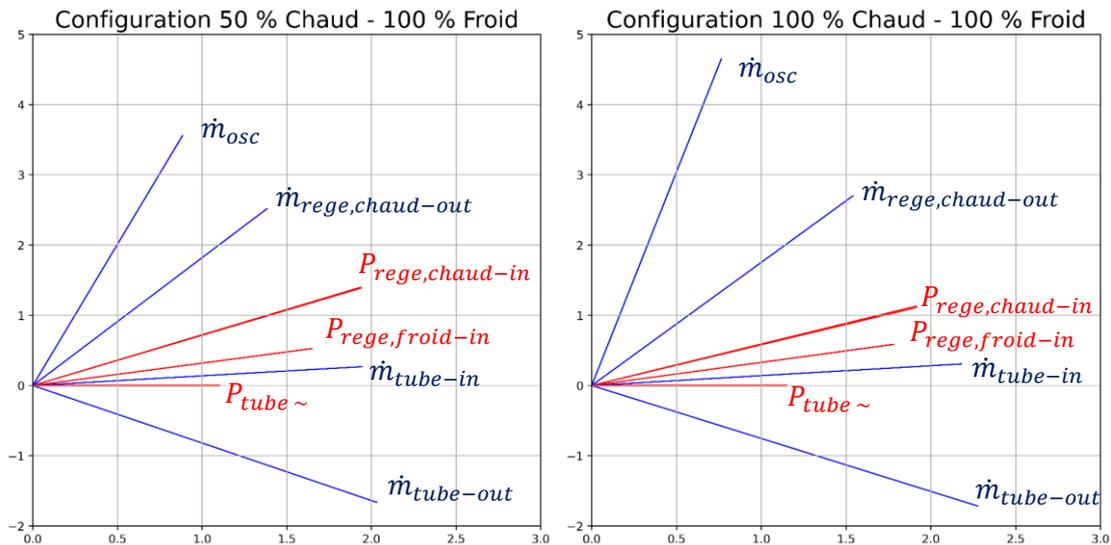


Figure 89 : Diagrammes de Fresnel calculé avec SAGE de deux pulse tubes avec des sections différentes de régénérateurs chauds

La diminution du débit massique réduit néanmoins la quantité de chaleur à absorber par la matrice et présente un effet bénéfique sur le flux de chaleur dans les deux régénérateurs. Ces flux sont montrés par le Tableau 8.

En conclusion, un régénérateur chaud plus petit implique plus de pertes de charges tout en proposant un échange thermique équivalent à un régénérateur de 100 %. Le débit massique en entrée est diminué mais la perte de pression y est plus importante, ce qui signifie que la vitesse du gaz est plus importante. Le débit plus faible, mais à une vitesse plus élevée, signifie moins de chaleur à extraire par le régénérateur contrebalancé par un échange thermique dégradé. La chute de pression provoquée par un petit régénérateur chaud réduit la puissance brute générée par la détente sans modification des pertes intrinsèques dans le régénérateur froid ni dans le tube. Il en résulte une dégradation de puissance frigorifique.

Tableau 8 : Puissances caractéristiques calculé avec SAGE d'un pulse tube avec un régénérateur chaud réduit comparé à une référence à 100 %. La puissance PV est égale à 100 W

	50 % - 100 %	100 % - 100 %
Puissance PV au bout froid (W)	3.14	3.65
Puissance de réfrigération (W)	0.63	0.73
Flux à l'intercepte (W)	8.2	9.3
Flux de chaleur régénérateur chaud (W)	9.3	10.4
Flux de chaleur régénérateur froid (W)	1.7	2.0

5.1.3 Effet du régénérateur froid

Le rétrécissement du régénérateur froid montre une baisse des performances comparable au rétrécissement de son homologue chaud avec, néanmoins, une baisse de performance légèrement supérieure. La puissance de réfrigération est supérieure de 9 mW avec la configuration 100 % - 100 % mais cela est obtenu au prix de 600 mW supplémentaire à soutirer à l'intercepte. Les diagrammes sur la Figure 90 montre les débit et pression dans les deux configurations de régénérateurs froids. Les débits chauds sont légèrement réduits dans la configuration 100 % - 50 % par rapport à la configuration 100 % - 100 % et légèrement en avance de phase. Avec la diminution de ces débits couplée à une vitesse débitante dans le régénérateur chaud plus basse, le flux à l'intercepte est diminué car l'efficacité du régénérateur chaud est améliorée. La diminution des débits se traduit par une onde de pression de plus grande amplitude en entrée, si bien que, malgré la perte de charge supérieure engendrée par le petit régénérateur froid, l'onde de pression au bout froid est équivalente dans les deux configurations.

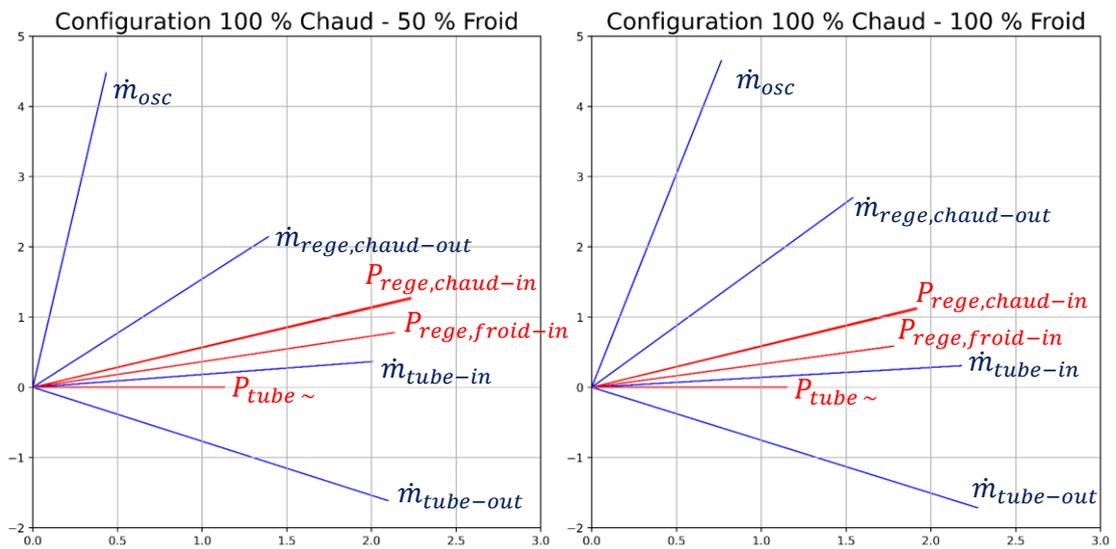


Figure 90 : Diagrammes de Fresnel calculé avec SAGE de deux pulse tubes avec des sections différentes de régénérateurs froids

La différence de puissance brute est donc conditionnée par l'amplitude de l'onde de débit car nous voyons sur les diagrammes de Fresnel de la Figure 90 que les phases sont équivalentes entre les deux configurations. Le Tableau 9 montre également que l'efficacité des régénérateurs chaud et froid est améliorée quand la section du régénérateur froid est diminuée. Cette amélioration est toutefois inférieure à celle obtenue en réduisant la section du régénérateur chaud, ce qui est explicable par des débits moins importants dans ce dernier cas de figure.

Tableau 9 : Puissances caractéristiques calculé avec SAGE d'un pulse tube avec un régénérateur froid réduit comparé à une référence à 100 %. La puissance PV est égale à 100 W

	100 % - 50 %	100 % - 100 %
Puissance PV au bout froid (W)	3.31	3.65
Puissance de réfrigération (W)	0.64	0.73
Flux à l'intercepte (W)	8.7	9.3
Flux de chaleur régénérateur chaud (W)	9.6	10.4
Flux de chaleur régénérateur froid (W)	1.9	2

5.1.4 Conclusion des résultats numériques

Les simulations montrent que l'amplitude de pression dans le tube est peu impactée par la modification des sections des régénérateurs. Bien qu'en théorie, la réduction de la section augmente la vitesse débitante et de ce fait les pertes de charge, l'étude des ondes de débit a montré qu'avec un volume total inférieur, les petits régénérateurs sont alimentés avec moins de débit quand on leur fournit la même puissance PV. L'augmentation théorique de la vitesse débitante est annulée par la diminution de ce même débit, impliquant une pression très peu variable dans le tube à pulsation d'une configuration à l'autre.

La diminution de ces débits est cependant visible sur la puissance frigorifique, notamment avec la réduction du débit au bout froid pour les régénérateurs de petites sections. Un léger impact est constaté sur la phase du débit mais celle-ci n'est pas suffisamment importante pour impacter de façon majeure la puissance brute.

Ces études indiquent que des régénérateurs très ouverts (grandes sections de passage) sont intéressants lorsque la puissance mécanique d'alimentation est élevée tandis que des petits régénérateurs sont plus propices aux faibles PV. Cela s'explique par l'augmentation du volume brassé par l'oscillateur qui augmente à haut PV et qui implique plus de masse de gaz à refroidir et donc une efficacité thermique moindre avec des petits régénérateurs tandis que des petits PV peinent à remplir les grands volumes des régénérateurs très ouverts, ce qui se traduit par des volumes morts plus importants qui impactent négativement les performances. L'analyse détaillée à 100 W_{PV} montre qu'une configuration 100 % - 100 % est la plus favorable dans ce cas de figure en raison de l'organisation des débits dans les deux régénérateurs.

5.2 Résultats expérimentaux

5.2.1 Rappel du contexte

Cette étude analysera l'impact de la section des régénérateurs chaud et froid sur les performances d'un pulse tube intercepté. L'effet de l'ouverture du régénérateur froid sera montré par comparaison entre PT-A6 et PT-B6 et l'effet de l'ouverture du régénérateur chaud sera montré par la comparaison entre PT-B8 et PT-C8. Ces résultats seront comparés au pulse tube de référence PT-Ref. La configuration utilisant des terres rares PT-B8-TR quant à elle sera décrite ultérieurement au chapitre 6.1.

Pour rappel, le pulse tube de référence est un modèle spatial technologiquement avancé et optimisé pour un fonctionnement nominal à $120 W_{PV}$. Les résultats seront ici présentés à $100 W_{PV}$ pour comparer son fonctionnement aux pulse tubes de plus petits volumes. Nous rappelons aussi qu'un modèle de démonstration de ce pulse tube de référence a atteint une puissance froide très légèrement inférieure à $200 mW$ à $15 K$ en configuration tout acier inoxydable et cette performance s'élève à presque $600 mW$ avec l'utilisation de terres rares dans le régénérateur froid. Ces performances ont été obtenues dans des conditions expérimentales comparables à notre étude : intercepte à $80 K$, bout froid à $15 K$, $120 W_{PV}$, fréquence d'alimentation $41 Hz$.

Le banc de mesure sur lequel les essais du PT-Ref ont été effectués n'est pas le banc développé pour les autres pulse tubes, nous n'aurons alors pas accès aux ondes de pression, ni au flux qui transite à l'intercepte. Seule la puissance de réfrigération sera utilisée comme point de comparaison. De plus, le modèle utilisé a subi de nombreux changements de grille dans ses régénérateurs et les grilles utilisées pour nos mesures sont d'anciennes grilles usagées qui peuvent avoir un léger impact négatif sur les performances. La différence attendue entre les performances mesurées et les performances réelles de ce pulse tube dans des conditions nominales d'utilisation est de l'ordre de la dizaine de milliwatts (estimée après comparaison entre d'anciens résultats avec des grilles neuves et des grilles usagées) c'est-à-dire à peu de choses près cachée dans le bruit de mesure.

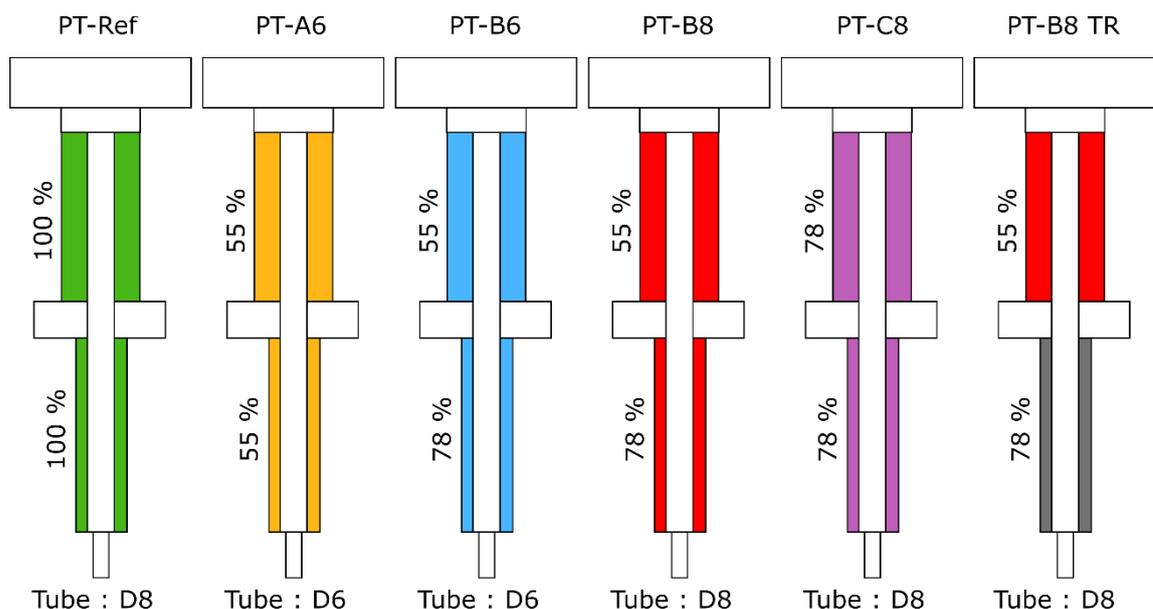


Figure 91 : Rappel des six configurations de doigts froids

5.2.2 Performances expérimentales

Avec un objectif clair de puissance de réfrigération, nous regarderons ce paramètre avec plus d'attention que le flux à l'intercept. Dans un premier temps, la comparaison de PT-A6 et PT-B6 permettra de mettre en lumière l'effet réel du régénérateur froid sur les performances. Par la suite nous comparerons PT-B8 et PT-C8 pour visualiser l'effet du régénérateur chaud. Enfin, nous comparerons les six configurations entre elles pour sélectionner la configuration finale sur laquelle seront effectuées les optimisations de performances et études ultérieures que nous présenterons en perspectives.

5.2.2.1 Pertes parasites

Les pertes parasites pour chaque configuration ont été calculées analytiquement avec les formules du paragraphe 2.4. Avec des dimensions différentes et donc des chemins thermiques plus ou moins importants, il existe des différences non négligeables entre chaque configuration. Cela est montré par le bilan présenté sur la Figure 92. Le pulse tube de référence, en plus d'avoir des sections plus grandes que les autres, est fabriqué avec des tubes dont l'épaisseur des parois est supérieure à celle des autres configurations, cela augmente le flux conductif à travers les tubes régénérateurs. En raison de la force exercée sur les parois par le gaz qui augmente lorsqu'on augmente le diamètre du tube, ce choix de dimensionnement est avant tout structurel, au sacrifice d'une bonne isolation thermique.

On note, qu'outre la configuration de référence avec des sections de tube plus importantes, chaque configuration est assez proche. Les pertes sont assez importantes au bout froid car elles sont du même ordre de grandeur que la puissance de réfrigération (centaine de mW). A l'intercepte elles sont de l'ordre du demi-Watt, ce qui représente une part assez faible du flux à l'intercepte (moins de 10 %).

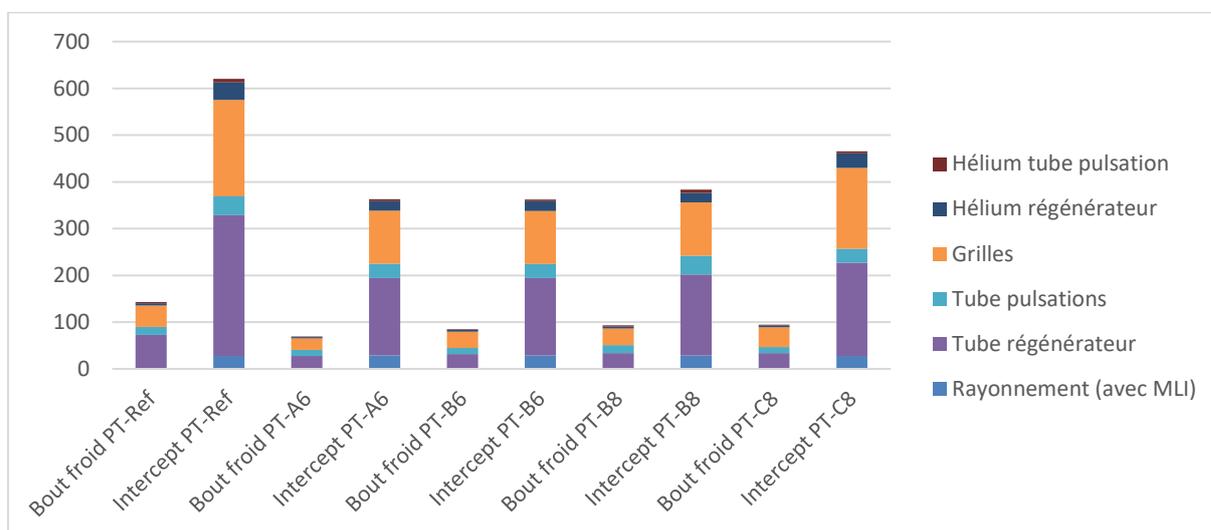


Figure 92 : Pertes parasites calculées analytiquement au bout froid et à l'intercepte des cinq configurations de pulse tubes interceptés

Les pertes parasites mesurées par la méthode de réduction du PV (méthode utilisée au bout froid car nous n'avons pas de dispositif dédié pour effectuer une mesure directe) et par la méthode directe (méthode utilisée à l'intercepte) sont supérieures d'environ un facteur 2 par rapport aux calculs analytiques (cf Figure 93). Les erreurs de calculs les plus probables sont ceux réalisés pour le flux radiatif.

Nous avons cependant montré que la contribution du rayonnement était négligeable. Une autre source d'erreurs est possible dans le facteur de conduction dans les grilles.

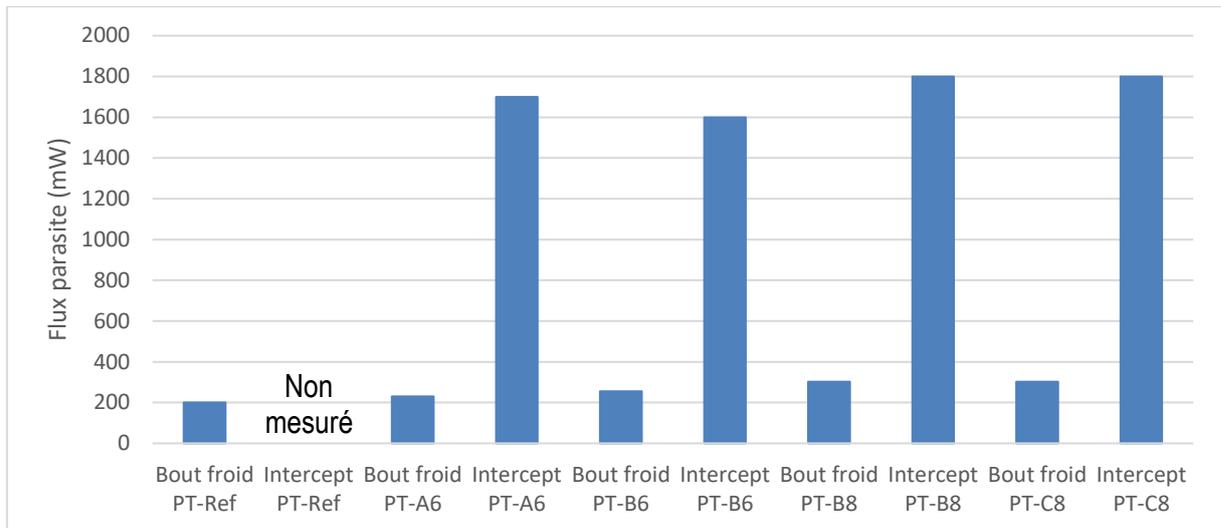


Figure 93 : Pertes parasites estimées expérimentalement au bout froid et à l'intercepte des cinq configurations de pulse tubes interceptés

5.2.2.2 Effet du régénérateur froid

Il apparaît sur la Figure 94 qu'à bas PV, entre 25 W et 50 W, la configuration PT-B6 profite de plus de puissance de réfrigération que la configuration PT-A6. Néanmoins, un déficit de 26 mW à 15 K existe à 100 W_{PV} par rapport à la configuration PT-A6. Cette augmentation non linéaire de la puissance froide pour PT-B6 est difficile à expliquer alors que la configuration PT-A6, elle, a une évolution linéaire.

Le comportement inverse était attendu, à bas PV, les pertes parasites supérieures de PT-B6 devraient dégrader davantage la puissance froide qui est de moins en moins impactée par les pertes dans le régénérateur. Alors qu'à haut PV, un régénérateur froid plus ouvert est censé être bénéfique aux performances. L'évolution régulière du flux à l'intercepte écarte l'hypothèse d'un défaut d'écoulement.

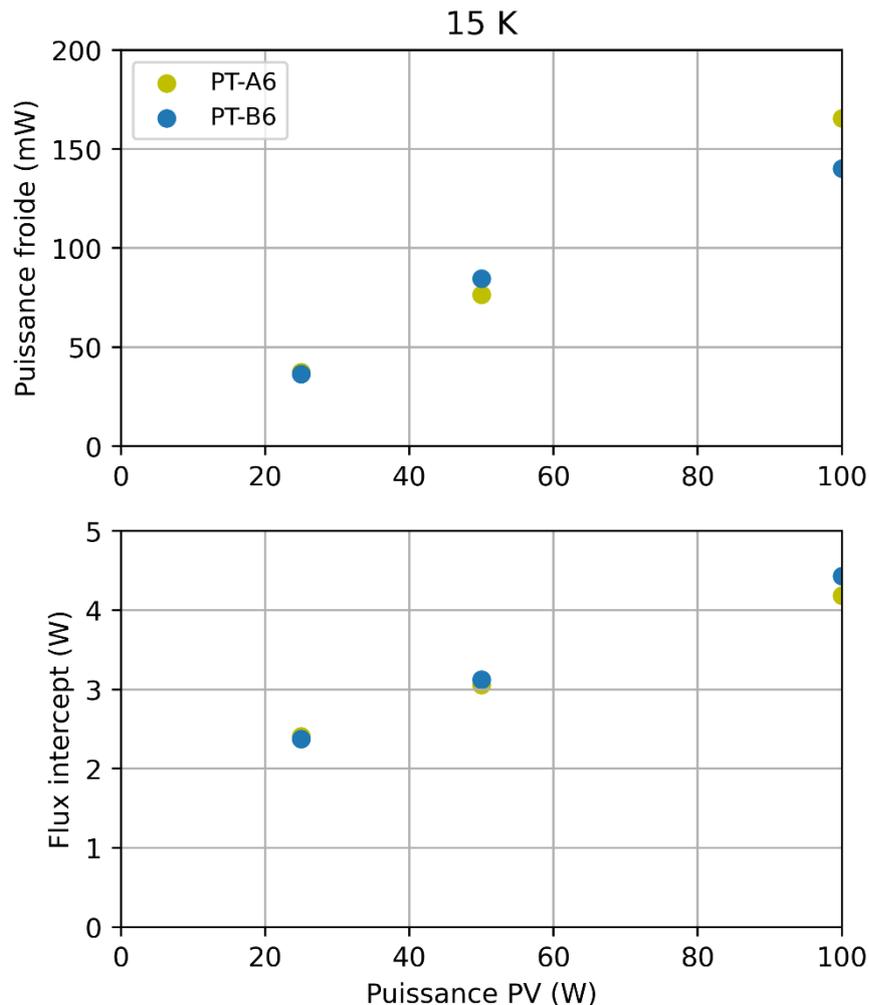


Figure 94 : Puissance froide et flux à l'intercepte des PT-A6 et PT-B6 à 15 K en fonction de la puissance mécanique

La comparaison en parallèle des performances des deux configurations est présentée sur la Figure 95. On y voit que le PT-A6 a une température limite plus froide que PT-B6 à tous les PV mesurés. En réduisant la section du régénérateur froid, on réduit les pertes parasites qui y arrivent, améliorant de ce fait la température limite. En revanche, on provoque plus de pertes de charge ce qui réduit la puissance brute de réfrigération. L'équilibre entre ces deux effets contradictoires est représenté par le croisement des courbes des deux pulse tubes dans le tracé de la puissance froide en fonction de la température froide. Ce comportement est vérifié sur la Figure 96 à 25 et à 50 W_{PV} mais pas à 100 W_{PV} où la courbe de puissance de PT-B6 n'est pas linéaire avec la température du bout froid.

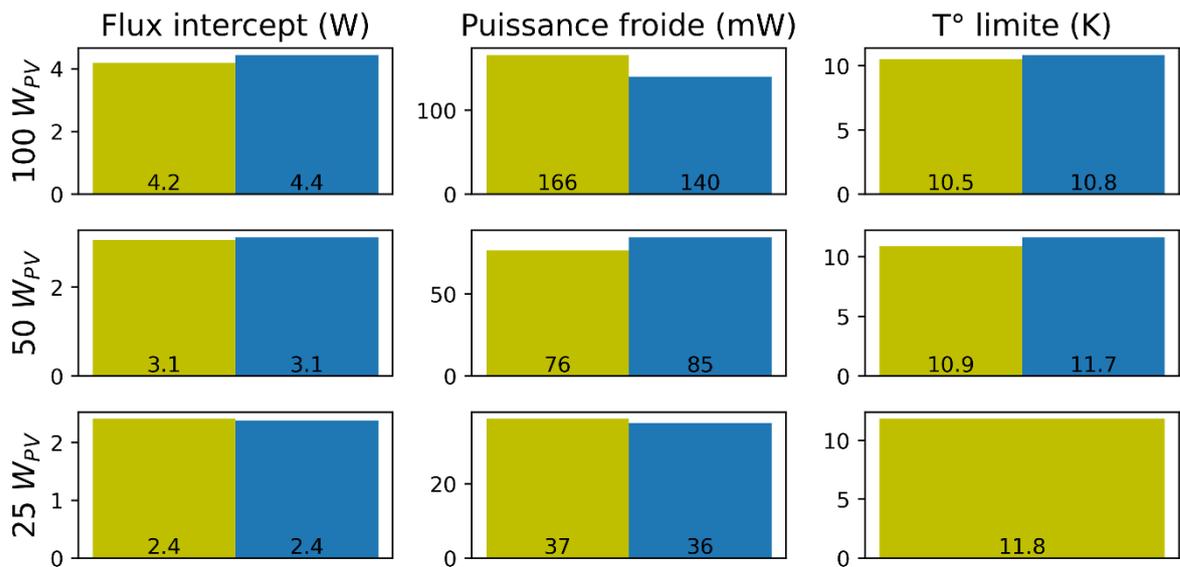


Figure 95 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-A6 et PT-B6 à 100 W_{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6.

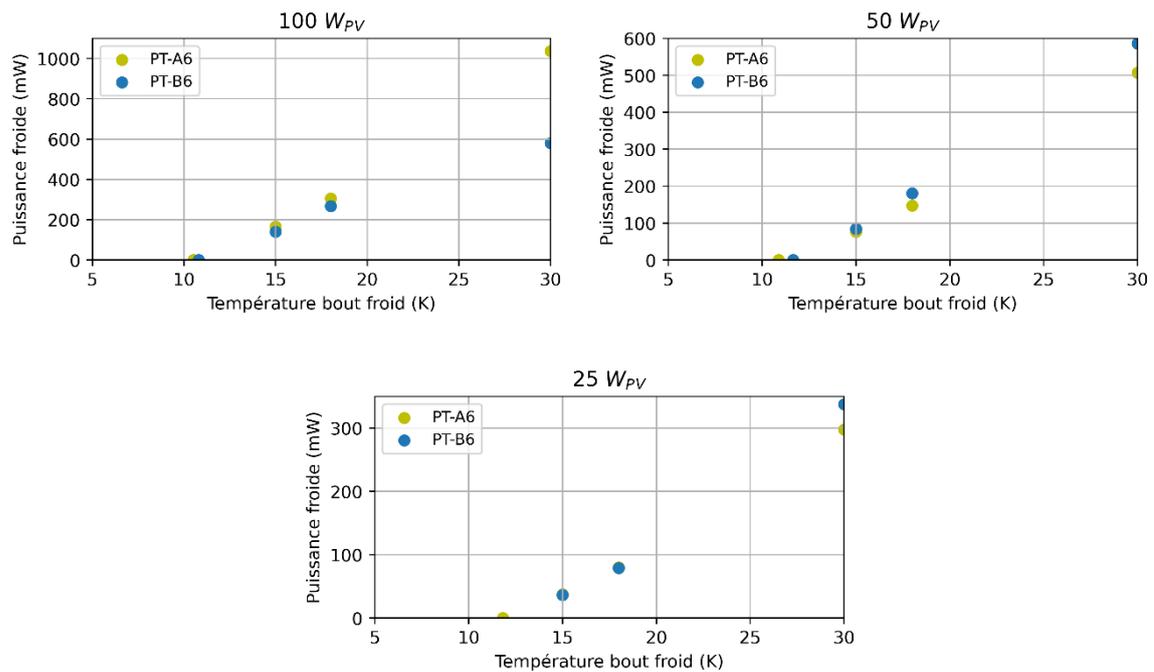


Figure 96 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid des PT-A6 et PT-B6 à 100 W_{PV} , 50 W et 25 W en fonction de la température du bout froid froide

A l'observation des ondes de pression sur la Figure 97, il apparaît que l'amplitude de ces dernières est systématiquement inférieure dans PT-B6. Cependant, les simulations ont montré qu'avec un régénérateur froid plus ouvert, l'amplitude du débit est augmentée. À 25 et 50 W_{PV} , les amplitudes de pression dans le tube, données par l'amplitude au déphaseur sur la Figure 97, sont assez proches entre les deux configurations. La puissance brute de réfrigération de PT-B6 est ainsi améliorée grâce à l'augmentation théorique du débit avec l'élargissement du régénérateur froid. Cependant, à 100 W_{PV} , un

écart plus significatif est observé entre les deux configurations, l'amplitude de l'onde de pression est nettement supérieure pour la configuration PT-A6. L'effet sur la puissance brute est ainsi favorable à cette configuration.

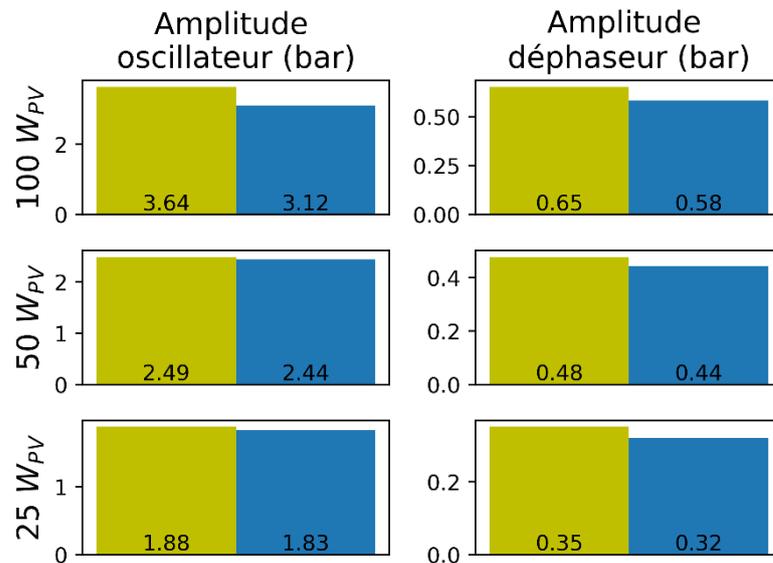


Figure 97 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur des PT-A6 et PT-B6 à 100 W_{PV}, 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.

D'une part, du fait de l'augmentation des débits dans le régénérateur chaud ainsi que de la vitesse débitante lors de la réduction de section du régénérateur froid, l'efficacité du régénérateur chaud est diminuée et le flux à extraire à l'intercepte est plus important. La différence entre les deux configurations augmente avec le PV à cause de l'augmentation des débits qui en résulte. D'autre part, l'ouverture du régénérateur froid augmente théoriquement son efficacité car plus de masse de grille participe à l'échange de chaleur avec le gaz. De ce fait, les performances devraient être améliorées. Ce comportement théorique n'a pas été vérifié expérimentalement car la puissance à 15 K / 100 W_{PV} est moins bonne dans la configuration PT-B6.

5.2.2.3 Effet du régénérateur chaud

Le premier rôle du régénérateur chaud est de refroidir le gaz avant l'intercepte. Son intérêt réside dans la diminution du flux à extraire à l'intercepte si son efficacité augmente. Les modifications de géométrie qu'implique l'optimisation du régénérateur impliquent des conséquences sur l'écoulement du gaz en modifiant les débits et les vitesses débitantes dans le régénérateur froid. Avec ces variations, la puissance brute de réfrigération est impactée alors que les pertes statiques restent inchangées. Un effet sur la puissance de réfrigération est alors visible. La Figure 98 montre une légère diminution du flux à l'intercepte quelle que soit la puissance PV pour PT-C8 qui a un régénérateur chaud plus ouvert que PT-B8. En contrepartie, les pertes hydrauliques générées dans le régénérateur froid par l'augmentation de la vitesse débitante réduisent la puissance de réfrigération au bout froid.

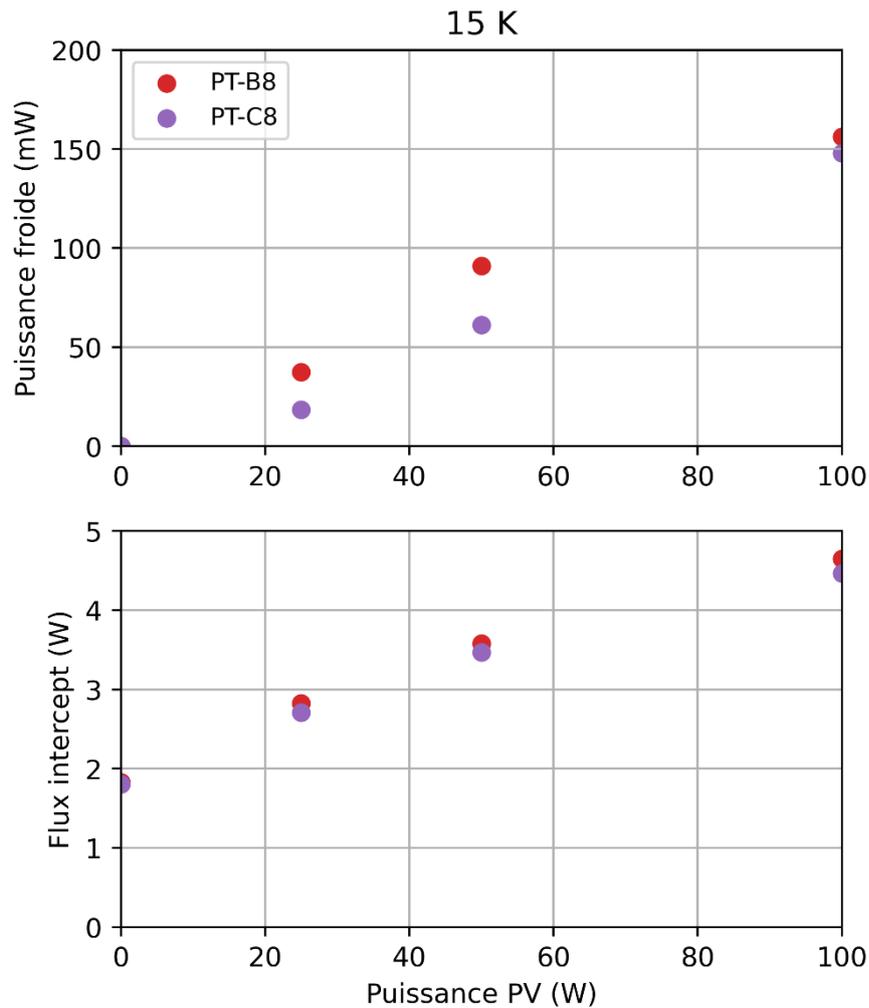


Figure 98 : Mesure expérimentale de la puissance froide et flux à l'intercepte des PT-B8 et PT-C8 à 15 K en fonction de la puissance mécanique

À la puissance nominale de $100 W_{PV}$, la différence de performance entre les deux configurations est négligeable. Seule la mesure de la température minimale désigne la configuration PT-B8 comme plus performante avec une température minimale atteinte de 9.2 K. La différence très faible entre les deux configurations à 100 W peut s'expliquer avec l'amplitude de l'onde de pression qui ne varie pas comme le montre la Figure 100. À plus bas PV, les Figure 98 et Figure 99 montrent un avantage plus net de la configuration PT-B8 du point de vue de la puissance froide qui est corrélée avec la réduction de l'onde de pression au bout froid. Quelle que soit la puissance PV, la température limite est systématiquement plus basse avec PT-B8 ce qui tend à la décrire comme la meilleure configuration.

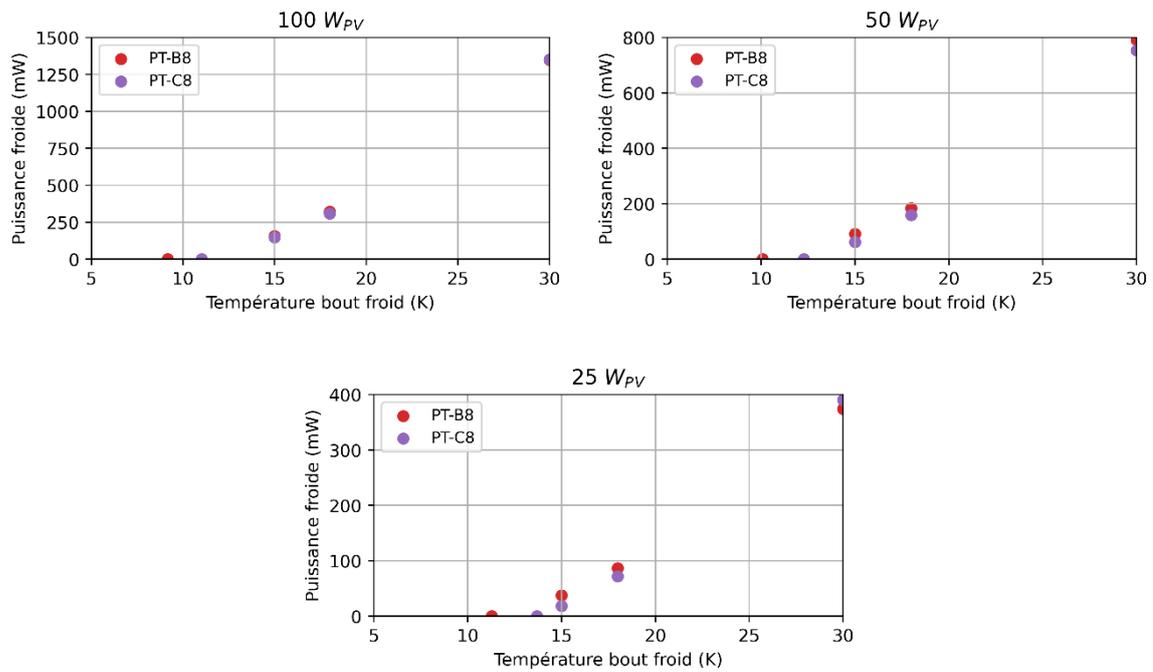


Figure 99 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte des PT-B6 et PT-C8 à 100 W_{PV}, 50 W et 25 W en fonction de la température froide

Néanmoins, la large gamme de puissances couverte par les Figure 98 et Figure 99 masque une tendance importante qui est mieux mise en valeur par le graphique en bar de la Figure 101. Cette figure montre une importante détérioration de la puissance froide de la configuration PT-C8 quand elle est alimentée à bas PV ce qui ne suit pas du tout la tendance de PT-B8. Ce comportement n'était pas attendu et pourrait s'expliquer par un défaut potentiel de montage ou de fabrication, ou par un bouchon qui aurait pu se former à basse température à cause de gaz autres que l'hélium piégés dans le pulse tube. Cette dernière hypothèse a été écartée en effectuant plusieurs cycles de rinçage pour évacuer les éventuels résidus de gaz qui ne seraient pas de l'hélium.

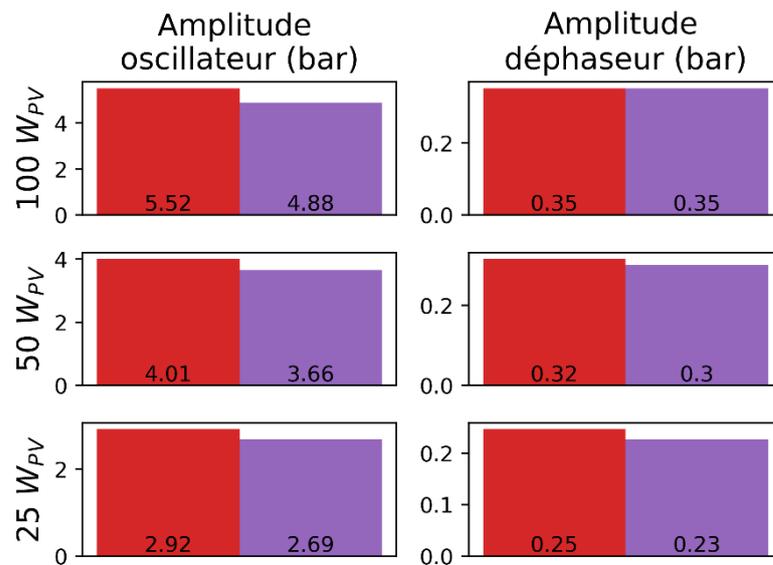


Figure 100 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur des **PT-B8** et **PT-C8** à 100 W_{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.

La Figure 101 montre des performances systématiquement meilleures pour le PT-B8. Si des difficultés expérimentales peuvent avoir faussé la mesure de la puissance de réfrigération, la température minimale donne une excellente indication sur les capacités d'un tube à gaz pulsé et la différence entre les deux configurations est flagrante. Le léger coût supérieur de réfrigération à l'intercepte est acceptable comparé au gain potentiel de puissance frigorifique au bout froid à bas PV.

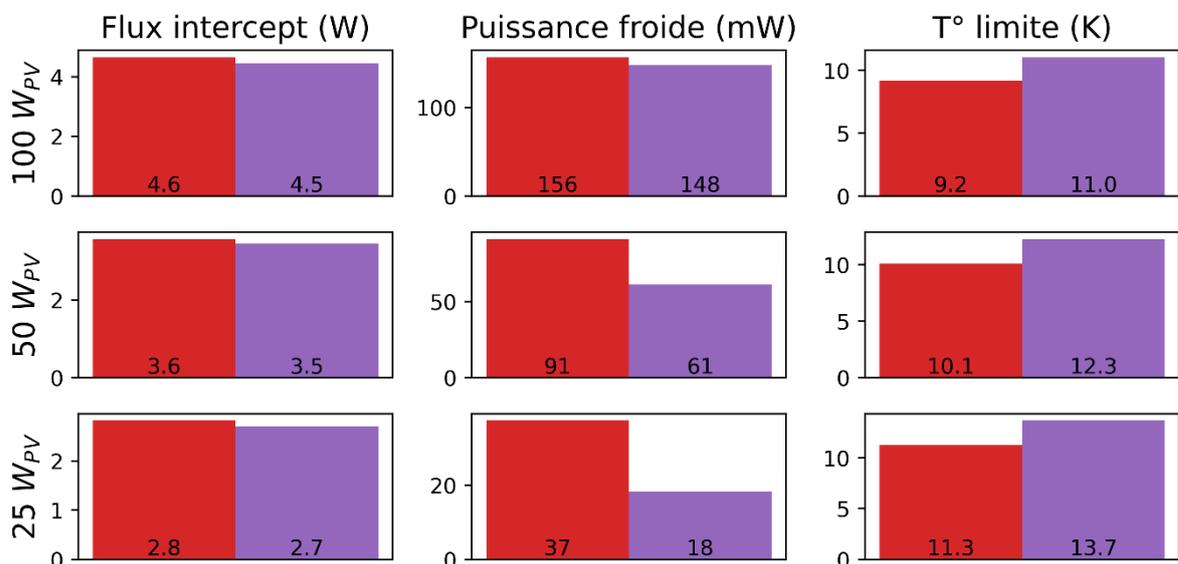


Figure 101 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des **PT-B8** et **PT-C8** à 100 W_{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.

5.3 Analyse globale des cinq configurations

5.3.1 Analyse générale et choix de la configuration finale

La Figure 102 montre que, même avant d'utiliser des terres rares, l'objectif de 150 mW à 15 K est atteint à 100 W_{PV} par les configurations PT-A6, PT-B8 et PT-C8. Les différences de puissance froide à 15 K ne sont pas significatives et les variations décrites par les simulations sont difficiles à distinguer expérimentalement au sein du bruit de mesure. Il semble tout de même qu'une tendance se dégage pour désigner des « règles » de dimensionnement de régénérateur.

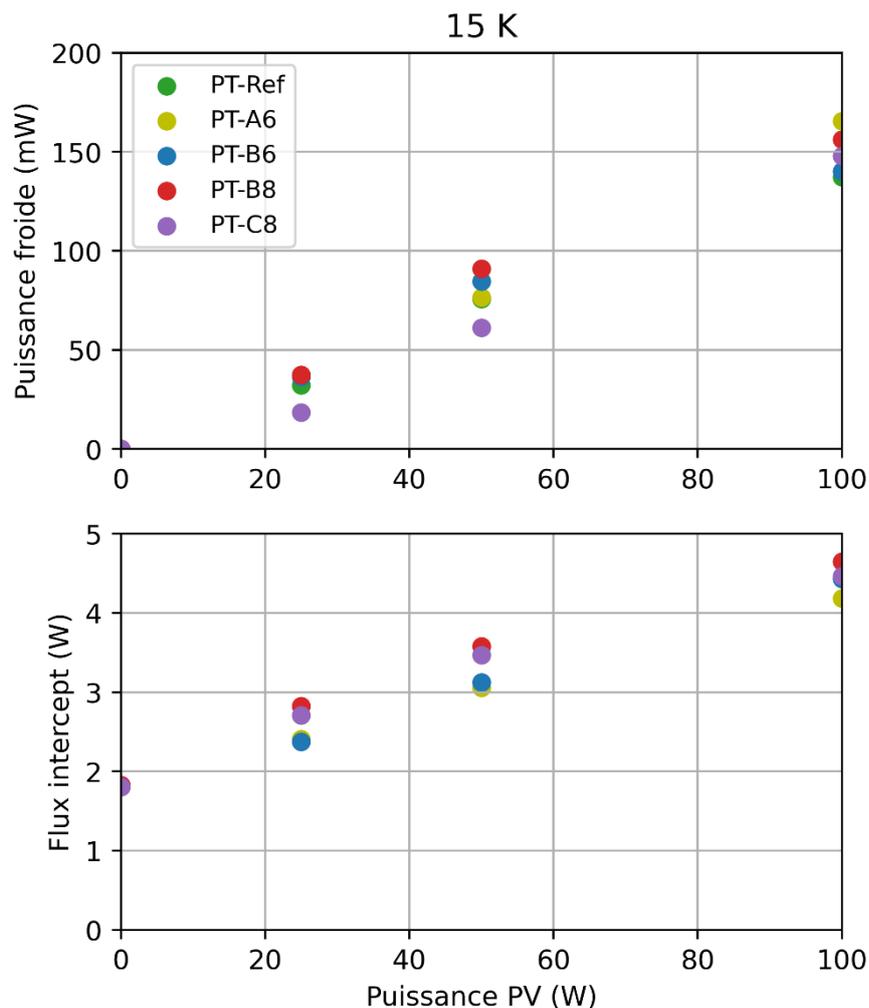


Figure 102 : Résultats expérimentaux de puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid à 15 K en fonction de la puissance mécanique

D'une manière générale, les cinq configurations sont assez proches en termes de puissance de réfrigération. Les performances du PT-Ref ont été ajoutées à celles des autres pulse tubes sur la Figure 102 pour montrer la forte similarité des performances. Nous rappelons que ce pulse tube a fait l'objet de nombreuses optimisations par le passé. Les variations de dimensions autour de cet optimal donnent peu de variation de performances, ce qui a été montré par les simulations à 100 W_{PV} : autour de l'optimal, la puissance froide en fonction de la section des régénérateurs varie très peu.

Un effet également faible a été constaté sur le flux à l'intercepte. Ce dernier est plus impacté par la variation de section du tube à pulsation que par celle des régénérateurs. L'ouverture du régénérateur froid en passant de PT-A6 à PT-B6, qui implique plus de débit dans le régénérateur chaud et une vitesse plus élevée, implique une augmentation du flux à l'intercepte. Cette augmentation est plus flagrante à haut PV car les débits en jeu sont plus importants. En revanche, l'ouverture du régénérateur chaud en passant de PT-B8 à PT-C8 ne montre pas de fort impact sur le flux à l'intercepte, ce qui est en accord avec les conclusions tirées des simulations. Les pertes parasites semblent avoir une évolution négligeable entre ces deux configurations et seule l'efficacité thermique du régénérateur supposée meilleure pour PT-C8 (plus de masse de grilles) permet d'expliquer un flux à l'intercepte légèrement plus faible.

Lorsque l'on trace l'évolution de la puissance de réfrigération en fonction de la température du bout froid, on s'attend à des courbes linéaires qui coupent l'axe des abscisses à la température limite de la configuration. Nous pouvons observer sur la Figure 103 qu'une évolution quasi linéaire existe bien à 25 W_{PV} pour toutes les configurations.

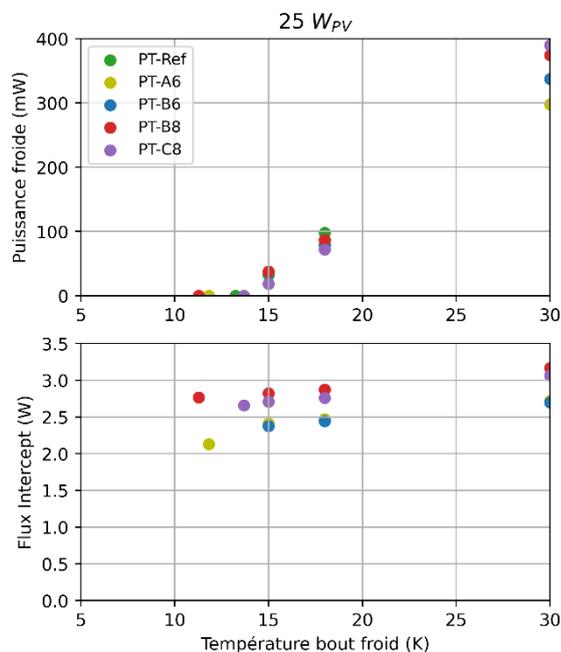


Figure 103 : : Puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid 25 W_{PV} en fonction de la température du bout froid

En revanche, seules les configurations avec un tube de 6 mm ont une évolution linéaire de la puissance de réfrigération à 50 et 100 W_{PV} (Figure 104). Un défaut d'optimisation à 15 K pourrait expliquer les creux de puissance des configurations avec un tube de 8 mm observé sur la Figure 104. Cette hypothèse est renforcée par l'observation des flux à l'intercepte pour ces deux configurations qui montrent que le flux à l'intercepte diminue de la température limite à 15 K avant d'augmenter à nouveau pour les températures plus élevées.

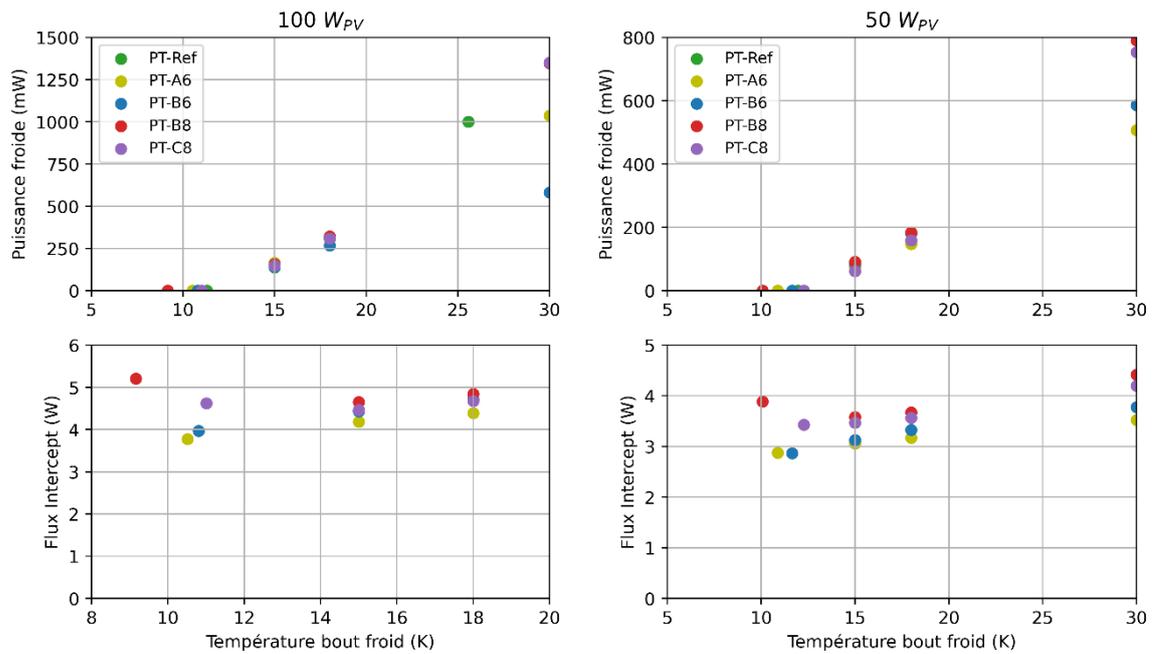


Figure 104 : Puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid à 100 W_{PV} et 50 W en fonction de la température du bout froid

Lors des mesures de la température limite, l'optimisation de l'amplitude du piston déphaseur, constante à chaque température du bout froid pour les configurations $\varnothing 6$ augmente par rapport aux mesures à 15 K pour les configurations $\varnothing 8$ (l'alimentation augmente de deux volts). Cette amplitude supérieure du piston implique des débits plus importants donc plus de puissance brute mais aussi plus de flux à l'intercepte.

Nous ne nous expliquons pas cette variation d'amplitude optimale à $\varnothing 8$. Une explication potentielle serait l'incapacité de l'oscillateur de déphasage à fournir plus de débit au-dessus de 15 K. Cette hypothèse est peu probable car ce dernier fonctionne loin de son courant et de sa tension maximale.

L'optimisation de la phase et de l'amplitude du déphaseur actif est un processus itératif fastidieux qui laisse place à un facteur d'erreur humaine potentielle. Comme présenté au paragraphe 3.3.3, des incertitudes de mesure et de montage existent mais n'ont pas été caractérisées, elles sont estimées de l'ordre d'une dizaine de mW. Les différences de performances entre les configurations testées ici sont également de l'ordre d'une à deux dizaines de mW, si bien qu'il est difficile de distinguer des tendances fortes au sein des erreurs de mesure. La tendance observable sur la Figure 105 semble montrer un léger avantage à des régénérateurs légèrement plus petits que la référence.

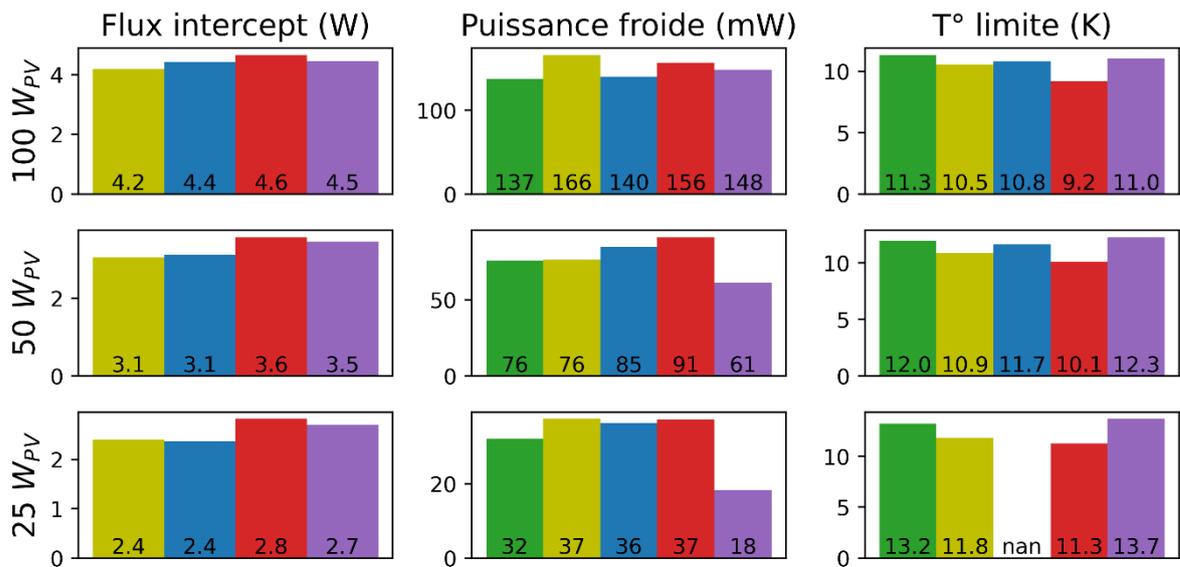


Figure 105 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8 à 100 W_{PV}, 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6.

Les tendances générales ont été décrites par les simulations qui montrent qu'avec la diminution de la puissance PV, des régénérateurs de petite section sont préférables tandis que de larges régénérateurs sont adaptés aux PV plus grands. Autour de la géométrie optimale, peu de variations sont observées par les simulations. Pour un fonctionnement à PV moins élevé, une importante réduction du régénérateur chaud réduit les volumes et ainsi les débits de remplissage. En revanche, pour conserver une bonne efficacité du régénérateur froid, ce dernier ne doit pas être trop réduit par rapport à la configuration de référence. Ces tendances n'ont pas pu être retrouvées expérimentalement.

Pour tirer des conclusions plus fermes sur les effets du dimensionnement des régénérateurs, basées sur des résultats expérimentaux, des configurations encore plus différentes de la configuration de référence auraient été nécessaires. Ici, le travail de recherche avait pour objectif principal de développer un tube à gaz pulsé pour un fonctionnement optimal avec un oscillateur commercial. Le travail proche d'un optimal déjà à peu près localisé était impératif dans ce cadre. L'analyse phénoménologique à partir de ces résultats constituait le travail de thèse proprement dit mais l'observation de tendances fortes n'a pas pu se faire à partir des variations aussi faibles que celles effectuées par cette étude.

La température limite la plus basse, assez prédictive de la performance d'un pulse tube car elle supprime la source d'erreurs qu'est la mesure de la puissance, est atteinte par la configuration PT-B8. C'est aussi la configuration qui génère le plus de flux à l'intercepte (nous n'avons pas cette information pour PT-Ref en revanche). Le pulse tube envisagé au premier étage pour la suite du projet est capable de fournir jusqu'à 7 W à 100 K, le flux à l'intercepte ne sera donc pas limitant, c'est pourquoi cette configuration a été sélectionnée comme tube à gaz pulsé final pour réaliser les dernières expériences avec des matériaux à forte capacité thermique avant le transfert vers l'industrie.

5.3.2 Volumes balayés et ondes de pressions

Il convient de rappeler que pour le PT-Ref, les oscillateurs utilisés sont de grande capacité en termes de puissances PV et de volumes balayés. Le pulse tube sélectionné devra cependant être exploitable par les oscillateurs commerciaux fournis par Thalès Cryogenics. Le modèle envisagé sera limité à un volume balayé de 7.1 cm³. La limitation en volume balayé n'est pas l'unique contrainte. En effet, ces oscillateurs peuvent supporter un courant d'alimentation maximum de 7 A_{rms}, constituant une seconde limitation à l'obtention de puissances PV importantes. Le courant d'alimentation étant variable en fonction des paramètres acoustiques de l'ensemble oscillateur/doigt froid, seule l'information sur le volume balayé peut être extraite des expériences précédentes.

Deux méthodes peuvent être utilisées pour mesurer le volume balayé. La mesure directe du déplacement des pistons à l'aide du LVDT donne l'information la plus précise. L'autre méthode consiste à exploiter l'amplitude des ondes de pression pour calculer le volume balayé à partir de la puissance PV injectée (en supposant que les uniques pertes sont par effet Joule : $\dot{W}_{PV} = \dot{W}_{elec} - RI^2$).

D'un côté, le volume balayé est égal au produit du déplacement des pistons dans l'oscillateur par la section de ces derniers. Il est également égal à l'intégrale sur une demi-période du débit volumique en sortie de l'oscillateur :

$$V_{bal} = xS = \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} Q(t) dt = \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \widehat{Q}_{osc} \sin(\omega t) dt = -\frac{\widehat{Q}_{osc}}{\omega} [\cos(\omega t)]_0^{\frac{\pi}{\omega}} = \frac{2\widehat{Q}_{osc}}{\omega} = \frac{\widehat{Q}_{osc}}{\pi f} \quad 5.1$$

D'un autre côté, l'équation 2.4 donne la puissance mécanique du gaz telle que :

$$\dot{W}_{PV} = \frac{1}{2} \widehat{P}_{osc} \widehat{Q}_{osc} \cos(\varphi) \quad 5.2$$

En sortie de l'oscillateur, la pression et le débit sont en phase ($\cos(\varphi) = 1$), on a donc simplement :

$$\dot{W}_{PV} = \frac{1}{2} \widehat{P}_{osc} \widehat{Q}_{osc} \quad 5.3$$

En fusionnant les équations du volume balayé et de la puissance mécanique, on obtient :

$$V_{bal} = \frac{2\dot{W}_{PV}}{\widehat{P}_{osc}\pi f} \quad 5.4$$

D'après cette relation, la mesure d'une grande amplitude de pression à PV constant en entrée du doigt froid implique un faible volume balayé par l'oscillateur. L'observation des ondes de pression sur la Figure 106 montre que la réduction des sections des régénérateurs, aussi bien le chaud que le froid, réduit le volume balayé par les pistons car l'amplitude de pression à l'oscillateur est augmentée.

D'un côté, un petit régénérateur, opposant plus de résistance à l'écoulement du gaz génère une accumulation de gaz lors du changement de direction de ce dernier, ce qui se traduit par une onde de pression de plus grande amplitude. D'un autre côté, on remarque que l'amplitude de l'onde de pression à l'oscillateur pour les configurations Ø8 est nettement supérieure aux configurations Ø6. L'augmentation de la section du tube à pulsation montre alors un effet bénéfique sur le volume balayé.

De manière générale, la limite de volume balayé de 7.1 cm^3 , imposée par les oscillateurs commerciaux envisagés pour l'industrialisation du projet, n'est pas atteinte car la mesure directe du déplacement des pistons pour les configurations $\text{Ø}6$ donne 3 cm^3 environ à $100 \text{ W}_{\text{PV}}$ pour les deux doigts froids. Le capteur LVDT a par la suite présenté des défauts rendant impossible la mesure du déplacement pour les configurations $\text{Ø}8$. Malgré tout, si la théorie est respectée, ils devraient avoir un volume balayé inférieur, les rendant exploitables par les oscillateurs commerciaux.

Le volume balayé du pulse tube de référence PT-Ref avait été mesuré préalablement à cette étude. Son volume balayé est de l'ordre de 4 cm^3 . On s'attend également à ce que les configurations PT-B8 et PT-C8 aient un volume balayé plus faible que PT-Ref.

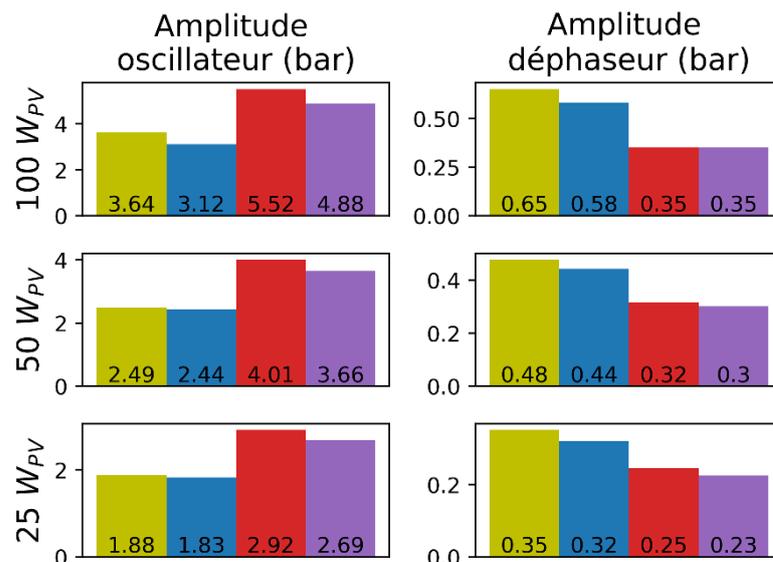


Figure 106 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur de toutes les configurations à $100 \text{ W}_{\text{PV}}$, 50 W et 25 W . Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.

En étant loin de la limite mécanique imposée par le compresseur, l'élément limitant sera le courant d'alimentation maximum supportable par l'oscillateur commercial. Ce courant d'alimentation sera proportionnel à la puissance électrique d'alimentation. Là aussi, les configurations PT-B8 et PT-C8 montrent un avantage par rapport aux configurations PT-A6 et PT-B6. Le Tableau 10 montre que les petits régénérateurs ont un impact bénéfique sur la puissance électrique, tout comme un tube à pulsation de grand diamètre.

Tableau 10 : Puissance électrique fournie à l'oscillateur pour une puissance mécanique de 100 W_{PV}, 50 W et 25 W

Configuration	Puissance électrique à 100 W_{PV}	Puissance électrique à 50 W_{PV}	Puissance électrique à 25 W_{PV}
PT-A6	118 W	55 W	27 W
PT-B6	118 W	60 W	30 W
PT-B8	115 W	57 W	28 W
PT-C8	111 W	55 W	27 W

5.4 Conclusion

Le dimensionnement des régénérateurs, et plus généralement des tubes à gaz pulsé est une tâche qui peut être orientée à l'aide de simulations, mais la définition précise de la géométrie ne peut être réalisée qu'à partir d'expériences. Certains phénomènes peuvent être décrits analytiquement mais il existe d'autres phénomènes complexes qui rendent l'expérience indispensable. Surtout, le compromis entre plusieurs types de pertes complique la prédiction précise des optimums. Pour prévoir l'évolution générale des performances, la modification d'un seul diamètre à la fois est nécessaire afin d'analyser son impact. En effet, nous avons vu que la modification des sections des régénérateurs et du tube à pulsation a un impact sur de nombreux phénomènes auxquels il serait difficile d'attribuer une cause en modifiant plusieurs paramètres simultanément.

Une analyse basée sur les débits et les ondes de pression a été proposée dans ce chapitre : les simulations ont d'abord montré un faible impact de la section des deux régénérateurs sur l'amplitude de l'onde de pression dans le tube à pulsation. Ce paramètre intervient directement sur la puissance brute de réfrigération au même titre que l'onde de débit. La phase de cette dernière varie très peu avec la section des régénérateurs mais l'amplitude est fortement impactée en raison du débit de remplissage des volumes morts. A PV constant, une petite section augmente la vitesse débitante moyenne, ce qui augmente proportionnellement les pertes de charge tandis qu'une grande section augmente les volumes morts qui nécessitent un plus grand débit de remplissage, ce qui augmente aussi les pertes de charge.

La tendance dégagée désigne des petites sections comme offrant de meilleures performances à très bas PV tandis qu'à haut PV, il est préférable d'exploiter plus de masse de grilles dans le régénérateur en augmentant sa section. Les modélisations réalisées permettent de définir une dépendance quasi linéaire de la section optimale, à longueur constante, avec la puissance PV.

Les tendances théoriques sont difficiles à retrouver expérimentalement sans variations radicales des dimensions. Les expériences réalisées atteignent toutes des performances assez proches. La tendance montre que pour un fonctionnement à $100 W_{PV}$, une configuration proche de la configuration de référence donne les meilleures performances. Le travail expérimental que nous avons entrepris nous conduit, contrairement à notre première intuition à privilégier des dimensions du même ordre de grandeur que celles du pulse tube de référence.

La modification indépendante des régénérateurs chaud et froid montre leur rôle dans le système. Si le rôle principal du régénérateur chaud est de « soulager » l'intercepte, son impact sur les débits et les ondes de pression dans le système lui donne également un impact sur la puissance froide. Les expériences ont montré que l'élargissement du régénérateur chaud était néfaste à la puissance froide mais bénéfique pour réduire le flux à l'intercepte. Les conclusions sur le régénérateur froid sont quant à elles plus difficiles à tirer. Expérimentalement, les variations de la puissance de réfrigération sont faibles et, étant données les difficultés de mesure, il est difficile d'identifier des tendances fortes qui dépassent de l'incertitude expérimentale. En effet, les expériences montrent des performances assez similaires entre les configurations PT-B8 et PT-C8 à $100 W_{PV}$.

Au-delà des analyses physiques, ces expériences préliminaires ont montré des performances systématiquement supérieures aux objectifs définis par le refroidissement d'une JT-2K. Avec un objectif initial de 150 mW à 15 K , chaque configuration testée peut permettre le bon fonctionnement d'une JT-2K sans ajout de terres rares. La configuration PT-B8 avec sa température limite la plus basse et ses performances les plus prometteuses a été sélectionnée à l'issue des expériences pour poursuivre les optimisations en y ajoutant malgré tout des matériaux à forte capacité thermique. Cette configuration optimale permettra d'utiliser un système de déphasage passif, moins performant, mais beaucoup plus compact et économique dans le cadre d'un projet industriel.

6.Aboutissement et perspectives

6.1 Aboutissement

6.1.1 Matériaux à haute capacité dans le régénérateur

Pour rappel, le pulse tube PT-B8 a été sélectionné à l'issue des essais sur le diamètre du tube à pulsation et sur le diamètre des régénérateurs. Les configurations testées alors étaient composées chacune avec 100 % de grilles en acier inoxydable. Sous des températures avoisinant les 30 K, le c_p de l'acier inoxydable devient inférieur au c_p de l'hélium et l'échange thermique entre le gaz et les grilles perd fortement en efficacité. Pour pallier cet effet négatif, l'utilisation de matériaux « exotiques » que sont certaines Terres Rares est courante dans la fabrication de tubes à gaz pulsé basses températures.

L'usage de ces terres rares n'est pas justifié dans le régénérateur chaud où la température ne descend pas sous les 80 K alors que l'utilisation de matériaux haut c_p n'est justifiée que sous environ 30 K. En revanche, dans le régénérateur froid, un important gain de performances peut être obtenu grâce à ces matériaux. Il est assez réaliste de supposer que le gradient de température dans le régénérateur est linéaire. En considérant des températures allant de 80 K à l'intercepte à 15 K au bout froid, la température de 30 K dans le régénérateur apparaît environ à 20 % de la longueur du régénérateur froid en partant du bout froid. Il apparaît alors utile d'utiliser des grilles en terres rares uniquement sur la partie la plus froide du régénérateur.

Une étude sur l'utilisation des terres rares avait été réalisée préalablement par Dherbecourt et Martin en 2020 [45]. La quantité de matériaux utilisée pour notre configuration est basée sur l'optimal trouvé par cette étude précédente et la hauteur de remplissage dans le régénérateur froid est de 30 % de sa longueur en grilles avec matériaux pour un éventuel fonctionnement à des températures inférieurs à 15 K. Comme conclu au chapitre 5, le doigt froid utilisé est le doigt PT-B8 dans lequel nous avons remplacé une partie des grilles en acier par 30 % de la longueur en grilles matériaux. La Figure 107 montre une amélioration substantielle de la température limite et un comportement plus prévisible de la puissance froide en fonction de la température du bout froid.

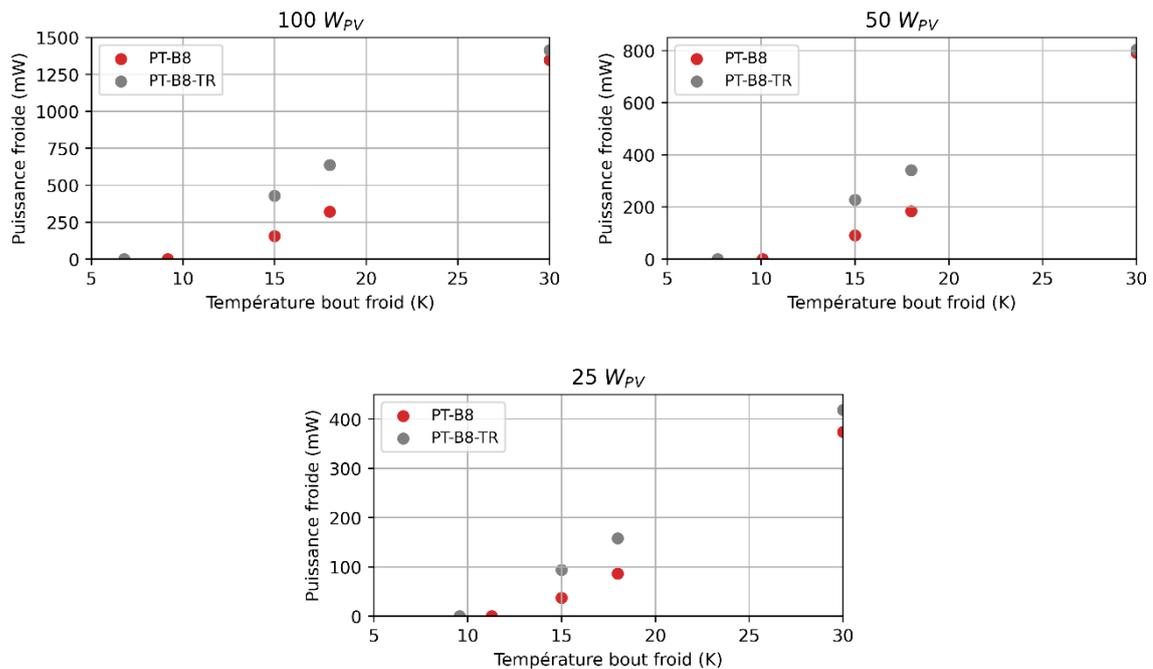


Figure 107 : Performances des PT-B8 et PT-B8-TR en fonction de la température du bout froid à 100 W_{PV}, 50 W et 25 W

Dans la configuration exploitant des terres rares, la courbe « Puissance froide vs température du bout froid » a une évolution quasi-linéaire alors que la configuration tout en acier s'écrase à 15 K et 18 K.

Le relevé des performances montre un facteur d'amélioration à 15 K de 2.7 à 100 W_{PV} et de 2.5 aux puissances inférieures par rapport à la configuration en tout-acier. La Figure 108 compare les deux configurations en fonction de la puissance PV à 15 K. Il apparaît sur cette figure que l'amélioration de la puissance froide est réalisée sans coût supplémentaire de refroidissement à l'intercepte. La pertinence de l'utilisation de terres rare en fonction de la température de fonctionnement est également mise en valeur par les résultats à 30 K illustrés sur la Figure 108. Ces derniers ne montrent qu'une très faible amélioration des performances à 30 K comparée aux résultats à 15 K et 18 K.

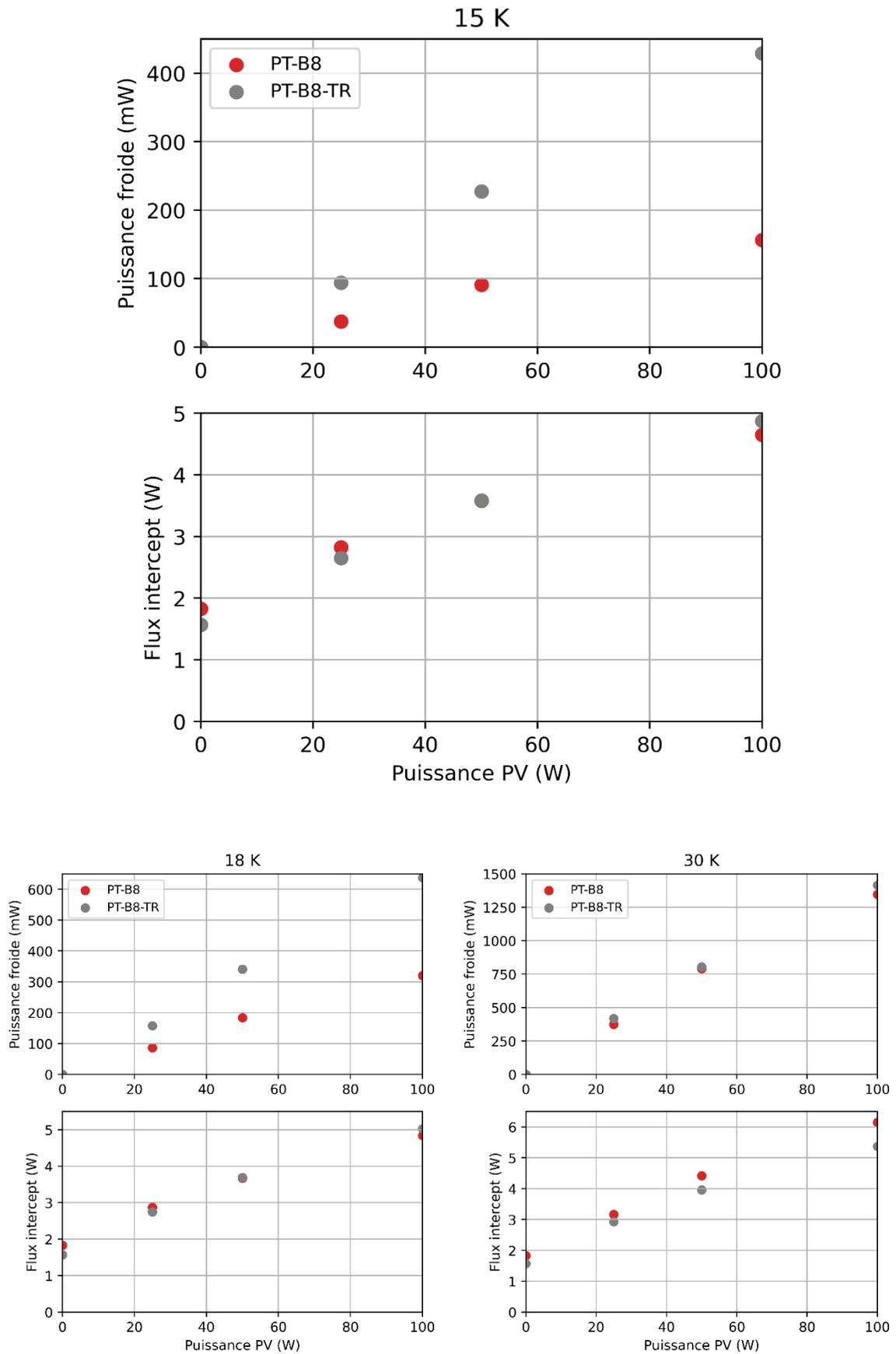


Figure 108 : Performances des PT-B8 et PT-B8-TR en fonction de la puissance mécanique à 15 K, 18 K et 30 K

Pour finir, l'utilisation de terres rares a permis d'améliorer grandement les performances du PT-B8. Avec une puissance de réfrigération désormais de 430 mW à 15 K pour une alimentation de 100 W_{PV}, cette machine supportera largement les besoins de refroidissement de l'ensemble Cryostat/JT 2K. De plus, dans l'hypothèse où l'on souhaiterait réduire la puissance PV pour exploiter des oscillateurs encore plus petits que ceux déjà envisagés (Thalès 9310) la puissance froide à 50 W_{PV} est de 230 mW, cela est donc suffisant pour l'application visée.

De plus, avec la réduction potentielle de la puissance PV pour fournir 150 mW de refroidissement à 15 K permettra de réduire fortement le flux à l'intercepte. Environ 2 W à l'intercepte peuvent être gagnés en diminuant le PV de 100 W à 25 W (puissance PV à laquelle on atteint 150 mW avec la configuration PT-B8) d'après des estimations réalisées à partir de la Figure 105.

6.1.2 Essais avec un oscillateur commercial

Les résultats prometteurs montrés dans un premier temps par la configuration PT-B8 tout en acier inoxydable puis par la version PT-B8-TR ont été obtenus avec un oscillateur d'essai de grande capacité. Le pulse tube final qui sera transféré vers l'industrie devra fonctionner avec un oscillateur commercial de plus faible capacité. L'oscillateur envisagé est développé et distribué par Thales Cryogenics, il s'agit du modèle 9310. L'étude qui permet de démontrer la capacité de l'oscillateur 9310 à alimenter nos pulse tubes est réalisée avec la configuration PT-A6.

Nous avons montré précédemment que le compresseur n'atteignait pas la limite de volume balayé indiqué par le fournisseur à 100 W_{PV}. En revanche, ces oscillateurs pourraient trouver leur limite dans le courant maximum d'alimentation qu'ils sont capables de supporter.

La Figure 109 montre une légère dégradation des performances avec l'utilisation de l'oscillateur commercial 9310. Cela s'explique par les pertes intrinsèques plus importantes qui ont lieu dans ce dernier. Outre les pertes par effet Joule, qui sont retranchées à la puissance électrique d'alimentation pour estimer le PV, il existe dans les oscillateurs d'autres sources de pertes notamment magnétiques, qui sont difficiles à estimer. Ainsi, les expériences montrent de moins bons résultats car la puissance mécanique réellement délivrée par l'oscillateur 9310 est certainement inférieure à celle calculée par $\dot{W} - RI^2$. Pour un usage industriel, la connaissance de la puissance PV n'est pas utile. La seule limite sera le courant max de 7 A.

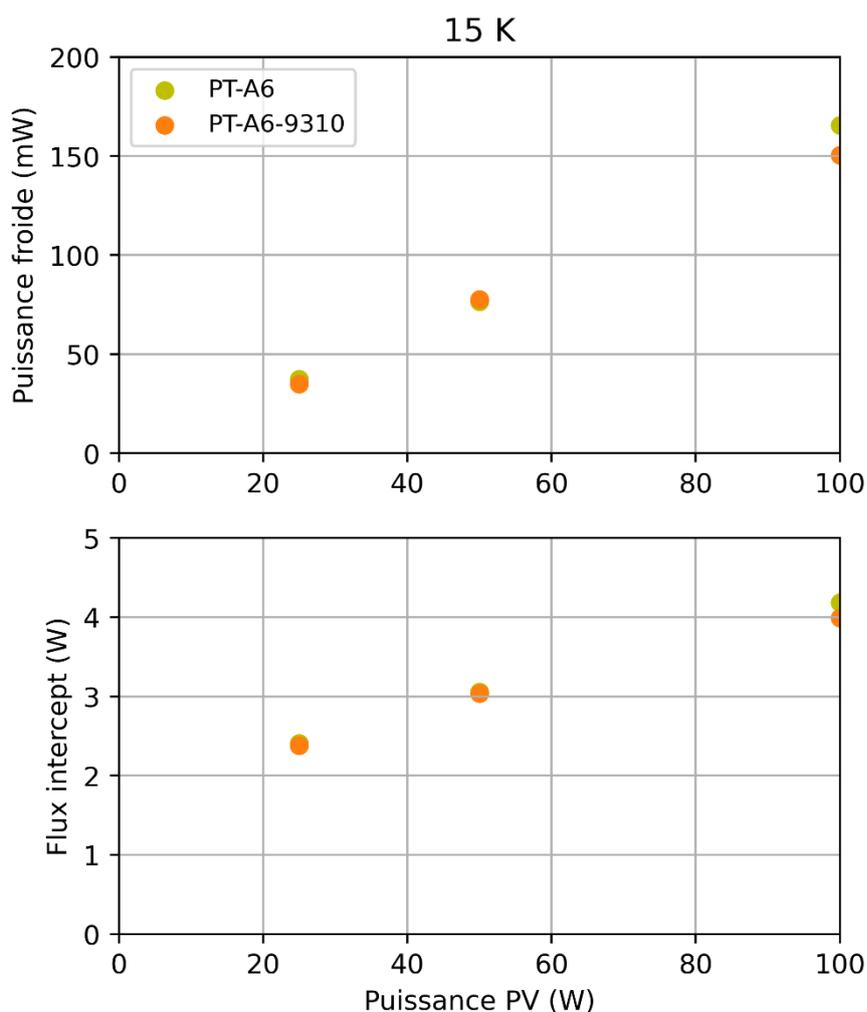


Figure 109 : Performance du PT-A6 en fonction de la puissance PV avec l'oscillateur d'essais, et l'oscillateur commercial 9310. Déphasage actif optimisé pour les deux configurations.

Au-delà des considérations sur la puissance mécanique effective, le Tableau 11 montre qu'à 100 W, le courant maximal de 7 A n'est pas atteint avec une marge de 0.7 A. Cela permet d'envisager sérieusement cet oscillateur pour le transfert industriel. On remarque néanmoins que ce dernier implique des pertes par effet Joule importantes comme en témoigne l'importante augmentation de la puissance électrique pour un même PV. Le système de bobinage est en effet plus médiocre avec une résistance de 1.7 Ω au lieu de 0.65 Ω pour le compresseur utilisé pendant cette thèse.

Tableau 11 : Comparaison des puissances et du courant électrique d'un PT-A6 avec l'oscillateur d'essai et l'oscillateur commercial 9310

Configuration	100 W _{PV}	50 W _{PV}	25 W _{PV}
PT-A6	118 W - 5.2 A	55 W - 2.6 A	27 W - 1.7 A
PT-A6-9310	166 W - 6.3 A	71 W - 3.5 A	40 W - 3 A

6.2 Perspectives

La configuration sélectionnée est une configuration interceptée avec un régénérateur chaud dont la section est de 55 % de celle du pulse tube de référence et dont la section du régénérateur froid est de 78 %. Le tube à pulsation est le même que la configuration de référence et les longueurs de tube à pulsation et régénérateurs sont identiques également au pulse tube de référence. Le refroidissement à l'intercepte est assuré par un MPTC alimenté à $180 W_{PV}$ et déphasé par un système passif inertance/volume tampon. Le déphasage du doigt froid principal est quant à lui assuré par un oscillateur secondaire. Les expériences ont été réalisées avec une température de réjection (température régulée de la bride chaude) de 15 °C .

Les deux pulse tubes étaient alimentés par un oscillateur de technologie spatiale pour la phase de développement mais seront par la suite alimentés avec un oscillateur commercial 9310 dont les capacités ont été discutées au paragraphe 6.1.2. Ils fonctionneront également à une température de réjection plus chaude en raison d'une éventuelle non-disponibilité d'un refroidisseur externe de type Lauda s'ils sont incorporés dans des racks par exemple. Une température de réjection de 40 °C est envisagée pour le cryostat final. De plus, pour améliorer la compacité du système et réduire ses coûts, le déphasage du doigt froid principal sera également passif.

6.2.1 Utilisation d'un LPTC à la place d'un MPTC

Les flux mesurés à l'intercepte lors des expériences précédentes montrent la capacité d'un MPTC à refroidir un pulse tube intercepté. Cependant, le refroidissement du doigt froid principal ne sera pas son unique rôle, il servira également à fournir le pré-refroidissement au premier étage du refroidisseur Joule-Thomson ainsi qu'au refroidissement des écrans thermiques « chauds » du cryostat final.

Le remplacement du MPTC par son homologue plus puissant, le LPTC, est prévu pour le transfert vers l'industrie. Ce dernier a été caractérisé avec un oscillateur 9310 à $100 W_{PV}$ et ses performances sont décrites par la Figure 110. Des performances à peu près équivalentes avaient été obtenues avec un MPTC alimenté à $180 W_{PV}$ à l'aide d'un oscillateur de technologie spatiale. Cette configuration n'était pas envisageable pour le transfert vers l'industrie, d'où le projet de remplacement du MPTC par un LPTC.

Cette campagne de caractérisation réalisée au DSBT incite à prévoir un fonctionnement du premier étage à 100 K au lieu de 80 K . Avec un fonctionnement à cette température, le doigt froid principal PT-B8-TR voit sa puissance froide à 15 K diminuer de 430 mW à 370 mW . En contrepartie, le flux à l'intercepte diminue de 4.9 W à 4.2 W . Avec une capacité de 7 W à 100 K , le LPTC pourra fournir le refroidissement nécessaire à l'intercepte tout en conservant 2.8 W de marge pour le refroidissement de la JT et du cryostat.

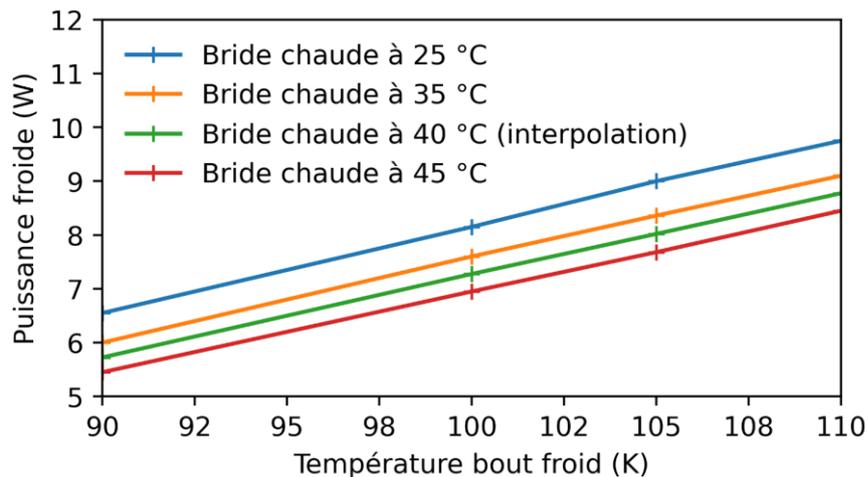


Figure 110 : Performances d'un LPTC alimenté par un oscillateur 9310 à différentes températures de réjection

Avec l'augmentation de la température de réjection à 40 °C et celle de l'intercepte à 100 K, les performances du doigt froid intercepté seront impactées à la baisse. Sous ces conditions, les performances mesurées sont de 340 mW à 15 K avec un flux à l'intercepte de 4.4 W. Avec la bride à 15 °C et l'intercepte à 80 K, nous avons 430 mW à 15 K et 4.9 W à l'intercepte. La modification des conditions de température a retiré 90 mW de puissance de refroidissement mais l'élévation de la température de l'intercepte réduit la charge à soutenir par le LPTC. Malgré ces dégradations des performances, la configuration PT-B8-TR avec un déphaseur actif reste au-dessus de la gamme de puissance nécessaire au fonctionnement du refroidisseur Joule-Thomson et du cryostat Cryocompac.

6.2.2 Déphasage passif

Nous écrivions en introduction de ce chapitre que le déphasage du pulse tube final serait passif. Ce choix est motivé par l'objectif de diminuer la complexité, l'encombrement et le coût de production du pulse tube. Pour ce faire, le système inertance/volume tampon historiquement utilisé au DSBT sera employé. Avec ce système de déphasage, une dégradation des performances est attendue. Cela est causé par l'incapacité de ce système à fournir parfaitement le débit de remplissage du tube à pulsation avec une phase optimale, nécessaire au fonctionnement optimal du système. Il en résulte un déphasage non optimal du débit au bout froid et ainsi un plus grand débit dans le régénérateur qui ne participe pas à la puissance de réfrigération mais qui participe aux pertes (cf : paragraphe 2.2.3). Une diminution d'environ la moitié de la puissance de réfrigération est anticipée d'après Hillière [47].

Pour pallier les difficultés de remplissage du tube avec une inertance seule, un usage courant est l'ajout d'une « vanne » qui court-circuite le régénérateur pour apporter ce débit directement au bout chaud du tube depuis l'oscillateur. La Figure 111 montre la configuration avec ce système. A la place d'une vanne, l'usage courant est l'emploi d'un orifice, dont la géométrie permet de régler le débit qui circule à travers ce court-circuit.

Ce système de déphasage n'a pas été mis en place au cours de la thèse. En revanche, une étude a été menée en parallèle au DSBT par Hillière en 2023 [47] et a montré des résultats prometteurs avec des

performances atteintes proches de 74 % des performances en déphasage actif alors que les configurations en inertance seule atteignent environ 50 % des performances de l'actif.

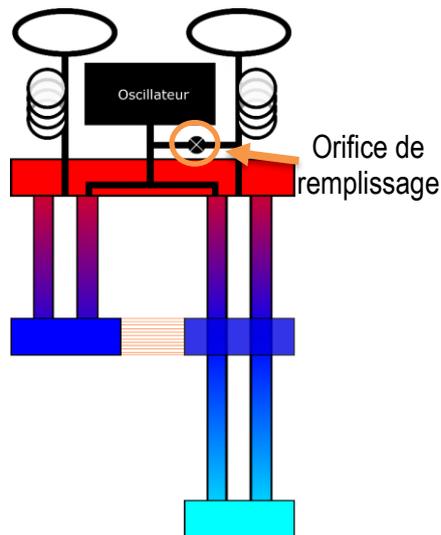


Figure 111 : Pulse tube final avec un déphasage passif par inertance et orifice de remplissage

Une autre solution présentée par Duval et Al. [33] consiste à remplacer l'inertance gazeuse par un système d'inertance liquide séparée du gaz de cycle par deux diaphragmes comme cela est montré sur la Figure 112. L'utilisation d'un liquide à forte densité et faible viscosité et surtout avec l'avantage d'être incompressible, permet d'atteindre des déphasages plus importants qu'avec une inertance conventionnelle. L'étude menée par les auteurs a montré des performances comparables à celles obtenues avec un déphaseur actif.

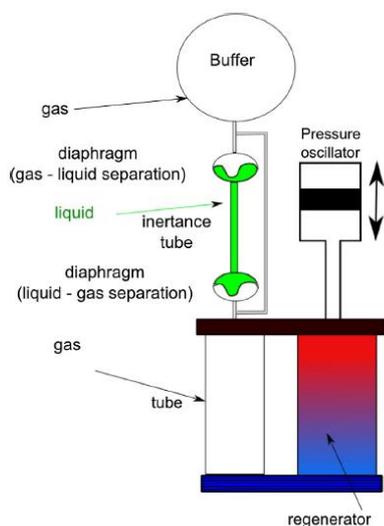


Figure 112 : Déphasage passif par inertance liquide et diaphragmes [33]

Cette méthode de déphasage n'a pas fait l'objet de développements supplémentaires car les auteurs travaillent principalement pour des applications spatiales où les contraintes fortes de fiabilité compliquent l'adoption de cette méthode aujourd'hui. Cependant, pour des applications au sol en laboratoire, cette méthode pourrait permettre d'obtenir d'excellents résultats pour un coût très faible (pas d'oscillateur de déphasage, ni son système d'alimentation électrique).

Ce travail initié par Duval et al. [33], dont les résultats étaient très prometteurs, pourrait être repris et complété. D'une manière générale, le déphasage passif optimal du système pourrait constituer un travail de recherche à part entière également réalisable dans le cadre d'une prochaine thèse ou contrat postdoctoral.

6.2.3 Axes d'amélioration

En l'état, le pulse tube développé atteint des performances satisfaisantes pour le refroidissement d'un ensemble JT 2K avec son cryostat associé. Un usage courant au DSBT après la phase de développement est la fabrication d'un modèle d'ingénierie (EM : Engineering Model). La fabrication de ces modèles est effectuée avec un alliage de titane en remplacement de l'acier inoxydable du tube à pulsation et des régénérateurs. Avec ce matériau, la conductivité thermique est réduite, abaissant les pertes parasites par conduction. Une autre pratique consiste à « dorer » les parties froides en cuivre qui reçoivent du rayonnement à la température ambiante, L'émissivité de l'or (inférieure à 0,05) est comparable à celle du cuivre poli qui est actuellement le matériau utilisé, cependant, lorsque ce dernier s'oxyde, son émissivité peut augmenter radicalement, au-delà de 0,6. Cette « spatialisation » des pulse tubes est courante au DSBT, cependant les coûts de fabrication peuvent augmenter de manière substantielle ce qui pourrait ne pas être en adéquation avec un projet industriel.

Une autre piste d'amélioration a été évoquée : un travail sur les redresseurs de flux dans le tube à pulsation pourrait permettre une amélioration notable du système. Les redresseurs de flux n'ont pas été décrits au cours de cette thèse, il s'agit d'éléments (dans notre cas des mousses poreuses métalliques) que l'on insère de part et d'autre du tube à pulsation afin d'y homogénéiser les profils de vitesse. En effet, sans ces éléments, les échangeurs à fentes utilisés au bout froid et au bout chaud génèrent des effets de jets qui allongeraient fortement la distance parcourue par le gaz dans le tube à pulsation et provoqueraient un mélange de gaz chaud et de gaz froid, néfaste au bon fonctionnement du pulse tube. Les redresseurs de flux utilisés sur les configurations développées au cours de cette thèse sont dimensionnés de manière équivalente à ceux trouvés sur la configuration de référence. Un travail sur la forme de ces redresseurs de flux pourrait permettre de forcer un profil de vitesse dans le tube qui serait à l'avantage des performances, notamment en réduisant les effets de parietaux décrits au paragraphe 2.2.2. Ce travail nécessite cependant un important effort de recherche qui pourrait être réalisé au cours d'une prochaine thèse.

6.2.4 Conseils pour le dimensionnement de tubes à gaz pulsé

Dans l'optique d'un projet industriel, l'atteinte rapide d'une configuration optimale est souhaitable. Néanmoins, les mesures de puissance de réfrigération sur des configurations proches de l'optimal ne permettent pas d'effectuer des analyses précises sur les impacts du dimensionnement sur les performances du système.

Dans une optique plus fondamentale, la réalisation d'essais avec des configurations aux changements de dimensions plus « drastiques » permettrait de définir des conclusions plus fermes sur les effets des sections du tube à pulsation et des régénérateurs chaud et froid.

L'utilisation dès le départ de matériaux à haut C_p dans le régénérateur froid permettrait de s'affranchir du mauvais échange entre le gaz et la matrice à basse température et d'isoler véritablement la contribution de la section du régénérateur froid sur les paramètres internes tels que le débit. De plus, les variations de performances entre les configurations sont plus faibles que la différence entre une même configuration avec ou sans matériaux à forte capacité thermique. L'utilisation dès les premiers essais avec des terres rares permettrait de mieux différencier les configurations.

6.2.5 Ouverture

Cryocompac va se poursuivre par le projet CECSY pour créer une collaboration avec les entreprises Absolute System et Single Quantum. Un petit cryostat rectangulaire, de dimensions $450 \times 350 \times 200 \text{ mm}$, accueillera une vingtaine de détecteurs de photon unique, tous refroidis par un réfrigérateur Joule-Thomson lui-même pré-refroidi par le tube à gaz pulsé mis au point au cours de cette thèse.

Le développement du pulse tube n'est pas terminé et des modifications sur son système de déphasage vont être réalisées dans les mois suivant l'achèvement de cette thèse. Basé sur la géométrie sélectionnée précédemment, un important travail d'intégration est en projet pour améliorer la compacité du système, notamment l'implémentation des oscillateurs dans la bride chaude du tube à gaz pulsé directement. Un travail sur l'intégration de l'électronique de pilotage est également en cours de réflexion.

Un important partenariat avec un fournisseur d'oscillateurs (Thalès Cryogenics) a été initié avec la commande de deux oscillateurs 9310. Ce partenariat n'est pas encore bien défini et apparaît comme un point clé de la réussite du projet à long terme. Effectivement, le travail de redimensionnement du pulse tube de référence est basé sur la disponibilité ou non de certains oscillateurs et de leurs capacités. La configuration PT-B8 à laquelle nous avons ajouté des matériaux haut c_p a été sélectionnée comme géométrie optimale pour un fonctionnement à 100 W, limite mesurée pour un oscillateur 9310.

Ce système, bien que plus coûteux qu'un refroidisseur Gifford-MacMahon (dont les applications sont similaires) aura l'avantage de la compacité, de consommer très peu d'électricité et de générer peu de vibrations. Par ailleurs, les oscillateurs de pression, contrairement à des compresseurs conventionnels qui utilisent un circuit d'huile pour la lubrification, ont des durées de vie longues sans maintenance. Ce système sera alors le candidat idéal dans des situations précises de difficultés d'accès telles que l'incorporation dans des data centers, des télescopes de transmission, des véhicules ou dans toutes sortes d'environnements isolés où la maintenance peut être coûteuse.

Conclusion

Le projet Cryocompac a été initié après l'identification d'un besoin de cryoréfrigérateurs de faible puissance dans la gamme de températures autour de 2 K. Le réfrigérateur le plus adapté pour un système compact à cette température est un refroidisseur Joule-Thomson qui exploite l'effet frigorifique d'une détente isenthalpique sous la température d'inversion du gaz.

Pour le fonctionnement de la JT, un pré-refroidissement du gaz avant la détente est nécessaire. Dans cette optique, le développement d'un refroidisseur de type tube à gaz pulsé haute fréquence a été réalisé au cours de cette thèse. Ces machines, au fonctionnement similaire aux refroidisseurs Stirling, permettent d'atteindre des niveaux de fiabilité et de compacité très élevés ainsi que des faibles niveaux de vibrations. Plusieurs configurations de tubes à gaz pulsé existent, celle sélectionnée dans cette thèse comprend deux doigts froids mono-étagés coaxiaux dont l'un sert de pré-refroidisseur intermédiaire au second. Cela forme une configuration dite interceptée avec un fonctionnement à deux étages.

J'ai étudié les dimensions du doigt froid principal à partir d'un modèle de référence, déjà très avancé technologiquement afin de fonctionner à partir de puissances d'alimentation plus faibles en vue d'utiliser des oscillateurs de pression commerciaux. Pour ce faire, l'utilisation jointe de modélisations numériques et d'essais expérimentaux a été effectuée. Dans un premier temps, une description des phénomènes qui ont lieu dans un tube à gaz pulsé a permis de prédire les effets du dimensionnement des sous-systèmes d'un tube à gaz pulsé.

A partir de modélisations, j'ai dégagé des tendances liées aux variations de section des régénérateurs et du tube à pulsation. Les modélisations ont également permis d'analyser plus en détails les résultats grâce à une grande variété de paramètres observables. Outre les effets sur les performances directes, les simulations permettent l'analyse des ondes de pression et de débit engendrées par les modifications de dimensions. Certaines intuitions basées sur les descriptions phénoménologiques ont pu être confirmées. Il était prévisible que les régénérateurs de grandes sections soient favorables à haut PV et que des petites sections soient favorables à bas PV. Nous avons également observé qu'une section optimale du tube à pulsation existe mais qu'elle varie peu dans une gamme de puissance de compression comprise entre 20 W et 200 W.

Des expériences ont alors été menées. Nous avons fabriqué et testé quatre configurations de tubes à gaz pulsé en plus du modèle de référence qui a également été testé dans les mêmes conditions expérimentales. Les sections de passage du tube à gaz pulsé de référence ont été dans un premier temps toutes divisées par deux avec la configuration PT-A6. Par la suite, la section du régénérateur froid a été augmentée avec PT-B6 puis la section du tube à pulsation avec PT-B8 et enfin la section du régénérateur chaud avec PT-C8.

Les tendances calculées avec les modélisations ont été difficiles à retrouver expérimentalement car chaque configuration atteint des performances assez proches et il est, de ce fait, difficile de les distinguer des incertitudes expérimentales. Les phénomènes complexes dans un tube à gaz pulsé rendent difficile la modélisation précise et c'est pourquoi une différence non négligeable existe entre les résultats issus des simulations et des expériences. De plus, le travail à des dimensions déjà proches de l'optimum, n'a pas permis d'observer de grandes variations qui décriraient des tendances franches. Enfin, de faibles

modifications lors de la fabrication et du montage d'un tube à gaz pulsé peuvent avoir une influence non négligeable sur ses performances.

Le premier objectif de cette thèse était d'obtenir un tube à gaz pulsé permettant de fournir un refroidissement à 15 K avec un objectif de 150 mW de puissance de réfrigération. La phase de recherche d'une configuration optimale a été réalisée avec des régénérateurs en acier inoxydable, permettant de tester de multiples configurations pour un coût limité. Ces performances devaient être atteintes en utilisant un oscillateur commercial dont nous pensions ne pas pouvoir obtenir plus de 50 à 70 W de puissance de compression. Lors de cette thèse, nous avons pu constater qu'une puissance de 100 W_{PV} était accessible et l'objectif de puissance froide a donc été atteint dès la première phase, avec des régénérateurs traditionnels. En effet, pour chacune des configurations testées pour une puissance mécanique de 100 W_{PV} et avec des régénérateurs intégralement en acier inoxydables, les performances cibles sont atteintes.

La configuration avec les performances les plus prometteuses (PT-B8) a été par la suite modifiée pour y intégrer des matériaux à forte capacité thermique dans le régénérateur froid. Cette modification est très importante pour les performances d'un tube à gaz pulsé car dans cette configuration et alimentée par un oscillateur spatial à 100 W_{PV} , les performances atteintes sont de 430 mW à 15 K. Lors de la finalisation de ce manuscrit, des expériences ont été menées en parallèle sur cette même configuration avec un oscillateur commercial et un pré-refroidissement par un MPTC. Dans cette configuration, les performances atteintes sont de 400 mW à 15 K pour la même puissance de compression. La différence de performances est imputée aux pertes magnétiques qui sont importantes sur les oscillateurs commerciaux et réduisent ainsi la puissance de compression. Une dernière étape de déphasage passif avec un orifice de recirculation ou une membrane est en prévision avec des performances anticipées entre 80 % et 100 % des performances mesurées avec un déphasage actif lors de cette thèse. Lors d'une intégration embarquée, l'objectif sera d'atteindre les puissances de réfrigération en minimisant la puissance électrique. Nous voyons à travers nos résultats actuels qu'il sera possible de travailler en dessous de 100 W_{PV} .

Le travail réalisé au cours de cette thèse a été varié et comprend un volet numérique et un volet expérimental. La partie expérimentale, outre les analyses de résultats déjà présentées précédemment, m'a permis notamment d'appréhender le montage d'un banc expérimental en intégralité. J'ai découvert la genèse d'un projet concret à travers l'accompagnement du travail de conception assistée par ordinateur réalisé d'abord par une entreprise extérieure (configuration PT-B6) puis en interne (configuration PT-B8 et PT-C8). Le montage d'une baie de mesure et le câblage électronique du banc d'essai a été réalisé avec le soutien de l'équipe technique du DSBT, de même que la conception d'un programme de pilotage sur mesure, me faisant découvrir en même temps les subtilités et la finesse technique nécessaire lors de la mise au point d'un banc de mesure. La mise en œuvre d'un tube à gaz pulsé nécessite des manipulations propres au travail à températures cryogéniques et m'a permis d'appréhender les spécificités d'une expérience cryogénique et l'esprit d'anticipation dont il faut faire preuve pour réaliser des mesures de qualité.

Au cours de cette thèse j'ai eu la chance de participer à une conférence internationale (Cryogenic Engineering Conference) et d'y présenter mes travaux. A cette occasion, j'ai pu rencontrer certains des acteurs importants de la cryogénie mondiale, les groupes industriels ou les utilisateurs des grands

instruments scientifiques, tout comme des laboratoires de recherches d'envergure plus modeste. Cette conférence a donné lieu à la rédaction d'un article qui a été accepté par l'éditeur au mois de décembre et qui devrait être publié prochainement dans la revue de la conférence.

L'étude présentée ici marque non seulement la conclusion d'un travail intensif mais également le commencement d'une nouvelle phase, où les connaissances acquises guideront les futurs développements. C'est également le point de départ d'une transition vers une phase où les connaissances scientifiques acquises seront appliquées à des projets industriels concrets, contribuant ainsi à façonner l'avenir de la réfrigération cryogénique de faible puissance.

Au terme de cette thèse, la complexité du développement d'un tube à gaz pulsé s'est révélée comme un défi passionnant et exigeant, nécessitant une compréhension approfondie des phénomènes sous-jacents ainsi qu'une expertise technique avancée.

Annexes

Annexe 1 - Description détaillée de l'outil SAGE

Tour d'horizon de l'outil

Grille spatiale

Le domaine spatial est discrétisé en utilisant une méthode de type grille décalée. La grille contient un nombre fini de cellules, avec des nœuds aux extrémités et au centre de chaque cellule. La différenciation spatiale d'une fonction f est effectuée selon la méthode de différenciation finie centrée :

$$\frac{\partial f}{\partial x}(i) = \frac{f(i+1) - f(i-1)}{2dx} \quad 0.1$$

Avec i l'indice spatial. Pour intégrer cette formule, on utilise une variation de la relation d'Euler. L'interpolation spatiale entre les valeurs résolues voisines est effectuée en utilisant l'interpolation polynomiale de Lagrange. L'interpolation linéaire quant à elle est effectuée en moyennant les valeurs résolues voisines :

$$f(i) = \frac{f(i+1) + f(i-1)}{2} \quad 0.2$$

A l'extrémité négative ($i=0$) et positive ($i=N$) du domaine spatial, les points d'interpolation sont respectivement décalés ainsi :

$$f(i=0) = \frac{3}{2}f(i+1) - \frac{3}{2}f(i+3) \quad 0.3$$

$$f(i=N) = \frac{3}{2}f(i-1) - \frac{3}{2}f(i-3) \quad 0.4$$

Grille temporelle

La résolution du domaine temporel suppose qu'il existe une solution périodique et SAGE utilise une méthode de différenciation à trois points :

$$\frac{\partial f}{\partial t}(j) = \frac{3f(j) - 4f(j-1) + f(j-2)}{2dt} \quad 0.5$$

Génération d'entropie

La plupart des composants impliquent des processus de génération irréversible d'entropie. L'énergie disponible est l'entropie multipliée par la température ambiante à l'entrée T_0 . Une perte d'énergie disponible correspond à une diminution (pour un moteur) ou à une augmentation (pour un réfrigérateur) de puissance PV.

Le concept de disponibilité vient du travail mécanique net W_{net} disponible pour un moteur thermique réversible :

$$W_{net} = Q + Q_0 = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad 0.6$$

Où Q est le flux de chaleur entrant à la température T et Q_0 est le flux sortant à la température T_0 .

En revanche, un cycle irréversible peut produire un travail $W_i < W_{net}$ depuis le même flux de chaleur en entrée Q . D'après la première loi de la thermodynamique et avec la chaleur rejetée Q_0^* :

$$W_i = Q + Q_0^* \quad 0.7$$

Où Q_0^* n'est plus égale à $-Q T_0/T$. La perte d'énergie disponible est :

$$W_{net} - W_i = -Q \frac{T_0}{T} - Q_0^* = -T_0 \left(\frac{Q}{T} + \frac{Q_0^*}{T_0}\right) \quad 0.8$$

Cela mène à caractériser toute génération interne d'entropie dans un modèle en termes de perte d'énergie disponible en suivant la définition suivante :

$$\text{Perte d'énergie disponible} = -T_0 \times \text{Génération d'entropie} \quad 0.9$$

Cette relation permet de conceptualiser la génération d'entropie en une notion plus concrète de perte de travail mécanique.

Génération d'entropie dans le gaz

Les pertes thermiques par conduction ainsi que les procédés irréversibles qui ont lieu au sein du gaz provoquent une génération d'entropie (voir partie 0) La seconde loi de la thermodynamique appliquée à la surface externe du domaine gazeux sur un cycle complet donne :

$$\text{Génération externe d'entropie} = \oint_{dt} \int_{as} \frac{n \cdot q}{T} + \left[\oint_{dt} \dot{m} s \right]_{x=a}^{x=b} \quad 0.10$$

Avec $n \cdot q$ et T respectivement le flux thermique normal à la surface Z et la température absolue. Les termes a et b définissent les extrémités positive et négative du domaine. Cette définition correspond à l'augmentation de l'entropie de l'univers consécutive aux irréversibilités internes dans le domaine gazeux. Il y a deux mécanismes internes de génération d'entropie, les flux de chaleur (conduction axiale et transfert de chaleur en film dans les couches limites) et les frottements visqueux. Le premier se définit de la manière suivante :

$$\text{Génération d'entropie conductive} = - \oint_{dt} \int_{dv} \frac{q \nabla T}{T^2} \quad 0.11$$

Ici, le taux local de génération d'entropie est dû aux flux de chaleur impliqués par un gradient thermique.

Les pertes par frottements visqueux quant à eux se définissent de la manière suivante :

$$\text{Génération d'entropie visqueuse} = - \oint_{dt} \int_{dx} \frac{uAF}{T} \quad 0.12$$

Avec uA le débit volumique et F la partie du gradient de pression causée par les frottements visqueux.

Génération d'entropie dans le solide

La conduction de la chaleur à travers des gradients de température dans le domaine solide implique des procédés de génération irréversible d'entropie. La seconde loi de la thermodynamique appliquée à la surface externe du solide sur un cycle complet donne :

$$\text{Génération externe d'entropie} = \oint_{dt} \int_{ds} \frac{\mathbf{n} \cdot \mathbf{q}}{T} \quad 0.13$$

Avec $\mathbf{n} \cdot \mathbf{q}$ et T respectivement le flux thermique normal à la surface Z et la température absolue. Cela correspond à l'augmentation d'entropie de l'univers en raison des irréversibilités. La génération interne d'entropie est calculée ainsi :

$$\text{Génération interne d'entropie} = - \oint_{dt} \int_{dv} \frac{q \nabla T}{T^2} \quad 0.14$$

Etant donné que les flux de chaleur induits par les gradients thermiques sont les seuls mécanismes de production d'entropie, l'intégrale doit être égale à la génération externe d'entropie. En appliquant le théorème de Gauss à la relation de génération externe d'entropie on obtient :

$$\text{Génération externe d'entropie} = \oint_{dt} \int_{dv} \nabla \frac{q}{T} \quad 0.15$$

Gradient de pression induit par les frottements visqueux F

Dans l'équation du bilan de quantité de mouvement, le terme F remplace le terme visqueux dans les équations de Stokes et est ici formulé en terme de coefficient de friction de Darcy f et en termes de coefficient de perte locale totale K dans un échangeur de chaleur de diamètre hydraulique d_h de longueur L :

$$F = - \left(\frac{f}{d_h} + \frac{K}{L} \right) \frac{\rho u |u|}{2} \quad 0.16$$

Le coefficient de friction f peut être calculé à partir de corrélations publiques. Le coefficient de perte K est généralement une constante égale à la somme des coefficients de pertes locaux (pertes de charge singulières).

Flux de chaleur en film dans les couches limites Q_w

Ce terme représente le flux de chaleur par unité de longueur qui est échangé en le gaz et le solide à travers la surface sur l'axe z (voir Figure 54). Ce flux est défini par :

$$Q_w = hS_x(T_w - T) = (Nu) \frac{k}{d_h} S_x(T_w - T) \quad 0.17$$

Avec h le coefficient de transfert de chaleur convectif, $(T_w - T)$ la différence de température en le gaz et la paroi solide, S_x le périmètre mouillé, Nu le nombre de Nusselt, k la conductivité du gaz et d_h le diamètre hydraulique.

Flux de chaleur conductifs axiaux

La conduction axiale au sein du gaz dans l'équation du bilan d'énergie peut être formulée ainsi :

$$q = -k_e \frac{\partial T}{\partial x} A = -N_k k \frac{\partial T}{\partial x} A \quad 0.18$$

Où k_e est la conductivité efficace du gaz, qui peut être supérieure à la conductivité moléculaire grâce à la turbulence. Cela peut être reformulé par un facteur d'amélioration de la conductivité axiale N_k .

Modèles de turbulence

Connaitre l'état de turbulence est critique pour calculer les relations empiriques qui décrivent le facteur de friction f , le nombre de Nusselt et le facteur d'amélioration de la conductivité axiale.

Turbulence dans la matrice poreuse des régénérateurs

Le nombre de Reynolds caractérise totalement la turbulence dans la matrice poreuse car l'hypothèse est faite que le régime est quasi-stationnaire. Il est ici raisonnable de supposer que les effets d'entrée et de développement de couche limite peuvent être négligés.

Le facteur de frottement f est calculé à partir d'une valeur laminaire f_l et d'une valeur turbulente f_t . On introduit la notion de fonction de pondération W qui varie entre 0 et 1 selon que le flux devient laminaire ou turbulent.

$$f = (1 - W)f_l + Wf_t \quad 0.19$$

La fonction de pondération est formulée à partir du nombre de Reynolds normalisé Re^* :

$$Re^* \equiv \frac{Re - R_l}{R_t - R_l} \quad 0.20$$

Où $R_l = 2300$ et $R_t = 10\,000$ sont les valeurs critique au-dessous de laquelle le débit est laminaire et au-dessus de laquelle le débit est turbulent, respectivement. Re^* varie de 0 à 1 dans la zone de transition de laminaire à turbulent. Ainsi, la fonction de pondération est définie selon le nombre de Reynolds normalisé :

$$W(R_e^*) = \begin{cases} 0 & \text{si } R_e^* \leq 0 \\ 2R_e^{*2} & \text{si } 0 < R_e^* < 1/2 \\ 1 - 2(1 - R_e^{*2}) & \text{si } 1/2 < R_e^* < 1 \\ 1 & \text{si } 1 < R_e^* \end{cases} \quad 0.21$$

Turbulence dans un canal classique

Dans un canal classique, cela n'est plus raisonnable de négliger les effets d'entrée et de développement de couche limite. En plus du nombre de Reynolds, l'état de la turbulence dépend également du nombre de Valensi V_a , du temps passé depuis l'inversion du sens de circulation et le déclenchement de la convection. Cela correspond à de la turbulence transportée par le débit moyen jusqu'au point d'observation.

La modélisation de la turbulence dans ces conditions est très difficile et SAGE se base sur des observations empiriques. La transition vers la turbulence est décalée proportionnellement à la racine carrée du nombre de Valensi quand ce dernier est élevé et le débit est laminaire dans le cas suivant :

$$\text{toujours laminaire si } \frac{R_e}{R_l} < \max\left(\sqrt{\frac{V_a}{V_c}}, 1\right) \quad 0.22$$

Avec $R_l = 2300$ et $V_c = 10$, valeurs sous lesquelles le débit est essentiellement similaire à un régime stationnaire. Au-dessus de la condition *toujours laminaire*, une transition turbulente est observée, principalement causée par le déclenchement de la convection. Le régime turbulent persiste jusqu'au moment où le sens du débit est inversé, cela implique un profil de vitesse uniformément nul sur toute la section du tube au moment du changement de direction. La turbulence est généralement retardée durant toute la phase d'accélération d'un cycle est soudainement elle explose proche de la fin de cette phase (proche du maximum de vitesse du gaz) et elle persiste durant toute la phase de décélération jusqu'à l'inversion du débit. Le délai d'apparition de la turbulence lors de la phase d'accélération est attribué au temps nécessaire pour que la couche limite se développe jusqu'à une épaisseur instable.

Pour prendre en compte les effets cités ci-dessus, une variable d'intensité de la turbulence T est implémentée. Elle varie de 0 à 1 et agit de manière analogue à la fonction de pondération W dans la matrice poreuse :

$$f = (1 - T)f_l + Tf_t \quad 0.23$$

Une estimation raisonnable de T est donnée par :

$$T \approx \frac{2k}{(0.08u)^2} \quad 0.24$$

Où \bar{k} est la moyenne temporelle de l'énergie cinétique turbulente par unité de masse et u la vitesse moyenne du gaz. Une description plus complète du facteur T est proposé par [42].

Echangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est un conteneur dans lequel sont généralement connectés un domaine gazeux avec un ou plusieurs domaines solides. Ça peut être un échangeur à ailettes, ou un échangeur rectangulaire. Cela inclut également les matrices poreuses comme dans un régénérateur. Dans ce cas, la section de passage A_f est le produit de la porosité β et de la section total A_c .

Tube à pulsation

Vitesse de sortie du tube à pulsation et importance du diffuseur de débit

Les flux en paroi ne sont pas les seules sources de convection forcée dans le tube à pulsation. Il peut arriver que des jets de gaz aient suffisamment de vitesse pour traverser tout le tube de la partie froide à la partie chaude. Ces jets sont provoqués par des non-uniformités du profil de vitesse en sortie de certains composants comme un échangeur à fentes par exemple. La vitesse d'un jet est caractérisée en fonction de la gravité g et de la longueur du tube L :

$$u_f = \sqrt{\left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right) gL} \quad 0.25$$

$$u_c = \sqrt{\left(\frac{T_c}{T_f} - 1\right) gL} \quad 0.26$$

Avec les indices c pour chaud et f pour froid. Un jet qui atteint le bout froid apporte une charge thermique importante qui dégrade les performances de la machine. L'utilisation de diffuseur de débit est très fortement conseillée afin d'obtenir un profil de vitesse uniforme en entrée (positive et négative) du tube à pulsation.

Flux continu en proche paroi

$$C_1 = \frac{3}{4} + \frac{(\gamma - 1)(1 - ePr^2)}{2Pr(1 + Pr)}$$

$$C_2 = \frac{3}{4} + \frac{(\gamma - 1)(1 - e)\sqrt{Pr}}{2(1 + Pr)}$$

$$C_3 = \frac{(1 - e)(1 - \sqrt{Pr})}{4(1 - Pr)(1 + Pr)}$$

$|P - P_0|$ la fluctuation d'amplitude de pression, P_0 la pression moyenne, \hat{u} l'amplitude de la vitesse moyenne sur la section, φ l'angle de déphasage entre la vitesse et la pression, A la section de passage, γ le rapports des chaleurs spécifiques, Pr le nombre de Prandtl et e représente la dépendance en température de la viscosité, supposée de la forme :

$$\mu(T) = \mu(T_0) \left(\frac{T}{T_0} \right)^e \quad 0.27$$

L'exposant e est calculé en fonction de la variation de viscosité autour de la température moyenne T_m :

$$e = \frac{T_m}{\mu(T_m)} \frac{d\mu}{dT} \quad 0.28$$

Annexe 2 - Pré-refroidisseur à l'intercepte : MPTC « Boosté »

Banc de mesure

Les mesures sont effectuées sur la baie DORY (banc expérimental du CEA/DSBT). Les oscillations de pression sont assurées par un oscillateur 9340 piloté par une Chroma et régulé en température par un thermorégulateur LAUDA à 288 K. Le thermorégulateur régule aussi la bride chaude du MPTC à 288 K. La bride du cryostat quant à elle est refroidie par un circuit d'eau industrielle. Le doigt froid est protégé du rayonnement à température ambiante par un écran thermique régulé à 288 K.

Au bout froid, il y a une résistance de chauffage pour simuler la charge thermique et un thermomètre calibré pour relever la température.

La première inertance testée possède des dimensions standards pour un MPTC avec un diamètre de 1,8 mm et une longueur de 2200 mm tel que la fréquence optimale se trouve aux alentours de 45 Hz.

Dans un deuxième temps, l'inertance a été remplacée pour une longueur plus courte. Avec une longueur de 1600 mm, la fréquence optimale se trouve aux alentours de 56 Hz, ce qui correspond à la fréquence de résonance du compresseur TCBV 9340.

Le système est chargé sous 30 bar d'hélium avec la bride chaude refroidie à 288 K et le doigt froid est isolé de la convection naturelle en faisant le vide dans la cuve.

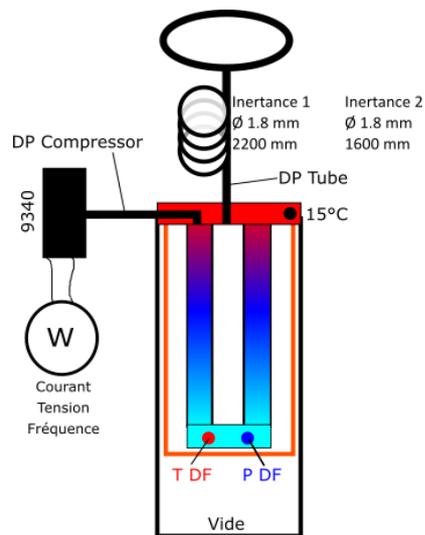


Figure 113 : Installation pour la caractérisation du MPTC

Plan de mesure

L'objectif principal de cette campagne de caractérisation est d'explorer l'évolution des performances avec l'augmentation de la puissance PV. Pour ce faire, la température du bout froid sera réglée successivement à 80 K, 100 K et 120 K avec la résistance de chauffage. La puissance moyenne de régulation sera relevée pour des puissances PV de 40 W à 100 W par pas de 10 W et à des fréquences de 47 Hz, 50 Hz et 53 Hz pour les essais avec l'inertance de 2200 mm.

Le compresseur 9340 est principalement limité par son courant d'alimentation. Au-delà de 6,5 – 7 A, la dissipation de chaleur peut causer une dégradation des bobines. Toutefois, le compresseur a une fréquence de résonance à laquelle le courant d'alimentation est minimal pour fournir une puissance PV identique. Avec l'inertance de 2200 mm, un balayage plus large en fréquence sera effectué de 47 Hz à 62 Hz à 100 W_{PV} par pas de 3 Hz pour chercher la résonance du compresseur et minimiser le courant d'alimentation. À cette fréquence, la puissance PV maximale sera recherchée sans dépasser 7 A.

Par la suite, une série de mesures a été réalisée avec une inertance permettant d'être optimisée pour un fonctionnement à la fréquence de résonance du compresseur. Avec cette inertance de 1600 mm, la puissance froide sera relevée à 40 W, 90 W et 100 W_{PV} à 80 K, 100 K et 120 K. Le balayage en fréquence sera réalisé entre 47 Hz et 59 Hz dans les limites du courant maximum admissible par le compresseur (certaines valeurs ne pourront pas être testées).

Résultats : inertance 2200 mm Ø1,8 mm

En préambule, il convient de relever que la résistance de chauffage associée à son alimentation permet de délivrer au maximum 7,25 W. Les valeurs manquantes sont soit dues à l'incapacité du chauffage à atteindre des hautes températures soit à l'impossibilité d'acquies un point de mesure sous peine de détériorer le compresseur.

Puissance de réfrigération

Dans la gamme de 47 Hz à 53 Hz, les meilleures performances sont atteintes à 47 Hz quelle que soit la température. Cela sera présenté plus en détails dans la partie sur les Essais en fréquence. Toutefois, la limitation en courant de l'oscillateur ne permet pas de dépasser des puissances PV de 80 W à 47 Hz, ce qui limite les performances à cette fréquence. En augmentant la fréquence à 50 Hz ou plus, on peut atteindre une puissance PV de 90 W.

À cette fréquence, on mesure des puissances de réfrigération de 3,77 W à 80 K, 5,89 W à 100 K et supérieures à 7,25 W à 120 K.

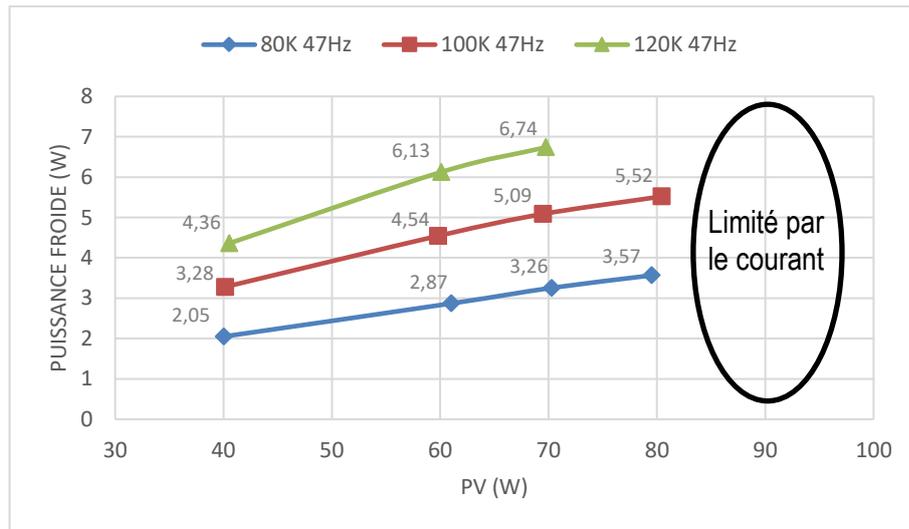


Figure 114 : Evolution de la puissance froide à 47 Hz avec le PV

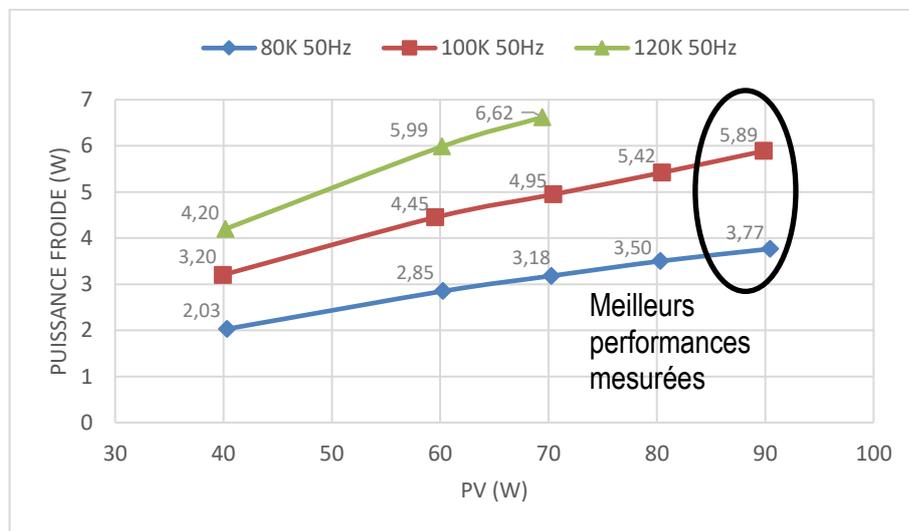


Figure 115 : Evolution de la puissance froide à 50 Hz avec le PV

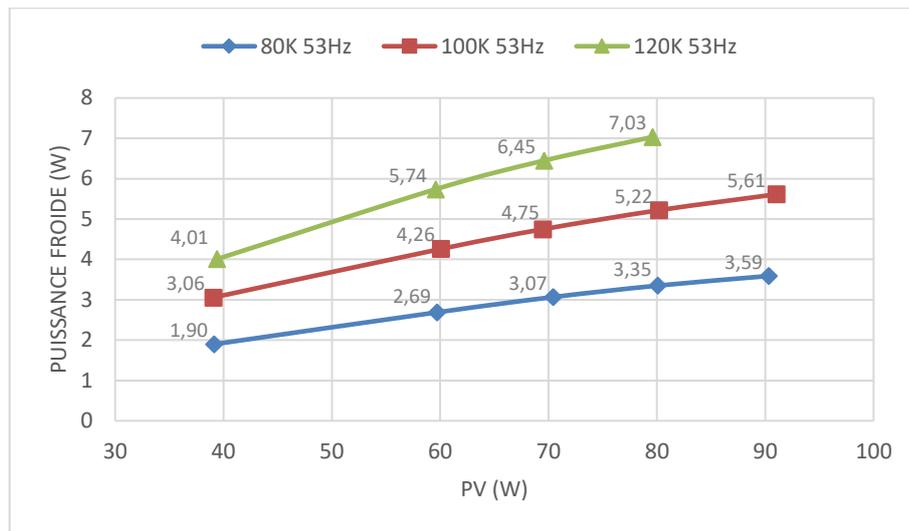


Figure 116 : Evolution de la puissance froide à 53 Hz avec le PV

Essais en fréquence

Pour des PV identiques, les résultats montrent que la puissance de réfrigération est plus importante aux plus basses fréquences. La Figure 117 montre que la détérioration des performances s'intensifie avec l'augmentation de la fréquence (détérioration non linéaire).

Le comportement attendu est une augmentation des performances lorsque l'on abaisse la fréquence jusqu'à la fréquence optimale du capillaire puis à nouveau une détérioration de la puissance au-delà de ce point. Ce comportement n'a pas été vérifié car la diminution de la fréquence s'accompagne d'une augmentation du courant ce qui tend à faire dépasser le courant maximum.

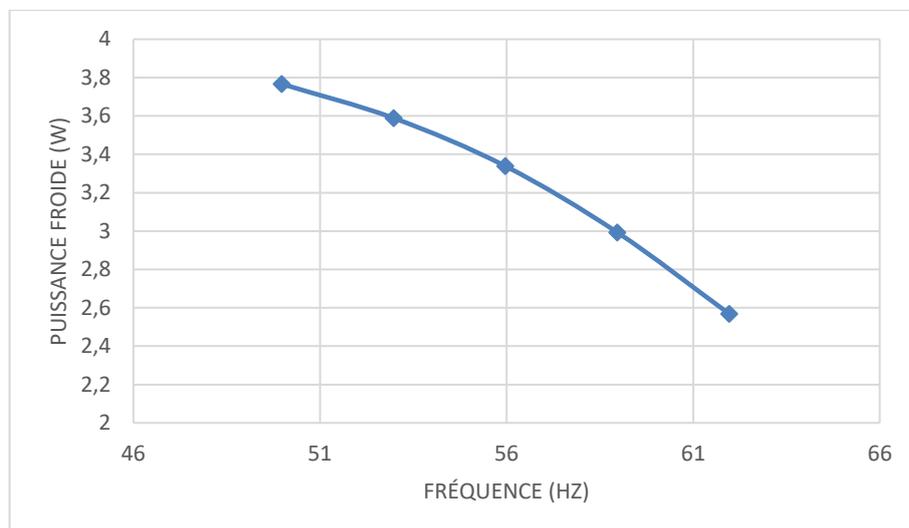


Figure 117 : Evolution de la puissance froide avec la fréquence à 80 K avec 90 W_{PV}

En revanche, l'augmentation de la fréquence jusqu'à la résonance du compresseur (56 Hz) permet de diminuer le courant d'alimentation et ainsi d'augmenter la puissance PV (Figure 118). Au-delà de 56 Hz, l'augmentation de la fréquence n'a pas d'intérêt car elle diminue les performances et abaisse le PV maximum du compresseur.

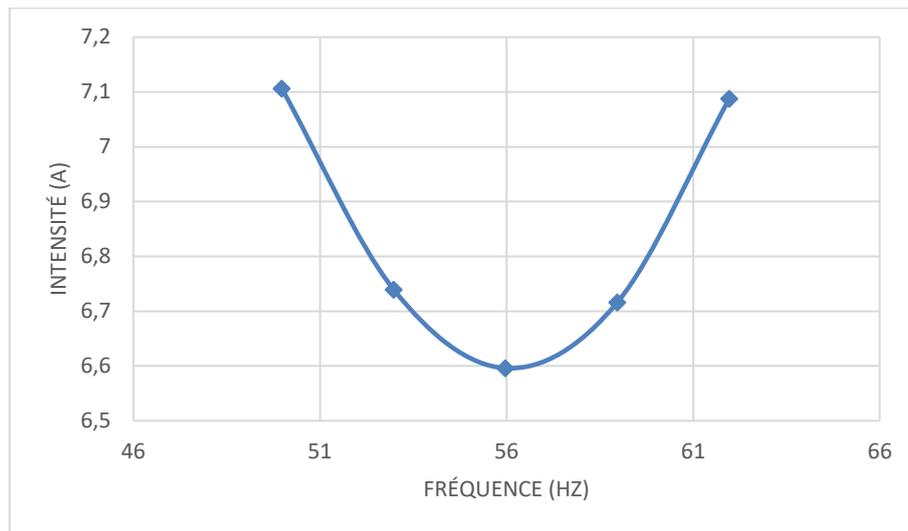


Figure 118 : Evolution du courant avec la fréquence à 80 K avec 90 W_{PV}

Il existe donc plusieurs cas de figure, une fréquence proche de 56 Hz qui détériore les performances mais permet d'augmenter le PV ou une fréquence proche de 47 Hz qui présente les meilleures performances mais qui limite la puissance PV à 80 W. Pour déterminer le meilleur cas de figure, le PV maximum à 56 Hz a été recherché et trouvé à 100 W.

Les performances à 100 W_{PV} et 56 Hz (Figure 119) sont moins bonnes qu'à 90 W_{PV} et 50 Hz (Figure 117) : 3,59 W contre 3,77 W à 80 K et 5,66 W contre 5,89 W à 100 K. Cela montre que l'augmentation de la puissance au compresseur n'est pas l'unique axe d'amélioration des performances et qu'un compromis entre la fréquence et le PV permet d'obtenir les meilleures performances.

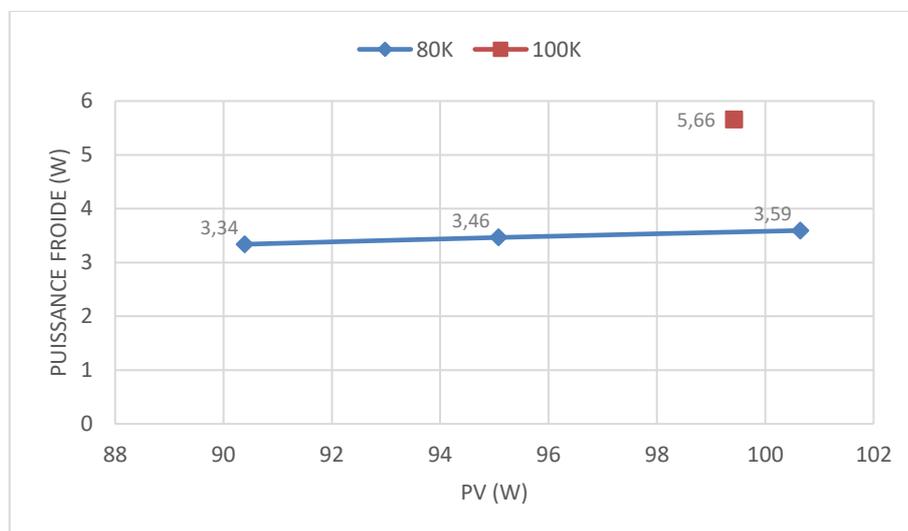


Figure 119 : Evolution de la puissance froide à 56 Hz avec le PV

Résultats : inertance 1600 mm Ø1,8 mm

La réduction de la longueur de l'inertance permet de rehausser la fréquence optimale de fonctionnement du système. Les résultats précédents ayant montré que le compresseur avait une utilisation optimale à 56 Hz, la longueur de l'inertance a été calculée de manière à optimiser le système pour cette fréquence.

Le logiciel de modélisation SAGE (Gedeon Associates) comprend un algorithme d'optimisation. Après validation du modèle de MPTC par comparaison avec les mesures réalisées précédemment, l'algorithme d'optimisation a permis de définir une longueur d'inertance de 1600 mm pour un fonctionnement optimal à 56 Hz sous 30 bar de pression.

L'objectif principal en rehaussant la fréquence optimale est de permettre l'augmentation de la puissance PV tout en gardant une fréquence de fonctionnement optimale. La puissance PV maximale atteinte n'a pas été améliorée par rapport aux mesures à 2200 mm. En revanche les performances ont été nettement améliorées. La Figure 120 montre une amélioration des performances d'un facteur environ 1,2 à 80 K et d'un facteur 1,11 à 100 K.

Néanmoins, l'obtention de ces performances s'effectue aux limites du courant admissible par le compresseur en les dépassant parfois légèrement, même à 56 Hz. Dans l'optique d'un usage régulier dans le futur, ces contraintes sur le compresseur ne sont pas envisageables et nous ne pourrions ainsi pas prévoir d'appliquer 100 W_{PV} lors de l'usage du MPTC comme refroidisseur à l'intercepte d'un doigt froid.

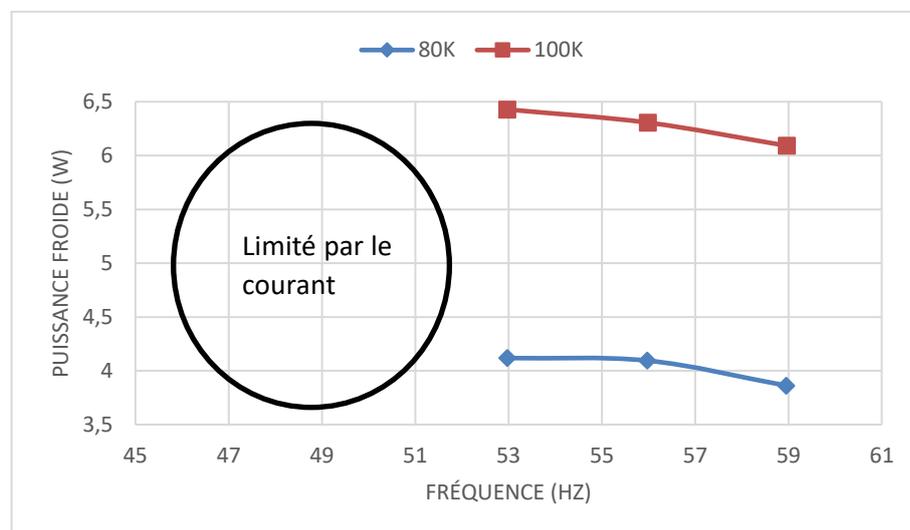


Figure 120 : Evolution de la puissance froide avec la fréquence à 80 K et 100 K avec 100 W_{PV}

Pour comparer les performances des deux inertances (2200 mm et 1600 mm), le système avec une inertance de 1600 mm a été caractérisé à 40 W et 90 W_{PV} (les extrêmes bas et haut de l'étude précédente).

Conclusion

La caractérisation du MPTC a permis de monter jusqu'à des puissances de 100 W_{PV}. Cependant, pour atteindre ces hauts PV, les performances sont légèrement sacrifiées. En effet, la limitation en courant du compresseur oblige à fonctionner à des fréquences le plus proche de 56 Hz, alors que les performances optimales sont autour de 47 Hz. Un compromis à 90 W_{PV} et 50 Hz exploite le compresseur à sa limite haute en courant et permet d'obtenir 3,77 W de puissance de réfrigération à 80 K, 5,89 W à 100 K et plus de 7,25 W à 120 K.

Dans l'optique de fournir entre 4 W et 5 W de puissance froide à l'intercepte d'un doigt froid, cette campagne de mesure est satisfaisante avec la promesse d'atteindre ces performances entre 80 K et 100 K.

Par la suite, l'oscillateur 9340 a été remplacé par un oscillateur 9710 largement plus performant. Ce changement a permis d'élever la puissance PV dans le PT jusqu'à 180 W_{PV}, d'où l'appellation MPTC « boosté ». Ce n'est pas une puissance mécanique pour laquelle ce pulse tube a été conçu et son fonctionnement n'est pas du tout optimal. Cela permet néanmoins d'atteindre des puissances à 80 K d'environ 7 W et d'avoir suffisamment de marge pour les développements du doigt froid intercepté qui est la machine développée dans le cadre de cette thèse.

Annexe 3 – Résultats de mesures en intégralité

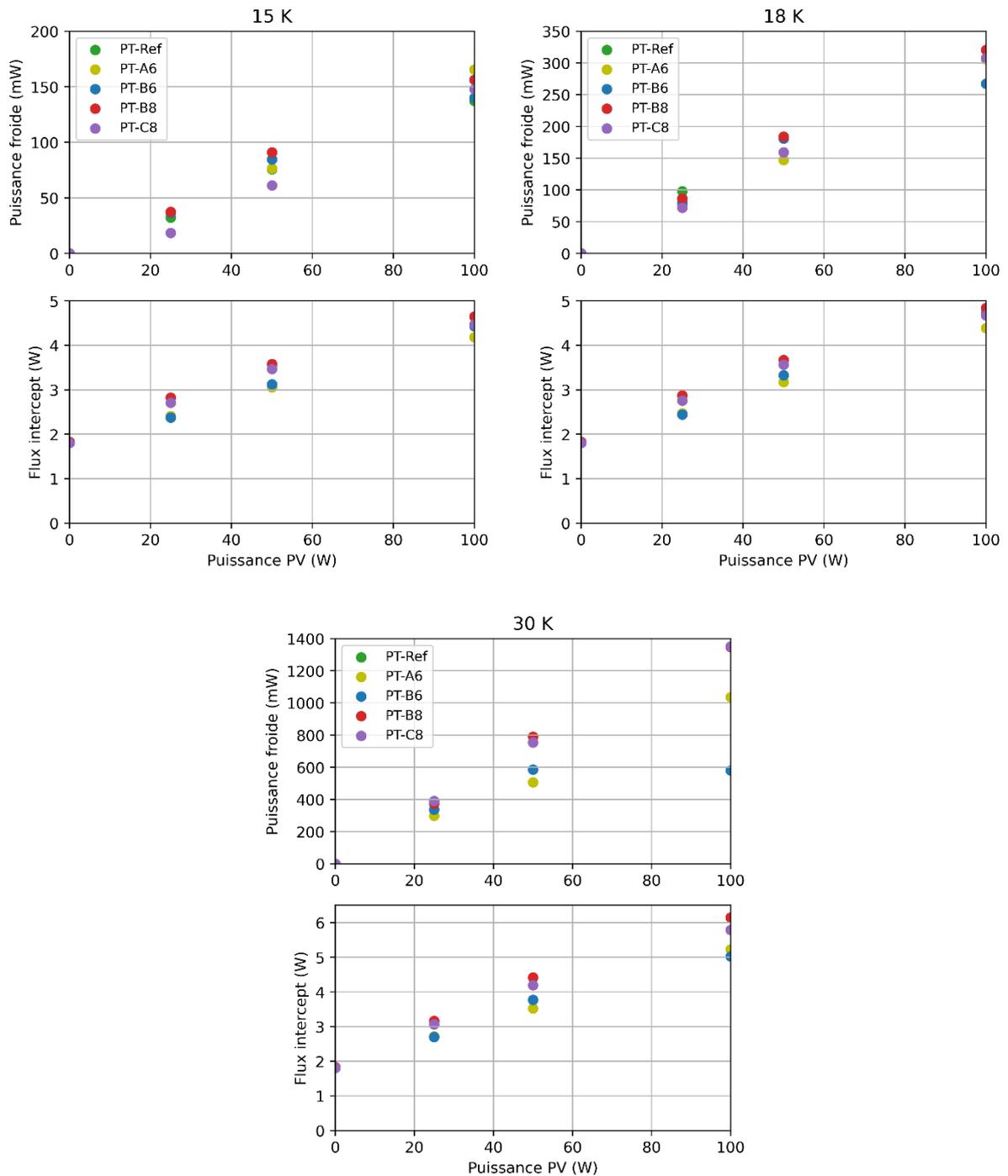


Figure 121 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la puissance PV des configurations PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8

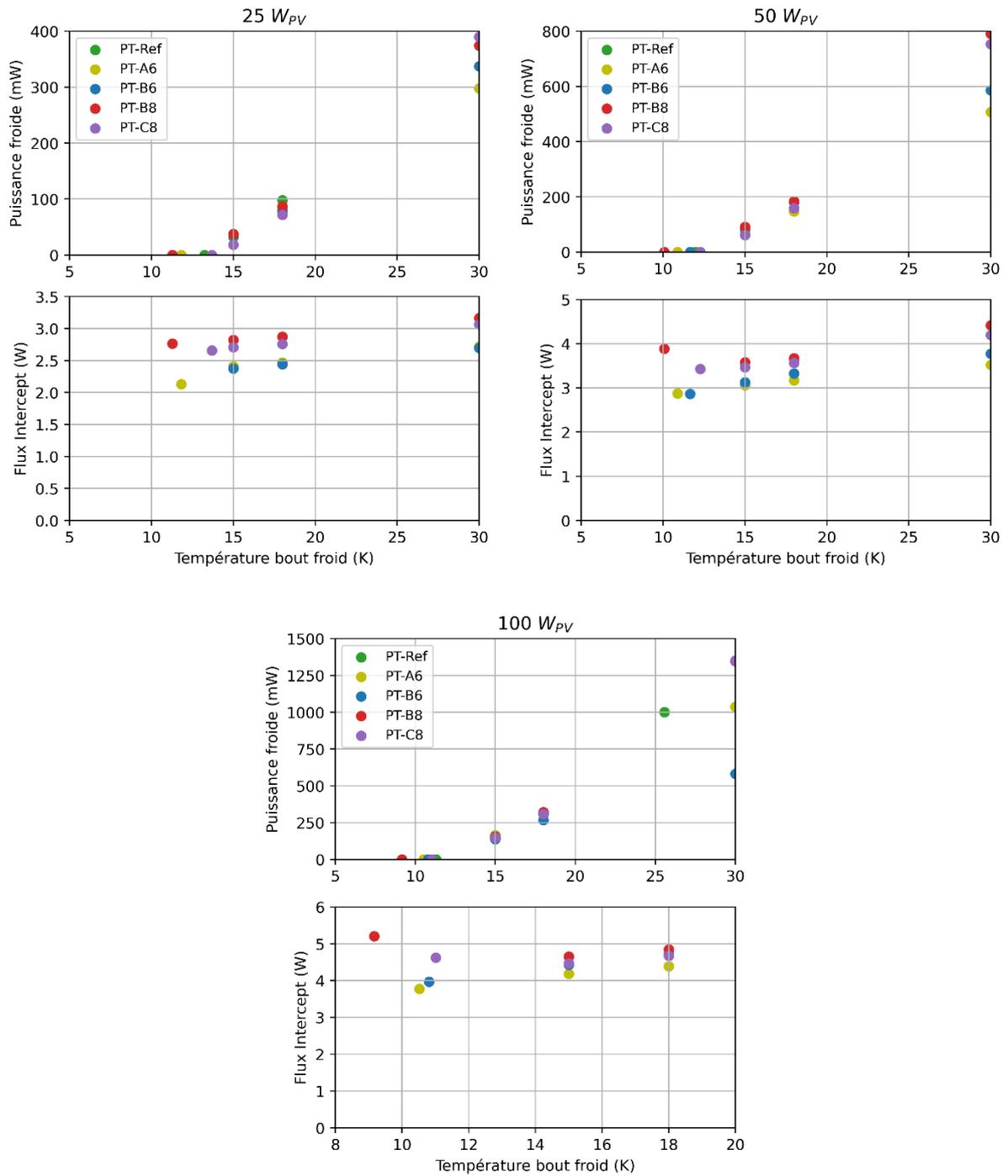


Figure 122 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8

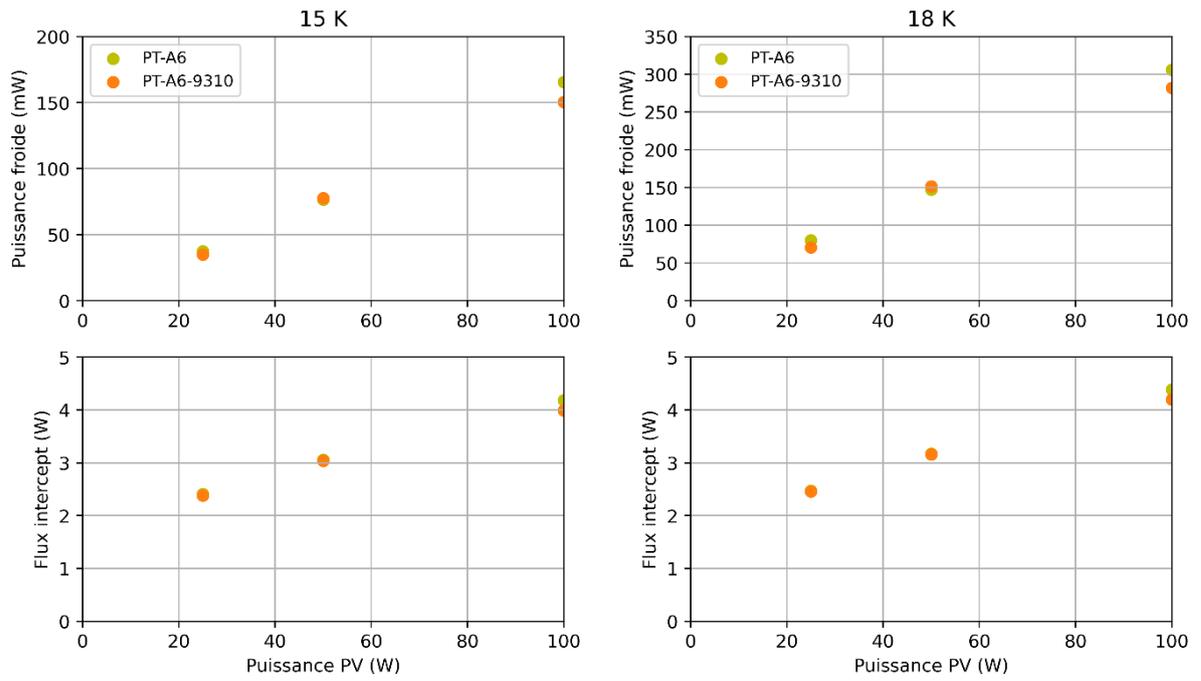


Figure 123 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-A6 et PT-A6-9310

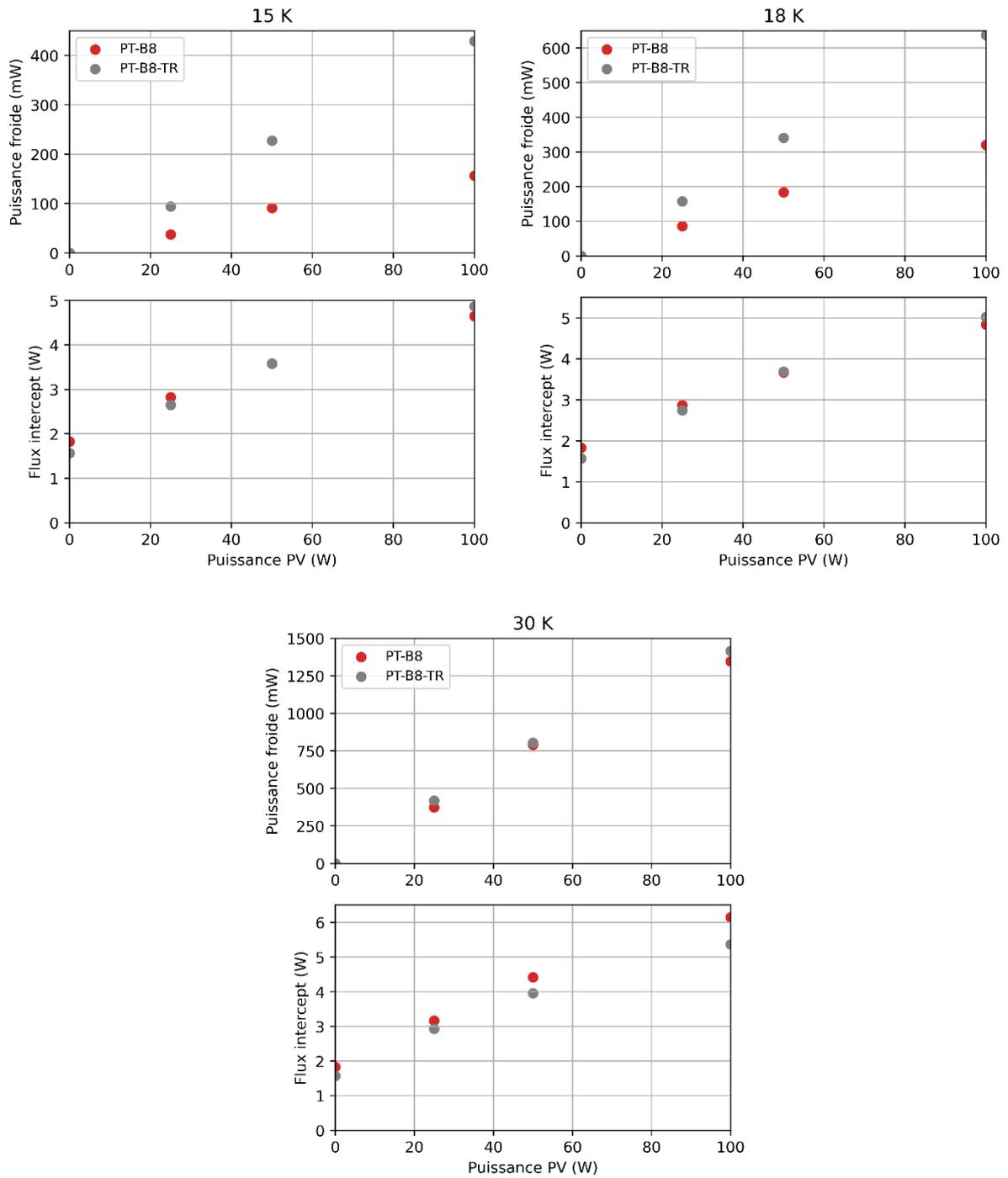


Figure 124 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-B8 et PT-B8-TR

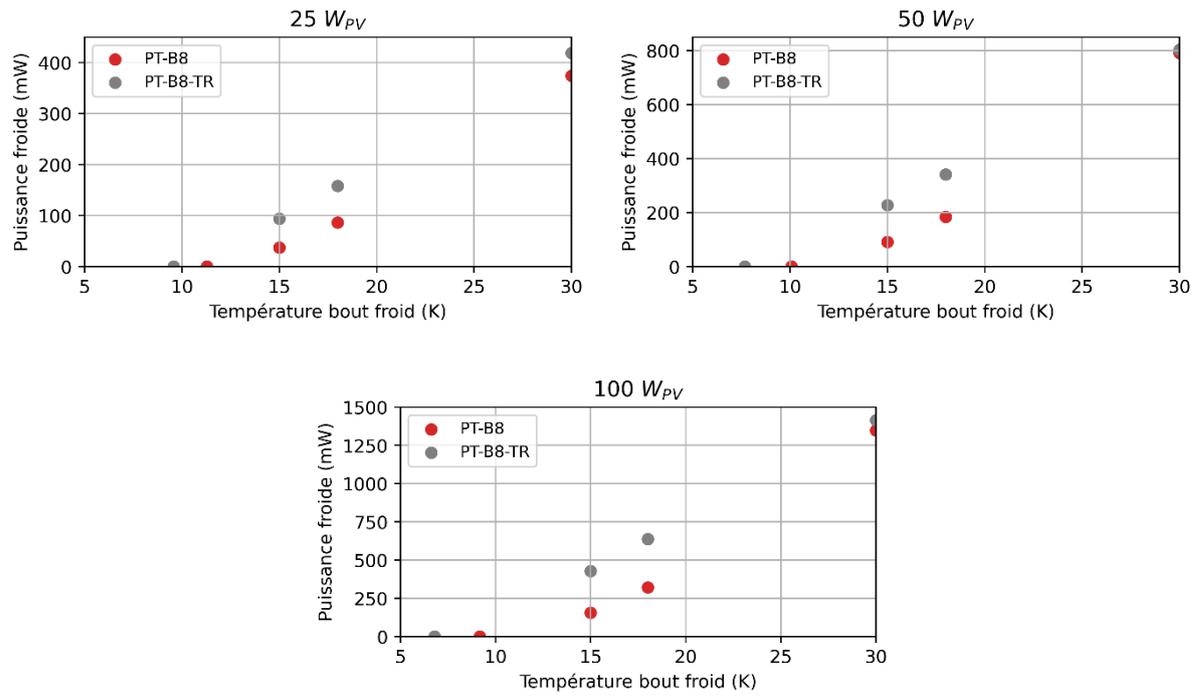


Figure 125 : Puissance froide en fonction de la température du bout froid des configurations PT-B8 et PT-B8-TR

Tables

Table des figures

Figure 1 : Pulse tube RP-182B2S SHI Cryogenics (à gauche) et PT450 Cryomech (à droite)	13
Figure 2 : Schéma du couplage entre une pulse tube hautes fréquences et une JT2K	14
Figure 3 : a - Pulse tube basse fréquence Cryomech et son compresseur, b - PT Bi-étagé DSBT et pulse tube Cryomech, c - PT Bi-étagé DSBT et son compresseur Thalès Cryogenics 9710	14
Figure 4 : Diagramme de Mollier ^4He	16
Figure 5 : Courbe d'inversion de ^4He - tiré de Techniques de l'Ingénieur [2]	17
Figure 6 : Schéma d'un cycle de Joule-Thomson ^4He simplifié [2] avec les transformations thermodynamiques dans un diagramme de Mollier ^4He	18
Figure 7 : Diagramme de Mollier ^4He avec optimisation de la pression d'injection à 4 températures de pré-refroidissement (5,3 K, 12 K, 15 K, 20 K) pour un fonctionnement à 2 K	19
Figure 8 : Vue 3D et vue schématique de la boucle Joule-Thomson Cryocompac	20
Figure 9 : Puissance de pré-refroidissement aux étage 1 (à gauche) et 2 (à droite) en fonction de la pression d'injection pour une puissance froide de 10 mW à 2 K	21
Figure 10 - Les quatres transformation d'un cycle de Stirling	23
Figure 11 : Schémas parallèles d'un refroidisseur Stirling théorique et d'un tube à gaz pulsé	24
Figure 12: Schéma d'un tube à gaz pulsé représenté avec les flux thermodynamiques	25
Figure 13 : Schéma de principe d'un oscillateur à deux pistons opposés [2]	27
Figure 14 : Schéma et photo des grilles pour un régénérateur de section annulaire	28
Figure 15 : Courbes de ρc_p de quatres matériaux et de ^4He à 15 bar de 1 K à 40 K	28
Figure 16 : Schéma original du basic pulse tube de Gifford et Longworth [6]	29
Figure 17 : Schéma d'un pulse tube avec orifice [16]	30
Figure 18 : Schéma d'un pulse tube avec inertance [7]	30
Figure 19 : Schéma d'un pulse tube avec déphaseur actif	30
Figure 20 : Tube à gaz pulsé en ligne	31
Figure 21 : Tube à gaz pulsé en « U »	32
Figure 22 : Tube à gaz pulsé coaxial	33
Figure 23 : Tube à gaz pulsé bi-étagé coaxial CEA-DSBT	34
Figure 24 : Tube à gaz pulsé intercepté	34
Figure 25 : Photo d'un LPTC avec son oscillateur, son inertance et son volume tampon intégré	35
Figure 26 : Performances et photo d'un pulse tube bi-étagé DSBT [21]	36
Figure 27 : Performances du prototype de laboratoire intercepté à 80 K et photo d'un PT15K [22]	37
Figure 28 : HCC (High Capacity Cooler) utilisé sur l'instrument MIRI à gauche et HEC (High Efficiency Cooler) au milieu. Le 10 K cooler est basé sur un couplage des deux (schéma à droite)	38
Figure 29 : Lockheed Martin microcooler et son oscillateur (le réglé est en pouces, pas en centimètres)	38
Figure 30 : Pulse tube 8 K de la Chinese Academy of Science	39
Figure 31 : Onde de pression et onde de débit représenté dans un diagramme de Fresnel	42
Figure 32 : Diagramme de Fresnel de l'onde de pression dans le tube à pulsation, et des ondes de débit au bout froid et au bout chaud dans le tube	43
Figure 33 : Pulse tube avec déphaseur actif	43
Figure 34 : Diagramme de Fresnel des principales ondes de pression et de débit dans un tube à gaz pulsé	46
Figure 35 : Evolution de la fraction du diamètre du tube occupé par les couches limites visqueuse et thermiques en fonction de la température du gaz entre 15 K et 300 K	48
Figure 36 : Schéma de l'effet de pompage thermique surfacique	49

Figure 37 : Impact du pompage thermique surfacique sur les performances d'un pulse tube [31]	50
Figure 38 : (a) Schéma du phénomène de débit continu secondaire (chaud en haut) (b) Profil du débit massique dans le tube à pulsation [32]	51
Figure 39 : Débits dans le tube à pulsation causé par le débit secondaire dans la couche limite visqueuse	51
Figure 40 : Diagramme de Fresnel des débits dans le tube à pulsation. A gauche le débit de remplissage pour un tube de faible volume. A droite le débit de remplissage pour un grand volume	52
Figure 41 : Déphasage théorique débit/pression avec une inertance en fonction du débit volumique [33].	53
Figure 42 : Représentation de la phase impossible avec une inertance dans un diagramme de Fresnel	53
Figure 43 : Schéma de la chaleur entrante et sortante d'un régénérateur sur une période τ	56
Figure 44 : Variation locale de température dans le gaz et la matrice et définition de la température moyenne [12]	57
Figure 45 : Profil de température dans un régénérateur.	57
Figure 46 : Inefficacité de régénérateur idéal (Kays and London : Compact heat exchangers)	59
Figure 47 : Diagrammes de Fresnel pour la démonstration de l'effet du volume dans le régénérateur (A : régénérateur de petit volume, B : régénérateur de grand volume, les longueurs sont identiques)	61
Figure 48 : Répartition des gradients thermiques dans le banc de mesure	63
Figure 49 : Schéma du rayonnement thermique entre deux surfaces circulaires parallèles	65
Figure 50 : Pertes parasites au bout froid d'un MPTC	66
Figure 51 : Profils de température estimés dans un pulse tube intercepté	67
Figure 52 : Evolution du flux à l'intercepte en fonction de la puissance PV calculé avec SAGE (cf paragraphe 3.1)	68
Figure 53 : Modèle SAGE d'un tube à gaz pulsé en ligne (modèle de démonstration fourni avec le logiciel)	71
Figure 54 : Représentation du domaine gazeux [42]	72
Figure 55 : Représentation du domaine solide [42]	73
Figure 56 : Schéma des flux de chaleur dans un conducteur avec distribution [42]	75
Figure 57 : Schéma du principe de modélisation des pulse tubes interceptés avec SAGE	81
Figure 58 : Installation complète pour les essais sur les pulse tubes interceptés	83
Figure 59 : Schéma complet du banc de mesure sans les appareils électroniques	84
Figure 60 : Doigt froid intercepté (ici PT-C8 : voir partie 3.2.1.2 pour la nomenclature)	84
Figure 61 : Système de déphasage du MPTC	85
Figure 62 : Bride chaude commune, en haut l'emplacement pour le MPTC et en bas l'emplacement pour le doigt froid intercepté	85
Figure 63 : Châssis du banc d'essais	86
Figure 64 : Système en état de marche, la cuve est ouverte et les pulse tubes sont sous MLI pour les protéger du rayonnement	86
Figure 65 : Les six configurations de doigts froids	88
Figure 66 : Chaleur spécifique massique de l'hélium comparé à celle de l'Er3Ni et de l'acier inoxydable	89
Figure 67 : Instrumentation du banc d'essais	89
Figure 68 : Câblage électronique du banc de mesure	91
Figure 69 : Baie électronique de pilotage et de mesure du banc d'essais	92
Figure 70 : Capture d'écran du programme LabVIEW en cours de fonctionnement	92
Figure 71 : Schéma du lien thermique entre le bout froid MPTC et l'intercepte	93
Figure 72 : Représentation du champ de température dans le lien thermique. Le champ de température est représenté par la carte de couleur et la densité de flux de chaleur est représentée par les vecteurs.	94
Figure 73 : Courbes de calibration du lien thermique à 80 K, 100 K et 120 K	95

Figure 74 : Courbes d'optimisation de la phase et de l'amplitude pour la puissance de réfrigération au bout froid du doigt froid intercepté	96
Figure 75 : Méthode directe de mesure des pertes parasites au bout froid sur un pulse tube mono-étagé	97
Figure 76 : Illustration de la méthode de réduction du PV	98
Figure 77 : Puissance au bout froid et flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 30 K calculés avec SAGE en fonction de la puissance PV et en fonction du diamètre du tube à pulsation	102
Figure 78 : Diagramme de Fresnel d'un PT-B6 simulé avec SAGE : A) Diagramme de Fresnel complet B) Diagramme simplifié pour plus de lisibilité. Vecteurs rouges = ondes de pression (bar), vecteurs bleus = ondes de débit massique (g/s).	104
Figure 79 : Diagrammes de Fresnel simplifiés d'un PT-Bx simulé avec SAGE. Le diamètre du tube à pulsation augmente successivement de 6 à 12 mm.	105
Figure 80 : Les six configurations de doigts froids et les deux considérées pour l'étude du diamètre du tube à pulsation	107
Figure 81 : Puissance au bout froid et flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 30 K	108
Figure 82 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 15 K en fonction de la puissance mécanique	109
Figure 83 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte d'un PT-Bx à 100 W _{PV} , 50 W _{PV} et 25 W _{PV} en fonction de la température froide	110
Figure 84 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-B6 (bleu) et PT-B8 (rouge) à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6.	111
Figure 85 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et celles en entrée du déphaseur des PT-B6 et PT-B8 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont : 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.	112
Figure 86 : Evolution expérimentale de la perte de charge pour toutes les configurations testées en fonction de la puissance PV	113
Figure 87 : Puissance de réfrigération calculée avec SAGE en fonction du facteur de taille des régénérateurs chauds et froids.	116
Figure 88 : Flux à l'intercept en fonction du facteur de taille des régénérateurs chauds et froids calculé avec SAGE.	117
Figure 89 : Diagrammes de Fresnel calculé avec SAGE de deux pulse tubes avec des sections différentes de régénérateurs chauds	118
Figure 90 : Diagrammes de Fresnel calculé avec SAGE de deux pulse tubes avec des sections différentes de régénérateurs froids	120
Figure 91 : Rappel des six configurations de doigts froids	122
Figure 92 : Pertes parasites calculées analytiquement au bout froid et à l'intercepte des cinq configurations de pulse tubes interceptés	123
Figure 93 : Pertes parasites estimées expérimentalement au bout froid et à l'intercepte des cinq configurations de pulse tubes interceptés	124
Figure 94 : Puissance froide et flux à l'intercepte des PT-A6 et PT-B6 à 15 K en fonction de la puissance mécanique	125
Figure 95 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-A6 et PT-B6 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6.	126
Figure 96 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid des PT-A6 et PT-B6 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W en fonction de la température du bout froid froide	126
Figure 97 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur des PT-A6 et PT-B6 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid.	127

Figure 98 : Mesure expérimentale de la puissance froide et flux à l'intercepte des PT-B8 et PT-C8 à 15 K en fonction de la puissance mécanique _____	128
Figure 99 : Mesure expérimentale de la puissance au bout froid et du flux à l'intercepte des PT-B6 et PT-C8 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W en fonction de la température froide _____	129
Figure 100 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur des PT-B8 et PT-C8 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. _____	130
Figure 101 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-B8 et PT-C8 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. _____	130
Figure 102 : Résultats expérimentaux de puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid à 15 K en fonction de la puissance mécanique _____	131
Figure 103 : : Puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid 25 W _{PV} en fonction de la température du bout froid _____	132
Figure 104 : Puissance froide et flux à l'intercepte des cinq configurations de doigt froid à 100 W _{PV} et 50 W en fonction de la température du bout froid _____	133
Figure 105 : Comparaison des mesures expérimentales du flux à l'intercepte, de la puissance de réfrigération et de la température minimum des PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8 à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. La température limite à 25 W n'a pas été relevée pour PT-B6. _____	134
Figure 106 : Comparaison des amplitudes de l'onde de pression en sortie de l'oscillateur et en entrée du déphaseur de toutes les configurations à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W. Les conditions expérimentales sont 80 K à l'intercepte et 15 K au bout froid. _____	136
Figure 107 : Performances des PT-B8 et PT-B8-TR en fonction de la température du bout froid à 100 W _{PV} , 50 W et 25 W _____	140
Figure 108 : Performances des PT-B8 et PT-B8-TR en fonction de la puissance mécanique à 15 K, 18 K et 30 K _____	141
Figure 109 : Performance du PT-A6 en fonction de la puissance PV avec l'oscillateur d'essais, et l'oscillateur commercial 9310. Déphasage actif optimisé pour les deux configurations. _____	143
Figure 110 : Performances d'un LPTC alimenté par un oscillateur 9310 à différentes températures de réjection _____	145
Figure 111 : Pulse tube final avec un déphasage passif par inertance et orifice de remplissage _____	146
Figure 112 : Déphasage passif par inertance liquide et diaphragmes [33] _____	146
Figure 113 : Installation pour la caractérisation du MPTC _____	159
Figure 114 : Evolution de la puissance froide à 47 Hz avec le PV _____	160
Figure 115 : Evolution de la puissance froide à 50 Hz avec le PV _____	160
Figure 116 : Evolution de la puissance froide à 53 Hz avec le PV _____	161
Figure 117 : Evolution de la puissance froide avec la fréquence à 80 K avec 90 W _{PV} _____	161
Figure 118 : Evolution du courant avec la fréquence à 80 K avec 90 W _{PV} _____	162
Figure 119 : Evolution de la puissance froide à 56 Hz avec le PV _____	162
Figure 120 : Evolution de la puissance froide avec la fréquence à 80 K et 100 K avec 100 W _{PV} _____	163
Figure 121 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la puissance PV des configurations PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8 _____	165
Figure 122 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-Ref, PT-A6, PT-B6, PT-B8 et PT-C8 _____	166
Figure 123 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-A6 et PT-A6-9310 _____	167
Figure 124 : Puissance froide et flux à l'intercept en fonction de la température du bout froid des configurations PT-B8 et PT-B8-TR _____	168
Figure 125 : Puissance froide en fonction de la température du bout froid des configurations PT-B8 et PT-B8-TR _____	169

Index des tableaux

Tableau 1 : Relations thermodynamiques pour les refroidisseurs Carnot, Stirling et Pulse Tubes _____	26
Tableau 2 : Récapitulatif des avantages et inconvénients d'un tube fin et d'un tube large _____	54
Tableau 3 : Récapitulatif des avantages et inconvénients d'un régénérateur de grande section et de petite section _____	62
Tableau 4 : Expressions théoriques des flux de chaleurs conductifs dans un tube à gaz pulsé _____	64
Tableau 5 : Expressions théoriques des flux de chaleurs radiatifs dans un tube à gaz pulsé _____	65
Tableau 6 : Dimensions et compositions des six configurations d'expériences _____	87
Tableau 7 : Puissances caractéristiques d'un PT-B6 calculé avec SAGE et des tubes à pulsation de 6 mm à 12 mm. La puissance PV est égale à 100 W _____	106
Tableau 8 : Puissances caractéristiques calculé avec SAGE d'un pulse tube avec un régénérateur chaud réduit comparé à une référence à 100 %. La puissance PV est égale à 100 W _____	119
Tableau 9 : Puissances caractéristiques calculé avec SAGE d'un pulse tube avec un régénérateur froid réduit comparé à une référence à 100 %. La puissance PV est égale à 100 W _____	121
Tableau 10 : Puissance électrique fournie à l'oscillateur pour une puissance mécanique de 100 W _{PV} , 50 W et 25 W _____	137
Tableau 11 : Comparaison des puissances et du courant électrique d'un PT-A6 avec l'oscillateur d'essai et l'oscillateur commercial 9310 _____	143

Bibliographie

- [1] G. Longuet et C. Villani, « La stratégie quantique française », Assemblée nationale, Rapport d'office parlementaire 377, janv. 2022.
- [2] A. Ravex, J.-M. Duval, et I. Charles, « Cryoréfrigération de faible puissance », *Froid industriel*, oct. 2019, doi: 10.51257/a-v1-be9815.
- [3] J. R. Roebuck, « The Joule-Thomson Effect in Air », 2023.
- [4] J. Yu, G. Tian, et Z. Xu, « Exergy analysis of Joule–Thomson cryogenic refrigeration cycle with an ejector », *Energy*, vol. 34, n° 11, p. 1864-1869, nov. 2009, doi: 10.1016/j.energy.2009.07.034.
- [5] R. Gourgues *et al.*, « Superconducting nanowire single photon detectors operating at temperature from 4 to 7 K », *Opt. Express*, vol. 27, n° 17, p. 24601, août 2019, doi: 10.1364/OE.27.024601.
- [6] W. E. Gifford et R. C. Longworth, « Pulse-Tube Refrigeration », *Journal of Engineering for Industry*, vol. 86, n° 3, p. 264-268, août 1964, doi: 10.1115/1.3670530.
- [7] S. W. Zhu, S. L. Zhou, N. Yoshimura, et Y. Matsubara, « Phase Shift Effect of the Long Neck Tube for the Pulse Tube Refrigerator », in *Cryocoolers 9*, R. G. Ross, Éd., Boston, MA: Springer US, 1997, p. 269-278. doi: 10.1007/978-1-4615-5869-9_32.
- [8] D. L. Gardner et G. W. Swift, « Use of inertance in orifice pulse tube refrigerators », *Cryogenics*, vol. 37, n° 2, p. 117-121, 1997, doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(96\)00107-5](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(96)00107-5).
- [9] P. Kittel, A. Kashani, J. M. Lee, et P. R. Roach, « General pulse tube theory », *Cryogenics*, vol. 36, n° 10, p. 849-857, oct. 1996, doi: 10.1016/0011-2275(96)00048-3.
- [10] A. T. A. M. de Waele, P. P. Steijaert, et J. Gijzen, « Thermodynamical aspects of pulse tubes », p. 12.
- [11] A. T. A. M. de Waele, P. P. Steijaert, et J. J. Koning, « Thermodynamical aspects of pulse tubes II », *Cryogenics*, vol. 38, n° 3, p. 329-335, mars 1998, doi: 10.1016/S0011-2275(97)00164-1.
- [12] R. A. Ackermann, *Cryogenic Regenerative Heat Exchangers*. Boston, MA: Springer US, 1997. doi: 10.1007/978-1-4757-9891-3.
- [13] A. Charrier, « Cryoréfrigérateur à tube à gaz pulsé pour applications spatiales travaillant à basses températures (4K-10K) », Université Grenoble Alpes (ComUE), 2015.
- [14] E. I. Mikulin, A. A. Tarasov, et M. P. Shkrebyonock, « Low-Temperature Expansion Pulse Tubes », in *Advances in Cryogenic Engineering*, R. W. Fast, Éd., Boston, MA: Springer US, 1984, p. 629-637. doi: 10.1007/978-1-4613-9865-3_72.
- [15] R. Radebaugh, J. Zimmerman, D. R. Smith, et B. Louie, « A Comparison of Three Types of Pulse Tube Refrigerators: New Methods for Reaching 60K », in *Advances in Cryogenic Engineering*, R. W. Fast, Éd., Boston, MA: Springer US, 1986, p. 779-789. doi: 10.1007/978-1-4613-2213-9_88.
- [16] R. Radebaugh, « A review of pulse tube refrigeration », p. 15.
- [17] X. Barcons *et al.*, « Athena: ESA's X-ray observatory for the late 2020s », *Astronomische Nachrichten*, vol. 338, n° 2-3, p. 153-158, 2017.
- [18] K. Holmlund *et al.*, « Meteosat Third Generation (MTG): Continuation and Innovation of Observations from Geostationary Orbit », *Bulletin of the American Meteorological Society*, vol. 102, n° 5, p. E990-E1015, mai 2021, doi: 10.1175/BAMS-D-19-0304.1.
- [19] T. Trollier *et al.*, « Performance Test Results of a Miniature 50 to 80 K Pulse Tube Cooler », in *Cryocoolers 13*, R. G. Ross, Éd., Boston, MA: Springer US, 2005, p. 93-100. doi: 10.1007/0-387-27533-9_13.
- [20] T. Trollier *et al.*, « Performance testing of a large heat lift 40 to 80K pulse tube cooler for space applications », présenté à Defense and Security Symposium, B. F. Andresen,

- G. F. Fulop, et P. R. Norton, Éd., Orlando, Florida, USA, avr. 2007, p. 65422K. doi: 10.1117/12.721514.
- [21] T. Prouvé, A. Coynel, et I. Charles, « 2 Stage Cooler for Detector Cooling between 30 an 50 k - CFM test results », CEA-PT2S-TN-16, nov. 2016.
- [22] S. Martin *et al.*, « Performance Improvement of the 15K Pulse Tube Cooler », p. 9.
- [23] J. Raab et E. Tward, « Northrop Grumman Aerospace Systems cryocooler overview », *Cryogenics*, vol. 50, n° 9, p. 572-581, sept. 2010, doi: 10.1016/j.cryogenics.2010.02.009.
- [24] R. G. Ross, « Conceptual Design and Development History of the MIRI Cryocooler System on JWST ».
- [25] J. R. Olson, « Development of a Space-Type 4-Stage Pulse Tube Cryocooler for Very Low Temperature », in *AIP Conference Proceedings*, Keystone, Colorado (USA): AIP, 2006, p. 623-631. doi: 10.1063/1.2202468.
- [26] X. Wu, L. Chen, X. Liu, J. Wang, Y. Zhou, et J. Wang, « An 80 mW/8 K high-frequency pulse tube refrigerator driven by only one linear compressor », *Cryogenics*, vol. 101, p. 7-11, juill. 2019, doi: 10.1016/j.cryogenics.2019.05.006.
- [27] L. W. Yang et G. Thummes, « High frequency two-stage pulse tube cryocooler with base temperature below 20K », *Cryogenics*, vol. 45, n° 2, p. 155-159, févr. 2005, doi: 10.1016/j.cryogenics.2004.08.001.
- [28] J.-M. Duval, « Etude et développement d'un tube a gaz pulse pour une puissance frigorifique de 5 W a 80 K », INPG, 2002.
- [29] A. Hofmann et H. Pan, « Phase shifting in pulse tube refrigerators », *Cryogenics*, vol. 39, n° 6, p. 529-537, juin 1999, doi: 10.1016/S0011-2275(99)00073-9.
- [30] L. W. Yang, « Shuttle Loss in Pulse Tubes », in *Cryocoolers 11*, R. G. Ross, Éd., Boston, MA: Springer US, 2002, p. 353-362. doi: 10.1007/0-306-47112-4_45.
- [31] J. Jung et S. Jeong, « Surface Heat Pumping Loss in a Pulse Tube Refrigerator », in *Cryocoolers 12*, R. G. Ross, Éd., Boston, MA: Springer US, 2003, p. 371-378. doi: 10.1007/0-306-47919-2_49.
- [32] J. R. Olson et G. W. Swift, « Acoustic streaming in pulse tube refrigerators: tapered pulse tubes ».
- [33] J.-M. Duval, I. Charles, C. Daniel, et J. André, « Innovative phase shifter for pulse tube operating below 10 K », *Cryogenics*, vol. 78, p. 89-95, sept. 2016, doi: 10.1016/j.cryogenics.2016.07.009.
- [34] M. Perrella et S. M. Ghiaasiaan, « Hydrodynamic resistance parameters of regenerator filler materials at cryogenic temperatures », *Cryogenics*, vol. 117, p. 103320, juill. 2021, doi: 10.1016/j.cryogenics.2021.103320.
- [35] « Rühlich et Quack - 2002 - Investigations on Regenerative Heat Exchangers.pdf ».
- [36] W. M. Kays et A. L. London, *Compact heat exchangers*, 2nd ed. in McGraw-hill series in mechanical engineering. New York: McGraw-hill book company, 1955.
- [37] P. Kittel, « Enthalpy, Entropy, and Exergy Flow Losses in Pulse Tube Cryocoolers », *Cryocoolers*, vol. 13, p. 343-352, 2005.
- [38] E. Dellali, S. Bégot, F. Lanzetta, E. Gavignet, et J. Y. Rauch, « Pressure drop analysis of oscillating flows through a miniature porous regenerator under isothermal and nonisothermal conditions », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 103, p. 394-405, mai 2019, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2019.01.027.
- [39] R. Radebaugh et B. Louie, « A simple, first step to the optimization of regenerator geometry », juin 1985.
- [40] J. Gary, A. O'Gallagher, R. Radebaugh, et E. Marquardt, « REGEN3. 2 regenerator model: user manual », *NIST Technical Note, to be published*, 2001.
- [41] D. Dherbecourt, T. Prouvé, L. Clerc, N. Besson, et F. Bancel, « New Generation Coldfinger for Stirling Cycle Cryocoolers WP223 Parasitic heat losses ».
- [42] D. Gedeon, « Stirling, Pulse-Tube and Low-T Cooler Model Classes ».
- [43] D. Gedeon, « Hardware and Theory With Derived Correlations for Screens and Felts ».

- [44] W. L. Johnson, « Thermal performance of cryogenic multilayer insulation at various layer spacings ».
- [45] D. Dherbecourt et S. Martin, « R&T « Matériaux » PT 15 K - Plan d'essais », p. 14.
- [46] S. S. Courts et P. R. Swinehart, « Review of CernoxTM(Zirconium Oxy-Nitride) Thin-Film Resistance Temperature Sensors », in *AIP Conference Proceedings*, American Institute of Physics, 2003, p. 393-398.
- [47] P. Hillière, « Rapport d'essai de l'étude PT15K en déphaseur passif avec V2 », avr. 2023.

Résumé :

La conception et la disponibilité d'un refroidisseur miniature pour atteindre des températures inférieures à 2 Kelvin (-271°C) sera une avancée importante pour faciliter l'utilisation de la cryogénie, notamment hors des laboratoires spécialisés. Aujourd'hui, les refroidisseurs les plus répandus sont limités à la température de 3 Kelvin environ et nécessitent des puissances électriques importantes, généralement de plusieurs kilowatts. De plus, ils génèrent une nuisance sonore importante et implique un fort encombrement. Notre objectif est à la fois d'atteindre des températures plus basses tout en réalisant un refroidisseur miniature. Pour ce faire le projet exploite le couplage d'un refroidisseur Joule-Thomson à 2 Kelvin avec un tube à gaz pulsé hautes fréquences en tant que pré-refroidisseur. Le développement du tube à gaz pulsé hautes fréquences constitue le cœur de cette thèse.

Ce dernier opérera dans une configuration exploitant deux doigts froids en cascade que l'on appelle tube à gaz pulsé intercepté. Il est ainsi possible d'obtenir des basses températures, ici jusqu'à 15 Kelvin (-258°C). Ce type de configuration a été mis au point dans le domaine du spatial. Pour une généralisation aux cryostats de laboratoire, un travail de redimensionnement pour fonctionner avec des oscillateurs de pression commerciaux a été nécessaire.

L'approche choisie pour optimiser le tube à gaz pulsé intercepté est essentiellement expérimentale, en s'appuyant sur une analyse phénoménologique des processus thermodynamiques ainsi que sur des modélisations numériques ainsi l'accent a notamment été mis sur l'évaluation des pertes de chaleur à l'étage intermédiaire (intercepté). Une version préindustrielle du tube à gaz pulsé a été mise au point et testée. Ses performances vont jusqu'à 430 mW de puissance de refroidissement à partir d'une puissance mécanique de 100 W.

A titre d'exemple d'applications, dans les laboratoires de recherche, ce système permettra la détection de photon unique basé sur des détecteurs à nano-fils supraconducteurs ou la recherche sur les technologies quantiques.

Abstract:

The design and availability of a miniature cooler to achieve temperatures below 2 Kelvin (-271°C) would be a significant advancement in facilitating the use of cryogenics, especially outside specialized laboratories. Currently, the most common coolers are limited to around 3 Kelvin and require substantial electrical power, typically several kilowatts. Additionally, they generate significant noise and involve a large size. Our goal is to reach lower temperatures while creating a miniature cooler. To achieve this, the project leverages the coupling of a 2 Kelvin Joule-Thomson cooler with a high-frequency pulse tube as a pre-cooler. The development of the high-frequency pulse tube is the core focus of this thesis.

This system will operate in a configuration using two cascaded cold fingers, known as an intercepted pulse tube. This allows for achieving low temperatures, up to 15 Kelvin (-258°C) in this case. This

configuration has been developed in the aerospace field. For generalization to laboratory cryostats, resizing work to operate with commercial pressure oscillators was necessary.

The chosen approach to optimize the intercepted pulse tube is primarily experimental, relying on a phenomenological analysis of thermodynamic processes and numerical modeling. Emphasis has been placed on evaluating heat losses at the intermediate stage (intercept). A pre-industrial version of the pulse tube has been developed and tested. Its performance reaches up to 430 mW of cooling power from a mechanical power of 100 W.

As an example of applications, in research laboratories, this system will enable the detection of single photons based on superconducting nanowire detectors or research on quantum technologies.
