



HAL
open science

Développement d'un tube à gaz pulsé très haute fréquences

Diogo Carvalho Lopes Carvalho Lopes

► **To cite this version:**

Diogo Carvalho Lopes Carvalho Lopes. Développement d'un tube à gaz pulsé très haute fréquences. Autre. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENI044 . tel-00635389

HAL Id: tel-00635389

<https://theses.hal.science/tel-00635389>

Submitted on 25 Oct 2011

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 DE GRENOBLE

Spécialité : **Mécanique des fluides – Procédés – Énergétique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Diogo CARVALHO LOPES

Thèse dirigée par **Alain RAVEX** et
codirigée par **Jean-Marc DUVAL**

préparée au sein du **Service de Basses Températures du CEA
Grenoble**
dans l'**École Doctorale IMEP2**

Développement d'un tube à gaz pulsé très hautes fréquences

Thèse soutenue publiquement le « **26 septembre 2011** »,
devant le jury composé de :

M. Alain RAVEX

Président d'Absolute System SAS, Directeur de Thèse

M. Grégoire BONFAIT

Prof. à l'Université Nouvelle de Lisbonne, Rapporteur

M. Alphons DE WAELE

Prof. à l'Université Technique d'Eindhoven, Rapporteur

M. Jean-Marc DUVAL

Ingénieur-chercheur au CEA Grenoble, Membre

M. Christophe DANIEL

Ingénieur au Centre National d'Études Spatiales, Membre

M. James BUTTERWORTH

Ingénieur développement à Air Liquide, Membre

M. Pascal TIXADOR

Enseignant-chercheur INPG, Membre



Remerciements

Je garderai toujours des excellents souvenirs de ces trois ans à Grenoble : la ville, la neige, les gens que j'ai connus, les voyages dans le pays. Ce cadre de découverte a été un excellent complément à mes études et travaux. Outrepassées les « manipulations » épineuses et les données décevantes, les recherches ont abouti et la persévérance a été couronnée de résultats de valeur, et d'un prototype performant.

Toutefois, la réussite n'aurait pas été possible sans la patience et l'implication de Jean-Marc Duval, mon encadrant, toujours de bonne humeur et prodigue en hypothèses et explications à l'émergence d'un problème ; sans la perspicacité et le scepticisme tenace de mon voisin de palier Ivan Charles qui, de plus, a relu ce rapport ; sans la collaboration et la diligence des techniciens du Service de Basses Températures, notamment Alain Gauthier, Julien Inigo, David Garcia et Frédéric LaRizza, sans lesquels mes manipulations n'auraient jamais dépassé le statut d'expériences de pensée ; sans les conversations stimulantes et détendues avec mes collègues de bureau Thomas Prouvé, Josiana Prado et Jérôme André ; sans enfin la motivation et le fort esprit d'équipe de tous les autres collègues du Service des Basses Températures, motivés et doués d'un fort esprit d'équipe. Je suis fort reconnaissant à tous ceux qui ont contribué à un environnement de travail accueillant et encourageant et ont partagé leur savoir.

Je tiens à remercier aussi le Centre National d'Études Spatiales et AirLiquide pour le soutien apporté à cette thèse et aussi Thales Cryogenics pour le prêt du compresseur qui a permis de tester les prototypes. Un grand merci également, à tous les membres du jury, qui ont accepté de juger ce travail.

Ce manuscrit, raison ultime de la séparation, je le dédie à ma famille et à tous mes amis, qui en dépit de la distance ont toujours veillé à ce que leur soutien, indispensable à son achèvement, se fasse sentir.

Table des matières

Liste des Symboles	5
1 Les tubes à gaz pulsé et le régime de très hautes fréquences	7
1.1 Introduction aux tubes à gaz pulsé	7
1.1.1 Évolution historique des <i>pulse tubes</i>	8
1.1.2 Principe de fonctionnement	9
1.2 Les <i>pulse tubes</i> très haute fréquence	12
1.2.1 La mise en œuvre des très hautes fréquences	13
1.2.2 État de l'art	16
1.2.3 Objectifs de la thèse	20
2 Simulations sur un <i>pulse tube</i> et certains de ses éléments	22
2.1 Simulations sur le régénérateur	22
2.1.1 Description du code général	22
2.1.2 Description du code d'optimisation de régénérateurs	26
2.1.3 L'effet de la pression d'entrée sur les dimensions optimales	27
2.1.4 Effet du PV dans les dimensions optimales du régénérateur	32
2.1.5 Effet de la pression de remplissage sur les dimensions optimales du régénérateur	33
2.1.6 Performance des différents grillages en fonction de la fréquence	34
2.1.7 Effet de la fréquence dans les dimensions optimales du régénérateur	37
2.1.8 Conclusion	39
2.2 Simulations sur les inertances	39
2.2.1 Influence de la fréquence	42
2.2.2 Influence de l'amplitude de pression dans le tube	43
2.2.3 Influence de la pression de remplissage	43
2.2.4 Conclusion	44
2.3 Optimisation de <i>pulse tubes</i>	46
2.3.1 Méthode <i>Alpha</i>	46
2.3.2 Méthode <i>Beta</i>	46
2.3.3 Optimisation d'inertances	47
2.4 Conclusion générale	48
3 Banc d'essais et instrumentation	49
3.1 Mesure du déplacement du piston	49
3.1.1 Mesures avec un capteur laser	50
3.1.2 Mesures avec un capteur du type LVDT	50
3.2 Mesure des oscillations de pression et de la pression moyenne	52
3.3 Réponse en fréquence des appareils de mesure	53
3.4 Détermination de la puissance mécanique (PV) en entrée	54

3.4.1	Les puissances mises en jeu et sources de pertes	54
3.4.2	Mesure directe du PV en entrée	55
3.4.3	Banc d'essais pour la vérification du calcul du PV	55
3.5	Tests des compresseurs à très hautes fréquences	63
3.5.1	Essais du 9310 de Thales et du K825 de Ricor	64
3.5.2	Essais avec l'oscillateur 9110 de Thales	66
3.5.3	Conclusion	66
4	Études expérimentales des pertes dans le tube	68
4.1	Théorie des phénomènes	68
4.2	Mise en œuvre expérimentale	75
4.2.1	Calibration du banc d'essais	76
4.2.2	Estimation des pertes par frottement dans les redresseurs d'écoulement	77
4.2.3	Effet des redresseurs sur le flux	79
4.2.4	Évolution du profil de température de la paroi	82
4.3	Études sur les pertes dans le tube	85
4.3.1	Essais à pression d'entrée constante	85
4.3.2	Effet de la pression	85
4.3.3	Essais à déplacement (côté compresseur) constant	87
4.3.4	Essais à déplacement (au milieu) constant	88
4.3.5	Essais à fréquence constante	88
4.3.6	Essais à déphasage et fréquence constants.	88
4.3.7	Essais à A_r et fréquence constants	89
4.3.8	Influence des paramètres géométriques	91
4.4	Limites du banc d'essais	91
4.5	Discussion	94
4.6	Conclusion	94
5	Dimensionnement et caractérisation des prototypes de <i>pulse tubes</i>	95
5.1	Les prototypes Alpha et Beta	95
5.1.1	Dimensionnement et réalisation des doigts froids	95
5.1.2	Mise en œuvre	96
5.1.3	Essais avec le prototype <i>Beta</i> à déphasage passif	97
5.1.4	Essais avec le prototype <i>Alpha</i>	100
5.1.5	Le mode de déphasage actif	105
5.1.6	Instabilités de température	108
5.1.7	Conclusion	110
5.2	Les prototypes <i>Gamma</i>	110
5.2.1	Le prototype <i>Gamma</i> original	111
5.2.2	Modification du tube - le prototype <i>Gamma</i> 1.1	117
5.2.3	Modification du régénérateur - le prototype <i>Gamma</i> 2.0	119
5.3	Conclusion	122
	Perspectives et conclusion	123
	Bibliographie	124

Liste des Symboles

ΔP	Pertes de charge
ΔX	Déplacement du piston
\dot{m}	Débit massique
η	Passabilité
γ	Ratio des chaleurs spécifiques
μ	Viscosité dynamique
ν	Viscosité cinématique
ω	Fréquence [rad/s]
ϕ	Diamètre d'un élément
Ψ	Facteur de friction de Darcy
ρ	Densité du fluide
τ	Période
ε	Porosité
φ	Déphasage
k	Perméabilité
P	Amplitude de variation de pression
f	Fréquence [Hz]
v	Vitesse de l'écoulement
A_r	Volume de gaz déplacé par cycle sur le volume du tube $\left(\frac{q \cdot \omega}{V_{tube}}\right)$
d_h	Diamètre hydraulique
I	Courant électrique
L	Longueur d'un élément
P_o	Pression moyenne
PV	Flux d'enthalpie
q	Débit volumique
R	Constante molaire des gaz parfaits
r	Constante massique des gaz parfaits

$R_{bobinage}$	Résistance électrique du bobinage du compresseur
Re	Nombre de Reynolds
S	Section d'un élément
T	Température
V	Volume d'un élément
Va	Nombre de Valensi
W	Travail
W_{dispo}	Puissance électrique moins pertes Joule
W_{elec}	Puissance électrique fournie au compresseur
Z_L	Impédance du type inductif
Z_R	Impédance du type résistif

Chapitre 1

Les tubes à gaz pulsé et le régime de très hautes fréquences

1.1 Introduction aux tubes à gaz pulsé

Les tubes à gaz pulsé, ou *pulse tubes*, terminologie retenue pour la suite du manuscrit, sont des machines cryogéniques qui utilisent la compression et détente d'un gaz pour produire du froid. Elles sont dites machines à cycle *régénératif*, puisque dans la première moitié du cycle le gaz cède de l'énergie à une matrice de grande capacité thermique, le *régénérateur*, pour la récupérer lors de la deuxième partie du cycle. Dans ce type de machine, le flux de gaz est oscillant et les variations de pression affectent l'ensemble du fluide de la machine. À l'instar des *pulse tubes*, les machines Stirling (cycle de deux phases isochores et deux isothermes) et Gifford (deux isobares, deux isothermes) sont aussi des machines régénératives.

L'autre grande famille de machines cryogéniques, dites *récupératives*, fonctionne différemment : à un moment donné, chaque élément du fluide traverse une phase différente du cycle, c'est-à-dire, pendant que une partie du fluide est recomprimé, l'autre partie se détend et fait du froid ; le débit dans ces machines est continu, le fluide qui vient d'être détendu va pré-refroidir celui qui va bientôt subir la même transformation, par l'intermédiaire d'un échangeur contre-courant (pas besoin de régénérateur). Les cryoréfrigérateurs Joule-Thomson et Brayton en sont des exemples. Ce type de machine ne sera pas discuté pour la suite.

À l'inverse de la plupart des machines Stirling et Gifford, le régénérateur du *pulse tube* reste immobile et il n'y a pas de piston du côté cryogénique. Il est composé de matériaux poreux (empilement de billes, grilles), qui doivent pré-refroidir le gaz avant sa détente et le pré-rechauffer avant sa compression : il stocke donc de l'énergie entre une phase du cycle et l'autre. Il doit posséder quatre caractéristiques essentielles :

- **Capacité thermique très grande devant le gaz** - la matrice doit imposer la température au gaz, en le pré-refroidissant, elle doit être capable de lui céder de l'énergie sans que sa température varie trop.
- **Pertes de charge négligeables** - la chute de pression diminue la puissance froide disponible à la détente et les frottements dégagent de la chaleur tout au long du régénérateur ;
- **Volume mort négligeable** - l'espace entre les structures qui composent le régénérateur doit être rempli par l'onde de pression, ce qui requiert du débit additionnel qui engendre des pertes de charge et thermiques ;

- **Faible conduction axiale et conduction radiale infinie** - le régénérateur ne doit pas être une source importante de pertes parasites au bout froid, donc la conduction par les grilles ou billes doit être réduite.

La version originale de la machine (fig. 1.1) est constituée aussi par un tube et par des échangeurs. Le premier constitue simplement le volume dans lequel le gaz se détend adiabatiquement, les échangeurs permettant au gaz d'échanger de la chaleur avec l'extérieur. D'une manière très succincte, un oscillateur ou un compresseur muni de vanne rotative crée des ondes de pression dans le gaz qui traverse alors le régénérateur. Celui-ci pré-refroidit le gaz avant sa détente dans le tube. Cette détente refroidit le gaz qui extrait une puissance à l'échangeur froid, la chaleur de compression étant évacuée par les échangeurs chauds ; celui du régénérateur est parfois appelé *aftercooler*. L'effet frigorifique dépend du *déphasage* entre l'onde de pression et l'onde de débit, sujet qui sera approfondi plus loin.

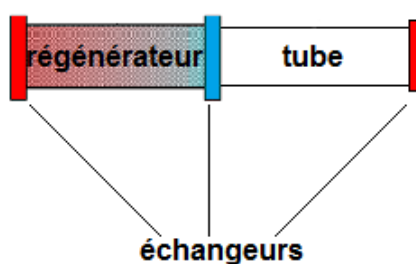


FIG. 1.1 – Schéma du *pulse tube* basique de Gifford et Longworth

1.1.1 Évolution historique des *pulse tubes*

En 1964, Gifford et Longworth découvrent par hasard un effet qui les a amenés à construire ce que l'on peut considérer comme le premier prototype d'un *pulse tube* [1], schématisé sur la fig. 1.1. Ce premier prototype pouvait atteindre 159 K. Ses faibles performances lui ont décerné le statut de simple curiosité de laboratoire pendant 20 ans, jusqu'à ce que Mikulin [2], en 1984, propose de relier le tube à un volume tampon ou réservoir¹ par un orifice de taille variable (une vanne, en pratique). Le fluide utilisé était l'air, à 4 bar, avec lequel la machine est descendue à presque 100 K, avec une onde de pression à 15 Hz. Il a prévu aussi qu'en remplaçant l'air par de l'hélium des températures plus basses seraient atteintes ; aujourd'hui tous les *pulse tubes* standards fonctionnent avec ce gaz monoatomique.

Six ans plus tard, Liang, Zhu et Zhou [3] ajoutent une deuxième vanne de contrôle (vanne 2 sur la fig. 1.2) qui permet d'améliorer les conditions d'écoulement et d'atteindre 49 K ; cette vanne autorise, cependant, l'existence d'une boucle de gaz (recirculation) tout au long du *pulse tube* qui peut dans certains cas éliminer l'effet bénéfique de la vanne.

Finalement, en 1997, Zhu *et al* [4] découvrent ce qu'ils appellent l'effet « long neck ». Ce terme se rapportait au tube capillaire qui remplace l'orifice/vanne proposé par Mikulin, reliant le tube et le volume tampon. Il est important de noter que ce type d'organe déphaseur est devenu la norme parmi les *pulse tubes* commerciaux, étant données les performances obtenues : des rendements de l'ordre de 30% Carnot (à 80 K) sont mentionnés dans l'article. Ils y présentent aussi des études concernant l'influence du diamètre et de la longueur et en concluent qu'il existe une paire de paramètres optimaux qui permettent obtenir toujours de meilleures performances qu'un *pulse tube* à orifice.

¹Un volume très grand par rapport au *pulse tube* dont la pression n'est pas affectée par le débit rentrant.

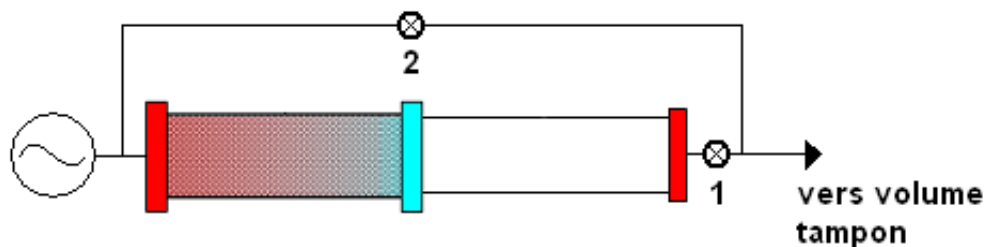


FIG. 1.2 – Schéma du *pulse tube* de [3]; la vanne 1 avait déjà été proposée par Mikulin. La deuxième vanne améliore les conditions d'écoulement mais autorise un débit en boucle qui peut nuire aux performances.

1.1.2 Principe de fonctionnement

Quoique l'on puisse associer, *grosso modo*, un cycle de Stirling aux *pulse tubes* de haute fréquence et un cycle d'Ericsson à ceux de basse fréquence, le vrai cycle d'un *pulse tube* est assez différent des deux dans la mesure où chaque tranche de gaz dans la machine ne subit pas les mêmes transformations que les autres : le cycle thermodynamique dépend, en réalité, de l'endroit initial du volume de gaz. Pour mieux comprendre, on a tracé sur la fig.1.3 le déplacement et la température de trois tranches de gaz distinctes (on suppose que les tranches ne se mélangent pas entre elles).

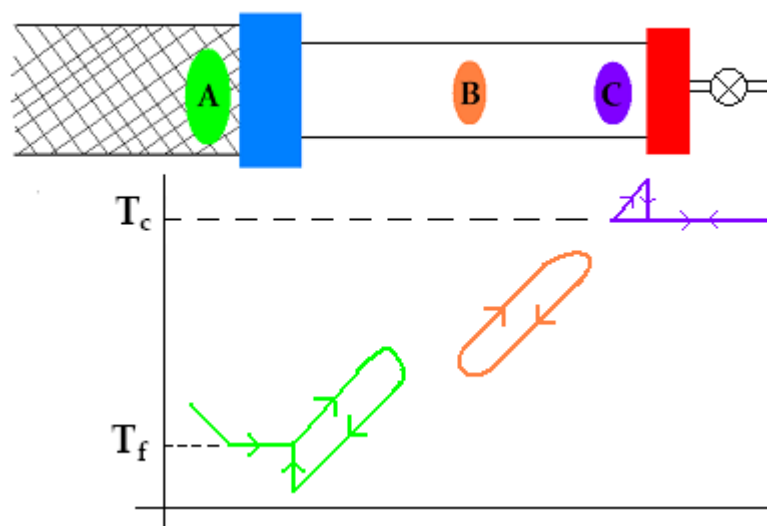


FIG. 1.3 – Position et température de trois tranches de gaz ; en vert, la tranche A qui évolue dans le régénérateur et dans le tube, en rouge la tranche B qui reste toujours dans le tube et la tranche C qui sort du tube (adapté de [5] et [6]). La forme de ces courbes dépend du déphasage entre la pression et le débit à l'endroit considéré. Le bout froid est à la température T_f et le chaud à T_c .

La tranche A, initialement dans le régénérateur, subit une évolution diathermane pendant les deux premières phases, c'est-à-dire, sa température suit celle du régénérateur et de l'échangeur. Ensuite elle entre dans le tube pendant la phase de compression, subissant une augmentation de sa température, son évolution étant adiabatique. Dès que la pression dans le tube devient inférieure à celle du volume tampon, la tranche revient en arrière en se refroidissant et en extrayant de l'énergie lors du passage à l'échangeur. On note bien que, du fait du déplacement vers le bout chaud qui *continue même après le maximum de pression*, le gaz revient plus froid qu'il n'est entré. La phase de compression et de détente sont asymétriques du point de vue des transformations subies par le gaz de cycle (ce qui permet l'effet frigorifique). L'évolution est similaire pour la tranche B sauf qu'elle est toujours en régime adiabatique car elle ne passe ni par l'échangeur ni par le régénérateur.

La tranche C, lors de la compression, passe par l'échangeur chaud en lui cédant de la chaleur ; après l'orifice, elle n'est plus soumise aux variations de pression. Si cet effet dit de non-symétrie thermodynamique [7] est observable, il l'est à cause du *déphasage favorable* entre l'onde de pression et l'onde de débit, un concept-clé dans la compréhension du fonctionnement de ces machines, qui sera expliqué en détail plus loin.

Analyse thermodynamique

Dans un *pulse tube* (voir fig.1.4), il y a un transfert d'enthalpie de la source froide (échangeur du milieu) vers la source chaude (échangeur chaud du tube) ; ce flux d'enthalpie est égal à la puissance froide extraite et est dissipé à l'échangeur chaud par les frottements (sous forme de chaleur) dans l'inertance (ou l'orifice). Dans le régénérateur, en revanche, a lieu un flux entropique responsable de l'effet frigorifique ; il est engendré par les déplacements du gaz et sa compression et détente. Dans la partie froide, la détente augmente l'entropie du gaz, qui ensuite la « déposera » lors de la compression, à plus haute température. Pour maintenir ce flux d'entropie de la partie froide vers la partie chaude, il faut fournir, selon la 2^{ème} loi de la thermodynamique, du travail : la puissance mécanique à l'*aftercooler*, qui est parfois dénommée PV, transmise par le piston du compresseur ; il n'y a pas de flux d'enthalpie dans un régénérateur idéal.

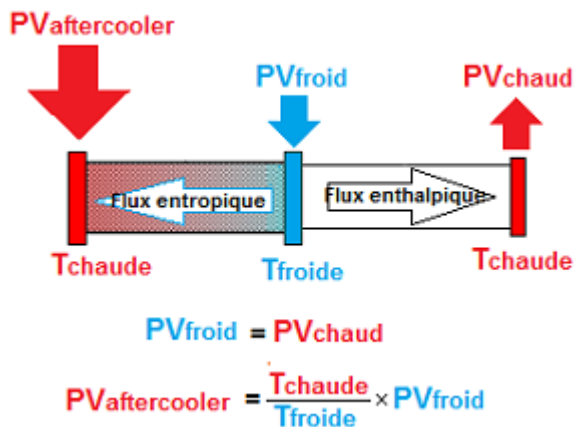


FIG. 1.4 – Flux d'enthalpie et entropie dans un *pulse tube* .

Dans un régénérateur réel, en revanche, à ce flux d'entropie s'ajoutent des pertes qui sont dues aux irréversibilités inhérentes à un régénérateur : les frottements qui dissipent de la chaleur, la conduction par les grilles, etc., et aussi un flux d'enthalpie parasite lié à la mauvaise thermalisation du gaz.

Le rendement de la machine, ou *Coefficient of Performance* (COP), est alors donné par :

$$COP = \frac{PV_{froid}}{PV_{aftercooler}} \quad (1.1)$$

Ce rendement est exprimé parfois par rapport au rendement d'une machine frigorifique de Carnot :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{froide}}{T_{chaude} - T_{froide}} \quad (1.2)$$

Déphasage débit-pression

On avait vu (fig. 1.3) que l'effet frigorifique était engendré par le fait que le gaz avance dans le *pulse tube* sans qu'il y ait une augmentation de la pression : on dit que les ondes de pression et de débit sont décalées l'une par rapport à l'autre. Cette section explique pourquoi ce décalage est aussi important et quel est son rapport avec les autres éléments du *pulse tube*, l'orifice ou l'inertance.

Supposons un simple cylindre, muni d'un piston et rempli de gaz que l'on soumet à des cycles de compression-détente que l'on suppose réversibles. Il est évident qu'au moment où le piston s'arrête à sa position maximale, on atteint le maximum de pression et, simultanément, le débit devient nul puisque la pression est la même partout dans le volume comprimé (il faudrait un gradient de pression pour provoquer un débit). Les ondes de débit et pression sont alors déphasées de 90° dans le temps et l'énergie donnée au gaz à chaque cycle est nulle : la chaleur générée lors de la compression sera absorbée dans le demi-cycle suivant, lors de la détente. Donc, il n'y a pas d'effet frigorifique.

Le travail transmis au gaz à chaque cycle est, par définition (P est la pression, \dot{V} est le débit volumique et τ la période de l'oscillation) :

$$\dot{W} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau P dV \quad (1.3)$$

Dans le cas d'ondes sinusoïdales et en utilisant le débit massique ($P = P_o + P e^{j\omega t}$ et $\dot{m} = \dot{m}_o e^{j(\omega t + \varphi)}$) on peut écrire :

$$\dot{W} = \frac{1}{2} \frac{\mathbf{P} \cdot \dot{m}_o \cdot \omega \cdot \cos\varphi}{\rho} \quad (1.4)$$

ρ est la densité du gaz de travail et ω la fréquence. Si $\varphi = 90^\circ$ on voit que l'énergie donnée au gaz est nulle. Voici, donc, la raison des faibles performances du *pulse tube* basique de Gifford et Longworth : on produit des oscillations de pression dans un volume fermé, ce qui fait que le déphasage est très proche de 90° : le travail pendant un cycle est presque nul. Malgré ce fait, leur prototype arrivait à extraire un peu de puissance au bout froid. Comment explique-t-on ce paradoxe ? Outre un faible déphasage engendré par le régénérateur au bout froid, la cause du refroidissement réside principalement dans la couche de gaz qui est en contact avec la paroi du tube et, donc, qui n'est pas en régime adiabatique : ceci fait qu'un déphasage proche de 90° permet malgré tout la production de froid.

Supposons maintenant qu'on relie le cylindre par un petit orifice à un volume tampon et que l'on exécute les mêmes cycles de compression détente. On s'aperçoit que, même quand le piston est en bout de course (maximum de pression), le débit dans le cylindre n'est pas nul vu qu'il y a une

différence de pression entre le cylindre et le volume tampon. Cela veut dire que le déphasage entre la pression et le débit n'est plus 90° et que l'on transmet effectivement du travail au gaz, juste en rajoutant un orifice pour que le gaz sorte.

Le déphasage imposé par ce simple organe déphaseur n'est pourtant pas optimal : puisque, à l'orifice, le débit est proportionnel à la pression, et donc en phase avec celle-ci, à cause de l'effet capacitif du tube le déphasage au bout froid reste encore élevé. Pour que le déphasage en sortie du tube soit négatif (comme dans le diagramme Fresnel de la droite, sur la fig.1.5) on utilise un capillaire [4] : l'effet inertiel de la colonne de gaz dans le capillaire engendre le retard de l'onde de débit par rapport à celle de la pression, d'où la désignation commune d'*inertance* pour le capillaire. Ce déphasage négatif permet d'augmenter la puissance frigorifique en compensant le volume mort du tube.

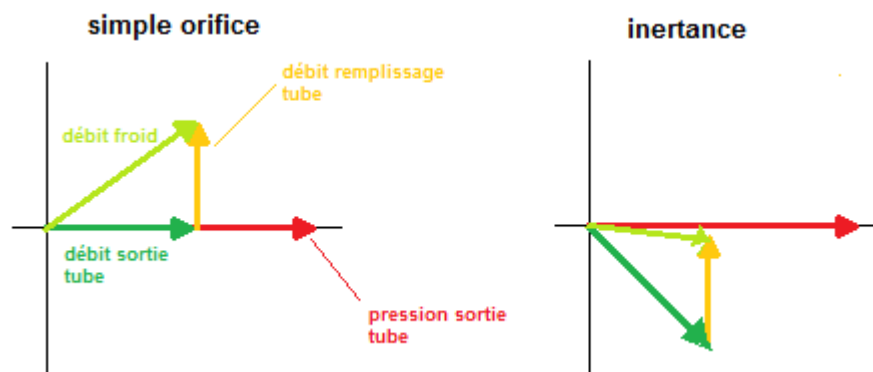


FIG. 1.5 – Comparaison entre les déphasages atteignables avec un orifice et une inertance ; la configuration la plus favorable est celle où le phaseur débit froid est presque en phase avec l'onde de pression.

Quoique les inertances constituent un grand avancement par rapport à l'orifice, il y a des cas où le déphasage optimal ne peut pas être atteint. Ceci ammena quelques auteurs à introduire le concept de *déphaseur actif* (par opposition à l'inertance, qui est un déphaseur passif), un dispositif en aval du tube, remplaçant l'inertance et le volume tampon, qui permet d'imposer le déphasage optimal au bout froid et extraire donc un maximum de puissance froide.

1.2 Les *pulse tubes* très haute fréquence

L'expression *pulse tube* à basse fréquence désigne des machines qui travaillent au-dessous de 10 Hz, dans lesquelles l'onde de pression est produite par un jeu de vannes qui s'ouvrent à différents instants, mettant le *pulse tube* en communication soit avec la chambre à haute pression, soit à basse pression du compresseur. Les *pulse tubes* basse fréquence sont aujourd'hui commercialisés pour des applications sol (laboratoires, liquéfaction, IRM, etc.) et ne font pas l'objet de cette étude.

Les *pulse tubes* dits de hautes fréquences fonctionnent aux alentours de 50 Hz, leurs générateurs de pression étant normalement des oscillateurs à pistons qui, par un mouvement linéaire alternatif, imposent une onde de pression dans le gaz. Comparativement aux précédents, ce sont des machines plus petites et légères, qui mettent en jeu des puissances plus faibles. À cause des différentes technologies utilisées, elles vibrent moins et ont une plus grande durée de vie, des caractéristiques nécessaires dans l'environnement spatial. À cause de leur masse plus faible, elles ont aussi des temps de mise en froid plus courts.

Les soucis de poids et d'encombrement ont poussé la recherche et le développement des *pulse tubes* très hautes fréquences (environ 100 Hz) : ceux-ci seront encore plus petits et, par conséquent,

auront besoin d'un oscillateur plus petit. Cette relation entre le volume des machines et la fréquence est expliqué par l'équation 1.4 : pour avoir le même travail, on peut augmenter la fréquence d'opération et diminuer le volume balayé.

Ceci permet de construire des machines de taille réduite à la fois du point de vue du doigt froid, parce que le volume déplacé de gaz est plus petit, et du point de vue de l'oscillateur : moins de volume balayé équivaut à une cylindrée plus faible. Cette miniaturization rapproche inéluctablement le bout chaud du bout froid, ce qui peut augmenter les pertes conductives.

1.2.1 La mise en œuvre des très hautes fréquences

L'augmentation de fréquence accentue dans ces machines les problèmes qui se faisaient déjà sentir à haute fréquence. Non seulement, au niveau du régénérateur, il y a moins de temps pour échanger la chaleur mais aussi l'écoulement dans le tube peut devenir turbulent à ces fréquences, engendrant des pertes par convection forcée. Ce sujet sera traité en détail dans le quatrième chapitre. Quant aux pertes par conduction axiale, celles-ci augmenteront forcément à cause de la réduction de taille des machines. La solution repose dans le choix de matériaux thermiquement peu conducteurs pour la paroi du régénérateur (titane, plastiques), la conduction par les grilles du régénérateur étant négligeable en général.

Le régénérateur

Pour ce qui est de l'efficacité de l'échange thermique, une comparaison de deux chiffres peut nous renseigner sur le sujet. Le régénérateur est composé en général de grilles métalliques très fines (voir fig.1.6), leur ensemble étant dénommé matrice, pour assurer un bon transfert de chaleur entre le gaz et les grilles. Elles sont caractérisées par deux paramètres : *l'ouverture*, qui est l'espace entre deux fils, et le diamètre du fil lui-même. Elles sont aussi communément référées par leur nombre de *Mesh* : le nombre de fils par pouce (25.4 mm). Des grilles avec un diamètre de fil de 25 μ m et une ouverture égale sont de grilles # 500 *Mesh*.

Il serait utile de comparer l'ouverture à un chiffre qui traduise comment les oscillations de température imposées par un solide (les grilles) sont transmises à l'hélium. Ce chiffre est l'épaisseur de couche thermique et il est facile à calculer si quelques conditions sont observées.

Si les oscillations de pression sont faibles (dans un *pulse tube* typique, environ 10% de la pression moyenne), le coefficient d'échange est très grand (environ 10^4 pour des grilles de 25 μ m) et la conduction axiale par le gaz est négligeable (pour le régénérateur du *pulse tube Gamma* on trouve 50 mW, pour un gradient entre 300 et 80 K), notre cas est comparable à celui d'un gaz qui est d'un côté thermalisé par un solide semi-infini à température constante et qui est à température variable de l'autre. Une solution analytique de ce problème est présentée par Liang dans sa thèse [8]. Puisque dans notre cas la température du gaz est imposée des quatre côtés par les fils contiguës du grillage, la solution citée constitue le pire cas.

On définit alors épaisseur de couche thermique, donnée par la formule 1.5 (ρ est la densité du fluide, c_p sa chaleur spécifique à pression constante, λ sa conductivité thermique et f la fréquence d'opération) comme la distance, dans le gaz, à laquelle l'oscillation de température du solide est atténuée d'un facteur $1/e$. Pour assurer un bon échange, l'ouverture des grilles doit être inférieure à cette épaisseur de couche. Pour avoir une idée de la sensibilité de cette épaisseur aux paramètres, on a représenté dans les fig. 1.8 et 1.9 sa variation avec la fréquence et la température, pour trois pressions différentes.

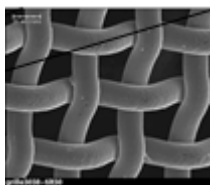


FIG. 1.6 – Image réalisée au microscope électronique à balayage des grilles d'un régénérateur. Les paramètres qui la définissent sont le diamètre de fil et l'ouverture (la distance entre deux fils parallèles).

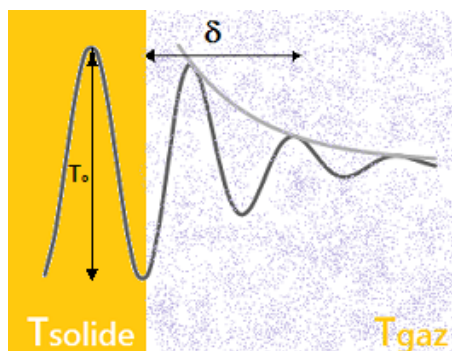


FIG. 1.7 – Couche thermique ou distance de pénétration thermique ; le solide est à T_{solide} et, très loin de celui-ci, le gaz est à T_{gaz} . La courbe représente l'amplitude de l'oscillation de la température ; dans le solide elle a une amplitude T_0 , à la distance de pénétration thermique, T_0/e .

$$\delta_{thermique} = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi f \rho c_p}} \quad (1.5)$$

Sachant que l'ouverture des tissus typiquement utilisés est de l'ordre de quelques dizaines de μm , on ne s'attend pas à de grands problèmes vers 100 Hz, vu que, à basse température et haute pression (le pire cas), la couche est 1.6 fois plus épaisse que l'espace entre les fils. À 200 Hz l'ouverture des grilles et la couche thermique sont égales à 10% près, ce qui reste encore acceptable. Pour aller au-delà de ces fréquences, il faudra envisager des structures plus petites.

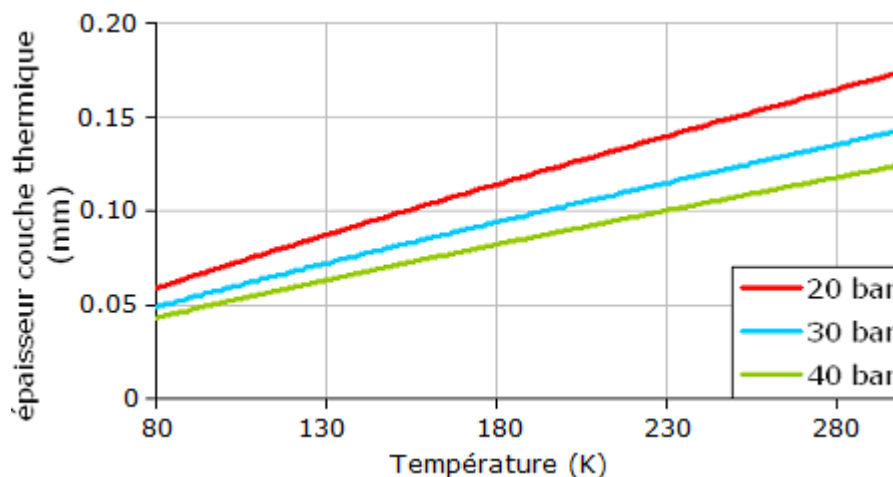


FIG. 1.8 – Variation de l'épaisseur de la couche thermique en fonction de la température, pour une fréquence de 100 Hz, et pour différentes pressions.

Il est aussi important de vérifier que l'on utilise toute la capacité thermique que la matrice offre, c'est-à-dire, on doit s'assurer que la longueur de pénétration thermique dans l'acier est plus grande

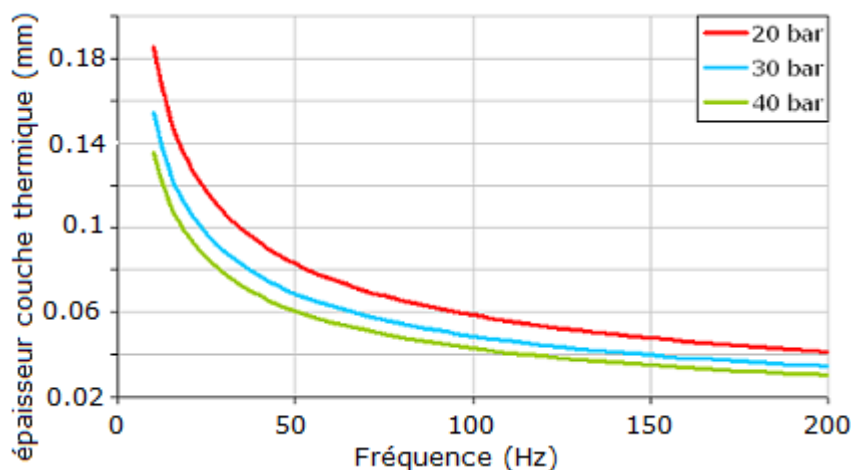


FIG. 1.9 – Variation de l'épaisseur de la couche thermique en fonction de la fréquence, pour une température de 80 K, à plusieurs pressions de remplissage.

que le diamètre du fil. Cette distance, dans l'acier inoxydable, peut être aussi calculée par la formule 1.5 ; on la représente, entre 80 et 300 K, sur la fig. 1.10.

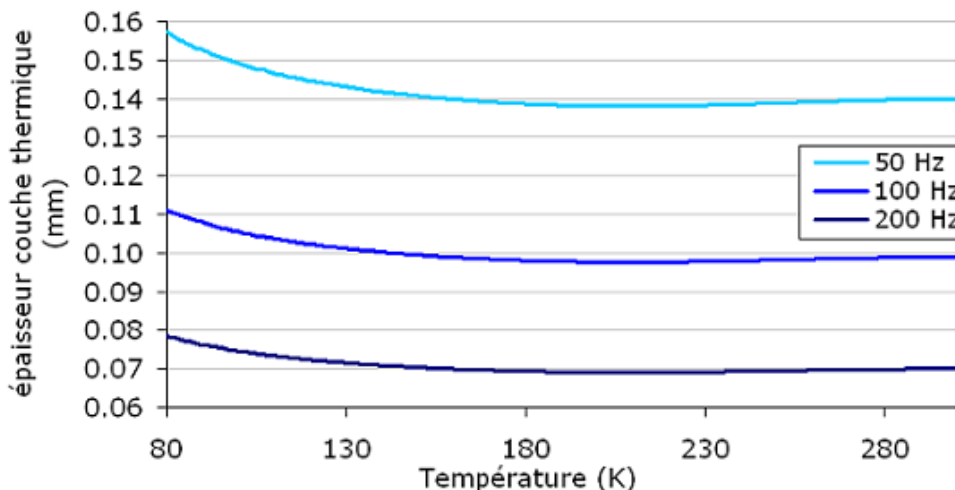


FIG. 1.10 – Distance de pénétration thermique dans l'inox, en fonction de la température, à 50, 100 et 200 Hz.

Même à 200 Hz, la distance de pénétration thermique reste 3 fois plus grande que le diamètre du fil, ce qui veut dire que l'intérieur du fil participe aussi à la thermalisation du gaz et que l'on utilise toute la capacité thermique disponible. D'après la formule, il faudrait travailler à 1 kHz pour que la couche thermique, dans la partie chaude, devienne égale au diamètre du fil.

D'après cette analyse de l'évolution de la couche thermique, l'augmentation de la fréquence n'aura qu'un effet légèrement négatif sur le rendement des régénérateurs actuels, à la condition que des grilles avec un nombre de *Mesh* assez grand soient choisies (au-dessus de #400). Cette discussion sera reprise dans le chapitre suivant à un niveau plus détaillé, en étudiant les résultats des simulations numériques sur l'influence de la fréquence sur les régénérateurs (section 2.1), par lesquelles on tiendra compte aussi des pertes thermiques et de charge.

Les inertances et le tube

L'inertance étant l'organe déphaseur le plus commun, on se demande quelle est son comportement vers les très hautes fréquences. Quand la fréquence est augmentée, l'inertie du gaz augmente

aussi, c'est-à-dire, face aux hautes fréquences, chaque tranche de gaz réagit encore plus lentement aux changements de sens de l'écoulement. On s'attend à ce que les capillaires soient plus inductifs à très hautes fréquences.

En revanche, l'augmentation de la fréquence accentue aussi l'effet capacitif du tube (comme si l'on avait un tube plus grand), ce qui peut contrarier l'effet bénéfique précédemment décrit des hautes fréquences. Mais comme on a vu au début de cette section, le volume du régénérateur doit être diminué à très hautes fréquences et il en va de même pour le tube.

D'après cette analyse simplifiée, les inertances auront une meilleure capacité de déphasage à très hautes fréquences et puisque la taille du tube optimal suit une évolution identique à celle des régénérateurs, il ne sera pas un vrai obstacle au fonctionnement à ces fréquences. Tout cela sera étudié finement lors des simulations (section 2.2.1).

Les compresseurs

Le développement de modèles dont la fréquence de résonance est plus élevée est impérative, même si ce paramètre dépend aussi de la charge en amont du compresseur ou de la pression de remplissage. Les compresseurs appartiennent à l'un de deux groupes : soit les pistons ont des aimants permanents et se déplacent sous l'effet d'un champ magnétique variable généré par des bobinages, soit les bobinages font partie des pistons, l'aimant permanent étant immobile. Tous les deux, cependant, ont des parties métalliques (les pistons) qui se déplacent dans un champ magnétique, ce qui engendre dans ces parties des courants de Foucault qui dissipent de l'énergie. Ces pertes sont proportionnelles au carré de la fréquence mais aussi au carré du déplacement, celui-ci diminuant en général avec la fréquence. Il se peut donc que les deux effets se compensent et que les pertes à très hautes fréquence ne soient pas beaucoup plus grandes qu'à basses fréquences. L'étude des technologies des compresseurs ne fait pas l'objet de cette thèse, qui vise les problématiques liées au doigt froid ; néanmoins, les modèles de compresseurs disponibles dans le laboratoire ont été intensivement caractérisés dans le cadre de leur mise en œuvre à très hautes fréquences (chapitre 3).

1.2.2 État de l'art

Dans les dernières années plusieurs équipes ont publié sur la construction et la caractérisation de prototypes de *pulse tubes* très hautes fréquences, parfois en adaptant la technologie utilisée dans les hautes fréquences, parfois en introduisant de nouveaux matériaux et techniques.

Dans le cadre de sa thèse Vanapalli [9] a optimisé un *pulse tube* à 120 Hz, avec lequel il a réussi à atteindre 50 K et évacuer 3.4 W à 80 K pour une puissance en entrée annoncée de 66 W. Cette valeur est différente de celle présentée dans un article sur le même prototype [10], 46 W, ce qui met en évidence la difficulté de réalisation des mesures de PV ; le schéma 1.11 nous donne une idée des dimensions de son prototype.

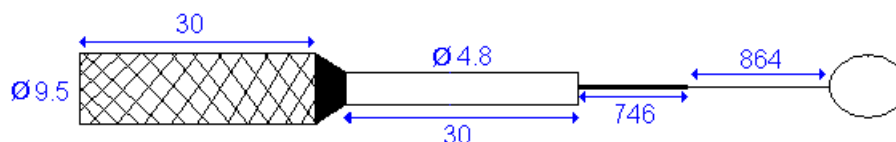


FIG. 1.11 – Dimensions, en mm, du *pulse tube* 120 Hz de Vanapalli. La première inertance a un diamètre de 1.77 mm, la deuxième 1.37 mm.

Le régénérateur était constitué d'un empilement de grilles en inox, $\phi_{fil} = 20.3 \mu\text{m}$ et ouverture $19.7 \mu\text{m}$, tandis que les échangeurs étaient composés de grilles en cuivre. Ils ont aussi fait des

études sur l'influence de l'onde de pression et de la pression de remplissage sur la performance. Les résultats mentionnés ci-dessus ont été obtenus avec une pression de 35 bar. Le temps de mise en froid (50 K) est de l'ordre de 10 min.

Encore dans le cadre de sa thèse, S. Vanapalli [11] a étudié la possibilité de remplacer un oscillateur à pistons traditionnel par un élément piézo-électrique pour générer l'onde de pression dans un *pulse tube* très hautes fréquences. Outre le fait que ces dispositifs ne dissipent quasiment pas d'énergie en fonctionnement (rendement de 90%), ils ne s'usent pas (ce qui augmente leur fiabilité) et, puisque le volume balayé requis par ces *pulse tubes* est petit, ils pourraient être une solution raisonnable malgré leur faible déplacement (mais force élevée). Les chercheurs ne l'ont pas testé sur un doigt froid mais ont pu tout de même mesurer des ondes de pression (sur un volume mort) de 1.2 bar d'amplitude à 25 bar ; ils reportent aussi une puissance de 0.54 W transmise au gaz (pour 2.7 W de énergie électrique injectée dans l'empilement piézoélectrique).

Dans la même année, Garaway et Grossman [12] décrivent la construction et les tests du prototype de *pulse tube* le plus petit jamais construit (voir fig. 1.12). Contrairement à la plupart des *pulse tubes*, il est dépourvu de volume tampon et utilise une seule inertance. La taille réduite de ce prototype, les problèmes de conduction axiale conséquents et la haute pression de remplissage (entre 30 et 40 bar) ont amené les chercheurs à choisir un matériel plastique très rigide (PEEK) pour réaliser les tubes. Ceci a créé, *a posteriori*, un problème au niveau de l'intégration des échangeurs en cuivre, puisqu'il fallait les assembler avec le plastique de façon à avoir un doigt froid étanche à l'hélium.

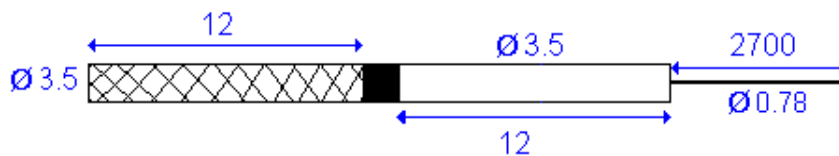


FIG. 1.12 – Dimensions, en mm, du *pulse tube reservoirless* de Garaway et Grossman.

Les auteurs annoncent (à 128 Hz et 38 bar) une température froide limite de 146 K et 100 mW de puissance évacuée à 160 K, un PV en entrée de 5.2 W, des performances éventuellement limités, selon eux, par la performance du compresseur utilisé. Quoique les dimensions et les techniques utilisées dans son montage soient impressionnantes, ses performances (2% du rendement Carnot) sont très loin d'autres cryoréfrigérateurs qui fonctionnent dans la même plage de températures, justement à cause de ces pertes inhérentes à la miniaturisation.

Les mêmes chercheurs décrivent, dans une autre publication [13], un dispositif piézo-hydraulique comme moyen de générer une onde de pression, lequel a fait, d'ailleurs, objet d'un brevet. Dans ce dispositif l'élément piézoélectrique pousse une membrane qui comprime un fluide qui déforme alors une deuxième membrane (plus petite, pour augmenter la force), celle-ci générant enfin l'onde de pression dans le gaz (fig. 1.13). Ce découplage permet de transmettre la pression sur des longues distances et de séparer donc l'actionneur du doigt froid.

Dans leur publication ils soulignent la technologie qu'il a fallu développer pour avoir une membrane *flip-flop* sur la fig. 1.13 simultanément résistante au fluide hydraulique, étanche à l'hélium et capable de supporter la déformation lors des cycles. Ils ont aussi testé cet actionneur piézo-hydraulique sur le *pulse tube* décrit en [12] ayant mesuré (à 130 Hz) 0.6 W de puissance mécanique en entrée (PV) et presque 250 K au bout froid. Cependant, ils mentionnent une mauvaise transmission de pression entre le fluide et l'hélium et des difficultés dans l'emplacement correct de la membrane *flip-flop* (si elle est trop en arrière, on ne transfère pas assez de PV, si elle est trop en avant, l'onde de pression revient vers le fluide hydraulique sans presque comprimer le gaz).

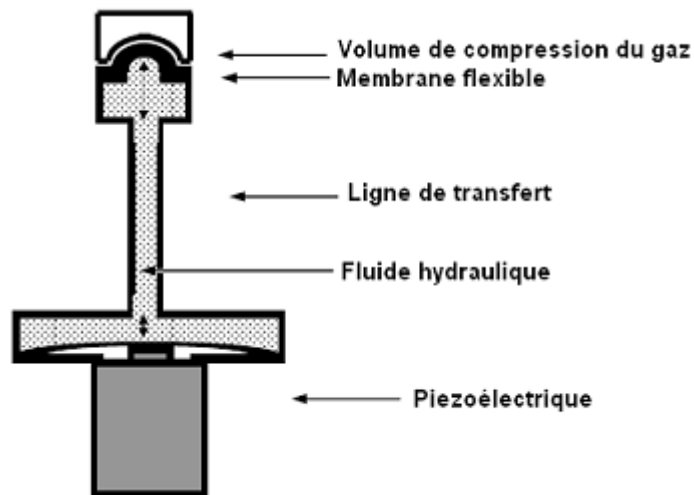


FIG. 1.13 – Schéma en coupe de l'actueur piezo-hydraulique. La ligne de transfert fait 0.5 m de long ($\varnothing_{int} = 2mm$).

Wu, Gan et al [14] publièrent sur le dimensionnement, utilisant REGEN 3.2², et la réalisation d'un prototype de petite taille (fig.1.14) avec un régénérateur 37 Ø14³ et un tube de 32 Ø9 avec une inertance en élément déphaseur. Le tube a été dimensionné de façon à ce que le volume balayé à froid soit entre 3 et 5 fois plus petit que le volume total du *pulse tube*. Son point de fonctionnement optimal, à 120 Hz et 34 bar selon les auteurs, est atteint avec une inertance 950 Ø2. Les matériaux utilisés pour le régénérateur sont les mêmes que pour la thèse de Vanapalli [9], les échangeurs étant composés de grilles #80 Mesh en cuivre.

Sans donner aucune valeur pour les puissances électriques ou mécaniques en jeu, une mise en froid à la température limite de 49.6 K en 15 min est annoncée, ainsi qu'une puissance utile de 8 W à 78.5 K.



FIG. 1.14 – Prototype de *pulse tube* optimisé à 120 Hz [14].

Ils ont réalisé aussi des expériences pour tester l'influence de l'inclinaison du *pulse tube* sur son fonctionnement : ils découvrirent que la performance est indépendante (à moins de 0.5°C près) de l'angle. Ils suggèrent dans leur article que l'utilisation de la laine de cuivre (*velvet*) dans les

²Code de simulation de régénérateurs du commerce développé par l'Institut Américain de Normes - NIST.

³Dorénavant les dimensions cylindriques seront indiquées de cette manière : X ØY, où X est la longueur et Y le diamètre en mm.

régénérateurs (fig. 1.15 à gauche) peut s'avérer avantageuse à très hautes fréquences : sa plus grande porosité, comparée aux *Mesh* normaux avec le même ϕ_{fil} , permet de diminuer les pertes de charge. L'influence des volumes morts n'est pas abordée.

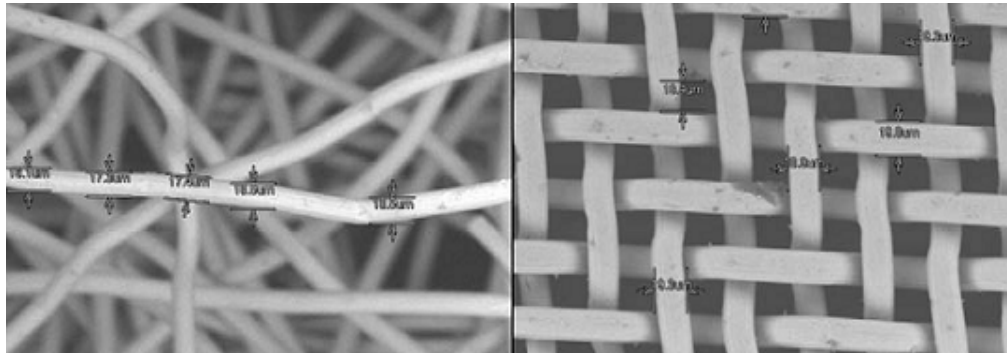


FIG. 1.15 – Comparaison entre les grilles normaux (à droite) et le velvet (à gauche).

Suite à des travaux en collaboration avec Vanapalli, Radebaugh et al. [15] ont développé un *pulse tube* optimisé à 150 Hz, avec une pression de 50 bar. Les dimensions sont décrites sur la fig. 1.16. Le régénérateur est encore composé de grilles #635 *Mesh* et son dimensionnement a été fait avec le logiciel *REGEN 3.2*. D'abord ils trouvent la pression de remplissage optimale, en gardant constant le ratio entre la pression haute et la basse. Ensuite ils cherchent à obtenir un optimum en longueur et en diamètre du régénérateur ; finalement, ils optimisent le débit et le déphasage au bout froid. Leurs simulations montrent que la longueur optimale est indépendante du déphasage et du ratio entre le débit et la section libre de passage de gaz.

Il est équipé d'une double inertance (longueur totale 8.4 cm, diamètres 0.8 et 0.45 mm) et fonctionne avec un compresseur Ricor K527 qui présente une résonance au-delà de 100 Hz. Malgré l'absence d'information sur la puissance fournie par le compresseur, il atteint 100 K en moins de 3 minutes ; on sait, toutefois, qu'avec 25 W de PV à l'*aftercooler* on extrait presque une centaine de mW à 110 K (à 138 Hz).

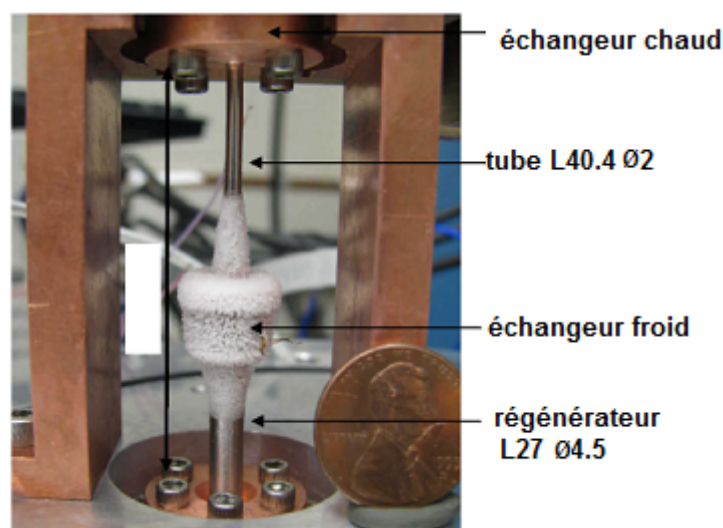


FIG. 1.16 – *Pulse tube* miniature 150 Hz [15]. La pièce à côté a un diamètre de 19 mm.

Les auteurs reportent des instabilités d'écoulement dans le tube qui provoquaient des gradients anormaux de température (qu'ils ont pu voir à l'aide d'une caméra d'infrarouges) et nuisaient aux performances (p.ex., ils mesuraient des fluctuations aléatoires de température de 20 K ou plus).

Il s'est avéré que les grilles de l'échangeur chaud (cuivre #100 *mesh*), bien qu'elles assurent un bon transfert thermique, ne soient pas les meilleures (étant données les dimensions réduites de la machine) en tant que redresseurs d'écoulement. Ils expliquent ainsi que le remplacement des grilles à l'échangeur chaud par d'autres (une couche de #100 *mesh* en cuivre et une couche plus fine de #450 en inox) a résolu ces problèmes.

On finit cette revue de l'état de l'art par un *Engineering Model* d'un *pulse tube* coaxial fabriqué par Northrop Grumman Space Technology [16] qui fonctionne avec une version réduite d'un compresseur commercial du même fabricant. L'ensemble pèse seulement 857 g, le doigt froid (fig. 1.17) occupant un cylindre de dimensions 48Ø11.2 et le compresseur 123 Ø45. La taille de l'inertance n'est pas mentionnée.

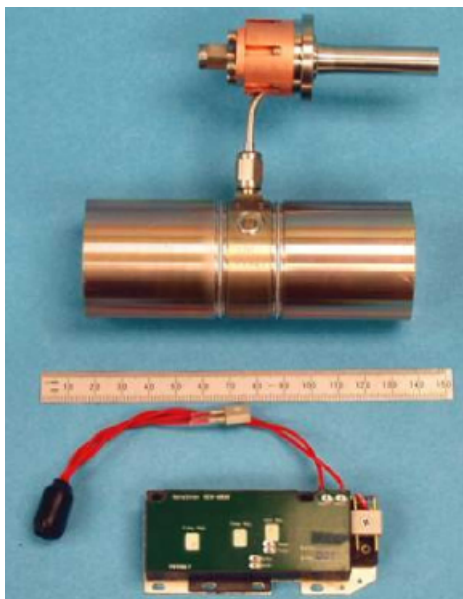


FIG. 1.17 – Doigt froid du cryoréfrigérateur NGST, avec le compresseur et l'électronique de pilotage, capable de fournir 50 W électriques ; le volume tampon et l'inertance n'apparaissent pas.

Avec 33.6 W de PV à 100 Hz (fréquence nominale) il est capable d'atteindre une température limite de 47 K et d'enlever 1.3 W à 77 K ; hors de la fréquence de résonance du compresseur, à 144 Hz, il peut encore dissiper 1.2 W, en conditions de PV et température identiques (avec une inertance optimisée). La publication montre aussi les résultats des tests vibratoires, dans lesquels les chercheurs ont observé une dégradation des performances de 5% pendant un essai vibratoire avec une accélération RMS de 7 g.

D'une manière générale, les fréquences des prototypes de *pulse tubes* construits jusqu'ici sont au-delà de 100 Hz, allant jusqu'à 150 Hz. Pour assurer les meilleures performances à ces fréquences, les chercheurs mettent en œuvre des pressions de remplissage au-dessus de 30 bar et des grilles en acier inoxydable #635 *Mesh*, les plus fines disponibles dans le marché. Notons aussi que dans tous les cas présentés les inertances ont été l'organe déphaseur choisi.

Pour conclure, on donne, sur la page 21, un tableau qui résume les performances et les dimensions des prototypes analysés dans l'état de l'art.

1.2.3 Objectifs de la thèse

Cette étude vise à comprendre quels sont les effets associés à l'augmentation de la fréquence (transitions de régime d'écoulement, comportement de chacun des composants du *pulse tube*) avec

Référence	<i>Vanapalli [9]</i>	<i>Garaway [12]</i>	<i>Wu [14]</i>	<i>Radebaugh [15]</i>	<i>NGST [16]</i>
Régénérateur (mm)	30Ø9.5	12Ø3.5	37Ø14	27Ø4.5	48Ø11.2 [§]
Tube (mm)	30Ø4.8	12Ø3.5	32Ø9	40.4Ø2	
Fréquence (Hz)	120	128	120	150	100
PV entrée (W)	66	5.2	—	25	33.6
P _o (bar)	35	38	34	50	—
T _{limite}	50	146	49.6	—	47
P _{froide} à T (W,K)	3.4 @ 80	0.1 @ 160	8 @ 78.5	0.1 @ 110	1.3 @ 77
# <i>Mesh</i>	635	635	635	635	—

TAB. 1.1 – Résumé des caractéristiques des *pulse tubes* décrits dans l'état de l'art ; — signifie que la grandeur n'est pas mentionnée dans la publication ; § - les auteurs n'ont pas divulgué la taille des composants : ce sont les dimensions de l'ensemble du doigt froid.

le but final de développer un *pulse tube* qui fonctionne à très hautes fréquences, capable d'atteindre 80 K et de dissiper 0.25 W à 120 K, avec 20 W de puissance en entrée. Il s'agit des spécifications qui sont intéressantes du point de vue du refroidissement de matrices de détecteurs d'infrarouges.

Le choix de la fréquence à laquelle on va travailler a été fortement conditionné par les caractéristiques des compresseurs disponibles dans le laboratoire, qui sont plutôt adaptés aux doigts froids hautes fréquences. Secondairement, il est aussi influencé par le fait que, comme il a été dit dans la section précédente, on ne s'attend pas à des problèmes d'échange jusqu'à 200 Hz. Tout cela nous mène à choisir 100 Hz comme la fréquence nominale d'un prototype à développer.

Suite à cette introduction, on présente dans chapitre 2 les simulations sur le comportement du régénérateur et des inertances à très hautes fréquences. Dans le 3^{ème} chapitre, le banc d'essais, les capteurs utilisés et les compresseurs testés seront décrits en détail. On se penchera ensuite sur le banc d'essais *Régéless Pulse Tube* avec laquelle on a étudié les pertes parasites dans le tube. Finalement, dans la dernière partie, on parlera du dimensionnement, de la fabrication et de la caractérisation des prototypes de *pulse tubes* très hautes fréquences.

Chapitre 2

Simulations sur un *pulse tube* et certains de ses éléments

Nous présenterons en détail dans ce chapitre le code utilisé pour simuler et dimensionner les *pulse tubes*. Le régénérateur et les inertances seront simulés individuellement pour étudier leur comportement à très hautes fréquences et l'influence de certains paramètres de l'écoulement sur leur efficacité (régénérateur) et capacité de déphasage (inertance). Dans toutes ces simulations les pertes dans le tube ne seront pas prises en compte et les conditions que l'on impose parfois à notre gré (le débit et le déphasage au bout chaud du régénérateur) ne pourront pas être reproduites en pratique du fait des limitations des inertances.

À la fin, l'algorithme de dimensionnement/optimisation d'un *pulse tube* complet sera expliqué faisant le lien avec le chapitre 5, où les prototypes très hautes fréquences seront effectivement optimisés, construits et testés.

2.1 Simulations sur le régénérateur

Suite à la discussion sur l'échange thermique dans le régénérateur, appuyée sur la comparaison de la dimension de la couche thermique et le diamètre caractéristique du grillage (section 1.2.1), on engage maintenant une voie numérique de façon à traiter ce problème plus finement, en incluant même les pertes thermiques et les pertes de charge dans le régénérateur. On ne tiendra pas compte des limitations imposées par les inertances ni des pertes thermiques dans le tube (les pertes de charge dans le tube étant négligeables).

2.1.1 Description du code général

Pour mener cette étude un code écrit en Scilab a été utilisé ; il est basé sur une méthode nodale développée dans le service [17, 18]. Dans cette méthode, on fait le maillage du *pulse tube* complet (régénérateur, tube d'expansion et inertance) et à chaque nœud une matrice 2×2 est associée, dont les éléments prennent en compte les propriétés de l'écoulement, du gaz et les paramètres du grillage. Cela nous permet d'obtenir l'oscillation de pression et de débit qui sortent du nœud en question, à partir de l'oscillation de pression et du débit issus du nœud précédent (fig. 2.1). On considère que le gaz est parfait et l'écoulement compressible. Ci-dessous, on décrit en détail comment les éléments des matrices 2×2 correspondantes à chaque composant du *pulse tube* sont calculés.

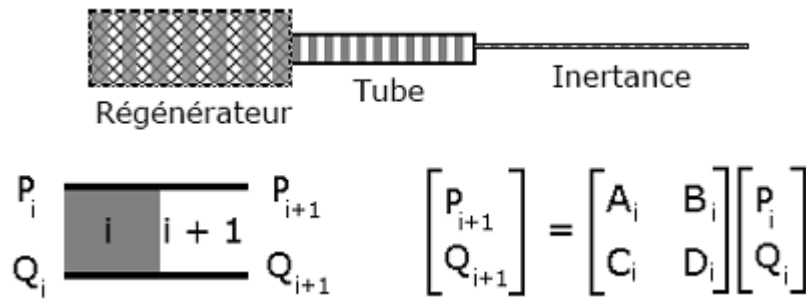


FIG. 2.1 – Schéma du maillage du *pulse tube*; méthode de calcul de la pression et débit après l'élément i (P_{i+1} , q_{i+1}) à partir de la pression et débit avant ce même élément (P_i , q_i). P est l'amplitude de l'onde de pression et q le débit volumique. Les valeurs A, B, C et D contiennent l'information sur l'écoulement (diamètre hydraulique, facteur de frottement, etc.).

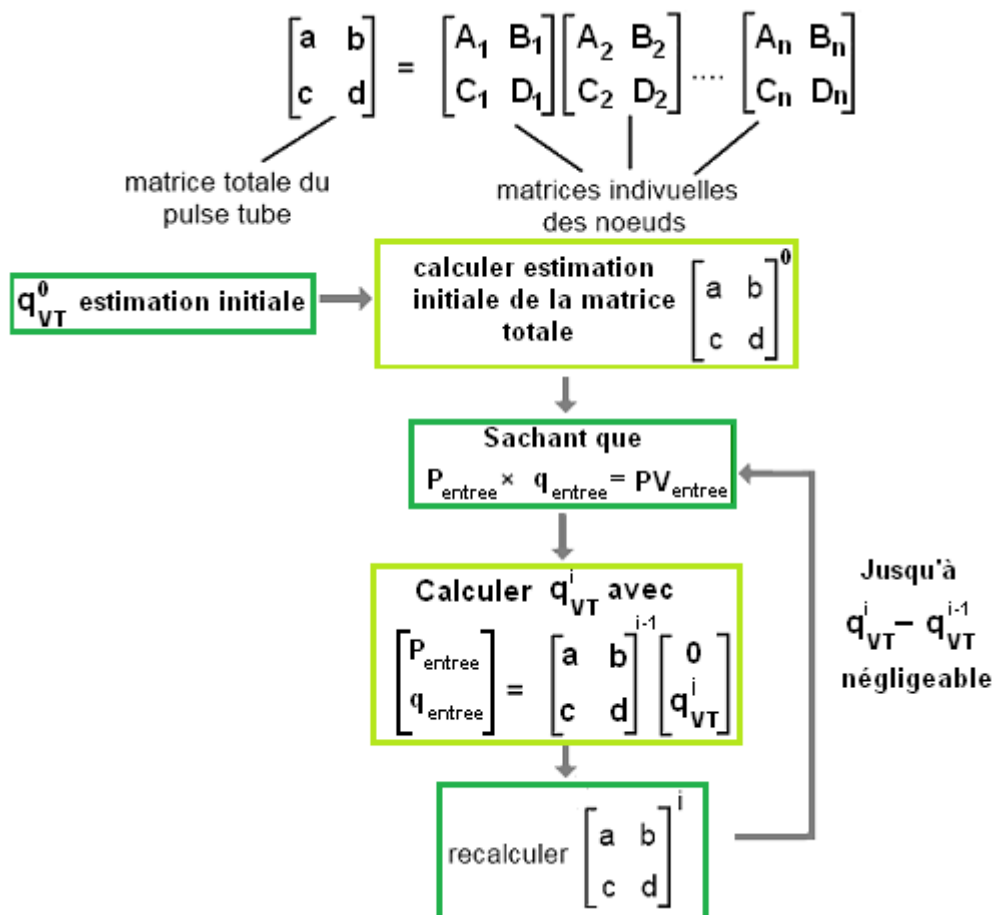


FIG. 2.2 – Diagramme de flux du code pour calculer le débit et la pression à chaque endroit du *pulse tube*. Les exposants des matrices (i , $i-1$) représentent le numéro de l'itération.

La matrice du régénérateur

Le gradient thermique est considéré linéaire, la température aux extrémités étant imposée par l'utilisateur. Étant données les température et les pressions de remplissage typiques, le gaz est considéré parfait. Dans notre modèle, les pertes de charge sont fonction de la perméabilité, k , et de la passabilité, η , deux paramètres inhérents au matériau du régénérateur qui dépendent du diamètre hydraulique, d_h , et de la porosité, ε :

$$k = \frac{\varepsilon}{75} d_h^2 \quad \eta = 1.6\varepsilon^2 d_h$$

Le gradient de pertes de charge dépend en outre de la viscosité du gaz, μ , et de la section du régénérateur, S ; on écrit alors :

$$\frac{\partial \mathbf{P}}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\mu}{k} \frac{q}{S} + \frac{1}{\eta} \frac{q^2}{S} \right)$$

Pour faciliter la résolution de ce problème non-linéaire, on considère un coefficient de perte de charge dépendant du débit (K_1) que l'on ajuste par des itérations successives. D'après l'équation précédente, il sera défini comme :

$$K_1 = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\mu}{k} \frac{1}{S} + \frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{S} \right)^2 |q| \right)$$

Par la loi de conservation de masse, et considérant que le gaz est isotherme ¹ avec le régénérateur (coef. polytrophique = 1), on peut écrire *pour chaque nœud du régénérateur* à la température T :

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -\frac{S\varepsilon}{rT} \frac{\partial P}{\partial t}$$

Comme l'onde de pression P est sinusoïdale avec une fréquence ω , on écrit :

$$\frac{\partial \mathbf{P}}{\partial t} = j\omega \mathbf{P} \quad j = \sqrt{-1}$$

Les coefficients K_2 et Ω sont définis par :

$$K_2 = \frac{j\omega S\varepsilon}{rT} \quad \Omega^2 = K_1 K_2$$

Le système d'équations à résoudre est donc :

$$\frac{\partial^2 q}{\partial x^2} = K_1 K_2 q$$

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -K_2 \mathbf{P}$$

$$\frac{\partial \mathbf{P}}{\partial x} = -K_1 q$$

$$\frac{\partial^2 \mathbf{P}}{\partial x^2} = K_1 K_2 \mathbf{P}$$

Les constantes arbitraires sont à la fois définies par les équations du premier ordre et par la pression et le débit à l'entrée du nœud : \mathbf{P}_0 et q_0 . On abouti alors à la solution :

$$q(x) = q_0 \cosh(\Omega x) - \frac{\Omega}{K_1} \sinh(\Omega x) \mathbf{P}_0$$

¹Cette hypothèse n'est peut être pas vraie, mais vu que les pertes dues au mauvais échange sont calculées ensuite, elle n'introduit pas d'erreur.

$$\mathbf{P}(x) = \mathbf{P}_0 \cosh(\Omega x) - \frac{K_1}{\Omega} \sinh(\Omega x) q_0$$

La matrice qui permet de calculer l'onde de pression et débit à la sortie du nœud de longueur Δx , en fonction de ces paramètres à l'entrée du nœud est alors :

$$\begin{pmatrix} \cosh(\Omega \Delta x) & -\frac{K_1}{\Omega} \sinh(\Omega \Delta x) \\ -\frac{\Omega}{K_1} \sinh(\Omega \Delta x) & \cosh(\Omega \Delta x) \end{pmatrix}$$

Ces éléments sont les facteurs A, B, C et D qui apparaissent dans la fig. 2.2. Celle-ci étant la matrice représentative d'un seul nœud du régénérateur, parce que les coefficients K_1 et K_2 dépendent des propriétés locales (la viscosité, la température, la densité, etc.), la matrice total de cet élément se calcule en multipliant successivement les matrices individuelles des nœuds.

Des simulations préliminaires sur la convergence de l'algorithme ont montré que 15 itérations sont largement suffisantes pour avoir des valeurs stables ; pour ce qui est du maillage, 50 nœuds pour chaque élément donnent de bons résultats. Dans ces conditions, une géométrie peut être calculée en quelques secondes.

Les matrices du tube et de l'inertance

Le problème est fondamentalement le même pour ces deux éléments, la différence principale étant que l'inertance est toute à la température ambiante et le tube a un gradient thermique que l'on considère linéaire. Comme pour le régénérateur on peut écrire pour chaque nœud, par la loi de conservation de masse (notons que dans le tube l'écoulement est supposé adiabatique, donc coef. polytropique = γ) :

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -K_3 \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial t} \quad K_3 = \frac{j S \omega}{\gamma r T}$$

S est la section du tube et T la température du nœud en question. Par le bilan de quantité de mouvement, pour un écoulement unidimensionnel :

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{q}{S} \frac{\partial q}{\partial x} = -S \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial x} - \kappa q$$

Le coefficient de frottement est considéré égal au coefficient en régime continu, sa définition étant :

$$\kappa = \frac{2 |q|}{\rho \pi \phi^3} \cdot \Psi$$

Le facteur de friction Ψ dépend du nombre de Reynolds (Re) et est défini par une fonction par morceaux :

$$\left\{ \begin{array}{ll} Re < 100 & \Psi = 0.64 \\ Re < 1000 & \Psi = \frac{64}{Re} \\ 1000 < Re < 4000 & \Psi = \frac{64}{Re} \left(\frac{4000 - Re}{3000} \right) + \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} \left(\frac{Re - 1000}{3000} \right) \\ 4000 < Re < 10^5 & \Psi = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} \\ 10^5 < Re & \Psi = \frac{0.188}{\sqrt[5]{Re}} \end{array} \right.$$

On arrive à un système d'équations identique à celui construit pour le régénérateur, mais avec K_3 au lieu de K_2 , K_4 au lieu de K_1 et Ξ au lieu de Ω :

$$K_4 = -\frac{1}{S} \left(j\omega + \frac{1}{S} \frac{\partial q}{\partial x} + \kappa \right) \quad \Xi = K_3 K_4$$

La matrice d'un nœud de tube ou d'inertance, de longueur Δx , vaut alors :

$$\begin{pmatrix} \cosh(\Xi \Delta x) & -\frac{K_4}{\Xi} \sinh(\Xi \Delta x) \\ -\frac{\Xi}{K_4} \sinh(\Xi \Delta x) & \cosh(\Xi \Delta x) \end{pmatrix}$$

Comme auparavant, pour obtenir la matrice représentative du tube complet (ou de l'inertance complète) il faut multiplier les matrices de tous les nœuds de l'élément.

Pour simuler l'écoulement à travers un *pulse tube* complet, on multiplie les matrices du régénérateur, du tube et de l'inertance. Puisque les échangeurs utilisés ont des pertes de charge très faibles et que leur volume mort est négligeable vis-à-vis ceux du régénérateur et du tube, ils ne sont pas pris en compte dans la simulation dynamique de l'écoulement.

Conditions limites dans la simulation d'un *pulse tube* complet

Les oscillations de pression sont supposées négligeables dans le volume tampon, ce qui constitue la première des conditions aux limites : l'amplitude de l'onde de pression à la fin de l'inertance est nulle. Du côté régénérateur, on impose une autre condition : une puissance mécanique en entrée (PV) dont le rapport avec l'onde de pression et le débit en entrée est donné par l'équation 1.4. Pour la première itération, on utilise une estimation du débit en sortie d'inertance pour pouvoir calculer les matrices de tous les nœuds (puisque le facteur de frottement dépend du débit); ensuite, on multiplie toutes les matrices et, avec la condition de PV en entrée du régénérateur, on peut calculer une première valeur pour le débit en sortie d'inertance, q_{VT} . On corrige ensuite l'ensemble des matrices (vis-à-vis cette valeur de débit plus "juste") et on les multiplie, obtenant ainsi une nouvelle valeur de q_{VT} , grâce au PV fixe en entrée (on peut voir le diagramme de flux correspondant dans la fig. 2.2). Cette boucle est exécutée jusqu'à ce que la valeur devienne stable (environ 30 itérations).

Ce faisant, on obtient l'oscillation de pression et le débit partout dans le *pulse tube* (en régime stationnaire) et, donc, la puissance au bout froid, toujours par l'équation 1.4. Néanmoins, la simulation doit être complétée par un calcul de pertes thermiques dans le régénérateur, puisque le code brut n'a pris en compte que les pertes de charge. Les pertes dues à l'échange imparfait sont calculées indépendamment grâce à une formule déduite par Rolland [19]. Une fois ces pertes soustraites de la puissance brute, on obtient la puissance froide effective (le calcul des pertes par conduction axiales dans les parois du régénérateur et du tube sera inclus dans une version postérieure du code). Le COP est défini comme le quotient entre celle-ci et le PV en entrée.

2.1.2 Description du code d'optimisation de régénérateurs

Le code décrit ci-dessus a été adapté pour ne simuler que le régénérateur et, ensuite, pour l'optimiser en fonction de la pression de remplissage, la fréquence, la puissance transmise au gaz en entrée (PV) et le type de grillage utilisé. Ces paramètres fixés, le code fait varier l'amplitude de la pression en entrée \mathbf{P} , le déphasage débit/pression au bout chaud φ , le diamètre \mathbf{O} et la longueur du régénérateur \mathbf{L} jusqu'à trouver les valeurs de ces variables qui maximisent la puissance froide (un diagramme de flux est présenté sur la page 28). Dans toutes les simulations la température au bout chaud sera de 300 K et celle du bout froid 80 K, le gradient étant considéré comme linéaire.

Dans le cas d'un *pulse tube* complet le volume tampon impose une pression *nulle* au bout de l'inertance (il impose donc *deux* conditions, l'une en *amplitude* et l'autre en *déphasage*), l'utilisateur ayant ainsi un seul degré de liberté qui est concrétisé dans le PV en entrée (on utilise la puissance mécanique pour s'affranchir des problèmes de rendement du compresseur). Dans le cas de la simulation du régénérateur seul, puisque le volume tampon n'existe plus, *deux degrés de liberté additionnels* réapparaissent ; et pour aboutir à un problème mathématique à solution déterminée, il faut alors trois conditions aux limites, p.ex. :

- PV en entrée, amplitude et déphasage de pression (ou débit) au bout chaud ;
- PV en entrée, amplitude et déphasage de pression (ou débit) au bout froid ;
- PV en entrée, amplitude de pression et amplitude de débit au bout chaud ;

Le problème sera résolu en utilisant les premières conditions limites énoncées ci-dessus : on fixera le PV en entrée, l'amplitude et le déphasage de la pression en entrée pour calculer l'onde de pression et de débit en tous les autres points du régénérateur. Rappelons ici que cette simulation ne comprend ni les pertes du tubes ni les limitations des inertances en termes de débit et déphasage, d'où les trois degrés de liberté.

2.1.3 L'effet de la pression d'entrée sur les dimensions optimales

Si on laisse le programme faire varier en toute liberté les quatre paramètres décrits au paragraphe précédent, l'amplitude de la pression d'entrée optimale tend vers l'infini et la volumétrie du régénérateur optimal tend vers zéro. Pour mieux étudier ce résultat, on a fixé aussi la pression en entrée (**P**) et optimisé des régénérateurs ayant des grilles # 500 *mesh* et travaillant à 20 bar de pression statique, 100 Hz, 20 W de PV et avec un onde de pression de 2, 4, 8 et 12 bar en entrée :

COP	Onde pression entrée (bar)	Déphasage (°)	Dimensions (mm)	Vol. vide (cm ³)
0.1731	2	45	20.8 Ø23.6	5.10
0.1973	4	45	17.0 Ø13.0	1.27
0.2150	8	45	14.3 Ø7.1	0.32
0.2231	12	45	11.6 Ø5.4	0.15

TAB. 2.1 – Dimensions des régénérateurs optimaux pour plusieurs pressions d'entrée calculées par le code Scilab (100 Hz, 20 W de PV, ouverture grilles 25 µm, diamètre fil grilles 25 µm).

Vu qu'il est un degré de liberté, le déphasage qui apparaît dans le tableau est l'optimum pour chaque pression en entrée. Il est déterminé avec des pas de 2°.

Plus on monte l'amplitude de pression en entrée, plus le rendement est élevé et cela est vrai jusqu'à une pression d'amplitude 12 bar, même si avec une pression moyenne de 20 bar cela ne peut pas se mettre en pratique. Remarquons que le déphasage est quasiment indépendant de la pression en entrée.

Prise en compte des pertes axiales

Pourquoi ne trouve-t-on pas un optimum en pression ? Puisque la longueur du régénérateur devient de plus en plus faible, on pourrait penser que l'optimum apparaîtrait dès que les pertes par conduction axiale dans la paroi du régénérateur seront prises en compte. Pour ce faire, l'épaisseur de la paroi du régénérateur nécessaire pour tenir la pression interne est calculée par la formule de Barlow pour les tubes minces avec un facteur de sécurité de 1.5 (la pression vient en *bar*), prenant la contrainte élastique de l'acier inoxydable 304L et un facteur de sécurité de 1.5 (equation 2.1).

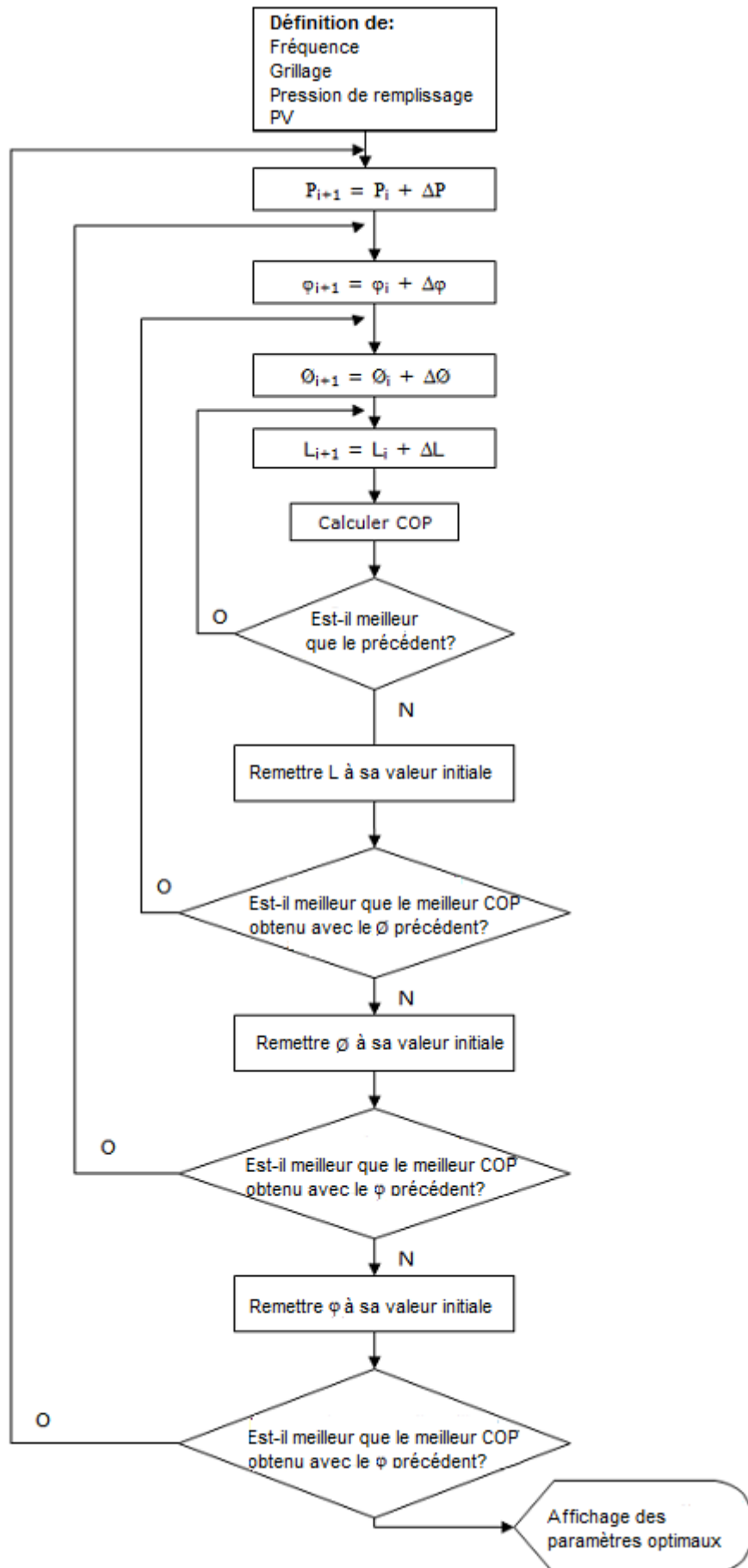


FIG. 2.3 – Diagramme de flux du code d'optimisation de régénérateurs.

$$\phi_{ext} = \frac{\phi_{int}}{1 - 9.3 \times 10^{-4} \times P_0} \quad (2.1)$$

Notons dans le tableau 2.2 que maintenant l'algorithme préfère les régénérateurs plus longs et avec un diamètre plus petit, pour palier aux pertes par conduction au long de la paroi. Vu que la taille des régénérateurs a changé, le déphasage optimal trouvé n'est plus 45° mais 35° . Cependant, la tendance vers des régénérateurs infimes avec de grandes ondes de pression est toujours observée : en fait, les pertes par conduction diminuent vu que le diamètre du régénérateur optimal diminue aussi et, en conséquence, la paroi du tube nécessaire pour soutenir la pression devient moins épaisse, malgré l'augmentation de pression.

Il est néanmoins vrai que, au-delà d'une certaine onde de pression, l'épaisseur n'est plus réaliste : avec une onde de 8 bar, p.ex., le régénérateur correspondant a une paroi de $80 \mu\text{m}$, ce qui est déjà 20% plus fin que les tubes minces trouvés dans le commerce. Dorénavant, les pertes par conduction, considérant un tube en acier inoxydable d'épaisseur donnée par la formule 2.1, seront incluses dans tous les calculs de dimensionnement.

COP	Pression entrée (bar)	Déphasage ($^\circ$)	Longueur (mm)	Diamètre (mm)	Vol. vide (cm^3)
0.1187	2	35	32.1	16.8	3.99
0.1724	4	35	23.0	10.0	1.01
0.2041	8	35	17.1	5.8	0.25
0.2165	12	35	14.4	4.2	0.11

TAB. 2.2 – Dimensions des régénérateurs optimaux pour plusieurs pressions d'entrée calculés par le code Scilab qui prend en compte les pertes par conduction axiale par la paroi (100 Hz, 20 W de PV, ouverture grilles $25 \mu\text{m}$, diamètre fil grilles $25 \mu\text{m}$).

Calcul des pertes thermiques dans le régénérateur

Une autre hypothèse a été avancée pour expliquer l'absence d'optimum en termes de dimensions du régénérateur ; on s'attendait à ce que, avec ces petites dimensions, les pertes thermiques dans le régénérateur augmentent et pourtant, cela n'arrive pas. Quand on analyse la formule qui donne ces pertes, on s'aperçoit qu'elle prend comme débit *le débit moyen tout au long du régénérateur* ; ceci peut, en réalité, sous-estimer les pertes, c'est pourquoi ce débit moyen a été remplacé par le plus grand débit que la simulation trouve dans le régénérateur pour essayer que les pertes thermiques limitent la diminution de taille du régénérateur optimal. Mais ceci ne fait pas surgir un optimum : on obtient encore des COP élevés avec des régénérateurs très petits et grandes ondes de pression ; on vérifie en plus que les chiffres sont égaux aux précédents à 10% près (tableau 2.3).

COP	Pression entrée (bar)	Déphasage ($^\circ$)	Longueur (mm)	Diamètre (mm)	Vol. vide (cm^3)
0.1006	2	35	31.1	15.2	3.17
0.1557	4	35	21.4	8.7	0.71
0.1893	8	35	16.4	4.8	0.17
0.2036	12	35	12.9	3.5	0.07

TAB. 2.3 – Dimensions des régénérateurs optimaux pour plusieurs pressions d'entrée calculées par le code Scilab qui prend en compte les pertes par conduction axiale et en prenant *le débit maximal* du régénérateur dans le calcul des pertes thermiques, au lieu d'un débit moyen (100 Hz, 20 W de PV, ouverture grilles $25 \mu\text{m}$, diamètre fil grilles $25 \mu\text{m}$).

Pertes de charge en amont du régénérateur

L'un des effets pratiques de l'augmentation de l'onde de pression sont les grosses pertes de PV, dans le cas où il y a une perte de charge dans la ligne de transfert entre le compresseur et l'échangeur chaud du régénérateur. C'est-à-dire, le fait que, en pratique, on puisse avoir un rétrécissement dans la ligne de transfert entre le compresseur et le *pulse tube*, origine une diminution du PV disponible à l'échangeur chaud, vu qu'une partie est dissipée ailleurs (dans ce rétrécissement). Comme le PV dissipé dans une perte de charge singulière augmente avec l'onde de pression dans le fluide, on s'attend à ce que la présence du rétrécissement fasse apparaître une pression d'entrée optimale, au-delà de laquelle une quantité de énergie tellement grande est perdue dans la ligne de transfert que la puissance mécanique à l'échangeur chaud n'est plus significative.

L'optimisation du régénérateur a été donc reprise, en supposant qu'à la sortie du compresseur il y a un rétrécissement de la tuyauterie et en suite un tube sans pertes de charge (c'est la ligne de transfert en pratique, dont on prendra les dimensions typiques : 200Ø4 mm), en amont du régénérateur. On part d'une onde de pression de 2 bar et on augmente peu à peu cette onde, trouvant à chaque fois les dimensions du régénérateur optimal, pour obtenir un optimum en termes d'onde de pression. La fig. 2.4 montre la performance de chaque régénérateur optimal pour quatre ondes de pression d'entrée et deux pertes de charge différentes : un orifice Ø3 et un orifice Ø1.

Si l'on a juste un changement de Ø4 à Ø3, les régénérateurs optimaux (et COP respectifs) sont identiques à ceux optimisés sans pertes de charge (courbes fig. 2.4); il faut vraiment un rétrécissement de Ø4 à Ø1 pour voir apparaître un maximum dans la courbe du COP (aux alentours de 6 bar). Cependant, même si l'on trouve maintenant une pression optimale, des restrictions similaires à un orifice Ø1, ne doivent pas exister dans un banc d'essais bien construit, la ligne de transfert étant du même diamètre que la sortie du compresseur et s'élargissant un peu juste avant l'échangeur chaud. Il faut penser encore à une autre raison, sans doute pratique, qui imposera une pression en entrée optimale.

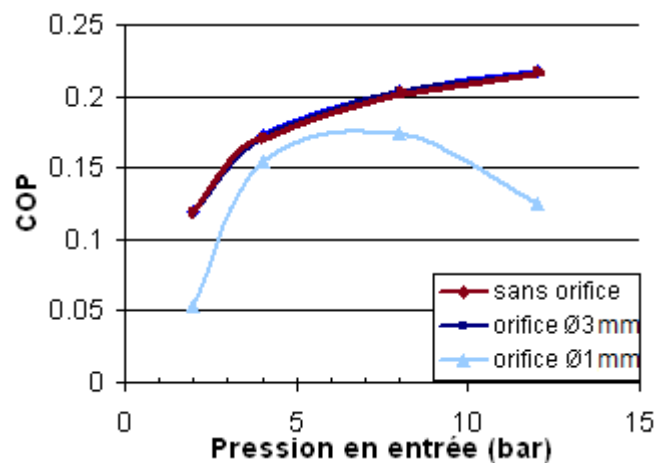


FIG. 2.4 – COP de chaque régénérateur optimal, en fonction de la pression en entrée, dans le cas où il existe un orifice avec un volume mort en amont du régénérateur.

Limitations des compresseurs

Leurs limitations ne sont jamais prises en compte par la simulation. Typiquement, ils en ont deux assez importantes : une cylindrée maximale (p.ex., le piston ne peut se déplacer que de 10 mm) et aussi un courant maximal à ne pas dépasser sous risque de détruire les bobinages du moteur.

Ces deux seuils ont comme conséquence un seuil au niveau du *débit*. Le premier est assez facile de calculer (on prendra comme exemple un compresseur Maxi 9710 de Thales, fonctionnant à 100 Hz) :

$$\dot{m}_{max} = 2 \cdot \omega \cdot \rho_{He\ 300K} \cdot \Delta X_{max} \cdot S_{piston} = 2 \cdot 2\pi 100 \cdot 3.20 \cdot 0.01 \cdot 3.14 \times 10^{-4} = 12.6\text{ g/s}$$

Ce débit est 10 fois plus grand que celui d'un *pulse tube* typique ; ceci dit, le courant nécessaire pour obtenir une course de 1 cm à 100 Hz excède largement le courant maximal (dans le cas du compresseur mentionné ci-dessus, il est de 6 A), puisque même en travaillant avec un modèle de *pulse tube* dimensionné pour les très hautes fréquences, une course de 0.67 mm avec un courant de 3.8 A avait été observée. Considérant, donc, qu'au premier ordre, les deux grandeurs sont proportionnelles, on ferait aux alentours de 1.06 mm (en débit, 1.34 g/s) avec 6 A.

Une fois déterminé le débit maximal que le compresseur peut fournir, on calcule ce que les régénérateurs requièrent pour travailler dans les conditions simulées. On avait vu dans le paragraphe précédent que, en plus du débit que le régénérateur requiert à l'échangeur chaud, on doit ajouter le *débit de remplissage* de la ligne de transfert en amont du régénérateur pour déterminer le débit que doit fournir le compresseur. Ce débit de remplissage est la masse de gaz nécessaire pour augmenter la pression dans le volume par unité de temps ; il est proportionnel à l'onde de pression, si l'on regarde la formule 2.2.

$$\dot{m}_{remplissage} = \frac{\omega \Delta P V_{rege}}{k r T} \quad (2.2)$$

Dans le tableau 2.4 on montre, pour chaque régénérateur du tableau 2.3 et respective pression en entrée, le débit de remplissage et le débit en sortie du compresseur :

Pression entrée (bar)	Débit remplissage (g/s)	Débit compresseur (g/s)
2	0.507	0.93
4	1.01	1.09
8	2.03	2.04
12	3.04	3.12

TAB. 2.4 – Débits de remplissage et en sortie de compresseur pour chaque régénérateur et en fonction de la pression en entrée du tableau 2.3, pour une ligne de transfert de dimensions 200Ø4.

Il est évident qu'à partir de 4 bar le compresseur travaille surtout pour remplir la ligne de transfert et non pour faire fonctionner le *pulse tube* ; qui plus est, à 8 bar le débit maximal du compresseur (estimé dans le paragraphe précédent, 1.34 g/s) est clairement dépassé. Certes, ce débit varie avec le compresseur en question mais on prouve ici qu'il n'est pas loin du débit exigé par un régénérateur qui travaille avec de telles ondes de pression, pouvant ainsi constituer un obstacle pratique à l'augmentation de l'amplitude de l'onde de pression.

Conclusion sur l'effet de l'onde de pression

Ces simulations nous ont alors permis de conclure que les caractéristiques des compresseurs (cylindrique, courant maximal), associés à des liaisons compresseur-*pulse tube* volumineuses, peuvent rendre difficile la mise en œuvre d'un régénérateur de très petites dimensions avec les grandes ondes de pression inhérentes ; qui plus est, pour assurer des conceptions de paroi faibles à ces géométries, les valeurs d'épaisseur de paroi exigées ne sont plus réalisables.

Toutefois, il faut rappeler ici que pour le moment on n'a pas pris en compte les limitations intrinsèques aux autres éléments du *pulse tube*, le tube et l'inertance. Dans un *pulse tube* complet, ce sont eux qui vont dicter la pression au bout chaud du régénérateur (ce degré de liberté n'existe

pas dans un *pulse tube*) et il se peut que telles pressions, favorables du point de vue du régénérateur, ne soient pas atteignables du tout. On verra en effet (section 2.2) que, même si une onde pression optimale n'existe pas pour les régénérateurs seuls, dans un *pulse tube* ce sont les inertances qui l'établissent.

Donc, n'ayant ni trouvé une amplitude de pression optimale ni pouvant prouver que celui-là est le bon paramètre à garder constant dans les simulations qui étudient l'effet des autres grandeurs (fréquence, grillage, etc.), deux types de simulation seront exécutées à chaque fois : l'un à onde de pression constante (2 et 4 bar) et l'autre à débit en entrée constant (0.5 et 1.0 g/s). Vu que le PV en entrée est toujours fixé et que l'on impose soit l'onde de pression soit le débit, il faut déterminer à chaque simulation le déphasage optimal au bout chaud.

2.1.4 Effet du PV dans les dimensions optimales du régénérateur

Comment la puissance en entrée influence-t-elle la géométrie du régénérateur ? Pour y répondre, on a optimisé des régénérateurs (grilles 25.4, 25.4 μ m) pour travailler à 100Hz, 20 bar de pression mais avec différents PV en entrée ; à chaque simulation soit l'onde de pression soit le débit a été gardé constant (première colonne du tableau) :

	20 W			40 W		
	Dimensions (mm)	COP	Section (mm ²)	Dimensions (mm)	COP	Section (mm ²)
$\Delta P = 2$ bar	32 Ø17	0.119	227	32 Ø24.2	0.119	460
$\Delta P = 4$ bar	23.7 Ø10.4	0.173	85	23.5 Ø14.7	0.173	170
$\dot{m} = 0.5$ g/s	22 Ø9.9	0.175	77	16.7 Ø8.4	0.206	55
$\dot{m} = 1.0$ g/s	32.4 Ø17.1	0.121	230	22 Ø14.3	0.175	161

TAB. 2.5 – Variation des dimensions des régénérateurs optimaux pour deux PV en entrée différents, à 100 Hz, 20 bar, grilles 25.4 μ m, 25.4 μ m.

Dans les cas où l'onde de pression en entrée est gardée constante, la longueur optimale ne dépend pas du PV, en revanche la section a augmenté proportionnellement à la puissance en entrée. Ceci peut être intuitivement compris à l'aide du schéma 2.5 ; si l'on part d'un régénérateur optimal (à gauche) qui fonctionne avec une puissance PV , on pourrait faire fonctionner deux régénérateurs identiques avec un compresseur qui donne une puissance $2PV$ (avec la même onde de pression). Le débit en sortie sera le double mais il se répartira également entre les deux régénérateurs (on suppose négligeables les pertes de charge dans la ligne de transfert) et on aura une puissance PV à l'entrée de chacun. Or, le compresseur ne distingue pratiquement pas cette configuration d'une configuration avec un seul régénérateur à section double, vu que la longueur est la même et que le quotient entre le débit et la section est constant (donc les pertes de charge sont les mêmes). Les deux configurations sont exactement égales du point de vue du code, puisque l'écoulement est considéré unidimensionnel.

Dans les cas à débit en entrée constant, un PV plus grand exige une onde de pression plus grande, entraînant ainsi un grand débit de remplissage. Pour le limiter, le volume du régénérateur doit aussi diminuer : c'est ce qui est observé, puisque dans le tableau le volume du régénérateur à 40 W est deux fois plus petit (à 10% près) que celui à 20 W.

En conclusion, si l'on part d'un régénérateur optimisé pour une puissance P , on peut construire un régénérateur n fois plus puissant soit en gardant la longueur et augmentant la section d'un facteur n (pour conserver l'onde de pression), soit en diminuant le volume du même facteur (pour conserver le débit).

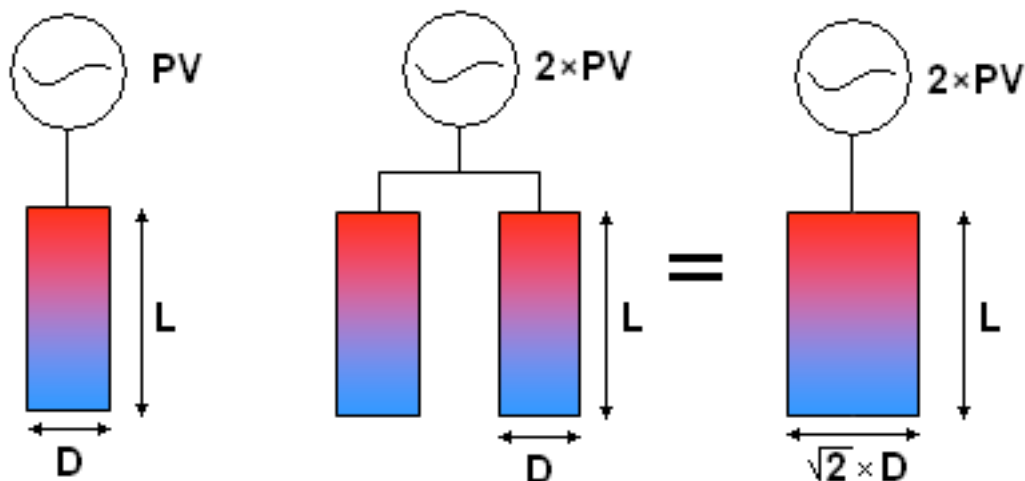


FIG. 2.5 – Influence du PV dans les dimensions du régénérateur optimal ; pour deux fois plus de PV, la longueur est la même et la section est doublée ; ceci est équivalent à avoir deux régénérateurs en parallèle qui travaillent à PV simple.

2.1.5 Effet de la pression de remplissage sur les dimensions optimales du régénérateur

Jusqu'à présent la pression statique a toujours été 20 bar ; dans cette section on verra quel est l'influence de ce paramètre sur les dimensions du régénérateur optimal, en dimensionnant des régénérateurs à 20 bar et à 40 bar, à 100 Hz et 20 W PV (grilles 25.4 μm , 25.4 μm). Souvenons-nous que la plupart des références de l'état de l'art privilégient les pressions de remplissage au-dessus de 30 bar pour mettre en œuvre des *pulse tubes* très hautes fréquences.

Les résultats du tableau 2.6 montrent que tandis qu'à onde de pression donnée, l'augmentation de la pression de remplissage est nuisible aux performances des régénérateurs, à débit fixe on note une légère augmentation du COP.

Dans le premier cas la volumétrie du régénérateur augmente avec la pression de remplissage (ce qui n'est pas désirable pour nous) ; l'effet négatif de la pression de remplissage semble, toutefois, s'atténuer pour de grandes ondes de pression ; si l'on regarde plutôt en termes de $\Delta P / P_o$ constant, on perçoit même une amélioration de 10 %, comparons la simulation à 20 bar avec 2 bar d'amplitude et celle à 40 bar avec 4 bar d'amplitude.

	20 bar				40 bar			
	Dim. (mm)	COP	Vol. vide (cm ³)	Déph. (°)	Dim. (mm)	COP	Vol. vide (cm ³)	Déph. (°)
$\Delta P = 2$ bar	32 Ø17	0.119	7.26	35	58 Ø18.6	0.058	15.8	38
$\Delta P = 4$ bar	23.0 Ø10.4	0.173	1.95	38	40.1 Ø11.1	0.131	3.9	38
$\dot{m} = 0.5$ g/s	22 Ø9.9	0.175	1.69	66	28 Ø6.6	0.178	0.96	63
$\dot{m} = 1.0$ g/s	32.4 Ø17.1	0.121	7.44	64	38.5 Ø11.2	0.134	3.8	63

TAB. 2.6 – Variation des dimensions (colonne **Dim.**) des régénérateurs optimales pour deux pressions de remplissage différentes, à débit constant et à pression constante (à 100 Hz, PV 20 W, grilles 25.4 μm , 25.4 μm). Le déphasage (**Déph.**) se rapporte au bout chaud du régénérateur.

Lorsque l'on fait l'analyse à débit fixe on constate l'effet contraire sur la volumétrie et le COP : ce dernier augmente et l'autre diminue. Vu que le PV reste constant aussi et que le déphasage ne change pas beaucoup, une augmentation de la *pression de remplissage* (et donc de la densité) entraîne une augmentation de l'*onde de pression* d'un facteur similaire (voir eq. 1.4) ; ce fait, comme

il avait été discuté ci-dessus, améliore un peu le COP. En revanche l'onde de pression fait augmenter le débit de remplissage, d'où la nécessité d'un régénérateur plus petit. En plus, à débit massique constant, une plus haute densité du fluide fait baisser les pertes de charge, augmentant ainsi le rendement du régénérateur.

D'après ces études numériques, les hautes pressions de remplissage ne favorisent les performances du régénérateur que si l'on impose un débit massique constant au bout chaud ; si telles pressions doivent être mises en place (parce qu'elles favorisent d'autres éléments du *pulse tube*) le ratio *pression de remplissage / onde de pression* doit rester constant.

2.1.6 Performance des différents grillages en fonction de la fréquence

L'effet des paramètres géométriques du grillage dans la performance des régénérateurs sera étudié dans cette partie. On sait que d'un point de vue purement thermique on a intérêt à utiliser des grillages très fins et on avait même vu que, à très hautes fréquences, le besoin d'un bon échange entre le gaz et la matrice devient plus fort (section 1.2.1). Un grillage plus fin entraîne, toutefois, des pertes de charge plus grandes. Pour voir comment ces effets se compensent, on a dimensionné, pour plusieurs fréquences, des régénérateurs avec différents grillages (tab. 2.7).

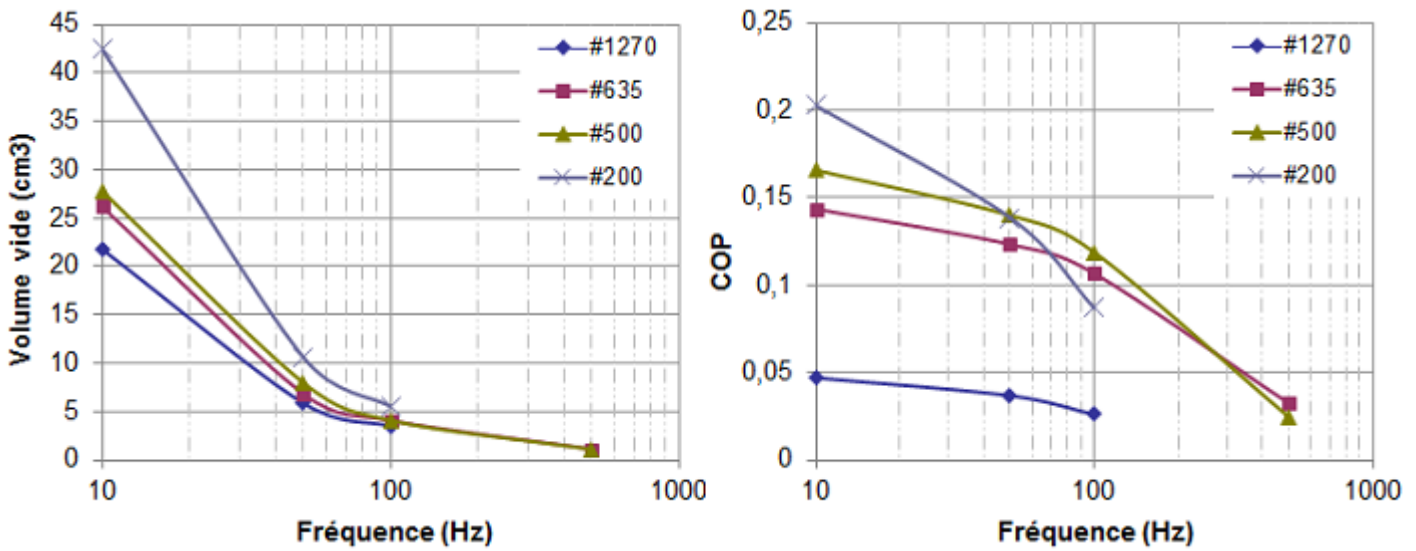
#Mesh	Diamètre fil (μm)	Ouverture (μm)	Porosité
200	53.3	73.7	0.643
500	25.4	25.4	0.561
635	20.3	19.7	0.553
1270	10.0	10.0	0.561

TAB. 2.7 – Paramètres géométriques des différents grillages. Le dernier (# 1270) n'est pas, aujourd'hui, techniquement réalisable.

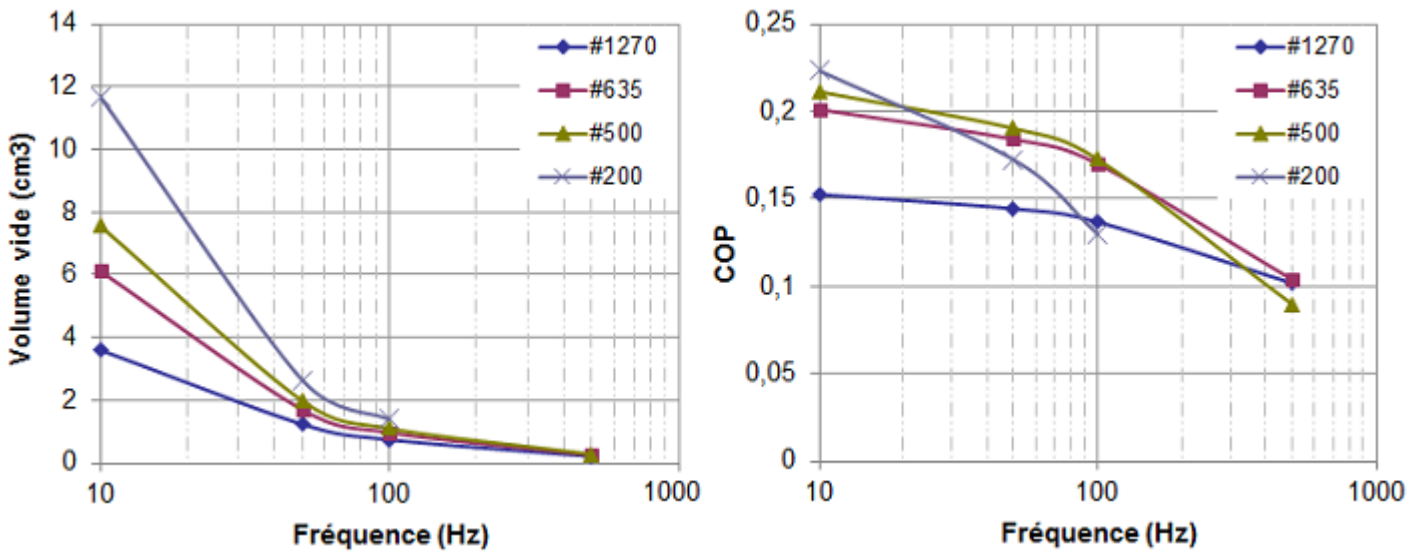
La principale conclusion est que le COP diminue avec la fréquence, pour n'importe quel type de grillage. Aussi, d'après la fig. 2.6 le grillage optimal n'est pas le même pour toutes les fréquences : si à 10 Hz on préfère les grilles #200 Mesh parce qu'elles engendrent de faibles pertes de charge et le taux d'échange n'est pas critique, à 100 Hz les #500 Mesh sont les meilleures, les #635 Mesh ayant trop de pertes de charge. Les grilles les plus fines (# 1270 Mesh) provoquent trop de pertes de charge et une onde de pression de 2 bar en entrée est trop faible pour faire de la puissance à froid. Cela change si l'on augmente l'onde de pression : le COP obtenu avec les grilles #1270 est plus proches des autres. Au-dessus de 500 Hz ces grilles sont celles qui permettent d'avoir le meilleur COP. Comme pour l'onde de pression précédente, le COP d'un régénérateur constitué de grilles #200 Mesh est négatif : c'est impossible d'atteindre 80 K avec un tel régénérateur.

Ces observations demeurent vraies si l'analyse est faite à débit en entrée constante (fig. 2.7) : le grillage optimal dépend de la fréquence et le volume du régénérateur diminue toujours avec la fréquence, à grillage constant. Dans les deux cas, le #500 Mesh semble être le meilleur type de grille à la fréquence où l'on veut travailler (100 Hz) ; les #635 Mesh ont des rendements semblables mais leur coût est bien plus élevée.

On conclut ainsi que les régénérateurs constitués par un empilement de grilles sont *intrinsèquement moins performantes à très hautes fréquences* ; mais, comme il avait été prévu dans le premier chapitre, il n'y a pas une baisse dramatique du COP dans le passage de 50 à 100 Hz. Notons cependant qu'il existe une fréquence (associée à chaque grillage) au-delà de laquelle on observe une dégradation plus rapide du rendement. Ceci est peut-être du au dépassement d'un certain seuil concernant l'échange thermique, puisque la distance de pénétration thermique diminue avec la

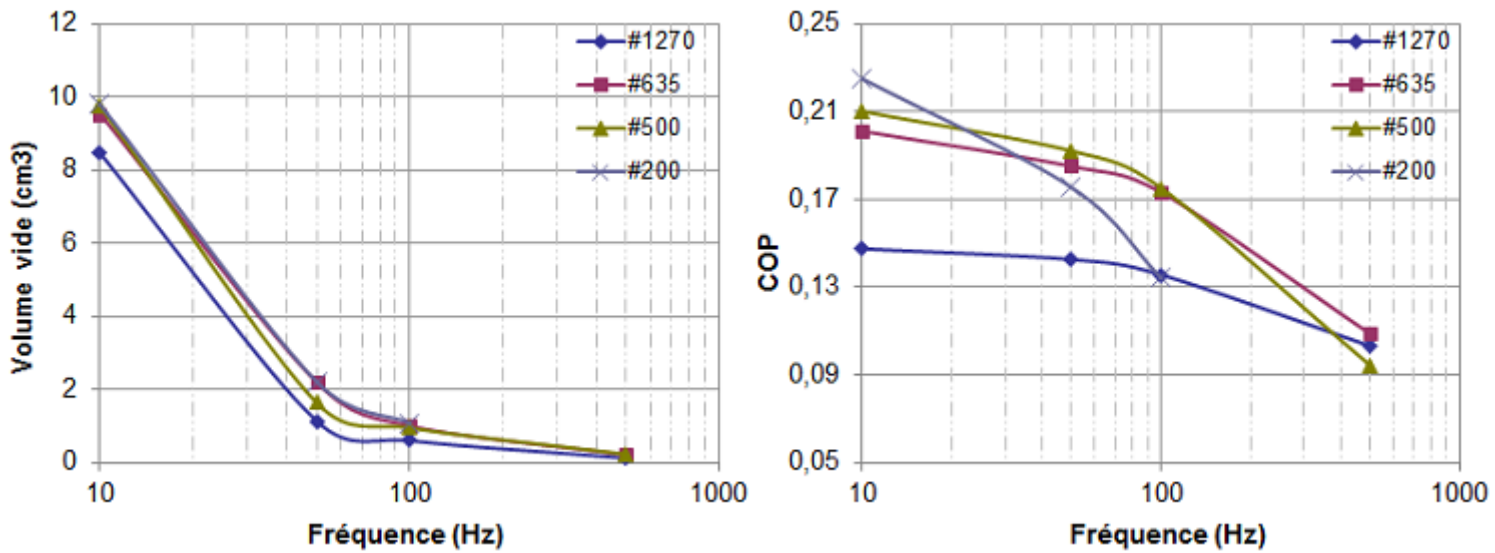


(a) Amplitude pression en entrée : 2 bar.

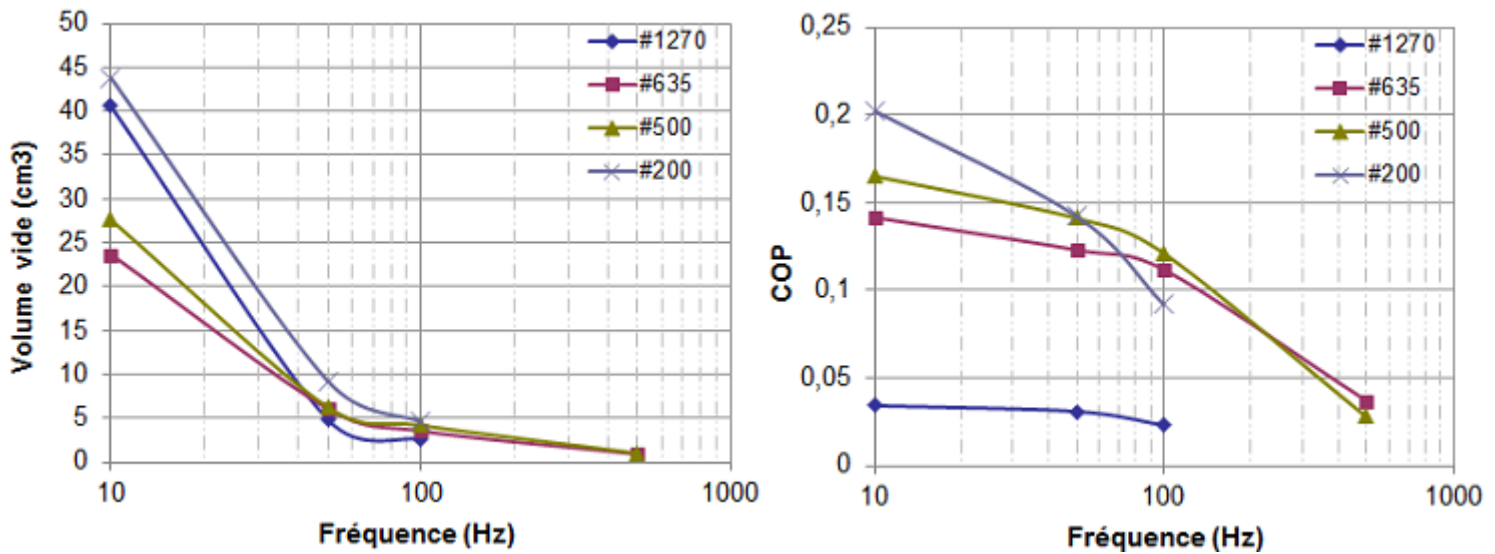


(b) Amplitude pression en entrée : 4 bar.

FIG. 2.6 – Volume et performance des régénérateurs optimaux en fonction de la fréquence pour plusieurs grillages. Le paramètre fixé est la pression en entrée et le déphasage est l'optimal pour chaque cas. Pour quelques grillages, un régénérateur avec un COP positif n'a pas été trouvé, à 500 Hz.



(a) Débit en entrée : 0.5 g/s.



(b) Débit en entrée : 1.0 g/s.

FIG. 2.7 – Volume et performance des régénérateurs optimaux en fonction de la fréquence pour plusieurs grillages. Le paramètre fixé est le débit en entrée et le déphasage est l'optimal pour chaque cas. Pour les grilles #200, un régénérateur avec un COP positif n'a pas été trouvé, à 500 Hz.

fréquence. Pour les grilles #500 et #635 elle se situe après 100 Hz. Ce fait renforce notre choix d'optimiser un prototype à 100 Hz : on sera au-dessous de la zone où l'échange devient critique.

Différents grillages à porosité fixe

Dans les résultats qui viennent d'être présentés, la porosité des grilles simulées n'est pas constante et ce que l'on observe peut être du aux différents taux de vide et pas à la plus haute densité des fils. La simulation a été, donc, refaite en prenant trois types de grilles (#250, #500 et #1270 Mesh) mais avec un diamètre de fil et une ouverture qui leur rendent la même porosité à toutes (0.561). Les caractéristiques de ces grillages sont dans le tableau 2.8 et le résultat des simulations (à onde de pression fixe et débit fixe) est montré dans la fig. 2.8.

#Mesh	Diamètre fil (μm)	Ouverture (μm)
250	50.8	50.8
500	25.4	25.4
1270	10	10

TAB. 2.8 – Paramètres géométriques de grillages de porosité fixe (0.561).

Même avec des grilles ayant la même porosité (et différents # Mesh), la conclusion du paragraphe antérieur reste vraie : pour chaque fréquence il y a un type de grillage qui est l'optimal.

2.1.7 Effet de la fréquence dans les dimensions optimales du régénérateur

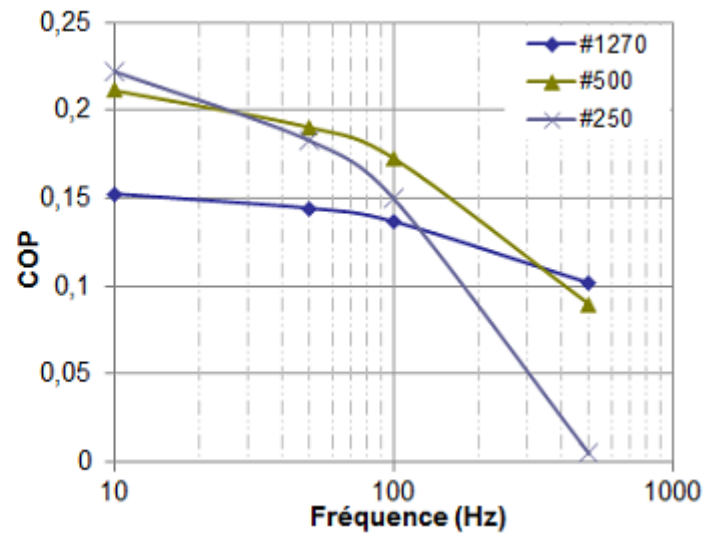
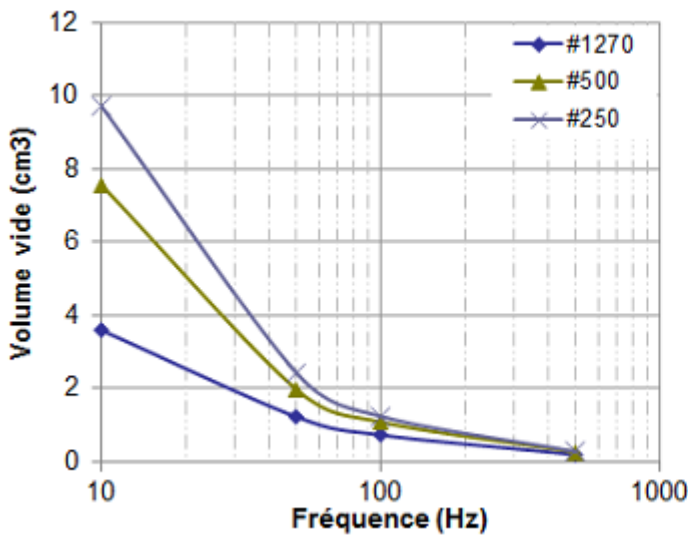
Dans la section précédente on a déjà étudié l'influence de la fréquence sur l'efficacité du régénérateur et on a discuté comment les différents grillages pourraient être utilisés pour y palier. Ici on gardera toujours le même grillage et on observera les résultats des simulations précédentes pour savoir comment les besoins spécifiques en termes de régénérateur changent à très hautes fréquences. On a donc comparé les dimensions du régénérateur optimal à 50 et à 100 Hz, tout en gardant les autres paramètres : 20 bar de pression de remplissage, 20 W de PV en entrée, et grilles #500 Mesh. Voici les résultats et les diagrammes de Fresnel pour les deux régénérateurs (fig. 2.9) :

	50 Hz				100 Hz			
	Dim. (mm)	COP	V.v. (cm^3)	V.v. \times freq.	Dim. (mm)	COP	V.v. (cm^3)	V.v. \times freq.
$\Delta P = 2$ bar	43 \varnothing 20.5	0.140	14.2	710	32 \varnothing 17	0.119	7.26	726
$\Delta P = 4$ bar	30.7 \varnothing 12	0.190	3.47	174	23 \varnothing 10.4	0.173	1.95	195
$\dot{m} = 0.5$ g/s	28 \varnothing 11.5	0.192	2.91	146	22 \varnothing 9.9	0.175	1.69	169
$\dot{m} = 1.0$ g/s	40.6 \varnothing 20.2	0.141	13.0	650	32.4 \varnothing 17.1	0.121	7.44	744

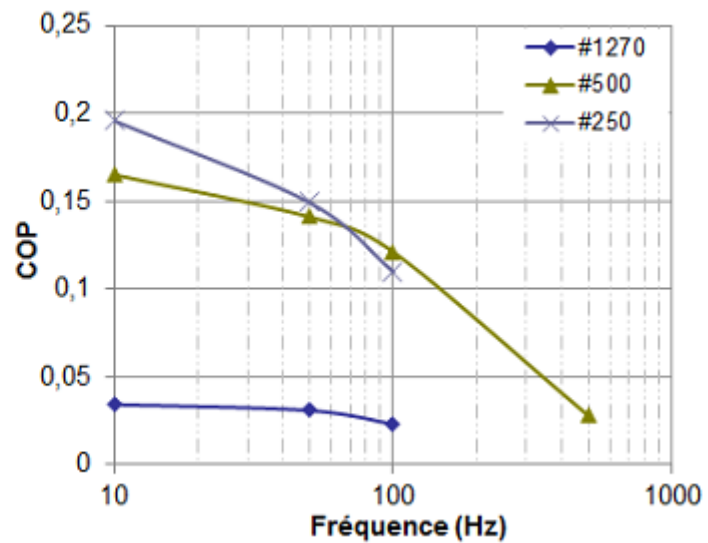
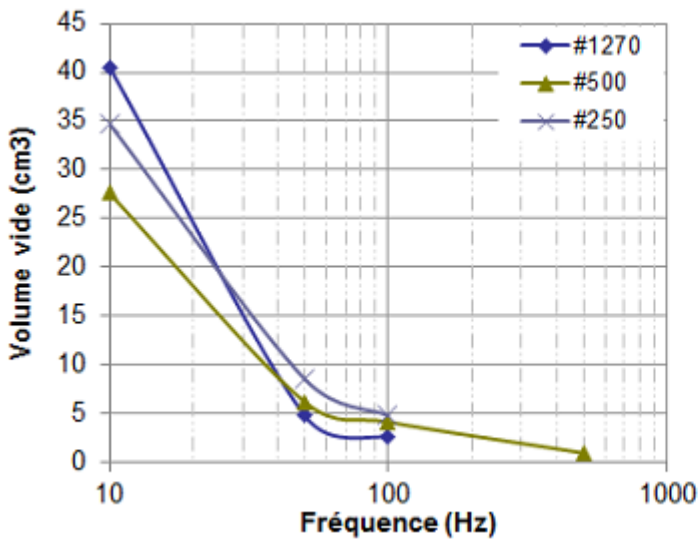
TAB. 2.9 – Variation des dimensions des régénérateurs optimaux pour deux fréquences différentes, à débit constant et à pression constante. (20 W PV en entrée, ouverture grilles 25 μm , diamètre fil grilles 25 μm). V.v. est le volume vide du régénérateur.

Il y a deux points intéressants : le premier est que la fréquence et le volume vide du régénérateur sont inversement proportionnels à 15% près, et ce à la fois à onde de pression constante et à débit constant. Cela veut dire que si l'on part d'un régénérateur optimisé à une fréquence f et que l'on veut construire un autre pour fonctionner dans les mêmes conditions mais optimal à la fréquence $a \times f$, il suffit de réduire son volume d'un facteur a .

Le deuxième point est que les diagrammes de Fresnel sont identiques, les débits chaud et froid sont égaux en module et phase. Ceci est du au premier point et peut être compris par l'analyse de la



(a) Onde de pression en entrée : 4 bar.



(b) Débit en entrée : 1 g/s.

FIG. 2.8 – Performances et volume vide des régénérateurs optimisés pour chaque fréquence, avec les grillages du tableau 2.8. 20 W puissance en entrée, 20 bar pression remplissage.

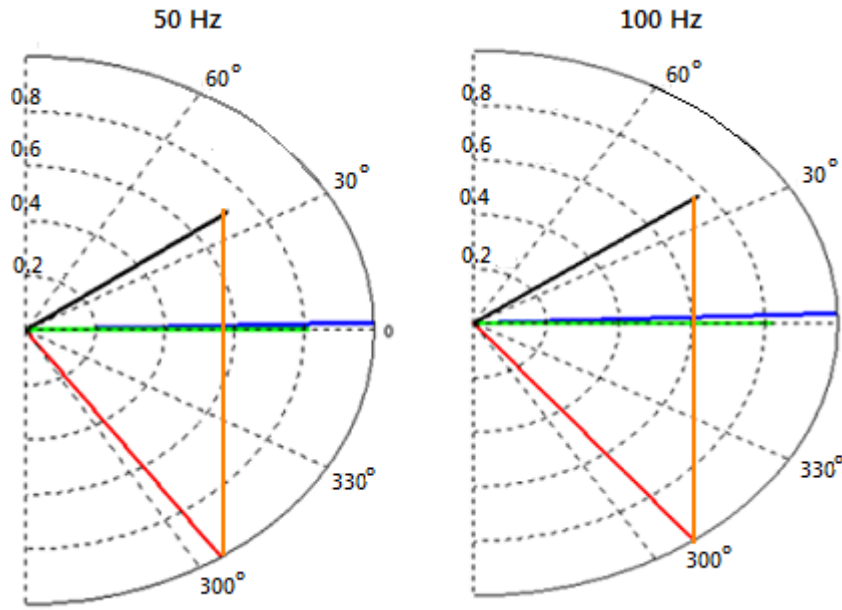


FIG. 2.9 – Diagrammes de Fresnel pour les deux régénérateurs optimisés à 50 et 100 Hz, avec 2 bar pression en entrée (en noir - débit chaud, en rouge - débit froid), en bleu - pression en entrée, en vert - pression en sortie.

formule 2.3, qui permet de calculer le débit de remplissage d'un régénérateur (la différence entre le débit froid et le débit chaud, qui tient compte du gaz qui reste dans le volume mort du régénérateur et y fait augmenter la pression pendant le cycle).

$$\dot{m}_{remplissage} = \frac{\omega \cdot P \cdot V_{vide}}{r \cdot T_{moyenne}} \quad (2.3)$$

Puisque le produit $f \times V_{vide}$ se conserve, pour la même pression d'entrée et les mêmes températures de fonctionnement on a le même débit de remplissage (phaseur vertical orange). Le code le garde constant parce que son augmentation mène à l'augmentation des débits chaud et froid, ce qui entraîne des grosses pertes de charge et des rendements plus faibles.

Il serait aussi possible de conserver le débit de remplissage tout en diminuant les débits chaud et froid ; mais cela se ferait, toutefois, aux dépens du déphasage : on aurait un angle très grand entre la pression et le débit froids et, donc, un PV utile très faible.

2.1.8 Conclusion

Toutes ces simulations nous mènent à conclure que, par rapport aux régénérateurs à 50 Hz, on s'attend seulement à une diminution légère des performances (20%-30%) à condition que l'on choisisse bien le grillage (d'après les simulations, le #500 Mesh est le meilleur). Comme on s'attendait, la volumétrie du régénérateur diminue, de façon proportionnelle, avec l'augmentation de la fréquence. À débit constant, une pression de remplissage plus haute permet d'augmenter le rendement du régénérateur.

2.2 Simulations sur les inertances

Comme on a vu dans le premier chapitre, les inertances profitent de l'inertie du gaz qui elles contiennent pour compenser le volume mort du tube d'expansion et imposer un déphasage débit/pression

favorable à l'effet frigorifique (page 12). Elles jouent un rôle d'inductance dans le sens où elles compensent le comportement capacitif du tube ; si l'on ne les met pas le déphasage entre la pression et le débit serait proche de 90° , ce qui veut dire que l'énergie extraite au bout froid par cycle est très faible. Les inertances, en tant qu'inductances, permettent de rapprocher le déphasage de 0° , où le PV froid est optimal.

Par contre, Duval [5] avait démontré que les capillaires ne peuvent pas fournir n'importe quel couple débit/déphasage ; si l'on prend, p.ex., la « famille » de capillaires de diamètre $\varnothing 3.0$ mm avec une longueur comprise entre 0.15 et 2 m (à 50 Hz et avec une onde de pression de 1 bar dans le tube) et on représente le débit et le déphasage en entrée de capillaire (à chaque *point* de la ligne correspond une *longueur* de capillaire) on obtient la courbe de la fig. 2.10.

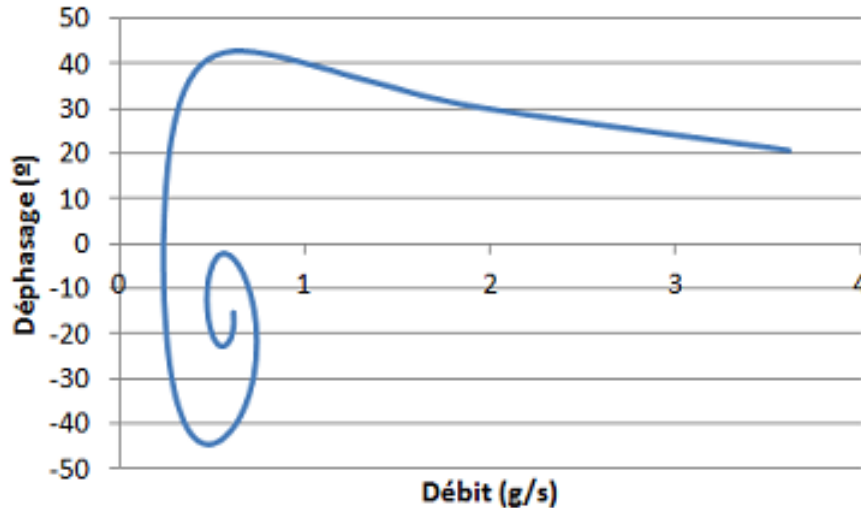


FIG. 2.10 – Débit massique et déphasage débit/pression en sortie du tube, pour des capillaires $\varnothing 2.5$ mm avec une longueur comprise entre 0.15 et 15 m. Les premiers points tout à droite correspondent aux capillaires plus courts.

On utilise ici le code de simulation de *pulse tubes*, adapté pour ne simuler que l'inertance, étant données une fréquence, une pression moyenne, une onde de pression en entrée et ses dimensions. L'écoulement est considéré compressible, le gaz parfait et les facteurs de frottement utilisés dérivent du régime continu et sont dépendants du nombre de Reynolds. Il est calculé en régime oscillatoire soit avec l'amplitude de la vitesse ; les effets d'entrée sont considérés négligeables.

Le graphique montre qu'il est impossible avec un capillaire $\varnothing 2.5$ mm d'imposer de très grands débits avec un déphasage au-dessus de 20° (on note que les points à grand débit correspondent aux capillaires courts) ; en revanche, les points intérieurs à la courbe ne sont pas inaccessibles vu qu'elle décrit une spirale, d'où l'on peut trouver des points de fonctionnement qui ont le même débit mais des déphasages différents. Dans cet exemple on s'est limité à un diamètre ; si l'on trace la même courbe pour plusieurs diamètres, dans les mêmes conditions de pression de remplissage et fréquence, on trouve le graphique de la fig. 2.11.

Dorénavant on ne montrera que la partie supérieure de la courbe, puisque elle correspond aux déphasages intéressants du point de vue de la puissance froide.

On observe que, même si maintenant on a deux degrés de liberté (longueur et diamètre) il y a toujours une zone d'exclusion (région rouge) dans le diagramme qui interdit certains couples débit/déphasage d'être atteints avec un capillaire (la frontière de cette région est « l'enveloppe » de la famille de courbes, en noir pointillée sur la figure). Au contraire d'un déphaseur idéal, qui n'a pas de contraintes, les inertances ne nous permettent pas d'obtenir tous les déphasages et débits que l'on veut.

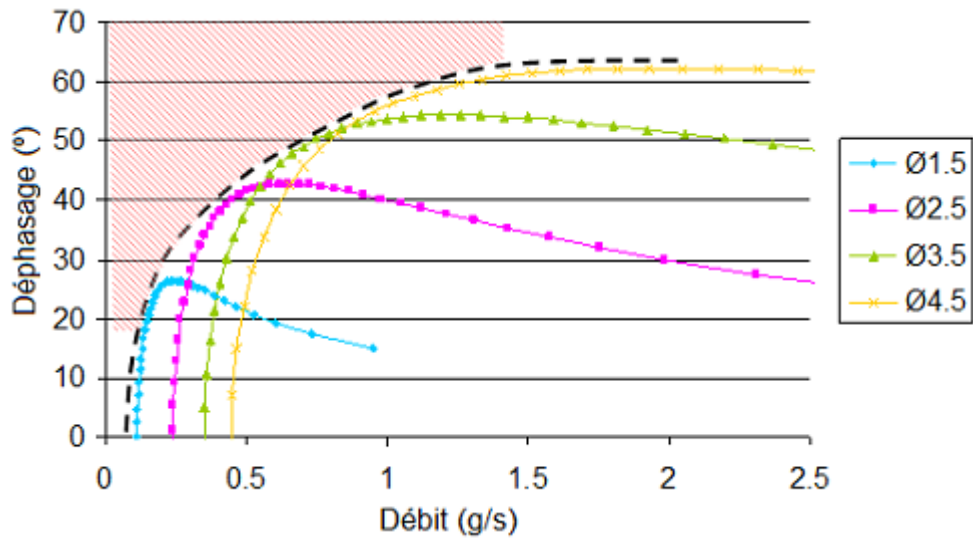


FIG. 2.11 – Débit massique et déphasage débit/pression en entrée capillaire, pour plusieurs capillaires ; chaque courbe représente une famille de capillaires avec un diamètre commun, chaque point représente une longueur.

Cependant, il faut savoir si cette limitation est vraiment gênante, c'est-à-dire, le point de fonctionnement (débit, déphasage) qui convient au régénérateur optimal est-il dans la zone rouge ? Pour répondre à cette question, le régénérateur a été géométriquement optimisé à 50 Hz, 20 bar, 20 W de PV, avec des grilles #500 Mesh et 1 bar d'amplitude de pression en sortie et on a calculé quels sont le *déphasage et le débit* qui, dans ce régénérateur optimal, se trouvent au bout froid. Les pertes de charges dans le tube sont négligeables. Ensuite, avec ces paramètres-là, pour *trois tubes différents* (0.5, 1 et 2 cm³), on a calculé le débit et le déphasage qui apparaissent en entrée du capillaire : on obtient ainsi le débit et le déphasage optimaux du point de vue du régénérateur (pour trois tubes). On représente alors ces couples débit/déphasage en sortie de tube, ce qui veut dire un point sur le plan débit/déphasage pour chaque géométrie de tube, qui permettent d'extraire le maximum de puissance froide avec le régénérateur optimal (dimensions fixes) et on les compare avec les courbes précédentes :

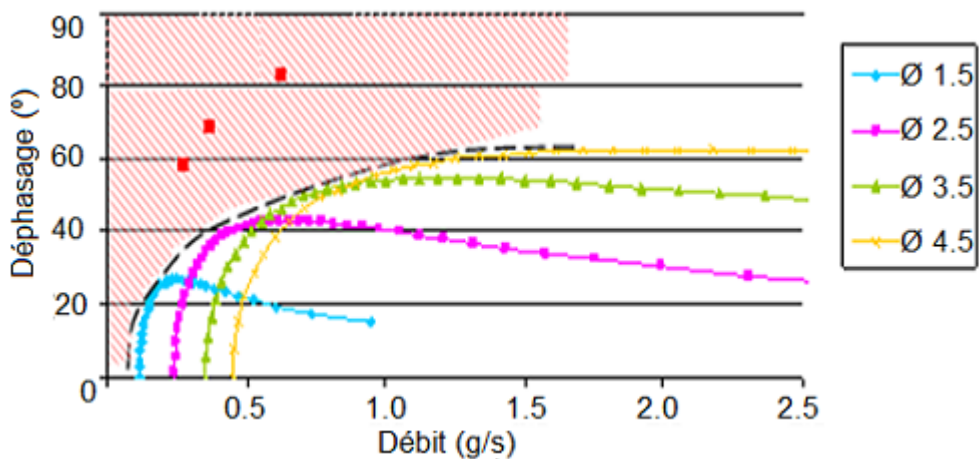


FIG. 2.12 – Comparaison entre les points déphasage/débit atteignables par les inertances (unis par les courbes colorées) et les points correspondants au fonctionnement optimal du régénérateur (carrés rouges) à 50 Hz. Tous les carrés représentent le même régénérateur (l'optimal dans les conditions de simulation : 100 Hz, 20 bar, grillage #500 Mesh, 1 bar d'amplitude en sortie de régénérateur, 20 W en entrée de régénérateur et un déphasage en entrée optimisé) et chacun représente un tube ; plus le débit associé à un carré est faible, plus petit est le tube.

Les points sont nettement dans la zone d'exclusion, ce qui veut dire que les capillaires sont loin d'être un déphaseur idéal à 50 Hz. Il sera intéressant de regarder par la suite, où ils seront à très hautes fréquences.

2.2.1 Influence de la fréquence

Comme on avait vu dans l'introduction (page 15), on prévoit que les inertances soient un meilleur déphaseur à très hautes fréquences. Pour le vérifier, la simulation du paragraphe précédent a été refaite à 100 Hz (on garde toujours l'onde de pression de 1 bar dans le tube) et sur la figure 2.13 les enveloppes des courbes à 50 et à 100 Hz sont comparés.

Cette fois, deux régénérateurs ont été dimensionnés : l'un à 50 Hz (on a pris celui de la simulation précédente) et l'autre à 100 Hz, pour connaître les points débit/déphasage «souhaités» par chacun d'eux ; tous les deux ont le même grillage, la même pression de remplissage et onde de pression en sortie, le déphasage à l'entrée de chacun étant l'optimal. Pour chaque fréquence, donc, chaque régénérateur, on détermine ainsi les conditions optimales à sa sortie et on calcule les conditions correspondantes en fin de tube (entrée capillaire) pour trois tubes différents. Alors, le point le plus bas de chaque couleur correspond au tube le plus petit (0.5 cm^3), le suivant au tube de 1 cm^3 et le point le plus haut au tube le plus grand, 2 cm^3 .

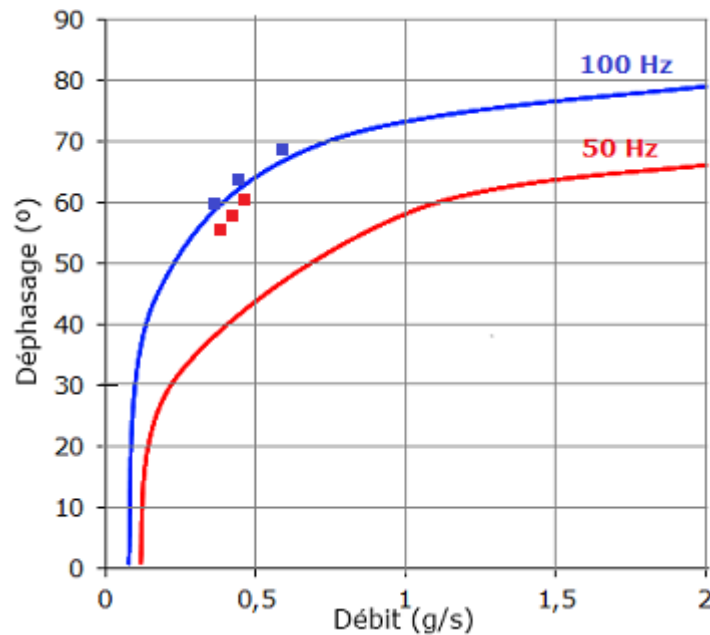


FIG. 2.13 – Comparaison entre les enveloppes des courbes débit vs. déphasage à 50 et à 100 Hz, pour une onde de pression de 1 bar. Notons le rétrécissement de la zone interdite à très hautes fréquences. Les carrés représentent les «bons» points de fonctionnement pour le régénérateur, en fonction du tube mis en aval ; pour chaque couleur (fréquence), le point avec moins de débit correspond au tube de 0.5 cm^3 , le suivant au tube 1 cm^3 et le tube avec le plus de débit fait 2 cm^3 .

Comme on avait prévu, la zone interdite est plus petite à très hautes fréquences, ce qui est notoire surtout à bas débits (au-dessous de 1 g/s), où se trouvent les valeurs typiques pour un *pulse tube*. Qui plus est, le débit et le déphasage requis par le régénérateur sont plus proches de la frontière, malgré leur décalage par rapport aux simulations à 50 Hz.

2.2.2 Influence de l'amplitude de pression dans le tube

Les simulations sur le régénérateur montraient que les fortes ondes de pression en entrée favorisent le rendement de cet élément. Comment les inertances gèrent-elles des ondes de pression si élevées? Un raisonnement simple nous mène à la conclusion que ces conditions d'écoulement rendent les capillaires plus résistifs : à capillaire donné, un gradient d'amplitude de pression plus élevé veut dire un débit plus élevé, c'est-à-dire, plus de pertes par frottement. Des capillaires plus résistifs que ceux que l'on voit dans la fig. 2.13 à 1 bar, élargiront la zone interdite.

Pour confirmer ce raisonnement, on a fait trois simulations à la même fréquence (100 Hz) et à la même pression de remplissage (20 bar) mais avec des ondes de pression dans le tube différentes (1, 3 et 6 bar). Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 2.14. Pour chaque onde de pression dans le tube il a fallu optimiser la géométrie et le déphasage en entrée d'un régénérateur à 100 Hz, 20 bar, avec les grillages #500 *Mesh*, avec 20 W de PV en entrée et une onde de pression à sa sortie correspondante à l'onde de pression dans le tube que l'on voulait simuler. Pour chaque régénérateur trois tubes ont été essayés, les trois carrés associés à chaque courbe (fig. 2.14).

Le graphique 2.14 montre que de fortes ondes de pression en entrée non seulement nuisent à la performance des capillaires (les courbes descendent) mais rendent aussi les tubes plus exigeants en termes de déphasage (les carrés montent), ce qui constitue un desideratum antagonique aux exigences des régénérateurs. Cependant, on pourra peut-être y palier en jouant avec un autre paramètre : la pression de remplissage.

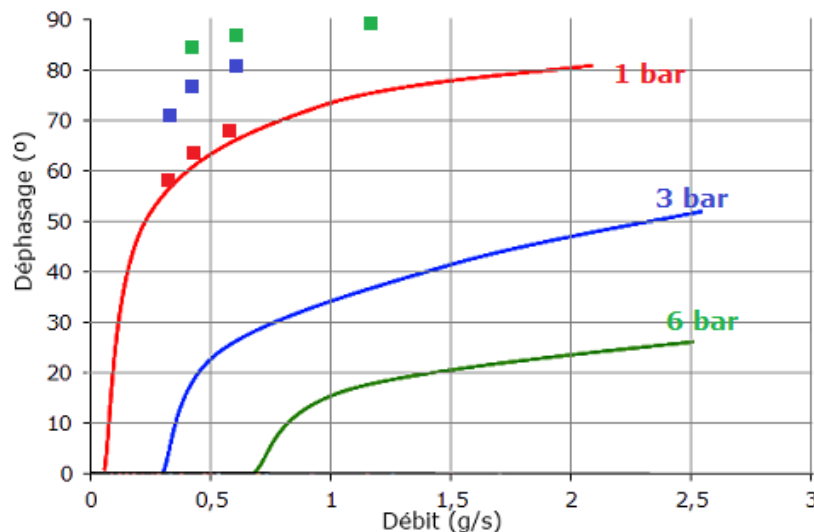


FIG. 2.14 – Comparaison entre les enveloppes des courbes caractéristiques des capillaires pour trois amplitudes de pression en entrée régénérateur : 1, 3 et 6 bar (20 bar de pression de remplissage, à 100 Hz). Les carrés représentent les « bons » points de fonctionnement pour le régénérateur, en fonction du tube mis en aval ; pour chaque couleur (onde de pression), le point avec moins de débit correspond au tube de $0,5 \text{ cm}^3$, le suivant au tube 1 cm^3 et le tube avec le plus de débit fait 2 cm^3 .

2.2.3 Influence de la pression de remplissage

D'après Charles [6], si l'on établit une analogie électrique avec notre problème hydraulique on peut attribuer aux capillaires le rôle d'une impédance à la fois résistive (liée à la viscosité) et inductive (liée aux effets inertiels). L'impédance donnée par l'équation 2.4 est donc le quotient entre la chute de pression et le débit massique :

$$Z_{\text{capillaire}} = Z_R + jZ_L = \frac{128\mu L}{\rho\pi\phi^4} + j\omega \frac{4L}{\pi\phi^2} \quad (2.4)$$

Ici, l'auteur avait considéré un écoulement laminaire établi ce qui se traduit par un R indépendant du débit. Si l'on se met dans le cas typique d'un écoulement dans un capillaire à très hautes fréquences ($Re > 10\,000$) on trouve l'équation 2.5, où le R a une dépendance non-linéaire (en 0.75) avec le débit :

$$Z_{\text{capillaire}} = Z_R + jZ_L = \frac{0.241L \cdot \mu^{0.25} \dot{m}^{0.75}}{\rho^2 \phi^{4.75}} + j\omega \frac{4l}{\pi\phi^2} \quad (2.5)$$

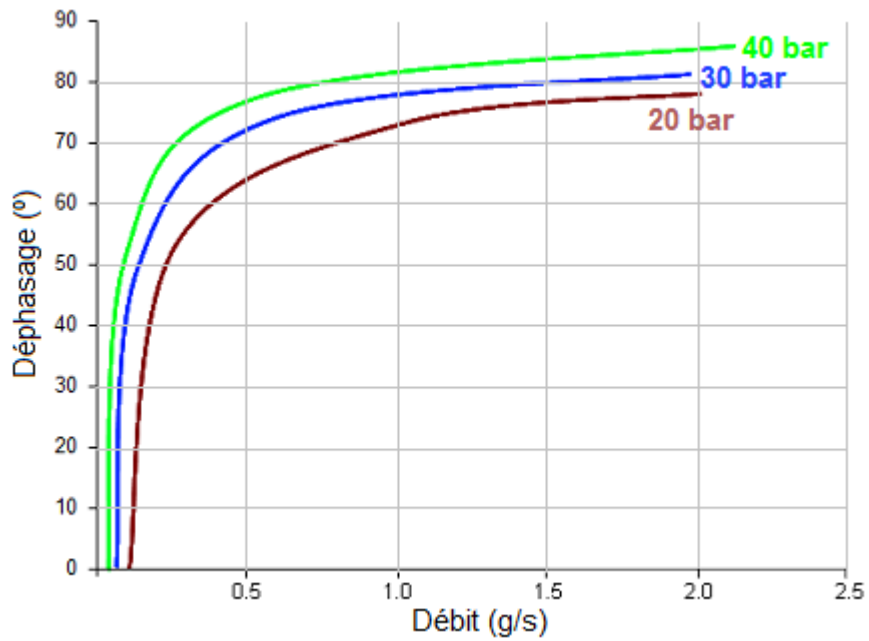
Malgré la non-linéarité de la composante réelle de l'impédance dans ce cas, on voit que le caractère résistif d'un capillaire *diminue* lorsque la pression de remplissage augmente, vu que la densité est proportionnelle à celle-ci. On peut donc dire que l'augmentation de la pression «remontera» l'enveloppe des courbes caractéristiques des inertances, puisque à débit constant sa partie réelle est plus petite (le déphasage est plus grand, conséquemment).

Notons aussi que dans cette analyse simple on n'a pas pris en compte le caractère capacitif des inertances : celui-ci est inversement proportionnel à la fréquence et sera donc moins important à très hautes fréquences. De toute façon, le code tient compte de cet effet.

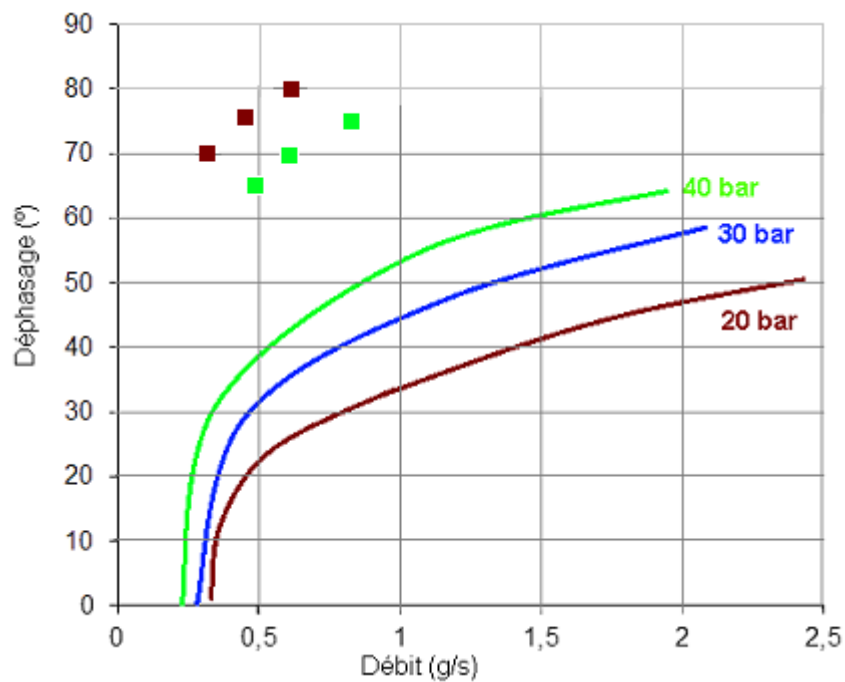
Le graphique 2.15 confirme l'effet bénéfique des hautes pressions de remplissage : non seulement l'enveloppe des courbes se décale vers les grands déphasages mais aussi les tubes deviennent moins exigeants en termes de déphasage et de débit. Ceci est observé même avec une grande onde de pression en entrée (fig. 2.15b). Cependant le gain diminue au fur et à mesure que la pression augmente. Il existe certainement une pression optimale vis-à-vis de l'épaisseur des tubes qui constituent le régénérateur et le tube, qui doit être assez grand pour supporter ces pressions.

2.2.4 Conclusion

En ce qui concerne les capillaires, force est de constater que l'augmentation de fréquence intensifie leur caractère inductif, permettant d'obtenir un déphasage débit/pression plus favorable à l'effet frigorifique. En outre, ce comportement inductif peut être renforcé avec une plus haute pression de remplissage (du moins, jusqu'à 40 bar), mais il est grandement affaibli par de grandes ondes de pression.



(a) 1 bar d'amplitude de pression dans le tube.



(b) 3 bar d'amplitude de pression dans le tube.

FIG. 2.15 – Enveloppes des courbes des capillaires, pour trois pressions de remplissage : 20, 30 et 40 bar. En haut, avec une onde de pression de 1 bar dans le tube, en bas, de 3 bar. Les carrés représentent les « bons » points de fonctionnement pour le régénérateur, en fonction du tube mis en aval ; pour chaque couleur (pression de remplissage), le point avec moins de débit correspond au tube de 0.5 cm³, le suivant au tube 1 cm³ et le tube avec le plus de débit fait 2 cm³.

2.3 Optimisation de *pulse tubes*

Après ces simulations plus ciblées sur les éléments d'un *pulse tube*, l'optimisation de l'ensemble sera maintenant abordée. Néanmoins, ne disposant pas de corrélations pour les pertes thermiques dans le tube aux fréquences où l'on veut travailler, celles-ci ne seront pas prises en compte, cependant les expériences effectuées sur le *pulse tube Régéless* (chapitre 4) nous donneront une règle empirique pour orienter son dimensionnement (voir paragraphes suivants).

Pour optimiser un *pulse tube* pour les très hautes fréquences on peut partir d'une géométrie pré-existante, performante à hautes fréquences et, comme il avait été discuté dans la section 2.1.7, diminuer ses dimensions (p.ex., diviser par 2 le volume du régénérateur et du tube); des tests à froid donneront ensuite des pistes pour approcher les dimensions de chaque élément de celles optimales. Autrement, on peut utiliser un code qui simule l'écoulement dans un *pulse tube* et l'automatiser pour qu'il teste plusieurs géométries jusqu'à découvrir l'optimale. Après la construction et la caractérisation des prototypes, des modifications peuvent être faites plus ou moins intuitivement pour augmenter le rendement de la machine. Cette dernière méthode sera la choisie pour connaître les dimensions des prototypes à construire dans le cadre de cette thèse.

De plus, on voudrait évaluer, à très hautes fréquences, le gain obtenu en remplaçant l'inertance par un déphaseur actif, configuration qui permet d'augmenter le rendement à hautes fréquences (voir page 1.1.2), ce qui fait apparaître deux voies numériques pour le dimensionnement d'un *pulse tube*. Ces deux voies partagent, malgré tout, les paramètres de simulation du régénérateur : 20 bar de pression moyenne, 100 Hz, grillage #500 *mesh* et 20 W de PV en entrée. Les deux méthodes seront appliquées pour dimensionner deux prototypes de *pulse tube* à très hautes fréquences qui seront construits et testés dans le chapitre 5.

2.3.1 Méthode *Alpha*

On trouve d'abord la meilleure géométrie de régénérateur et le déphasage optimal au bout chaud, tout cela avec les paramètres susdits de grillage, fréquence, etc. et en fixant aussi une onde de pression en entrée qui nous semble atteignable avec les oscillateurs disponibles. Ensuite, on dimensionne le tube pour que le déplacement maximal des tranches de gaz soit inférieur à 10% de la longueur du tube (voir section 4.6). Les dimensions de tous les composants du *pulse tube* sont ainsi fixées dans le cas d'une configuration en *déphasage actif*.

Néanmoins, il est intéressant de tester ce prototype avec un déphasage à l'inertance, même si l'optimisation du régénérateur n'a pas pris en compte le fait que le capillaire va imposer des conditions différentes de celles simulées. Pour tester ses performances en déphasage passif, il suffit de, prenant l'onde de pression au tube obtenue auparavant, déterminer numériquement quels sont le diamètre et la longueur de l'inertance optimale. L'algorithme d'optimisation d'inertance est décrit en détail dans la section 2.3.3.

2.3.2 Méthode *Beta*

On part d'un régénérateur aléatoire et on calcule le meilleur tube (règle des 10%) et la meilleure inertance (section 2.3.3) pour ce régénérateur. Ensuite on modifie le diamètre et la longueur du régénérateur initial, le zéro sur la fig. 2.16, et on trouve l'inertance et le tube optimaux pour chacun des quatre régénérateurs voisins. Les COP des cinq *pulse tubes* sont comparés et le meilleur régénérateur parmi les cinq devient le nouveau régénérateur "zéro". L'optimisation se poursuit jusqu'à ce que le meilleur des *pulse tubes* soit le "zéro" actuel. Ces étapes sont schématisées sur la fig. 2.16.

Avec cette méthode on prend en considération les contraintes dues aux capacités limitées de déphasage des inertances, parce qu'à chaque itération le *nouveau régénérateur* est couplé à l'*inertance du pas précédent*, parce que les trois composants du *pulse tube* sont à recalculer à chaque itération. Malgré sa simplicité, cet algorithme est bien adapté aux surfaces symétriques typiques de ces problèmes d'optimisation.

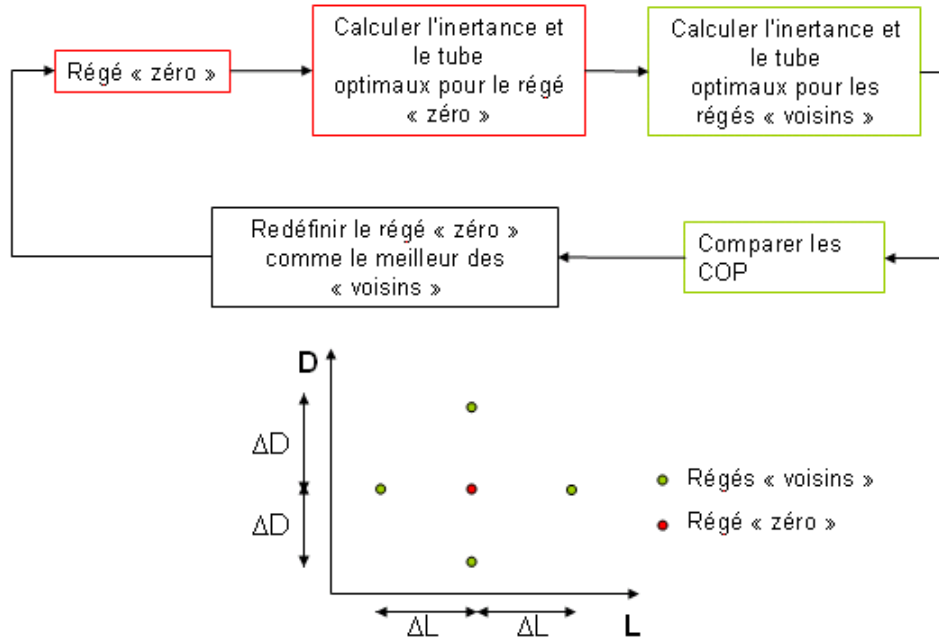


FIG. 2.16 – Diagramme de flux du dimensionnement d'un prototype de *pulse tube Beta*.

2.3.3 Optimisation d'inertances

Étant donné un régénérateur et un tube, l'inertance optimale est trouvée par un algorithme dicotomique qui doit optimiser deux paramètres, le diamètre (\emptyset) et la longueur (L) du capillaire.

L'algorithme est schématisé dans la fig. 2.17. Dans le cas où il n'y aurait qu'un paramètre à optimiser, supposons L , on trouve le COP de l'ensemble avec une valeur de assez petite ($L_o = 50$ mm) et ensuite on l'augmente jusqu'à trouver une inertance qui diminue le COP (L_a). On détermine la moyenne de ces deux valeurs L_m et les moyennes entre L_m et chacun des autres (L_g et L_d). Pour chacune de ces longueurs on calcule le COP du *pulse tube* avec cette inertance. Les COP sont comparés et, en fonction de l'endroit, un nouveau L_o ou L_a est choisi :

- Si le meilleur COP est obtenu avec L_g , on garde L_o et L_m devient le nouveau L_a .
- Si le meilleur COP est obtenu avec L_m , L_g devient le nouveau L_o et L_d le nouveau L_a .
- Si le meilleur COP est obtenu avec L_d , on garde L_a et L_m devient le nouveau L_o .

Notons que l'algorithme est codé de façon à garder toujours l'optimum à la droite de L_o et à gauche de L_a . Une fois définis les nouveaux L_o et L_a , de nouveaux L_m , L_d et L_g sont définis, leur COP comparé, etc. La condition d'arrêt se rapporte à la taille de l'intervalle $[L_o, L_a]$: elle doit être inférieure à 3% de L_a .

Mais dans notre cas il faut bien optimiser *deux* paramètres et pas la longueur seule. Ainsi, dans l'algorithme précédent, à chaque fois que l'on veuille tester une longueur (soit elle L_o , L_m , etc.), on optimise \emptyset par un algorithme similaire : gardant la longueur constante, on prend d'abord un \emptyset_o

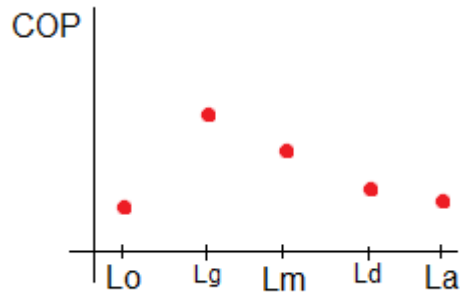


FIG. 2.17 – Méthode d'optimisation dichotomique. On part d'une longueur très faible (L_o) et on augmente l'inertance qui est couplée à un *pulse tube* donné, jusqu'à avoir une diminution du COP. Cette longueur est dénommée L_a . Ensuite on divise cet interval en quatre (délimités par L_g , L_m et L_d) et, comparant les COP de toutes ces longueurs on sélectionne le sous-interval qui contient l'optimum (dans le cas de la figure, L_m sera le nouveau L_a et on gardera L_o). Ce sous-interval est encore divisé en quatre, et le COP calculé pour chaque inertance, etc., jusqu'à ce que $L_a - L_o$ devienne inférieur à 3% de L_o .

très petit, on trouve un \varnothing_a qui diminue le COP, et ensuite on calcule \varnothing_m , \varnothing_d et \varnothing_g , on compare les COP, jusqu'à trouver, pour la longueur donnée, quel est le \varnothing optimal.

2.4 Conclusion générale

Dans ce chapitre le régénérateur et les inertances ont été simulés afin de prévoir l'évolution des performances avec l'augmentation de fréquence (l'influence d'autres paramètres, comme la pression de remplissage et l'amplitude de l'onde de pression, a aussi été étudiée); malgré une baisse de 20% à 30% calculée pour le rendement du régénérateur, le fonctionnement à très hautes fréquences favorisera l'ensemble tube/inertance en termes de déphasage.

Ces simulations ont permis aussi de valider le choix des grillages à utiliser dans les prototypes qui seront construits dans le cadre de cette thèse (#500 *Mesh*).

Chapitre 3

Banc d'essais et instrumentation

Dans ce chapitre nous décrirons en détail comment la mesure et le calcul des grandeurs importantes dans la caractérisation d'un *pulse tube* et pour la compréhension des phénomènes en jeu sont effectuées ; certaines sont directement mesurables (le déplacement du piston et la pression en sortie d'oscillateur et en sortie de tube), d'autres requièrent un calcul direct ou parfois un calcul numérique approximatif en temps réel. On y montre aussi les premiers essais de caractérisation des compresseurs qui nous ont permis de choisir, parmi ceux disponibles dans le laboratoire, celui le plus adapté à travailler à très hautes fréquences.

3.1 Mesure du déplacement du piston

La mesure du déplacement est essentielle pour calculer la puissance mécanique mise en jeu (PV en entrée) mais aussi pour avoir accès au débit de gaz en entrée du *pulse tube*, qui est très utile pour comparer l'expérience avec la simulation. En outre, le piston a une course maximale (donnée par le fabricant) à ne pas dépasser, cette mesure permettant de garantir que l'on travaille toujours en deçà de ce seuil.

Pour trouver l'amplitude du débit en entrée du régénérateur à partir du déplacement on applique la formule ci-dessous :

$$\dot{m}_{entree} = 2 \cdot \rho_{He300K} \cdot S_{piston} \cdot \omega \Delta X \quad (3.1)$$

Ici on néglige le volume mort du compresseur (bien qu'en pratique les pistons ne soient pas en bout de course), ainsi que le débit de fuite (le gaz qui passe par le jeu entre le piston et la paroi de la chambre). Le facteur 2 tient compte du fait que les compresseurs utilisés ont deux pistons qui travaillent en opposition de phase, donc le double du volume de gaz est déplacé ; ΔX est l'amplitude du déplacement. Si, au lieu d'un débit massique on veut plutôt un débit volumique, la densité n'apparaît pas dans la formule.

En plus de l'amplitude de cette grandeur qu'il faut déterminer avec exactitude, le déphasage de ce signal par rapport à celui de la pression est crucial pour le calcul de la puissance mécanique mise en jeu, c'est-à-dire, la puissance effectivement transmise au gaz par le mouvement des pistons. Notons ici une subtilité : expérimentalement, on mesure le déphasage entre *la pression et le déplacement du piston*, en termes de calcul il nous faut en revanche *le déphasage entre la pression et le débit*. La relation donnée ci-dessus ne sert qu'à calculer sa valeur absolue, cependant un petit raisonnement nous permettra de trouver facilement la solution. Quand un piston comprime le gaz contenu dans une chambre, lorsqu'il s'arrête en bout de course le débit (qui avait la même direction

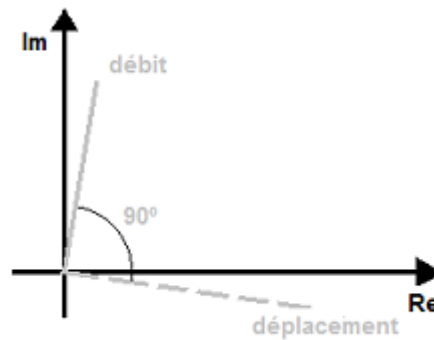


FIG. 3.1 – Diagramme de Fresnel montrant le déphasage entre le débit et le déplacement d'un piston dans une chambre de compression.

que le déplacement jusqu'ici) devient nul. Ceci peut se traduire par le diagramme de Fresnel de la fig. 3.1 : on y voit que le débit est en avance de 90° par rapport au déplacement. Le ϕ qui apparaît dans la formule de calcul du PV s'obtient de celui mesuré en pratique en lui ajoutant 90° .

La méthode de mesure du déplacement du piston dépend de l'oscillateur. Dans certains cas il dispose d'une fenêtre transparente derrière l'un des pistons : on utilise alors un capteur laser dont le faisceau arrive sur l'arrière du piston. Dans d'autres cas un montage est prévu pour un capteur LVDT - *Linear Variable Differential Transformer* : une tige ferromagnétique (vissée au piston) crée un champ variable qui peut être suivi par un bobinage de mesure, la vitesse de la tige étant proportionnelle à la tension induite dans le circuit de mesure. Dans les sections suivantes ces deux méthodes de mesure sont décrites plus en détail.

3.1.1 Mesures avec un capteur laser

Le principe de fonctionnement est assez simple : une LED laser émet un faisceau qui est réfléchi par la surface du corps en mouvement, arrivant au capteur. Le temps écoulé entre l'émission et la réception permet de connaître avec précision la distance à l'objet et de le suivre à une fréquence assez élevée (fréquence de coupure : 50 kHz). Néanmoins, le signal qu'il produit doit être traité : en consultant la notice du capteur laser (fig. 3.2), on voit que quand le piston est proche du laser (donc, pendant la phase de détente), la distance renvoyée est positive et qu'elle est négative quand le piston s'éloigne (contrairement à ce qu'on pourrait intuitivement penser). Le déplacement du piston est alors en retard de 180° par rapport au signal du laser.

Bref, pour avoir le déphasage débit/pression en entrée il suffit de prendre le symétrique de la phase donnée par l'oscilloscope (retard de 180°) et ensuite soustraire 90° (pour passer du déplacement au débit). En ce faisant, on retrouve pour le cas de la fig.3.4 un diagramme de Fresnel équivalent d'une allure typique (fig. 3.3), avec le débit et la pression dans le même quadrant.

3.1.2 Mesures avec un capteur du type LVDT

Dans la fig.3.5 on voit un schéma de fonctionnement du capteur LVDT monté sur le piston : les variations de champ magnétique générées par le mouvement de la tige solidaire avec le piston, sont détectées par deux bobinages, eux-mêmes sous tension du conditionneur de signal. Il a trois modes de fonctionnement avec trois différentes fréquences de coupure : 2.5 kHz, 5 kHz et 10 kHz. Le gain de l'appareil doit être ajusté pour savoir le rapport entre la tension donnée et le déplacement réel (dans notre cas, il vaut 1 V/mm) ; on verra plus loin l'importance de cette fréquence de coupure.

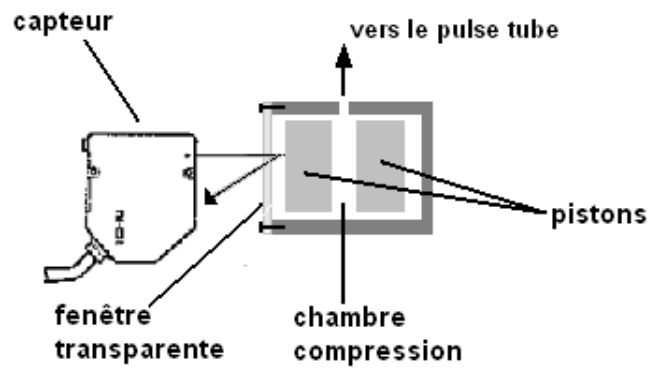


FIG. 3.2 – Capteur de déplacement laser ; plus l'objet «vu» par le capteur est proche, plus la tension de sortie est élevée. Celle-ci est donc positive pour un objet proche et négative pour un objet éloigné.

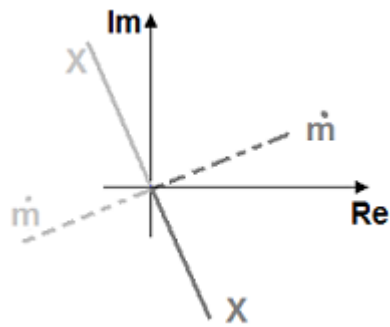


FIG. 3.3 – Diagramme de Fresnel équivalent pour le cas de la figure 3.4. Les phaseurs en gris clair sont ceux donnés directement par l'oscilloscope ; en gris foncé, les mêmes phaseurs corrigés de 90° .

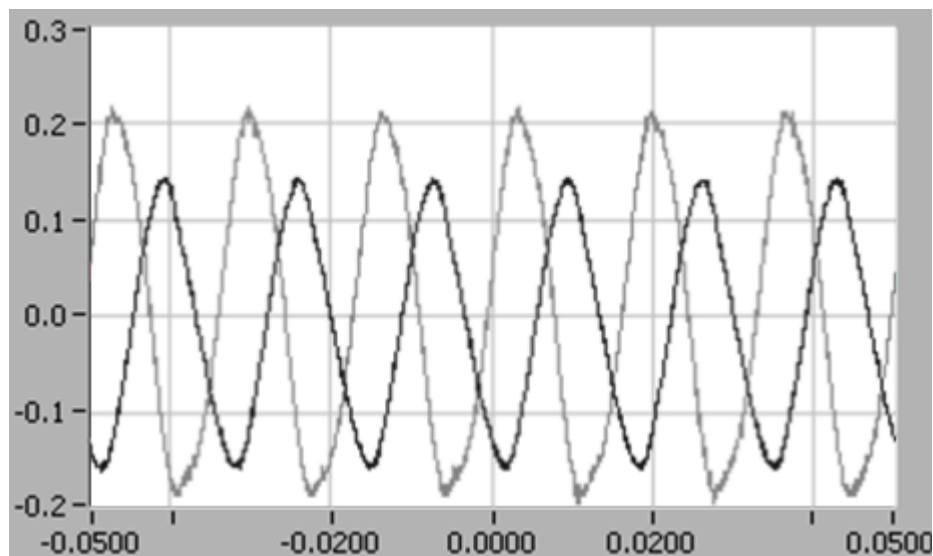


FIG. 3.4 – Prise d'écran de l'oscilloscope qui montre le signal du capteur de pression en noir et le signal du capteur laser en gris.

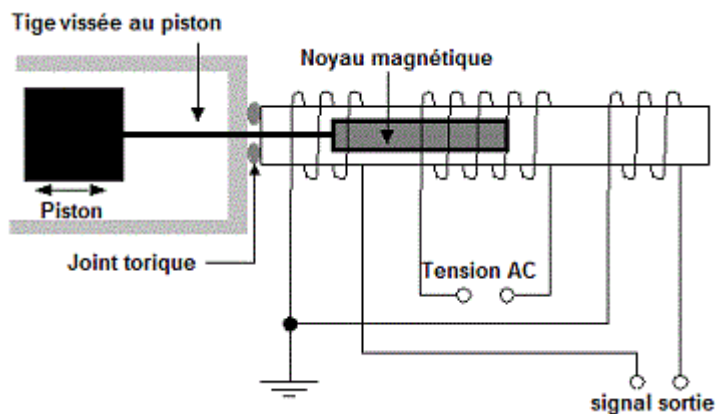


FIG. 3.5 – Schéma d'un compresseur adapté pour des mesures de déplacement par capteur LVDT et son circuit électrique de mesure simplifié.

3.2 Mesure des oscillations de pression et de la pression moyenne

Il est intéressant d'observer et mesurer l'onde de pression puisqu'elle nous permet de calculer le PV et aussi les pertes de charge dans le régénérateur (pour cela, on a un capteur de pression Kistler juste avant le régénérateur et un autre après le tube). Ce type de capteurs est dit piézoélectrique : un cristal très fin se déforme mécaniquement à cause de l'onde de pression qu'il a en face et ces déformations provoquent l'accumulation de charges électriques dans le cristal. Celles-ci sont récupérées en tension par un conditionneur de signal, qui les convertit en pression. Sa fréquence de coupure est de 150 kHz, ce qui est largement suffisant pour notre plage de mesure.

La pression moyenne est aussi mesurée puisqu'il s'agit d'un paramètre clef ; elle est assurée par un capteur Keller du type piezorésistif : des micro-extensomètres en silicium dopé, intégrés dans un circuit du type pont de Wheatstone, sont usinés sur une membrane fine et flexible qui se déforme sous la variation de pression (fig. 3.6) ; les variations de la résistance des micro-capteurs sont amplifiés par un circuit et converties en pression.

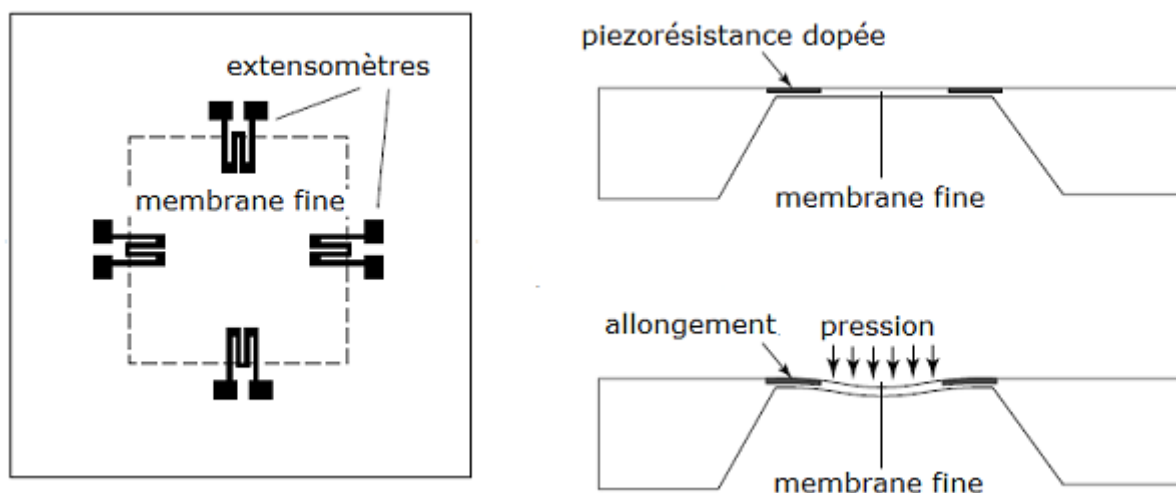


FIG. 3.6 – Schéma d'un capteur piézorésistif avec les micro-extensomètres.

3.3 Réponse en fréquence des appareils de mesure

Tous les capteurs traités dans la section précédente ont une fréquence de coupure caractéristique, c'est-à-dire, une fréquence au-delà de laquelle leur réponse est atténuée et déphasée par rapport au vrai signal physique mesuré. Elle est définie rigoureusement comme la fréquence où la réponse du capteur à un signal sinusoïdal est atténuée 3 dB (un facteur de $\frac{1}{\sqrt{2}}$) par rapport à sa réponse à un signal constant de la même amplitude. Au-delà de cette fréquence, on considère que le signal s'affaiblit 20 dB (un facteur 1/10) par chaque décade. En plus de cette atténuation, à la fréquence de coupure le signal donné par le capteur a 45° de retard par rapport à la grandeur physique que l'on veut mesurer.

Étant donnée la grande sensibilité du calcul du PV au déphasage, il faut absolument vérifier les fréquences des capteurs utilisés dans ce calcul. Le capteur de pression Kistler ne présente aucun problème de réponse en fréquence (section 3.2), par contre le capteur LVDT peut, selon le mode choisi (2.5 kHz ou 10 kHz) compromettre le calcul du PV.

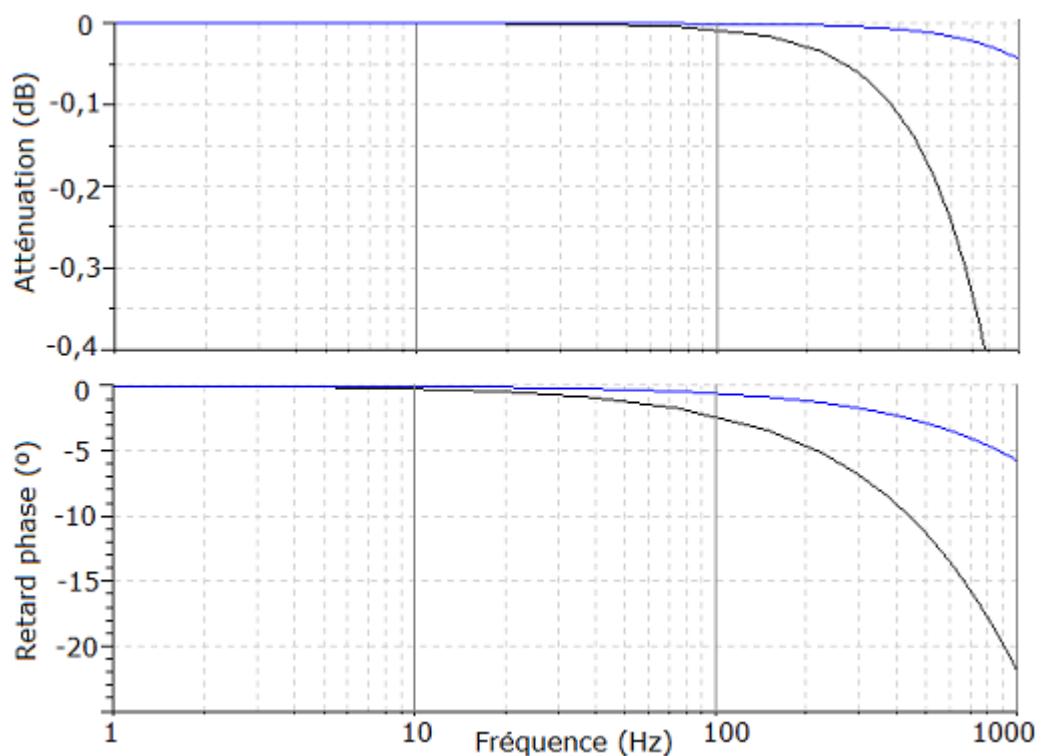


FIG. 3.7 – Réponse en fréquence du LVDT ; en noir, fréquence de coupure à 2.5 kHz, en bleu, fréquence de coupure à 10 kHz.

Dans la fig. 3.7, on peut voir le diagramme de Bode pour le LVDT dans les deux modes. Il n'y a quasiment pas d'erreur dans l'amplitude dans les deux cas (c'est-à-dire, il n'y a pas d'atténuation, on est au-dessus de 99% de la vraie valeur), en revanche, dans le mode lent, on peut s'attendre jusqu'à 3° de retard (moins de 0.5° à 10 kHz). Cependant, ces diagrammes sont simplement représentatifs du comportement du capteur et on fera tout de même une étude comparative expérimentale des deux modes du LVDT ; qui plus est, la fréquence de coupure réelle semble plus basse que la fréquence affichée, comme nous verrons plus loin.

3.4 Détermination de la puissance mécanique (PV) en entrée

3.4.1 Les puissances mises en jeu et sources de pertes

Le compresseur utilisé pour faire fonctionner un *pulse tube* est alimenté par un module de puissance Chroma, capable de délivrer 1.5 kVA de puissance ; il peut être soit piloté directement par l'ordinateur (via GPIB) soit par un générateur de fonctions Tektronics qui lui envoie une tension de régulation de l'ordre du volt, sans courant, pour communiquer au module de puissance la tension qu'il doit imposer aux bornes de l'oscillateur (voir fig.3.8). Ce générateur est *indispensable* si l'on veut contrôler deux compresseurs au même temps (et donc deux modules de puissance), puisqu'il assure que les deux sont alimentés *exactement* à la même fréquence et avec un déphasage choisi par l'utilisateur. Un wattmètre est branché entre l'oscillateur et l'alimentation, qui nous permet de connaître la puissance électrique que l'on injecte dans l'oscillateur, W_{elec} .

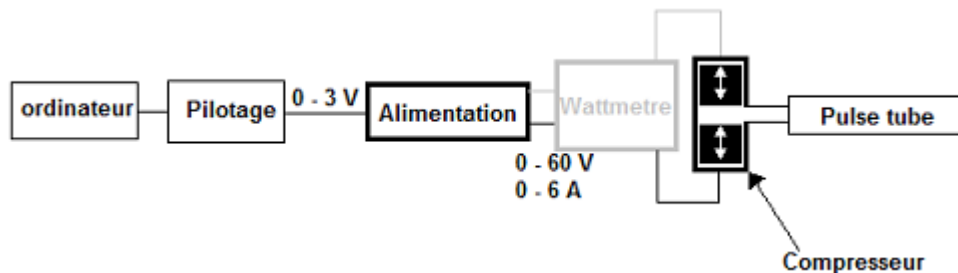


FIG. 3.8 – Circuit schématique du contrôle et de la mesure de la puissance fournie au compresseur. Le générateur de fonctions (bloc de pilotage) est dispensable dans le cas d'un seul compresseur à contrôler, l'alimentation étant directement contrôlée par PC.

Cependant, cette puissance n'arrive pas complètement aux pistons : une partie est dissipée par effet Joule dans le bobinage de l'oscillateur, dont la résistance, $R_{bobinage}$, est de l'ordre de l'ohm ; on définit alors puissance disponible comme la puissance qui arrive vraiment aux pistons, compte tenu des pertes par effet Joule :

$$W_{dispo} = W_{elec} - R_{bobinage} \cdot I^2$$

Le courant alternatif dans le bobinage provoque une force alternative dans les pistons, qui ont des aimants permanents (parfois cette configuration est inversée) ; en revanche, le fait qu'ils se déplacent dans ce champ magnétique, engendre une force similaire à une force de frottement due aux courants de Foucault qui se développent dans les pistons. Celles-ci sont proportionnelles au carré de la vitesse du piston ou, autrement dit, au carré du déplacement et de la fréquence. À ces pertes, s'ajoutent d'autres pertes associées au compresseur qui sont plus difficiles à modéliser. Ainsi, l'énergie transmise aux pistons, W_{dispo} n'est pas totalement transmise au gaz :

$$PV = W_{dispo} - W_{divers}$$

Quoique la W_{dispo} soit facile à déterminer, puisqu'il suffit de mesurer la résistance des bobines à l'arrêt et de la multiplier par le courant donné en temps réel par le wattmètre, les pertes W_{divers} restent assez difficiles à calculer précisément. C'est pourquoi on doit calculer ou mesurer le PV directement à partir de l'intégrale de la pression en fonction du volume balayé (ceci est obtenu à partir du déplacement).

3.4.2 Mesure directe du PV en entrée

Cette mesure est faite par le logiciel d'acquisition LabVIEW en prenant un nombre d'échantillons de pression équivalent à une période complète et autant d'échantillons du signal de déplacement. Après, le déplacement est converti en débit volumique par l'équation 3.1, sans multiplier par la densité, et, pour qu'il ait la même phase que le débit, on décale les échantillons dans le vecteur déplacement de 90° (voir fig.3.9). Ensuite, on calcule numériquement l'intégrale du débit en fonction de la pression.

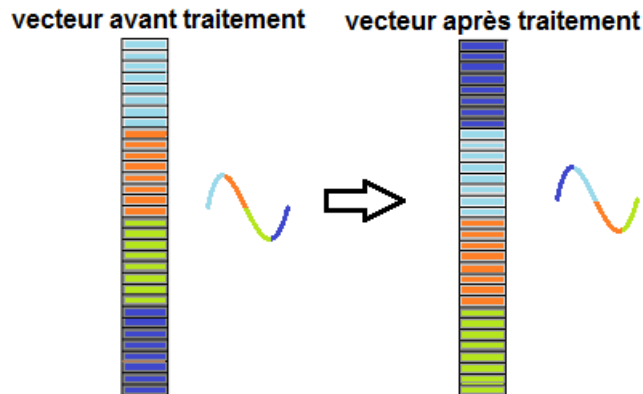


FIG. 3.9 – Pour que le déplacement ait le déphasage du débit par rapport à la pression, on décale chaque élément du vecteur de 90° .

Cette méthode utilise la définition de travail (eq. 1.3, page 11) elle-même et peut être considérée comme étant la plus fiable. Sinon, on peut utiliser la formule 1.4, en remplaçant le débit massique et la densité par le débit volumique. L'amplitude de la pression, du déplacement et la phase entre les deux signaux sont déterminés par l'oscilloscope ; la mesure de la phase est particulièrement sensible aux fluctuations des signaux, ce qui l'affecte d'une incertitude d'environ 2° . Les résultats donnés par les deux méthodes sont égaux dans le cas d'ondes sinusoïdales, ce qui est vrai dans des conditions de fonctionnement normales. De toute façon, les deux méthodes sont assez sensibles au déphasage et il faut vérifier l'influence des fréquences de coupure des capteurs de pression et de déplacement dans le résultat : théoriquement, un retard de 2° dû à la réponse des capteurs peut signifier une erreur de 10% voire plus dans la valeur du PV.

3.4.3 Banc d'essais pour la vérification du calcul du PV

Pour confirmer le calcul de PV fait par le programme en LabVIEW, et aussi le calcul du débit du compresseur, un banc d'essais très simple a été monté : le compresseur est relié à un volume tampon avec entre les deux une vanne qui permet de dissiper de la puissance (fig. 3.10 et 3.11). Tous les essais ont été faits à 20 bar. Malgré la simplicité du but et du montage en soi, on a été surpris par l'apparition de phénomènes de résonance (fig. 3.15).

1. *Essais à vanne (B) ouverte* : pour vérifier notre calcul du débit en sortie de compresseur fait à partir du déplacement du piston (eq. 3.1), on lit l'onde de pression dans le volume tampon et on calcule le même débit par l'équation 2.2. Ils doivent être égaux, au débit de remplissage de la ligne de transfert près (qui est négligeable) ; ils sont comparés dans le tableau 3.1. Sur la figure 3.12, l'allure des ondes de déplacement et de pression pour quatre fréquences différentes.

Pour obtenir ces résultats on a considéré que les transformations sont adiabatiques ($\gamma = 1.67$, pour l'hélium), ce qui est justifié étant donné leur fréquence et le mauvais échange avec les

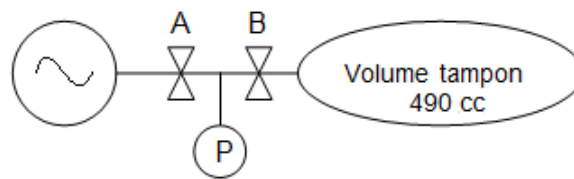


FIG. 3.10 – Schéma du banc d'essais pour les expériences de mesure du PV dans un volume tampon. La vanne A est ouverte en grand pendant tous les essais.

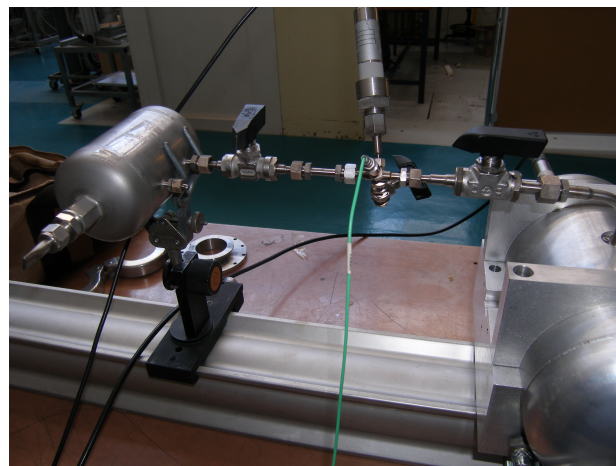


FIG. 3.11 – Photo du banc d'essais pour les expériences de mesure du PV dans un volume tampon. À gauche, le compresseur, à droite, le volume tampon.

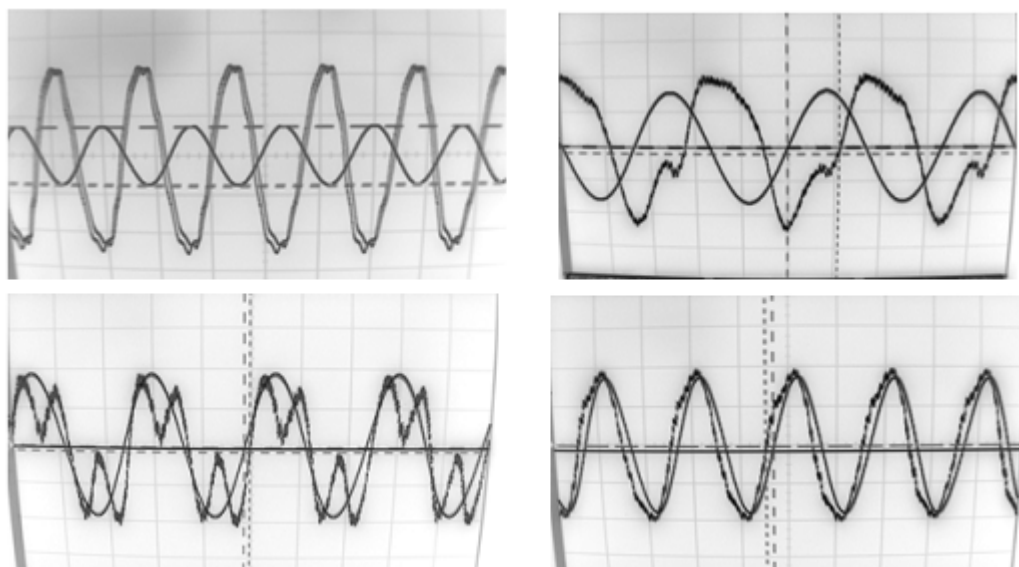


FIG. 3.12 – Ondes de pression et déplacement à plusieurs fréquences (celle du déplacement est «la plus sinusoïdale» des deux). De gauche à droite : en haut, 30 et 60 Hz ; en bas, 80 et 100 Hz.

Fréq. (Hz)	P (bar)	ΔX (mm)	Débit par P (g/s)	Débit par ΔX (g/s)	Écart (%)
25	0.31	2.79	1.14	1.01	11.0
50	0.31	2.86	2.29	2.10	9.0
50	0.13	1.02	0.97	0.74	23.6
75	0.13	1.09	1.46	1.20	18.4
100	0.13	1.0	1.79	1.45	18.9

TAB. 3.1 – Débit de remplissage du volume tampon calculé par l'onde de pression dans le volume tampon et par le déplacement du piston (expérience à vanne ouverte, avec le montage de la fig. 3.10). Les valeurs de pression (ΔP) et de déplacement du piston (ΔX) sont données crête-à-crête.

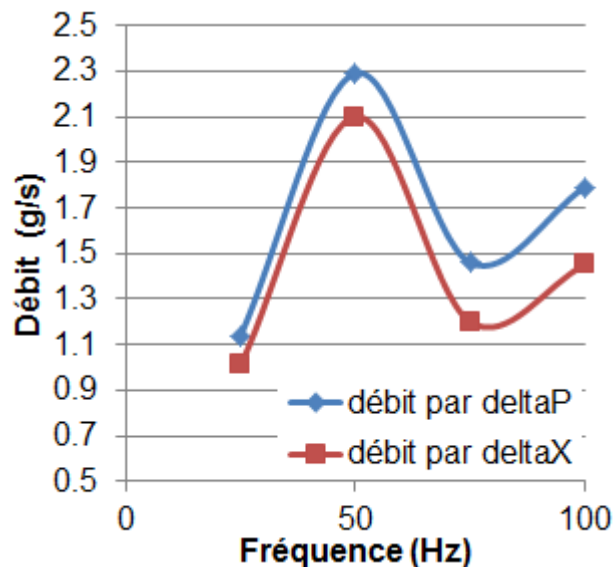


FIG. 3.13 – Comparaison entre les deux méthodes de calcul du débit de remplissage du volume tampon (données du tableau 3.1).

parois du volume tampon. Les essais ont été faits à onde de pression constante : entre 25 et 50 Hz, avec 310 mbar et entre 50 et 100 Hz avec 130 mbar, parce que le compresseur n'arrive pas à imposer de grandes ondes de pression à très hautes fréquences.

Dans le pire de cas, il y a une différence de 24% entre les deux méthodes de calcul du débit de remplissage. On note une augmentation de l'écart lorsque l'on diminue l'amplitude de la pression, ce qui est vraisemblablement dû au fait que le bruit commence à devenir important par rapport au signal ; ceci veut dire aussi le phénomène qui engendre l'écart n'est pas linéaire avec la pression (on s'attendait à avoir le même écart pour les deux pressions, dans ce cas).

On conclut que les résultats de ce montage expérimental ne sont pas aussi simples que l'on le croyait puisqu'il montre des phénomènes non-linéaires mais que, d'après les mesures, le calcul du débit effectué par le déplacement des pistons est une bonne estimation (à 20% près) du débit qui entre dans la machine.

Notons aussi l'aspect étrange des ondes de pression mesurées, qui n'avait jamais été vu auparavant, probablement parce que ces ondes sont beaucoup plus faibles que les ondes typiques d'un *pulse tube*. En faisant une analyse rapide de Fourier du signal de déplacement, on découvre qu'il est contaminé par des harmoniques de première et deuxième ordre. Vu que le système résonne bien au-delà des fréquences normales des *pulse tubes*, on peut dire que ces harmoniques supplémentaires (atténuées lors d'un *pulse tube* parce qu'il n'a pas de réponse à

de si hautes fréquences) sont amplifiées par le système lequel est stimulé par une onde non pure (le déplacement).

2. *Essais à vanne (B) demi-fermée* : pour obtenir des ondes de pressions typiques des *pulse tubes*, on ferme partiellement la vanne en enregistrant la pression, le PV et le W_{dispo} ; un essai a été fait à déplacement constant (1 mm) et un autre à onde de pression constante (1.5 bar).

Les valeurs de PV calculées par les deux modes se comparent assez bien ; sur le graphique 3.14 on perçoit dans le pire des cas une différence de 7%, ce qui permet de valider notre boucle de calcul en LabVIEW.

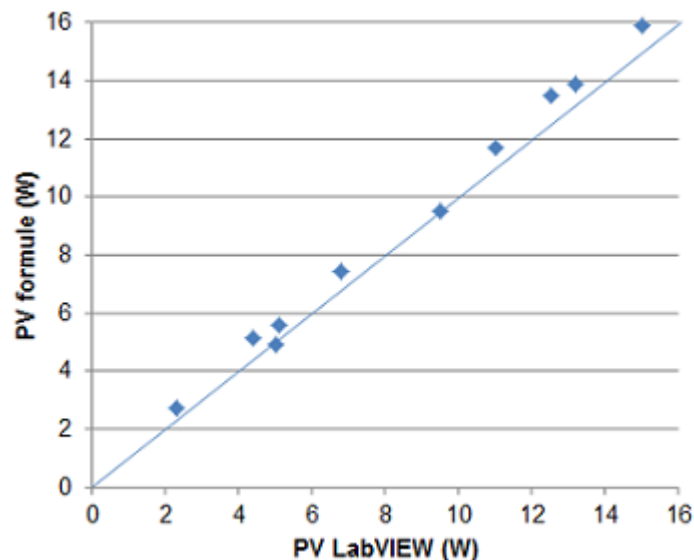
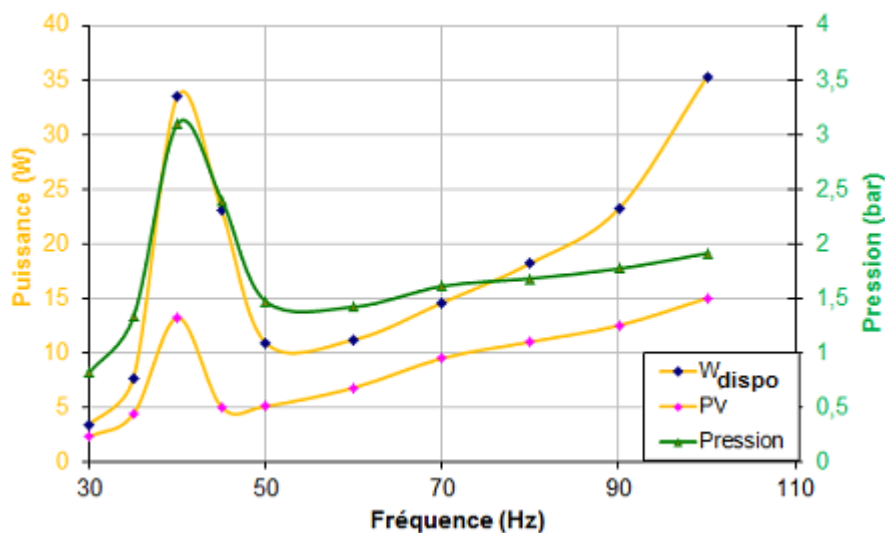


FIG. 3.14 – Comparaison entre le PV calculé par la boucle LabVIEW et celui calculé à partir du déphasage donné par l'oscilloscope.

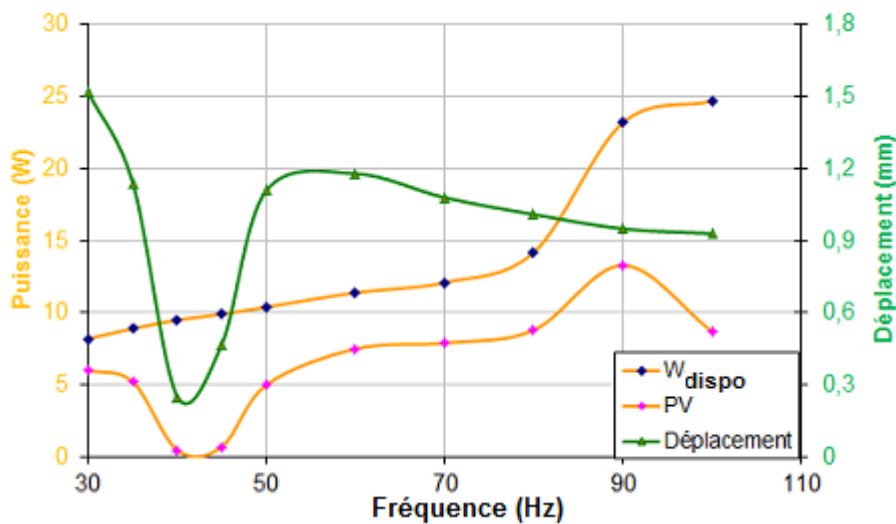
Ce furent les essais à déplacement et pression constant, en fonction de la fréquence, qui ont montré un résultat surprenant : l'existence d'une fréquence de résonance (aux alentours de 40 Hz), où le compresseur réagit comme s'il fonctionnait avec la vanne d'arrêt fermée. Cela veut dire qu'à *déplacement constant* (fig. 3.15a), le courant nécessaire pour faire 1 mm augmente soudainement et l'onde de pression qui en résulte est discrétante par rapport aux fréquences voisines. À pression constante (fig. 3.15b), au contraire, il n'y a pas une grande variation du W_{dispo} (parce que l'on ne cherche pas à garder le déplacement constant et celui-ci est proportionnel au courant) mais le déplacement est divisé par trois.

Ce phénomène, avec ce banc d'essais et cette pression statique, n'a lieu qu'à 40 Hz, la courbe étant assez aiguë, et demeure sans explication (même après des discussions avec le fabricant) : d'après l'analogie électrique (discutée dans le chapitre précédent, pg. 44), un circuit composé juste par la ligne de transfert (qui est à la fois une inertance et un volume mort) et le volume mort dans le compresseur, devrait résonner au delà de 1 kHz.

Ceci ne nous empêche pas de vérifier, pour les autres fréquences, qu'il y a un écart entre le W_{dispo} et le PV mesuré qui peut être dû aux pertes de Foucault : notons que cet écart augmente avec la fréquence, comme on peut aussi voir sur la baisse de rendement dans la fig. 3.16. À 40 Hz, il y a aussi une baisse considérable du rendement mais qui est due plutôt au fait que (comme dans le cas d'une vanne fermée) le déphasage prenne des valeurs très proches de 90° . Il s'agit d'une situation extraordinaire qui n'a pas de rapport avec la baisse de rendement à très hautes fréquences et qui est observable aussi sur un *pulse tube* (fig. 3.21).



(a) Essai à déplacement constant (0.5 mm amplitude).



(b) Essai à onde de pression constante (0.75 bar amplitude).

FIG. 3.15 – W_{dispo} et PV calculé par LabVIEW en différentes conditions.

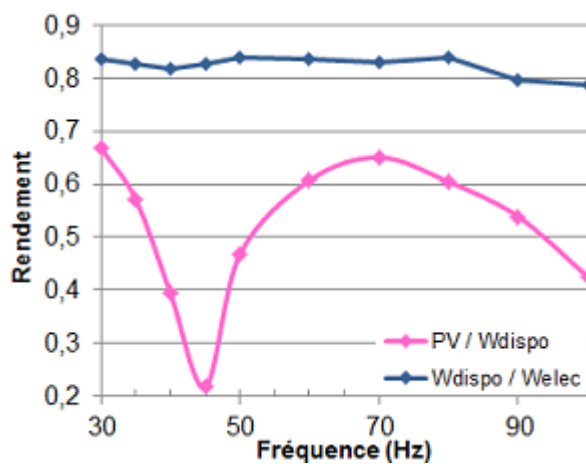


FIG. 3.16 – W_{dispo} et PV calculé par LabVIEW et rendements du compresseur et du doigt froid en fonction de la fréquence, à déplacement constant (0.5 mm d'amplitude).

3. *Essais dans les cas extrêmes (vanne fermée, vanne ouverte)* : théoriquement, pour les deux cas, le PV transmis est nul. Ces mesures confirment la prévision (tab. 3.2) : le PV dans les quatre cas est très faible et parfaitement compatible avec l'irréversibilité des transformations et l'incertitude de calcul dans la boucle.

	Fréquence (Hz)	P (bar)	ΔX (mm)	W_{dispo} (W)	PV (W)
Ouvverte	50	0.16	0.97	2.4	0.54
	100	0.17	0.43	13	0.36
Fermée	50	1.8	0.68	3.2	0.54
	100	1.04	0.49	3.1	1.37

TAB. 3.2 – PV calculé par le logiciel (à 50 et 100 Hz) à partir des ondes de pression et déplacement dans les cas où la vanne B est fermée et ouverte.

4. *Réponse en fréquence du LVDT et du capteur Keller* : dans tous les essais décrits ci-dessus le LVDT a mesuré en mode 10 kHz et l'onde de pression a été lue par le capteur Kistler. Il est néanmoins intéressant de comparer les résultats donnés par les deux modes de l'appareil.

Dans les fig. 3.17 et 3.18, le même signal physique est traité par les deux modes du LVDT pour le cas à vanne fermée. Le tableau 3.3 montre le PV et le déphasage débit/pression mesurés dans les deux modes pour le cas à vanne demi-fermée.

D'abord on voit que l'amplitude lue est n'est pas la même dans les deux modes : ceci peut être du au gain dans les différents circuits d'amplification ; mais on a constaté que le ratio entre les amplitudes du déplacement lues dans le mode 2.5 kHz et 10 kHz *ne dépend pas de la fréquence* et est égal à 2.0. Plus important, le retard de la phase est bien plus grand que les 3° que l'on déduit à partir du diagramme de Bode (voir graph. 3.7) et engendrent la différence entre les PV. Ce fait est particulièrement visible dans l'allure des deux diagrammes PV : à 10 kHz il est très mince parce que les ondes sont quasiment en opposition de phase, donc le débit et la pression sont déphasés de 90°.

Ceci laisse des doutes sur la vraie fréquence de coupure de l'appareil : un retard de 20° à 75 Hz, dans le mode dit 2.5 kHz, place la fréquence de coupure bien au-dessous de 1 kHz, selon le diagramme de Bode ; en dépit de ça, dans le mode 10 kHz, on mesure environ 90° de déphasage dans les essais à vanne fermée (fig. 3.17 et 3.18) ce qui nous permet d'avoir confiance dans le déphasage donné par ce mode-ci.

Le déplacement doit, donc, être mesuré toujours avec le LVDT en mode rapide (10 kHz) pour éviter des erreurs dans le déphasage.

Fréquence (Hz)	Mode LVDT	PV (W)	Déphasage \dot{m}/P (°)
50	2.5 kHz	15.2	40
	10 kHz	11.8	53
75	2.5 kHz	14.5	37
	10 kHz	18.0	17
100	2.5 kHz	8.9	34
	10 kHz	11.2	7

TAB. 3.3 – Influence de la fréquence de coupure du LVDT (2.5 ou 10 kHz) dans le calcul du PV et le déphasage débit/pression. Vanne demi-fermée.

Analysons maintenant la réponse en fréquence du capteur Keller ; sur la fig. 3.19 on compare les signaux donnés par le Keller et le Kistler (les deux appareils sont installés dans le même point de la ligne, l'un devant l'autre) et le retard du premier est évident ; curieusement, ce

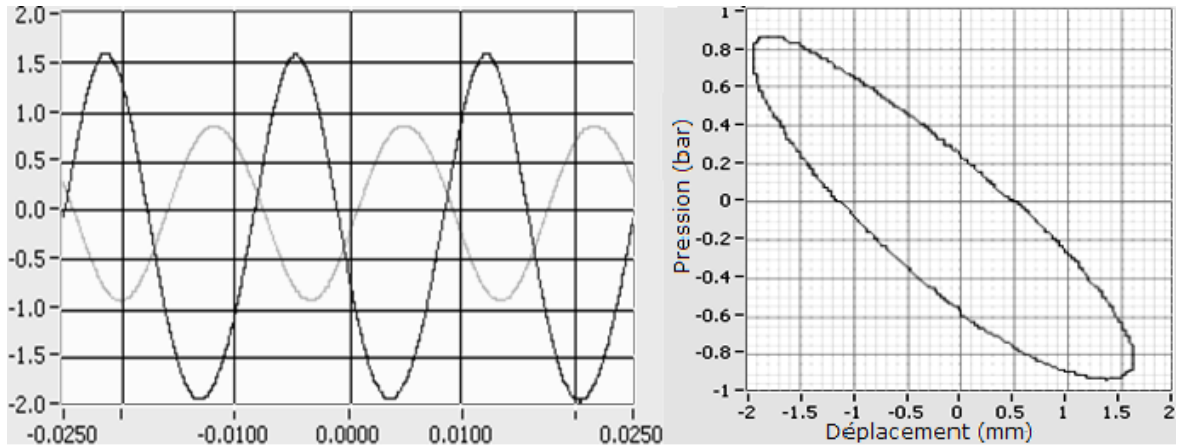


FIG. 3.17 – À droite : ondes de pression (foncé) et déplacement (clair) avec le capteur en mode 2.5 kHz ; à gauche : diagramme pression vs déplacement. Essai à vanne fermée.

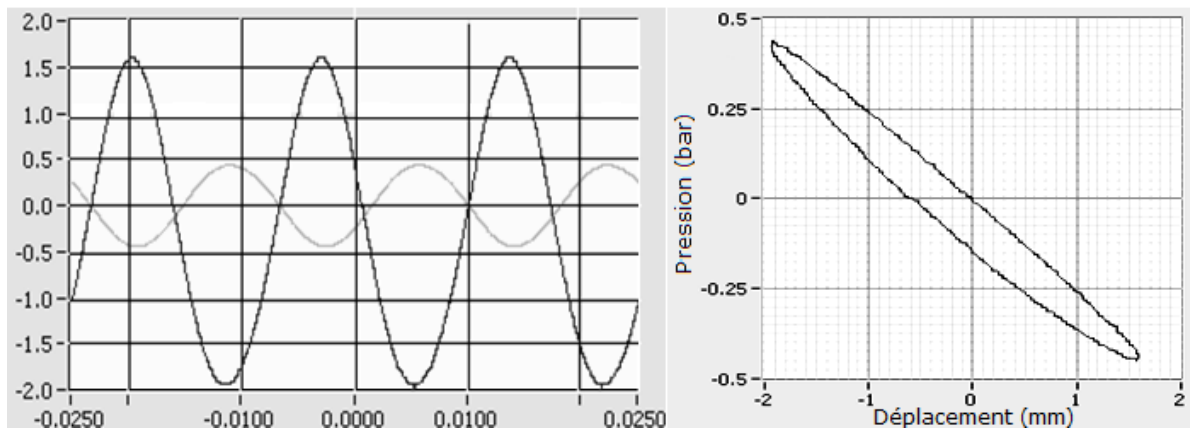


FIG. 3.18 – À droite : ondes de pression (foncé) et déplacement (clair) avec le capteur en mode 10 kHz ; à gauche : diagramme pression vs déplacement. Essai à vanne fermée.

retard est quasiment égal à celui entre les modes 2.5 et 10 kHz du LVDT (fig.3.20). C'est-à-dire, même s'ils ne donnent pas les bonnes phases en absolu, le LVDT à 2.5 kHz et le capteur Keller mesurent une différence de phase entre les ondes juste et aboutissent à un calcul de PV juste, parce que les erreurs individuelles se compensent.

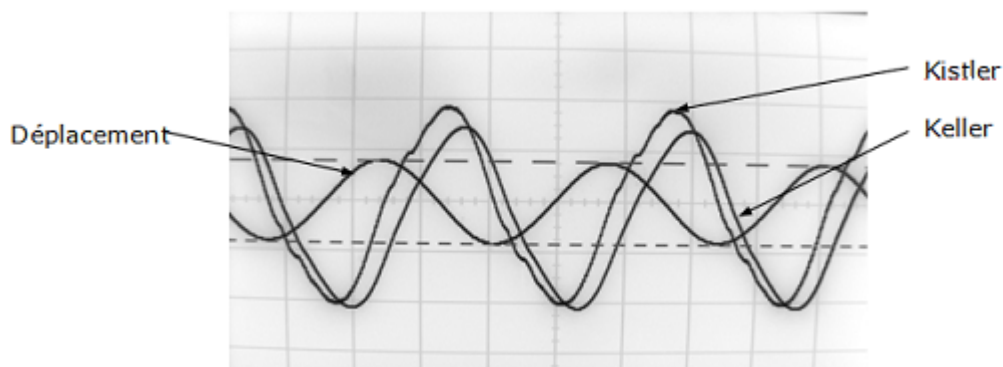


FIG. 3.19 – Comparaison entre les ondes de pression lues par le capteur Kistler et le Keller.

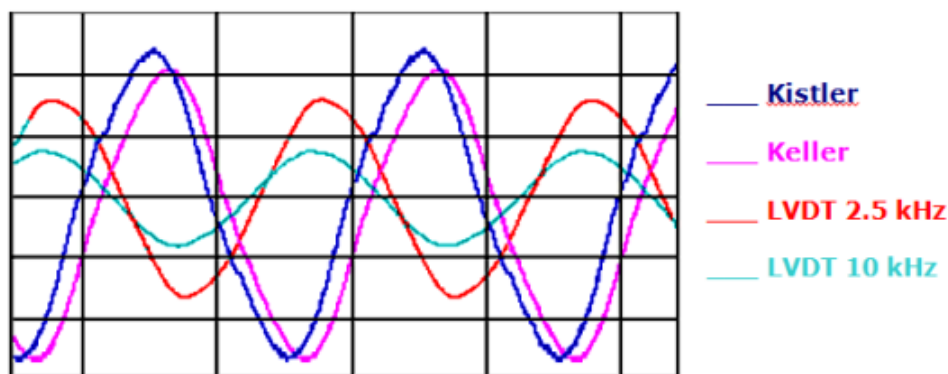


FIG. 3.20 – Comparaison entre les signaux des deux capteurs pression et les deux modes du capteur LVDT.

Bref, l'onde de pression doit être toujours mesurée par un capteur Kistler et le LVDT toujours utilisé dans le mode rapide (10 kHz).

5. *Mesures de PV sur un pulse tube* : dans le banc d'essais susdit (3.10) on a remplacé le volume tampon par le *pulse tube Gamma* (décrit dans le chapitre 5) et on a mesuré le PV, le W_{dispo} et le W_{elec}

On voit que le PV correspond bien au W_{dispo} à 90 Hz ; au-delà de 100 Hz, par contre, il baisse considérablement, ce qui peut être attribué à l'augmentation des pertes Foucault (proportionnelles au carré de la fréquence). À 70 Hz, cependant, le rendement est beaucoup au-dessous du prévu pour ce compresseur (supérieur à 80%). Ces résultats ont été présentés à Thales sans que l'on soit arrivé à aucune conclusion. La question s'impose : peut-on vraiment faire confiance à nos mesures de PV ?

Quoique le principe de calcul soit juste, que les capteurs utilisés soient adaptés à notre plage de mesures et les valeurs mesurées de PV soient plausibles (PV toujours inférieur à W_{dispo}), celles-ci sont parfois tellement faibles qu'elles laissent quelques doutes sur leur justesse. C'est pourquoi on se servira du W_{dispo} pour savoir combien de puissance on transmet au gaz : cela équivaut à dire qu'on *sous-estime* le rendement du *pulse tube* . Ceci est d'autant plus vrai que l'on néglige aussi les pertes dans la ligne de transfert, puisqu'on estime qu'elles sont faibles.

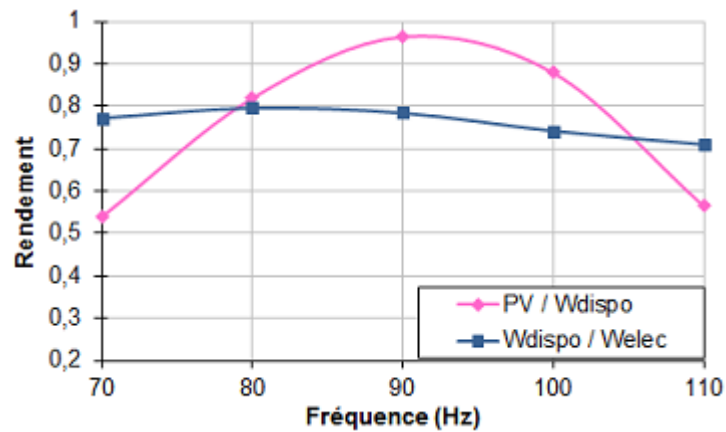


FIG. 3.21 – Rendements du compresseur Thales 9710 en fonction de la fréquence, avec le prototype *Gamma*.

3.5 Tests des compresseurs à très hautes fréquences

Trois oscillateurs étaient disponibles dans le laboratoire pour tester les prototypes de *pulse tube* : deux oscillateurs de Thales, le LPT 9110 et le LSF 9310 et un de Ricor, le modèle K825 (fig. ??). Il s'agit de modèles optimisés pour travailler bien au-dessous de 100 Hz. On a testé le 9310 et le Ricor avec un *pulse tube* existant (régénérateur 65Ø18.6, tube 74Ø10.3), avec 20 bar de pression de remplissage, pour évaluer la puissance qu'ils pouvaient encore donner hors de leur fréquence de résonance. Un quatrième compresseur de Thales, le LPT 9710, a aussi été utilisé.

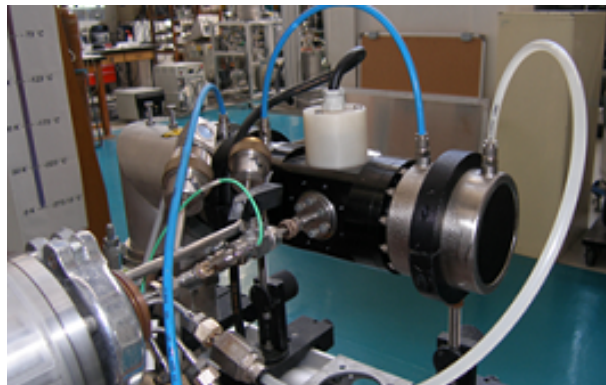


FIG. 3.22 – Ricor K825.

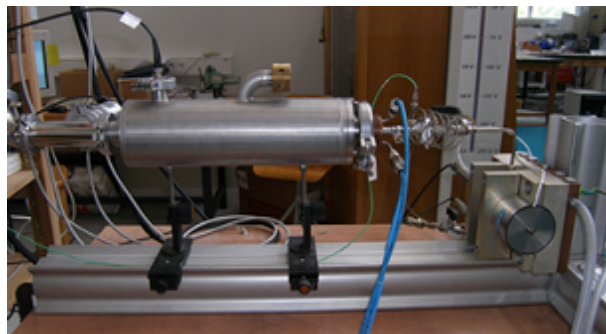


FIG. 3.23 – LSF 9310 de Thales et enceinte à vide.

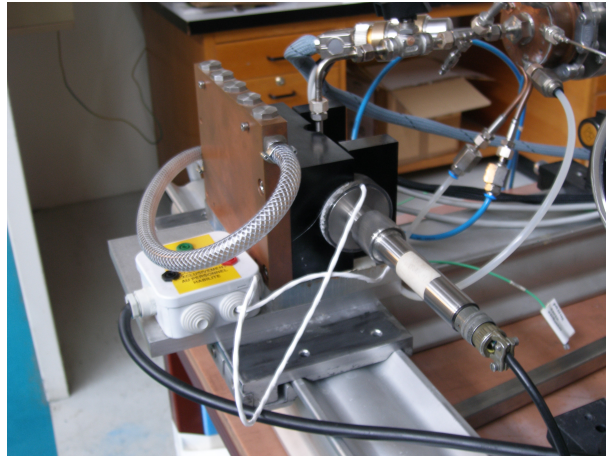


FIG. 3.24 – LPT 9110 de Thales.

3.5.1 Essais du 9310 de Thales et du K825 de Ricor

Des essais à W_{elec} constante ont été faits, en fonction de la fréquence, mesurant le PV transmis au gaz et les pertes Joules dans le bobinage ; des essais à fréquence constante (faisant varier la tension) ont été aussi effectués. La température au bout froid n'a pas été étudiée.

On voit sur la figure 3.25 que le meilleur compresseur pour les très hautes fréquences est le Ricor, compte tenu de sa fréquence de résonance élevée (70 Hz) et aussi du fort rendement qu'il présente même à 100 Hz (par rapport au compresseur Thales 9310).

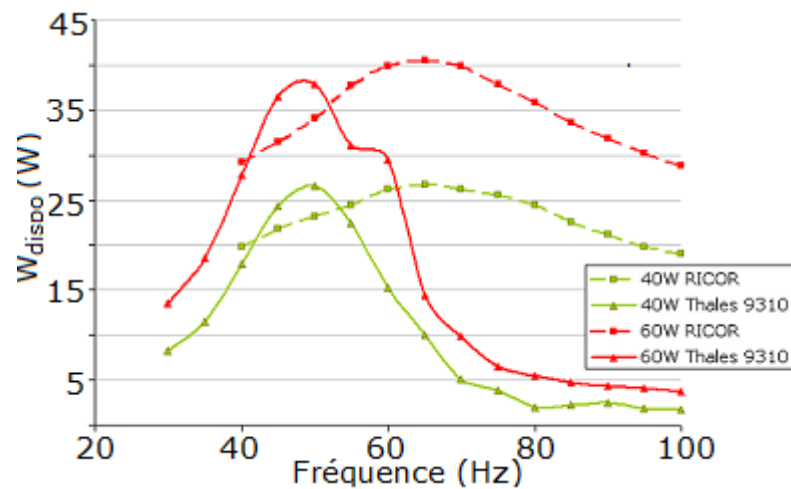
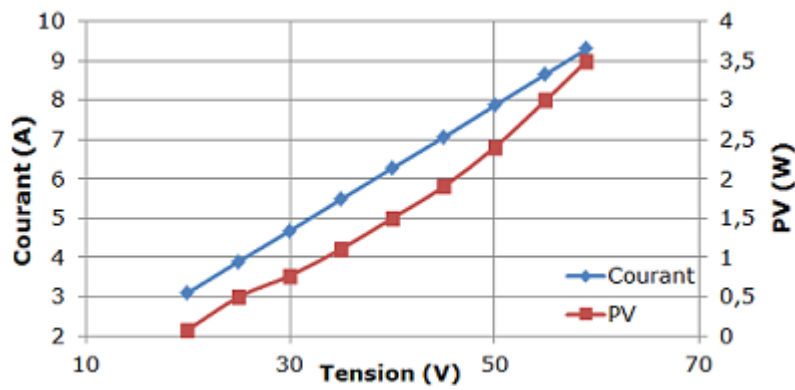
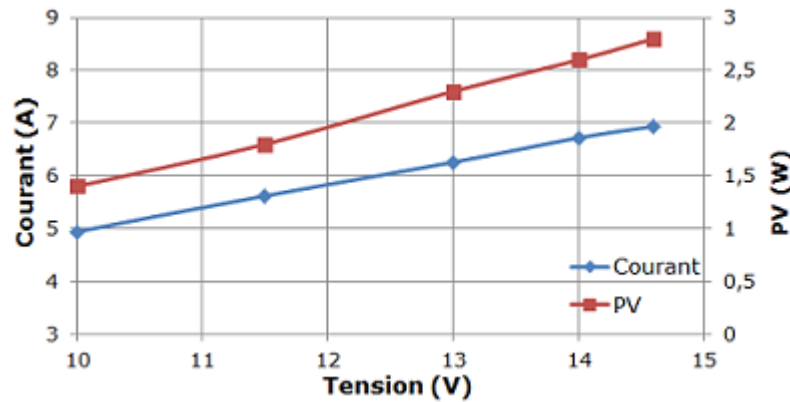


FIG. 3.25 – Rendement des deux compresseurs pour deux puissances électriques constantes (40 et 60 W).

Ensuite on a fait sur les deux compresseurs des rampes de tension à la fréquence de 100 Hz. L'onde de pression maximale (amplitude) mesurée pour chacun des compresseurs a été 0.3 bar, pour le Ricor, et 0.45 bar, pour le Thales 9310. D'après les deux rampes en tension (fig. 3.26) et sachant que le courant maximal est 12 A pour le Ricor et 7 A pour le Thales, on peut dire qu'on pourrait sans problèmes donner au moins 4 W avec le Ricor, valeur inaccessible utilisant le Thales. Cette valeur de 4 W n'est pas, cependant, universelle : elle dépend de la charge mise en amont, c'est-à-dire le *pulse tube*, donc cette puissance augmentera avec un prototype dimensionné pour les très hautes fréquences.



(a) Ricor.



(b) Thales.

FIG. 3.26 – Courant dans les oscillateurs et PV transmis au gaz en fonction de la tension (à 100 Hz).

3.5.2 Essais avec l'oscillateur 9110 de Thales

Initialement écarté du à sa fréquence de résonance extrêmement basse, le compresseur Thales 9110 a été testé avec un des prototypes adaptés aux très hautes fréquences, le *pulse tube* alpha 2.0 (voir chapitre 5) parce qu'il est le seul compresseur à tenir 40 bar. Le courant à $W_{\text{dispo}} = 8 \text{ W}$, en fonction de la fréquence est présenté dans la fig. 3.27 (pour deux essais à pressions de remplissage différentes).

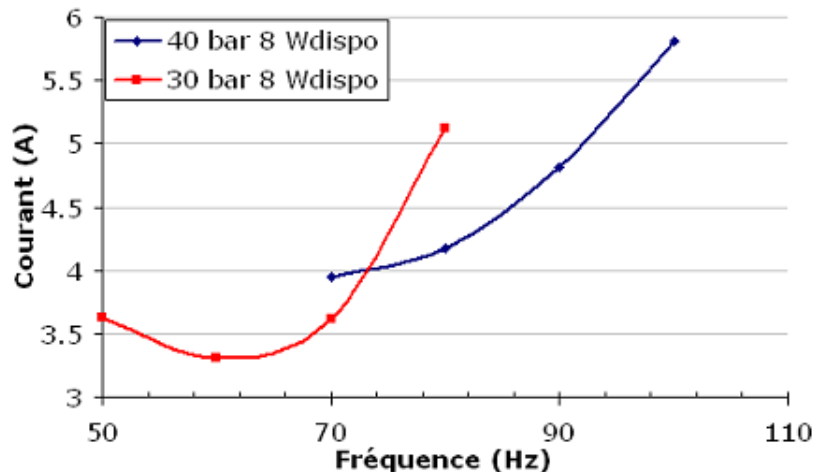


FIG. 3.27 – Courant en fonction de la fréquence (à W_{dispo} fixe) pour deux pressions de remplissage. Même à 40 bar, à 100 Hz on ne peut donner plus que 8 W (le courant maximale est 6 A).

À cause du seuil de courant du compresseur (6 A) on n'a pu réaliser qu'un essai à 100 Hz et ce avec l'inertance 1400Ø2, à 40 bar et seulement 8 W_{dispo} , ce qui est au-dessous de la moitié de la puissance désormais injectée dans les essais avec *pulse tubes* de très hautes fréquences. Sur la même figure on peut aussi constater l'effet de la pression de remplissage : la température minimale descend d'environ 5 K et la fréquence de résonance est légèrement décalée vers les très hautes fréquences mais, tout de même, à 100 Hz on n'a que 8 W et, par conséquent, on ne peut descendre qu'à 212 K. Puisque même avec un prototype dimensionné pour les très hautes fréquences on n'arrive pas à fournir une puissance significative avec le Thales 9110 à 100 Hz (à cause du seuil de courant), on ne l'utilisera pas dans les prochains essais de prototypes.

3.5.3 Conclusion

Les compresseurs Thalès testés ne semblaient pas assez performants à très hautes fréquences lors de ces premières expériences et d'abord, pour manipuler le *Pulse Tube Régéless* (dans ce cas il n'y a pas besoin de transférer d'énergie au gaz, juste d'imposer certains paramètres d'écoulement), le compresseur Ricor a été utilisé (chapitre 4). Pourtant, vu que sa puissance mesurée (4 W) nous paraissait trop faible (même si l'on aurait mieux fait avec un autre prototype), Thales nous a accordé le prêt d'un compresseur de la série Maxi 9710, après une analyse de nos résultats. Les essais de la section précédente (fig. 3.16 et 3.21) nous permettent d'avoir une idée des rendements de ce compresseur.

La puissance électrique moins les pertes Joule (W_{dispo}) sera prise pour tous les essais comme la puissance mécanique en entrée (PV), étant données les discussions de la section 3.4.3. Le compresseur Thales 9710, quoique surdimensionné, est celui qui permet de transmettre le plus de PV au gaz à 100 Hz, il sera donc utilisé dans la caractérisation des prototypes de *pulse tube* à très hautes fréquences (chapitre 5).

Nous terminons cette caractérisation des compresseurs avec un tableau qui résume les caractéristiques de chacun.

	Ricor K825 (W)	Thales 9710	Thales 9110	Thales 9310
Courant maximal (A)	12	6	6	7
Section du piston (cm ²)	6.15	7.07	2.14	3.97
Pression de travail maximale (bar)	30	30	40	30
Déplacement maximal (mm)	±6.3	±7.5	±5.0	±5.0
Résistance du bobinage (Ω)	0.73	0.66	1.01	1.7
Vol. balayé maximal (cm ³)	7.75	10.6	2.14	3.97
Puissance électrique maximale (W)	250	350	60	180

TAB. 3.4 – Tableau avec les principales caractéristiques de chaque compresseur testé.

Chapitre 4

Études expérimentales des pertes dans le tube

4.1 Théorie des phénomènes

Outre les pertes qui se rapportent au régime (pertes de charge, volume vide, mauvaise échange), qui sont prises en compte par le code SciLab, il y a aussi des pertes dans le tube qui, en certains cas, ne sont pas négligeables : conduction par les parois (facile à calculer) et convection (difficile à estimer). Concernant le dernier terme, on peut distinguer deux phénomènes qui y contribuent : le flux d'enthalpie de couche thermique (ou *surface heat pumping*) et ce qu'on peut dénommer le flux convectif.

Pour la discussion qui suit, il est utile de rappeler les profils de vitesse d'un écoulement oscillatoire. Ceux-ci dépendent surtout du rapport entre le diamètre hydraulique du tube et la couche visqueuse (la distance au-dessous de laquelle le fluide «sent» le frottement avec la paroi) donnée par :

$$\delta_{visq} = \sqrt{\frac{\nu}{\omega}} \quad (4.1)$$

Dans les échangeurs typiques des tubes pulsés, la couche visqueuse est plus grande que le diamètre hydraulique, ce qui entraîne un profil parabolique (figure 4.1) Par contre, dans le tube, la couche visqueuse ne représente qu'un trentième du diamètre du tube, donc on observe plutôt un profil aplati (figure 4.2).

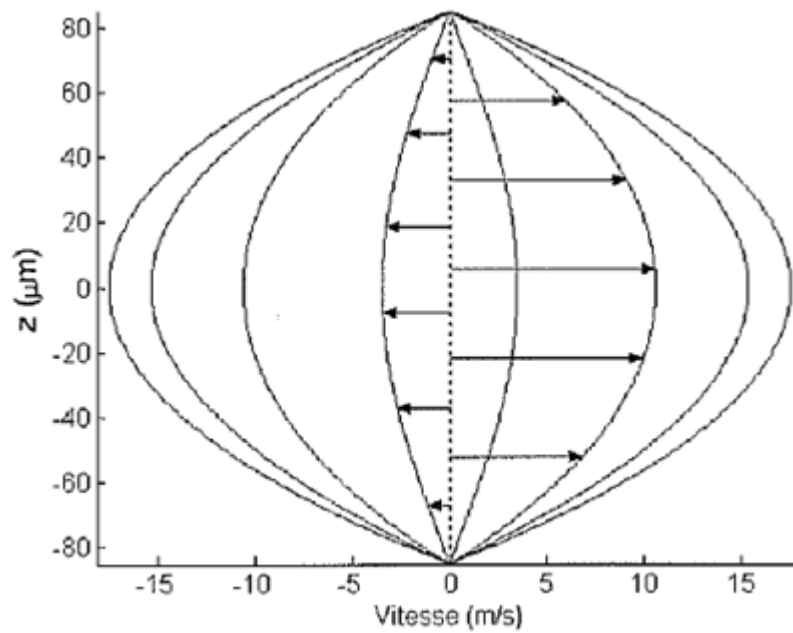


FIG. 4.1 – Profil de vitesse dans l'échangeur. La variable z représente la position radiale d'un petit volume de fluide par rapport au centre (0, au centre, $\pm 80 \mu\text{m}$ paroi) ; les différentes paraboles montrent le profil de vitesses à différents moments du cycle. On voit que le maximum de vitesse est atteint au même moment partout dans le tube (tirée de [18]).

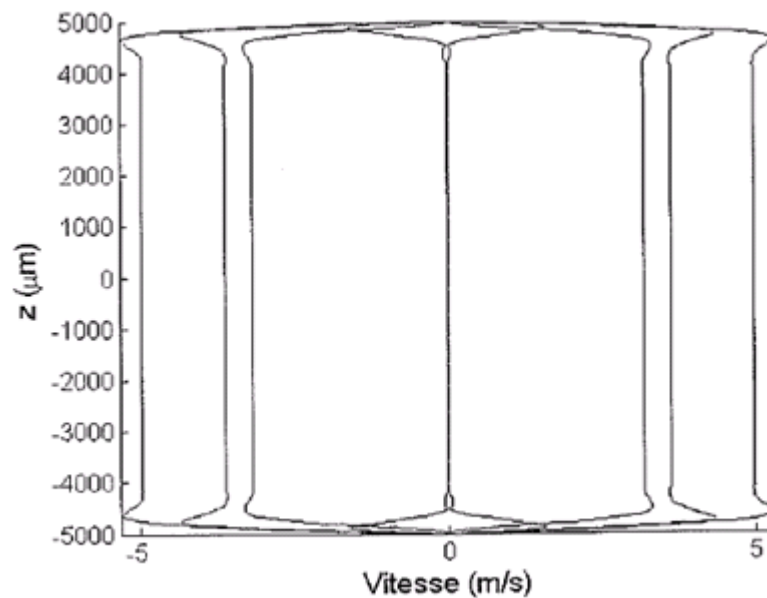


FIG. 4.2 – Profil de vitesse dans le tube ($\delta_{visq} = 150 \mu\text{m}$). On voit que le maximum de vitesse est atteint à différents moments, le long du diamètre du tube : le fluide près de la paroi est en retard par rapport au fluide au centre de la conduite ; cette zone où l'écoulement est déphasé s'appelle couche visqueuse (tirée de [18]).

Outre la couche visqueuse, on peut définir aussi la couche thermique, une zone du fluide près de la paroi où le fluide échange thermiquement avec la paroi. L'épaisseur de cette couche est donnée par la formule 1.5, que l'on répète ici :

$$\delta_{thermique} = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi f \rho c_p}} \quad (4.2)$$

En général, la couche thermique est du même ordre de grandeur que la couche visqueuse. Concernant notre étude, la couche thermique est la plus intéressante ; la zone intérieure à cette couronne, considérée comme adiabatique vis-à-vis des transferts avec la paroi du tube, véhicule l'enthalpie utile d'un *pulse tube*. Comme on a vu, cette épaisseur augmente avec la température (fig. 1.8) et diminue avec l'augmentation de la fréquence (fig. 1.9), ce qui veut dire que l'on peut diminuer le diamètre des tubes dans un doigt froid qui travaille à très hautes fréquences. En première approximation, le rayon du tube doit être au moins 10 fois plus grand que l'épaisseur de la couche thermique.

Le flux d'enthalpie de couche thermique est du au fait que le gaz dans le tube se déplace en changeant de température (oscillation de pression) ce qui fait que, normalement, il n'est pas isotherme par rapport aux parois qui l'entourent, d'où les transferts thermiques ; cet effet n'a lieu que dans la couronne extérieure (le gaz à l'intérieur étant isolé du tube) et il peut, selon les paramètres de l'écoulement, contribuer au refroidissement du doigt froid ou à son échauffement, comme on voit sur la figure 4.3.

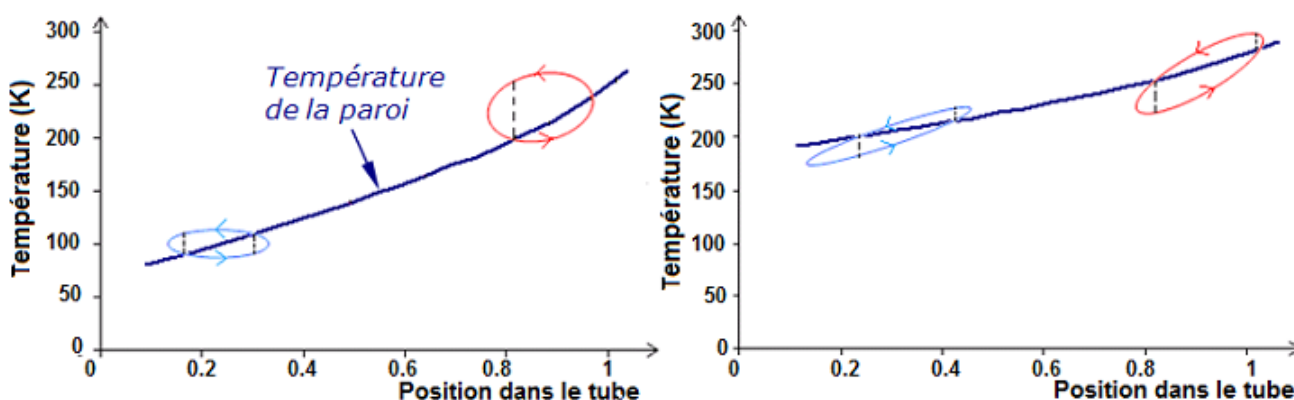


FIG. 4.3 – Flux d'enthalpie de couche thermique : à droite, il favorise le refroidissement du bout froid ; à gauche, il travaille contre le flux d'enthalpie principal. La hauteur des bulles dépend de l'amplitude de variation de pression, la largeur du débit et son allure (circulaire ou elliptique) dépend du déphasage entre le débit et la pression.

La ligne en bleu foncé représente le profil de température du tube (paroi), les lignes avec les flèches représentent le trajet d'un élément de gaz (dans l'espace physique, axe X, et des températures, axe Y). À gauche on voit un cas où le flux d'enthalpie de couche thermique amène de la chaleur au bout froid, en l'extrayant au bout chaud, donc il joue le rôle de perte ; à droite on observe le graphique typique pour un *pulse tube* basique où le phénomène est favorable au fonctionnement du dispositif (comme dans le *pulse tube* historique de Gifford et Longsworth). Le bilan des aires au-dessous et au-dessus du profil (i.e., son allure) est fortement dépendant du déphasage débit/pression à chaque point (fig. 4.4) mais aussi de l'amplitude de l'onde de pression (plus elle est grande, plus la température du gaz varie, puisque l'on est en régime adiabatique) et du débit (un grand débit se traduit par un grand déplacement à chaque cycle).

Il faut ajouter que le déphasage est un paramètre local, c'est-à-dire qu'il varie tout au long du tube, comme le graphique issu d'une simulation en SciLab le démontre (fig. 4.5).

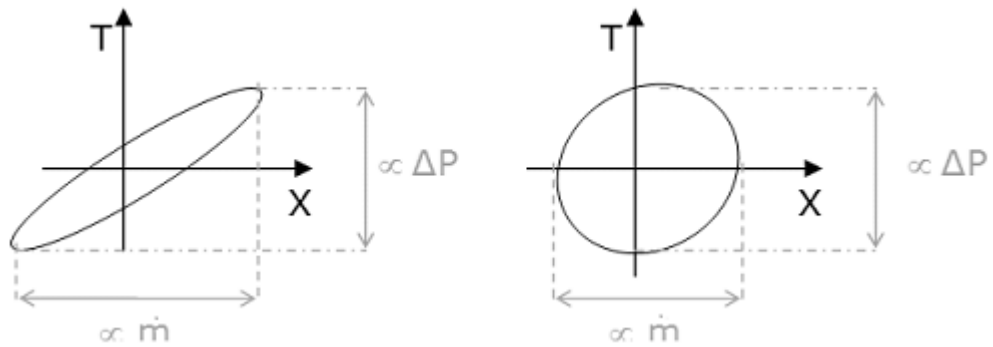


FIG. 4.4 – Allure des trajectoires pour différents déphasages : à gauche, 80° ; à droite, 10° .

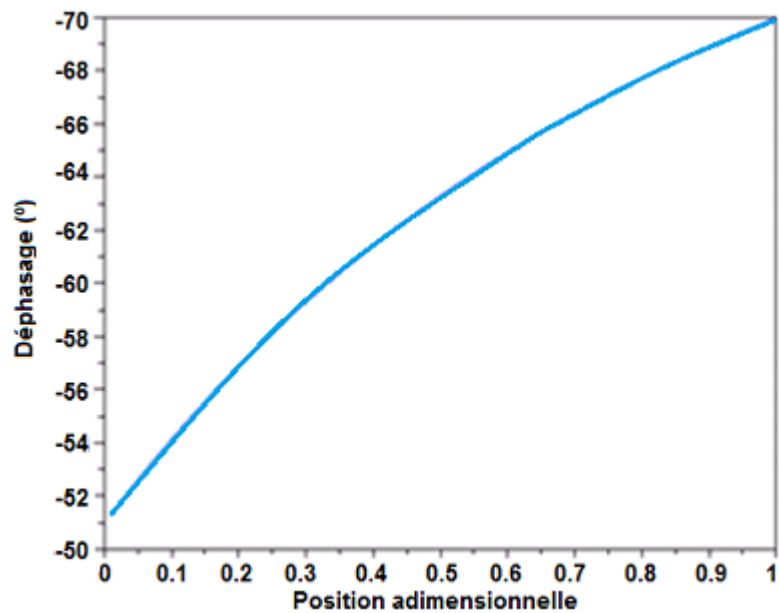


FIG. 4.5 – Le déphasage entre le débit et la pression n'est pas égal partout dans le tube, i.e., une valeur de déphasage se rapporte nécessairement à une position ($x = 1$ c'est le côté inertance)

On dispose d'une corrélation pour les pertes de flux de couche thermique due à Rolland, utilisé dans le dimensionnement de pulses tubes à basses fréquences : elle met en relation le flux d'enthalpie dans la couche thermique et l'amplitude de pression, l'épaisseur de la couche thermique, le déphasage, la fréquence, le gradient thermique et le débit dans le tube. On peut voir sur les fig. 4.6 comment ces pertes dépendent du déphasage et de la fréquence.

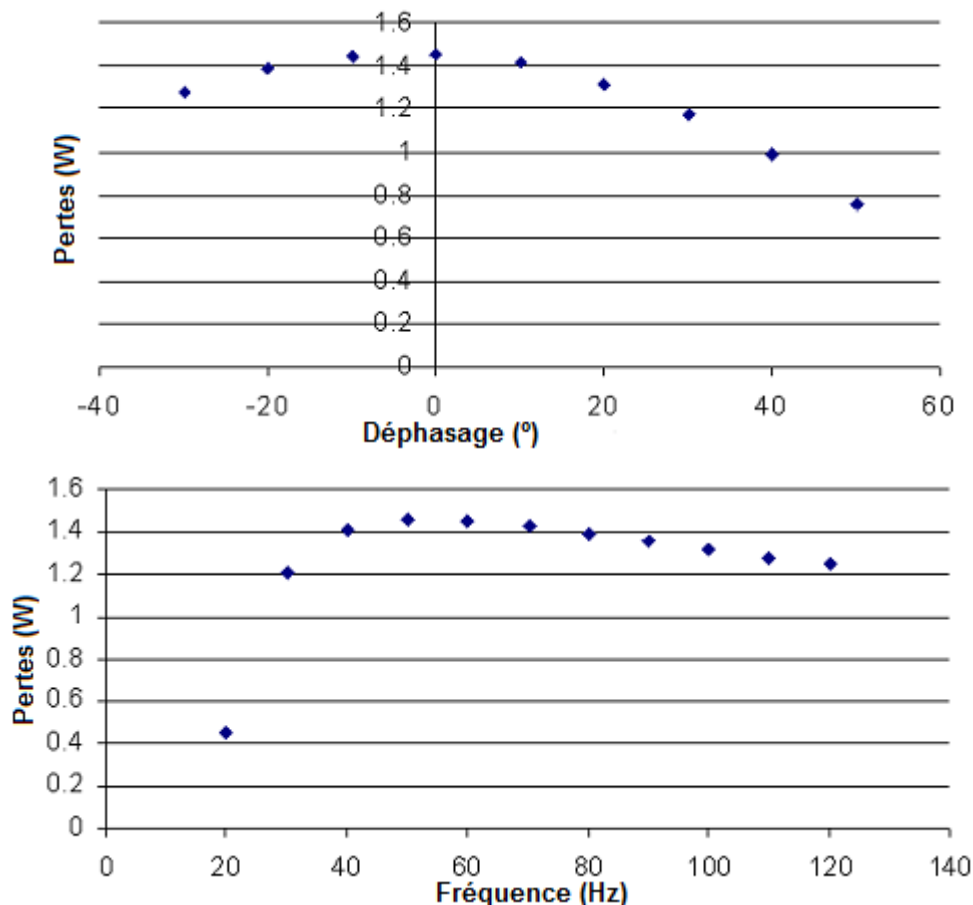


FIG. 4.6 – Dépendance des pertes couche thermique (selon Rolland) avec le déphasage et la fréquence (en haut, à $f = 100$ Hz, en bas à $\varphi = 20^\circ$) ; $P_0 = 20$ bar, $L_{tube} = 60$ mm, $\varnothing = 6$ mm, débit = 0.8 g/s

Le deuxième mécanisme de pertes concerne le gaz qui circule dans la couronne dont on vient de parler, étant intimement lié à une des prémisses de la théorie de fonctionnement des pulses tubes : le piston virtuel de gaz. Dans cette hypothèse, le gaz peut être divisé en une succession tranches qui se déplacent en phase et qui n'échangent pas de la chaleur entre elles. Il s'avère que cette hypothèse n'est admissible qu'à basses fréquences, où les faibles nombres de Reynolds dictent un flux laminaire et chaque tranche reste plus ou moins isolée des autres ; à très hautes fréquences, les grands nombres de Reynolds peuvent indiquer un régime turbulent qui permet un échange significatif entre les bouts chaud et froid du tube (c'est-à-dire, les couches se mélangent entre elles). Dans le tableau 4.1 on représente la tendance des nombres adimensionnels de l'écoulement avec l'augmentation de la fréquence, pour les plusieurs composants du *pulse tube*.

Ces pertes sont surtout dépendantes des nombres adimensionnels de l'écoulement : le Reynolds, le Valensi et aussi le ratio entre le volume balayé à chaque cycle et le volume du tube, A_r . On peut le voir aussi comme la distance maximale parcourue par une tranche, par rapport à la longueur du tube.

	Régé. (60 Hz)	Régé. (120 Hz)	Tube (60 Hz)	Tube (120 Hz)	Inertance (60 Hz)	Inertance (120 Hz)
Re	30	30	2000-5000	4000-10000	10000-20000	20000-30000
Va	0.4	0.8	2000	4000	200	500

TAB. 4.1 – Nombres adimensionnels de l'écoulement, à basse et à haute fréquence, pour chaque composant du *pulse tube*.

$$A_r \equiv \frac{V_{bal}}{V_{tube}} \tag{4.3}$$

On peut aussi exprimer ce nombre en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Valensi :

$$V_a \equiv \frac{\omega \phi^2}{\nu} \quad Re \equiv \frac{\rho v \phi}{\mu}$$

$$\frac{Re}{V_a} = \frac{\rho \dot{m}}{\omega \phi S} = \frac{V_{bal}}{dS} \Leftrightarrow \frac{Re \phi}{V_a L} = \frac{V_{bal}}{SL} = \frac{V_{bal}}{V_{tube}} = A_r \tag{4.4}$$

L représente la longueur du tube, ϕ son diamètre, S sa section et v la vitesse du fluide. Comme le déphasage, l' A_r n'a pas la même valeur tout au long du tube (voir le graphique suivant issu d'une simulation) :

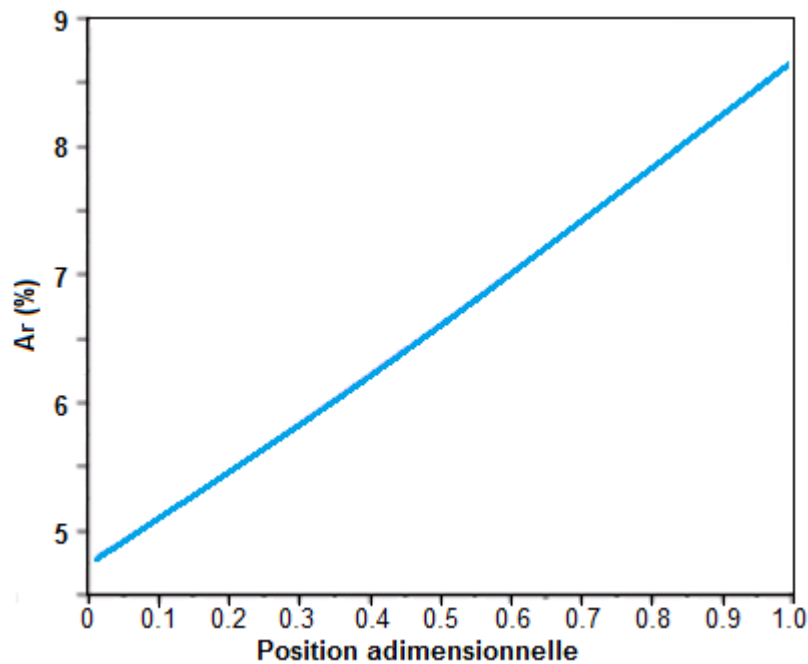


FIG. 4.7 – A_r varie selon la position dans le tube.

On peut comprendre mieux cette dépendance du déphasage et de l' A_r avec la position dans le tube par le diagramme de Fresnel de la fig. 4.8

La différence entre deux vecteurs consécutifs est un vecteur vertical (en première approximation) nommé *débit de remplissage* qui est proportionnel : à la fréquence, à l'amplitude de pression et au volume de gaz entre les endroits désignés par les deux vecteurs.

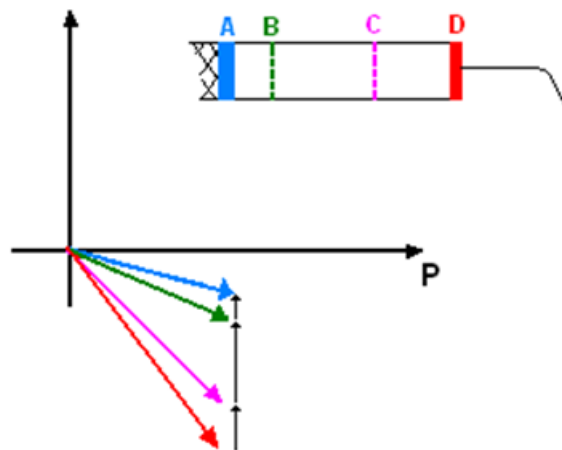


FIG. 4.8 – Diagramme de Fresnel du tube : chaque vecteur coloré représente le débit à un endroit. Les vecteurs noirs représentent le débit de remplissage (responsable pour les variations de pression dans le volume compris entre chaque vecteur coloré)

4.2 Mise en œuvre expérimentale

L'étude du comportement de ces pertes avec les paramètres de l'écoulement est très intéressant du point de vue du dimensionnement d'un *pulse tube*. Avec ce but, on a conçu le banc d'essais *Pulse Tube Régéless*, dont le schéma est présenté sur la figure 4.9 : un échangeur (au milieu) est chauffé par une résistance et séparé d'autres deux échangeurs (refroidis à l'eau) par deux tubes. L'un des tubes est lié à une inertance, laquelle conduit à un volume tampon, et l'autre tube est connecté à l'oscillateur : donc, la chaleur fournie à l'échangeur chaud sera évacuée par les deux tubes. Il y a un capteur pression statique dans le volume tampon et deux capteurs Kistler, l'un en sortie oscillateur et l'autre en entrée inertance ; chaque échangeur a un thermomètre et il y a encore deux sondes Pt sur chaque tube (qui divisent le tube en trois tronçons identiques) ; enfin, le déplacement du piston est mesuré par un capteur laser. L'alimentation du chauffage est contrôlée par LabVIEW et tous les signaux d'intérêt sont affichés sur l'écran de l'ordinateur. Cela nous permet aussi d'avoir directement le déphasage entre le signal de pression et le signal de déplacement. En réglant la puissance au milieu de manière à ce que la température y soit constante, on peut faire varier le déphasage, la fréquence, la pression en entrée et l' A_r et suivre l'évolution de la puissance ; celle-ci est forcément lié aux pertes dans les tubes : plus il y a des pertes, plus il faut de puissance pour conserver la température au milieu.

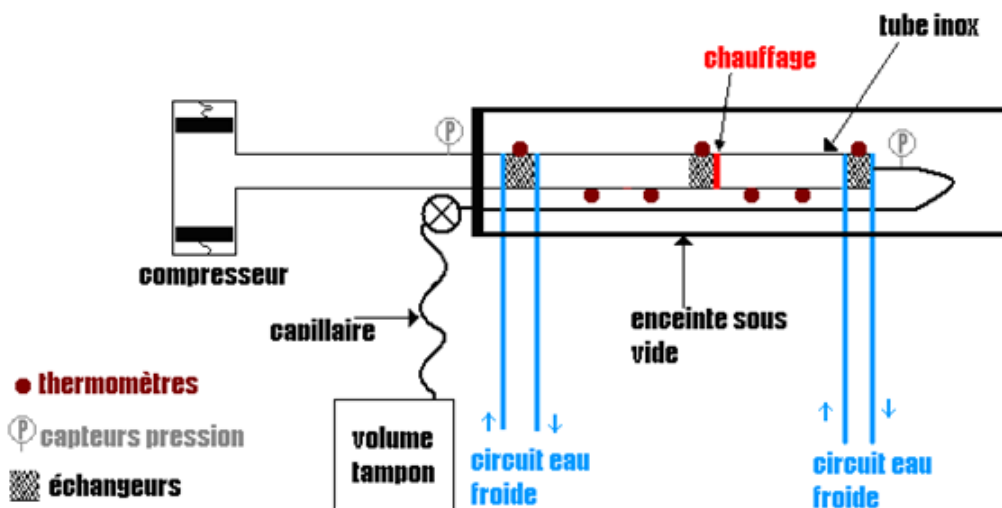


FIG. 4.9 – Schéma du montage expérimental *Pulse Tube Régéless*.

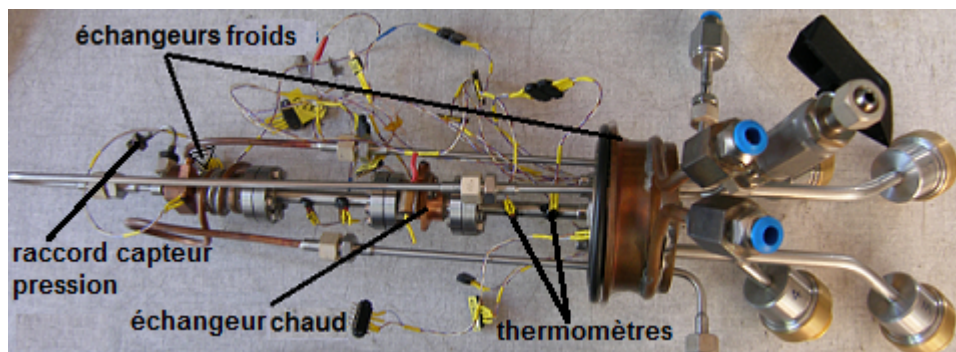


FIG. 4.10 – Photo du montage expérimental *Pulse Tube Régéless* avec les tubes Ø6 montés.

Pour mieux comprendre les essais qui seront décrits par la suite, on liste en bas les "degrés de liberté du banc d'essais", i.e., ce qu'on peut faire varier librement, sans contraintes¹.

1. Fréquence de l'oscillateur
2. Tension de l'oscillateur
3. Ouverture de la vanne (on peut aussi changer l'inertance elle-même)

Le changement de chacun de ces paramètres, entraîne une variation dans la puissance injectée, l' A_r , le déphasage et la pression. Autrement dit, toutes ces grandeurs sont interdépendantes, ce qui fait que, p.ex., en ouvrant la vanne (pour modifier le déphasage) on va sûrement changer l' A_r et la pression. Trois versions du banc d'essais ont été fabriquées, chacune avec un diamètre de tube différent (la longueur est toujours la même, 60 mm) : Ø6, Ø8 et Ø10 mm, pour que l'on puisse étudier l'impact de la géométrie du tube dans les pertes.

4.2.1 Calibration du banc d'essais

La puissance dissipée dans la résistance de chauffage au milieu (voir 4.9) n'est pas uniquement liée aux pertes convectives vu qu'il y en a aussi des pertes radiatives et par conduction dans les parois des tubes. Pour prendre en compte ces pertes, avant chaque essai à température constante, un pré-essai (essai blanc) est exécuté avec l'oscillateur à l'arrêt; si l'on ne force pas le gaz à se déplacer, la chaleur libérée par le chauffage est perdue par conduction (P_{cond}), rayonnement (P_{ray}) et convection naturelle ($P_{convnat}$) :

$$P_{Joule} = P_{cond} + P_{ray} + P_{convnat} \quad (\text{à l'arrêt}) \quad (4.5)$$

D'après les calibrations faites, on a trouvé que la plupart des pertes à l'arrêt sont dues au rayonnement (85%), la conduction étant 10% et la convection naturelle représentant 5% des pertes (la dernière a été déterminé expérimentalement en imposant le même gradient thermique en absence d'hélium : la différence entre les puissances de chauffage donne directement la convection naturelle). La contribution du rayonnement a diminué après avoir enveloppé l'échangeur chaud en *Multi Layer Insulator* (MLI) :

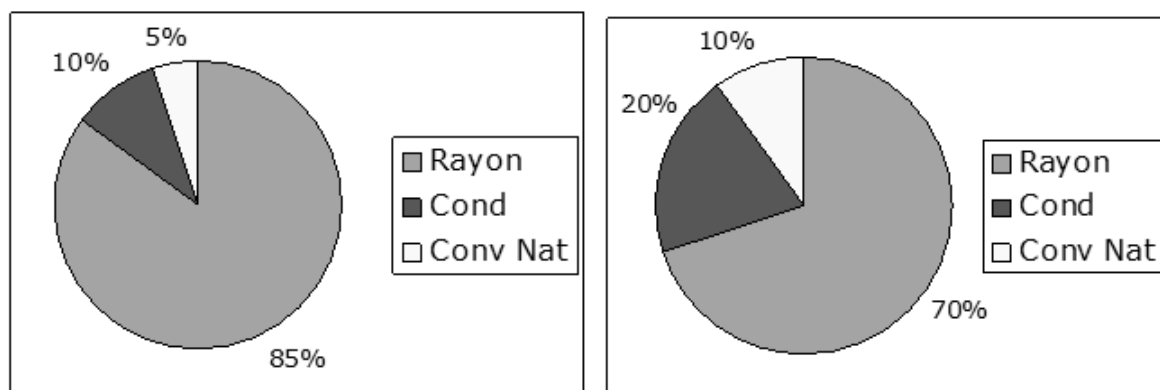


FIG. 4.11 – Répartition des pertes de chaleur à l'échangeur du milieu ($T_{milieu} = 320 \text{ K}$) ; à gauche, avant l'utilisation de MLI, à droite, après.

Pour trouver les vraies pertes dues à la convection forcée dans les tubes (dans une expérience normale) il suffit de faire la mesure P'_{Joule} :

¹La température au milieu est facilement contrôlable aussi, mais on a intérêt à faire des essais à température constante, donc on ne l'a pas incluse dans cette liste.

$$P'_{Joule} = P_{ConvForc} + P_{ray} + P_{cond} \quad (\text{oscillateur en route}) \quad (4.6)$$

$$P_{convForc} = P'_{Joule} - P_{Joule}$$

et, ensuite, soustraire les pertes joule à l'arrêt, P_{Joule} (en faisant cela, on considère nulles les pertes par convection naturelle, ce qui est justifié par le fait qu'on ait trouvé des valeurs inférieures à 50 mW, lors des mesures), ainsi obtenant les pertes convectives. Une autre variable qui peut affecter les mesures est la température ambiante, vu qu'elle influe sur les pertes par rayonnement. Pour avoir une idée de l'ordre de grandeur de cette dépendance, on a mesuré la puissance pendant deux jours avec une température au milieu constante, ce qui a permis de trouver (pour T_{milieu} 345 K) des variations de 20 mW (amplitude) pendant une journée. C'est, en réalité, une valeur surestimée car les expériences ne dépassent pas en général les quatre heures, donc, on peut dire que la température ambiante ne détermine pas nos résultats. C'est aussi important de noter que les pertes mesurées seront le double de celles obtenues avec un seul tube dans les mêmes conditions d'écoulement, puisque dans notre montage on a affaire à deux tubes, i.e, deux fois plus de pertes. Il faudra aussi tenir compte du gradient plus fort qui existe dans un *pulse tube* réel (300 K - 80 K = 220 K), le *Pulse Tube Régéless* étant conditionné à un gradient maximal de 65 K, et même la région de températures où on travaille : nous sommes toujours au-dessus de 300 K, donc les propriétés du gaz ne sont pas les mêmes que dans un *pulse tube* réel.

4.2.2 Estimation des pertes par frottement dans les redresseurs d'écoulement

En faisant le bilan énergétique à l'échangeur du milieu on pourrait penser que la seule source de chaleur est la résistance de chauffage ; pourtant, le frottement dans les grilles utilisées comme des redresseurs d'écoulement (*flow straightners*) dégage une chaleur qui n'est pas négligeable et qui diminue la puissance qu'on doit donner à la résistance pour garder une température donnée au milieu. Pour calculer cette chaleur, on a essayé trois méthodes différentes :

1. **Détermination indirecte des pertes de charge dans l'échangeur** On calcule le débit qui traverse l'échangeur du milieu par un simple bilan de masse (ΔX est l'amplitude du déplacement du piston, S_{piston} est sa section, ΔP l'amplitude de l'onde de pression en sortie d'oscillateur, et R la constante des gaz parfaits) :

$$\dot{m}_{milieu} = \dot{m}_{entree} - \dot{m}_{remplissage} = 2\Delta X \cdot S_{piston} \cdot \omega - \frac{\omega \Delta P \cdot V_{tube}}{kRT_{moyenne}} \quad (4.7)$$

et on mesure la pression en amont et en aval de celui-là ; les pertes se calculent par la formule ci-dessous (φ étant le déphasage débit/pression à l'échangeur du milieu) :

$$Pertes = (P_{\text{amont}} - P_{\text{aval}}) \times \frac{\dot{m}_{milieu}}{\rho_{milieu}} \cos\varphi \quad (4.8)$$

Cependant la différence de pressions qu'on peut mesurer tient compte des pertes dans les trois échangeurs (voir fig. 4.12), puisque les capteurs de pression (Kistler) se trouvent en sortie d'oscillateur et en entrée d'inertance. Si l'on suppose que les pertes sont les mêmes dans chacun des échangeurs on divise les pertes mesurées par trois pour les connaître au milieu. Cette procédure est un peu discutable puisque d'après les résultats de la simulation le débit peut varier 50% au long du tube. En plus, la différence de pressions est affectée d'une forte dispersion de valeurs parce que les deux valeurs de pression sont très proches (même en prenant la

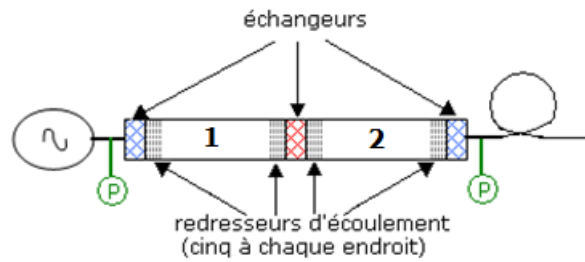


FIG. 4.12 – Schéma illustratif de l'emplacement des redresseurs

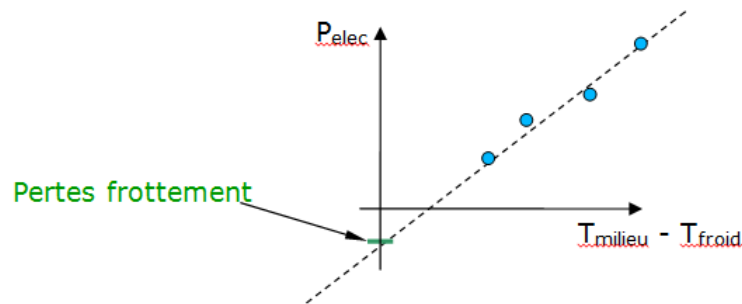


FIG. 4.13 – Méthode de la droite avec l'ordonnée à l'origine mise en évidence.

moyenne sur 20 échantillons quand on mesure ΔP), ce qui donne beaucoup d'incertitude sur les puissances obtenues.

2. Droite de températures

Cette méthode consiste à mesurer la courbe de Puissance injecté vs. Température milieu, laquelle est une droite, en gardant constants les paramètres auxquels on veut effectuer l'essai (p. ex : déphasage 40° , fréquence 100 Hz, $A_r=10\%$, $\Delta P = 1$ bar) sur toutes les températures (voir graphique 4.13). On sait que, en absence de gradient thermique, les pertes conductives et convectives sont nulles, i.e., quand on croise l'axe Y; par contre les pertes par rayonnement ne seront nulles que si l'échangeur du milieu est à la température ambiante. Il faut, alors, en représentant les points correspondants aux essais aux diverses températures (en bleu), leur soustraire la contribution du rayonnement, qui peut être déterminée par un essai blanc. On prendra alors comme valeur de la puissance dégagée par frottement, l'ordonnée à l'origine de la droite de la figure.

Malgré sa simplicité et son bon fond théorique, on constate que l'ordonnée sur Y n'est pas toujours négative comme on pensait (il faudrait donner une " puissance négative " au chauffage pour obtenir un gradient nul, justement parce qu'il y a une source de chaleur secondaire), surtout dans les essais à faible déplacement ($A_r < 10\%$), où les faibles pertes sont noyées dans le bruit de mesure.

3. Corrélation de pertes de charge

Connaissant le nombre de grilles et le débit qui les traverse (calculé par simulation), on prend la corrélation trouvée en [20] pour calculer les pertes de charge :

$$\Delta P \cdot P_0 = \frac{f \cdot 8,32 \cdot T_{milieu} \cdot S_{vol} \cdot L_{grilles} \cdot \dot{m}}{8 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot S_{grilles}^2 \cdot t_{vide}}, \text{ où } f = \frac{111}{Re^{0,87}} + 0,8 \quad (4.9)$$

S_{vol} est la surface mouillée par volume de grilles, $L_{grilles}$ la longueur total du redresseur, $S_{grilles}$ la section des grilles et t_{vide} sa porosité. Ensuite, la procédure est la même de la première méthode : le produit des pertes par le débit volumique fois le cosinus du déphasage est égal à la puissance dégagée par frottement dans les grilles.

Le tableau suivant compare les trois méthodes de calcul appliquées au même essai :

Ar	Méthode 1	Méthode 2	Méthode 3
10%	0.10	- 0.04	0.05
18%	0.08	0.02	0.20
26%	0.03	0.28	0.48

TAB. 4.2 – Puissance dégagée par les frottements dans les grilles calculée par les trois méthodes (en W) ; le déphasage et la fréquence sont constants (40° et 100 Hz).

On voit que les résultats de la méthode 1 sont inconsistants avec la variation de l' A_r , c'est-à-dire, celui-ci augmente et les pertes diminuent ; concernant la méthode 2, l'essai à 10 % donne un résultat positif, au contraire de ce qu'on attend en utilisant cette procédure (quoique en valeur absolue, ce chiffre soit pareil à celui de la méthode 3).

En somme, la méthode désormais utilisée pour tenir compte de cette puissance parasite sera la deuxième, puisque, comme on verra dans la prochaine section, les pertes dans les grilles ne dépendent pas de leur nombre (jusqu'à cinq grilles), ce qui veut dire que la troisième n'est pas une méthode précise. Donc, pour les faibles déplacements les pertes seront ignorées et pour des plus gros débits, on utilisera la méthode 2.

4.2.3 Effet des redresseurs sur le flux

Les premières expériences sur le *Régéless Pulse Tube* ont été faites avec cinq grilles d'inox (# 400 mesh) du côté tube de chaque échangeur (voir fig. 4.12) qui jouaient le rôle de redresseurs d'écoulement (*flow straightners*), c'est-à-dire, qui diminuaient l'effet de jet induit par la forme des échangeurs utilisés (à fentes). Pour savoir si les grilles ont un impact visible sur l'écoulement et, donc, sur les pertes, trois grilles ont été enlevées de chaque côté de l'échangeur au milieu (celles aux extrémités n'ont pas été changées) et on a refait trois essais qui avaient été exécutés auparavant avec les cinq grilles : deux à A_r constant (mais en augmentant la fréquence, fig. 4.14, 4.15, 4.16 et 4.17 et un deuxième à pression en entrée constante (aussi en changeant la fréquence, fig. 4.18 et 4.19). La puissance parasite due aux frottements a été estimée par la méthode 1 (voir ses inconvénients dans la section précédente).

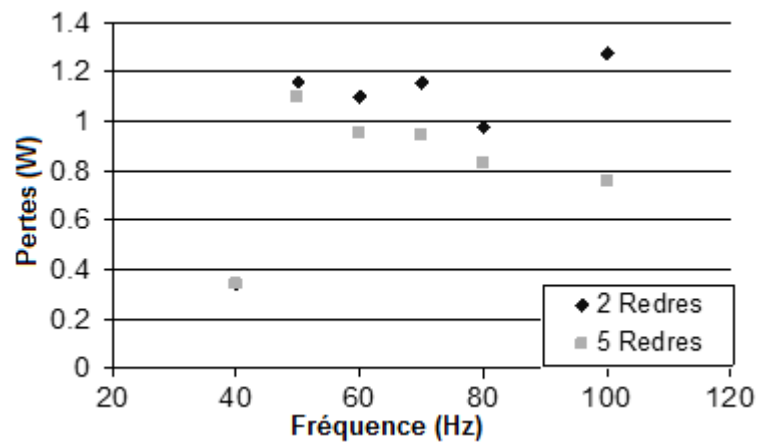


FIG. 4.14 – Pertes convectives en fonction de la fréquence, pour A_r 40%

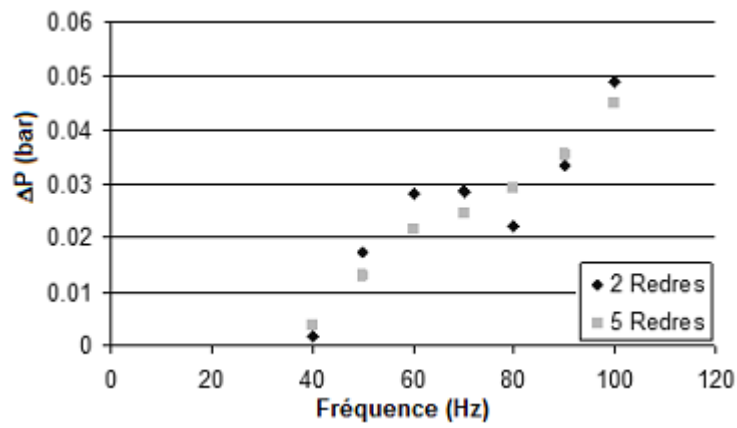


FIG. 4.15 – Pertes de charge à l'échangeur du milieu pour A_r 40%

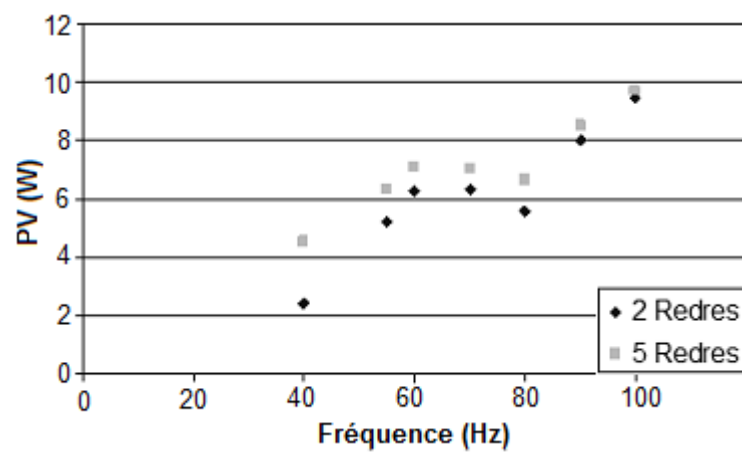


FIG. 4.16 – PV calculé par LabVIEW en fonction de la fréquence (A_r 20%)

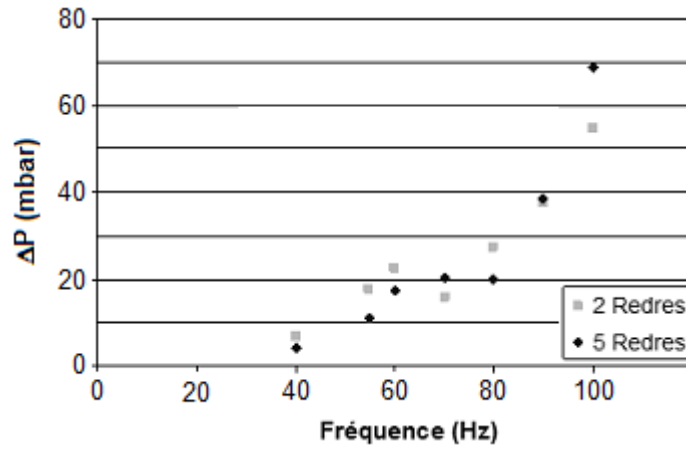


FIG. 4.17 – Pertes de charge en fonction de la fréquence (A_r 20%)

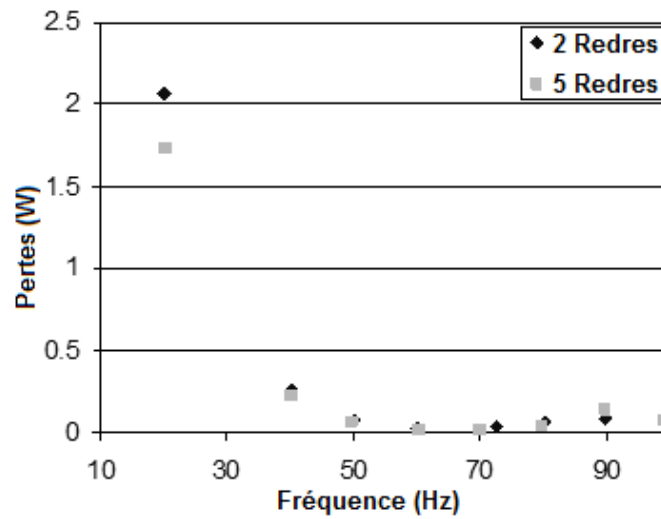


FIG. 4.18 – Pertes convectives en fonction de la fréquence pour une pression en entrée de 0.8 bar

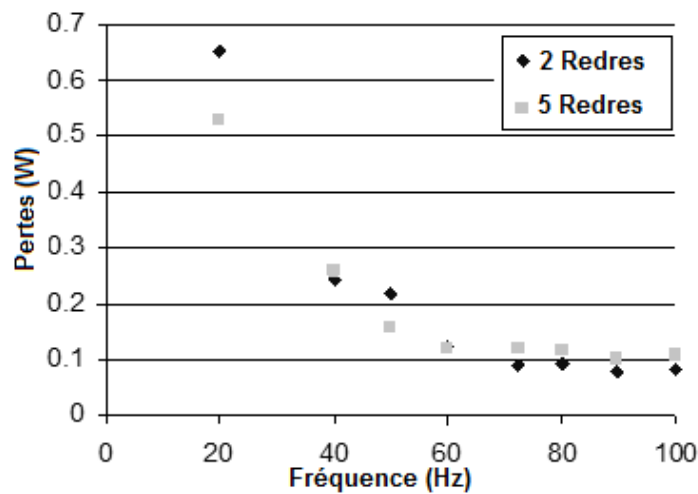


FIG. 4.19 – Ar milieu en fonction de la fréquence pour une pression en entrée de 0.8 bar

On voit que les pertes de charge au long de l'échangeur sont toujours assez proches, quoiqu'elles soient parfois inversées : on s'attendait à ce que la chute de pression soit plus élevée avec cinq grilles qu'avec deux (voir fig.4.15), mais ces écarts sont noyés dans la dispersion des mesures. Aussi, les pertes thermiques sont en général pareilles, le point à 100 Hz dans la fig.4.15, étant probablement faux.

Dans la figure 4.19, il semble surprenant que les pertes entre 50 et 70 Hz soient presque nulles ; ceci est possiblement dû au fait qu'on néglige la convection naturelle lors de l'essai en blanc (pg. 76), ce qui donne une incertitude d'environ 50 mW aux données, en plus de la dispersion des mesures.

Quant au PV donné au gaz, il augmente légèrement quand les cinq grilles sont utilisées (ce qui est logique, d'ailleurs) cependant cette différence est moins évidente à hautes fréquences. À certaines fréquences d'après ces résultats, on peut déduire que, dans des limites raisonnables (entre 2 et 5 grilles), le nombre de grilles n'affecte pas l'écoulement d'une façon visible : les résultats obtenus ne sont pas dépendants du nombre de grilles du redresseur.

4.2.4 Évolution du profil de température de la paroi

Les thermomètres tout au long des tubes permettent de voir l'évolution du profil de la température en paroi. Sur la figure 4.20 on présente la nomenclature des thermomètres et, à la suite, quelques profils mesurés sous différentes conditions d'écoulement.

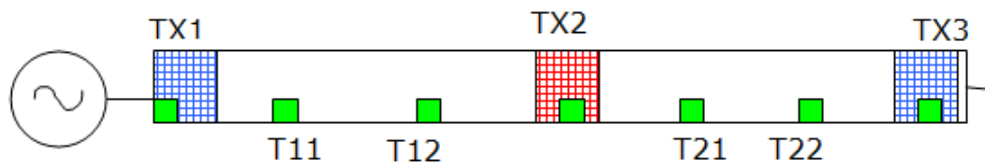


FIG. 4.20 – Emplacement des thermomètres sur le montage et leur désignations.

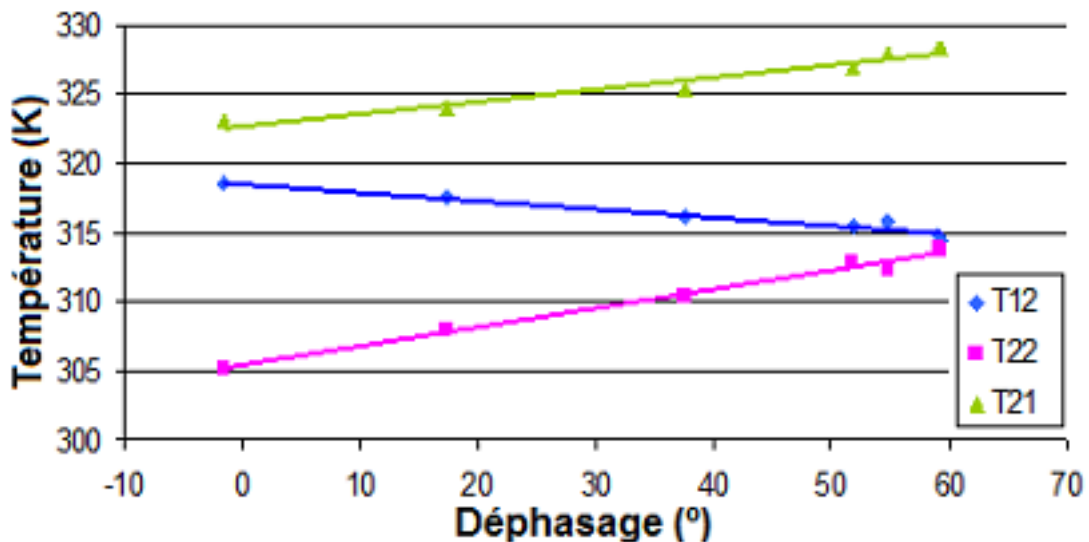
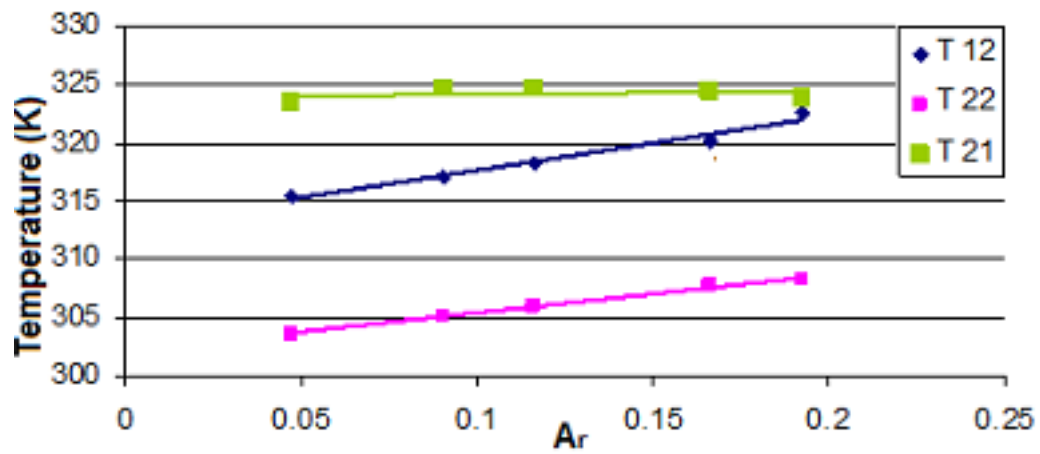
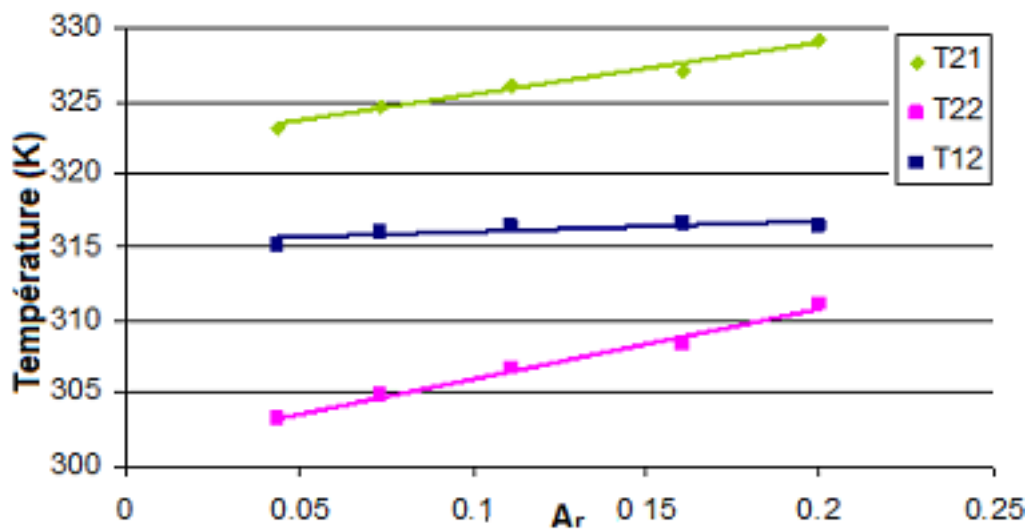


FIG. 4.21 – Évolution de la température avec le déphasage (A_r 25%) à certains points du montage

Dans les graphiques suivants on voit que le profil de température est plutôt établi par les échanges avec le gaz que par la conduction en paroi ; aussi, les deux tubes ne sont pas symétriques : sur la fig. 4.21 on voit que, dans le tube 2 la température augmente avec le déphasage, l'évolution opposée ayant lieu dans le tube 1 (celui proche du compresseur). Il faut rappeler ici que le déphasage



(a) Déphasage 40°



(b) Déphasage 50°

FIG. 4.22 – Évolution du profil de température dans les tubes avec l'Ar, à deux déphasages différents.

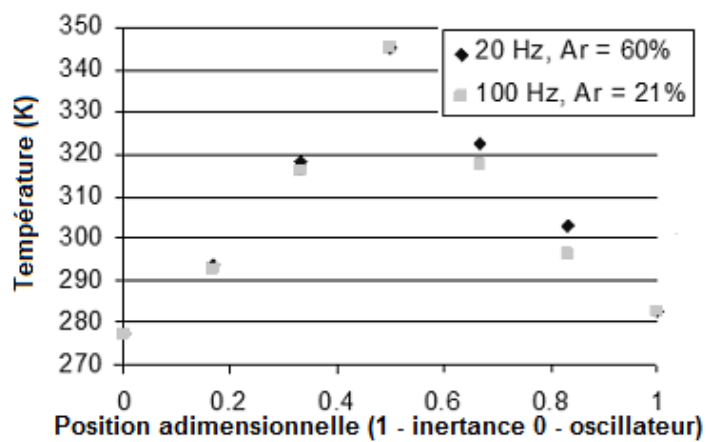


FIG. 4.23 – Profil de température dans les tubes pour différentes conditions d'écoulement.

pris est celui à l'échangeur du milieu, puisque il est différent partout dans le tube (voir fig. 4.5). Aucune conclusion immédiate n'a découlée de ces résultats, toutefois nous les conservons dans ce rapport pour une éventuelle interprétation plus tardive.

4.3 Études sur les pertes dans le tube

Dans ces essais, il est toujours utile de garder au moins un paramètre constant et de regarder l'évolution des pertes avec les autres ; pour chaque type d'essai que l'on décrira à la suite, on expliquera quelles variables ont été manipulées pour le faire (voir la liste sur page 76). Aussi, à la fin de la légende de chaque graphique, on mentionne la méthode utilisée pour tenir compte des frottements dans les grilles des redresseurs (voir section 4.2.2).

4.3.1 Essais à pression d'entrée constante

Ces essais ont été faits en augmentant la *fréquence du compresseur* mais en augmentant aussi la *tension fournie*, de façon à ce que l'amplitude de l'oscillation de pression (à la sortie du compresseur) soit toujours la même :

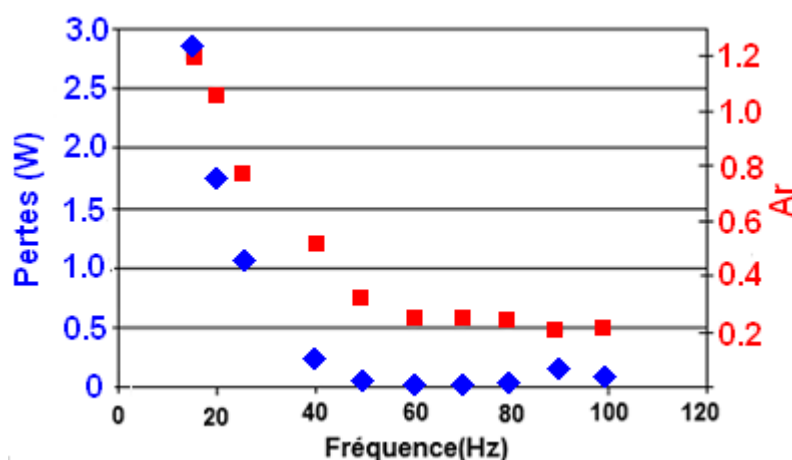


FIG. 4.24 – Pertes dans le tube et A_r en fonction de la fréquence, pour $T_{milieu} = 345$ K et $\Delta P = 0.4$ bar (puissance due aux frottements négligée).

On voit immédiatement que les pertes diminuent avec la fréquence, ce qui peut sembler bizarre ; cependant, vu que l'amplitude de pression a été conservé, le déplacement du piston diminue et, en calculant le volume balayé, on s'aperçoit qu'à 20 Hz, le gaz parcourt un peu plus que la longueur du tube engendrant beaucoup de pertes (comme s'il y avait un court circuit thermique entre les bouts chaud et froid) et qu'à 100 Hz le gaz ne parcourt que 20% du tube, ce qui permet de garder les extrémités isolées entre elles.

4.3.2 Effet de la pression

Cette fois on veut faire un essai où la pression est le seul paramètre qui change, donc on souhaite garder l' A_r , le déphasage et la fréquence ; cependant, n'ayant que trois degrés de liberté sur ce montage expérimental (page 76), on est obligé d'en créer un nouveau : changer l'inertance. En réalité, on va fixer les valeurs de déphasage, A_r et fréquence auxquelles on veut faire l'essai, et pour chaque inertance (elles avaient le même diamètre mais des longueurs différentes) on règle la tension fournie au compresseur (amplitude et fréquence) et l'ouverture de la vanne pour avoir les valeurs de ces paramètres qu'on souhaite.

Même si ces résultats ne sont pas immédiatement transposables pour n'importe quel déphasage ou dimension de tube, on observe que, dès que l'on entre dans la zone $V_{bal} < 0.2 \text{ cm}^3$, soit ($A_r < 12\%$), la pression peut doubler mais les pertes restent à peu près égales (de l'ordre d'un demi watt) ; cependant, les études faites à la suite n'ont pas permis de tirer aucune conclusion, malgré la suggestion

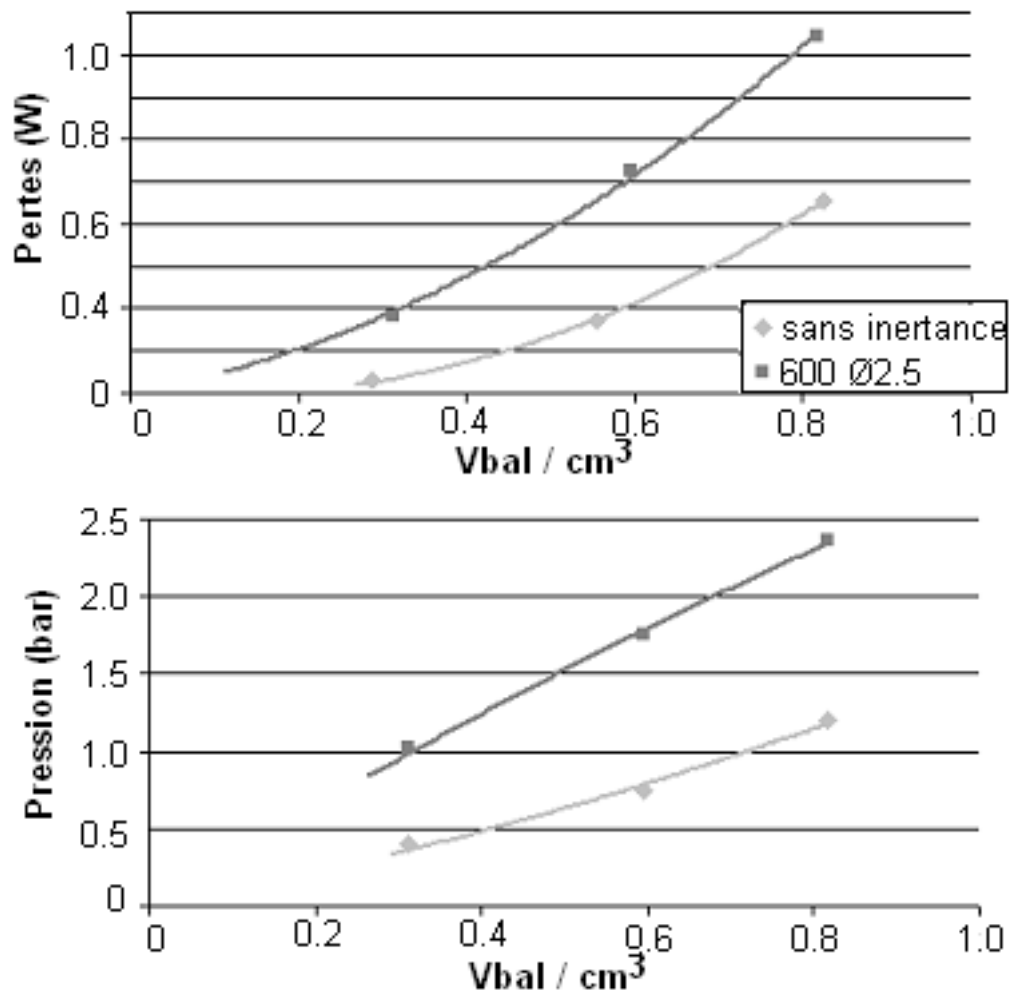


FIG. 4.25 – Influence de la pression dans les pertes ; si l'on compare les deux courbes dans le premier graphique, pour le même A_r , la seule différence entre les essais est la pression, le déphasage et la fréquence étant figées respectivement à 40° et 100 Hz (configuration Ø6). Méthode 3

de l'existence d'une pression qui maximise les pertes (pour un grand déplacement des tranches), donné par la fig. 4.26.

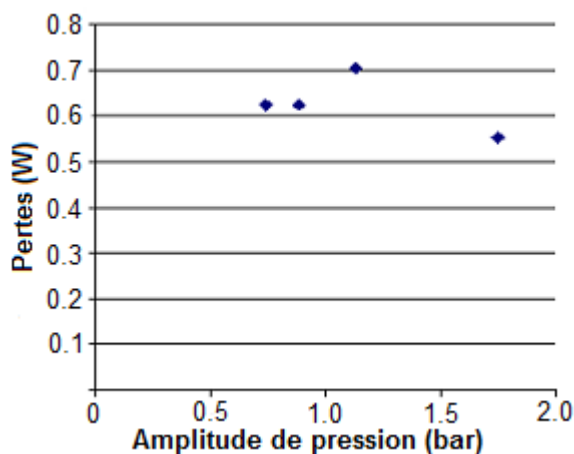


FIG. 4.26 – Variation des pertes avec la pression (déphasage 40° , fréquence 100 Hz, $A_r = 40\%$). (Méthode 3)

4.3.3 Essais à déplacement (côté compresseur) constant

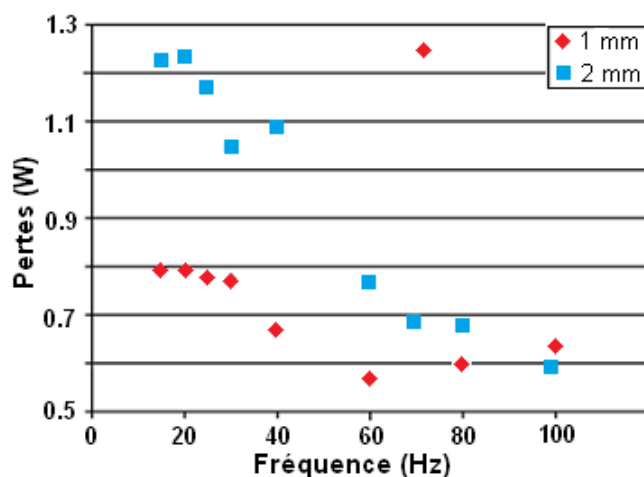


FIG. 4.27 – Pertes dans le tube en fonction de la fréquence pour deux déplacements de piston (puissance due aux frottements négligée).

En augmentant la fréquence du compresseur et la tension fournie, de manière à ce que le déplacement du piston soit constant, on constate (fig. 4.27) que les pertes diminuent avec la fréquence et, tel qu'on s'attendait, les gros déplacements sont associés aux grosses pertes ; cette diminution, pourtant, est lié au fait que, quoique l'expérience soit faite à A_r constant par rapport à l'entrée, à plus hautes fréquences l' A_r à l'échangeur chaud peut se modifier. Sur la fig. 4.28 on peut voir l' A_r au milieu (calculé) pour le même essai (déplacement en entrée constant).

On peut, donc, envisager des expériences qui, en montant en fréquence, gardent un A_r constant au milieu ; par contre, celles-ci ne seront pas facilement faisables : il faut calculer, pour chaque fréquence, quel est le débit au milieu qui correspond à un A_r et, après, calculer les pressions et débits d'entrée pour avoir cet A_r .

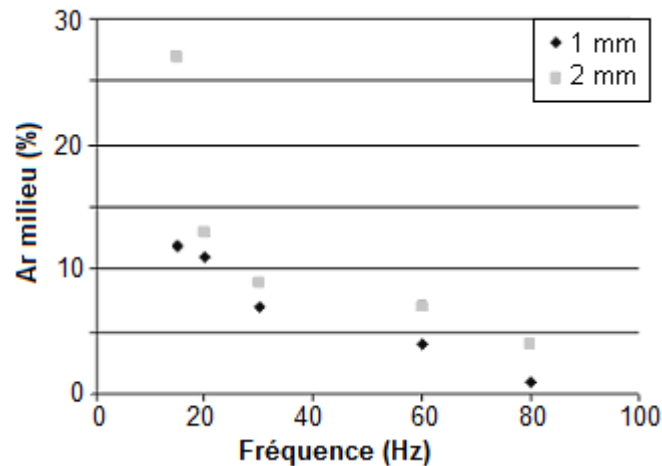


FIG. 4.28 – A_r calculé au milieu, pour un déplacement à l'entrée constant (puissance due aux frottements négligé).

4.3.4 Essais à déplacement (au milieu) constant

D'après les résultats de l'expérience antérieure, d'autres qui gardent l' A_r au milieu ont été planifiées et exécutées :

Pour faire ces essais, on a augmenté la fréquence du compresseur et on a réglé la tension pour garder l' A_r à l'échangeur chaud constant ; l' A_r n'est pas directement mesurable, mais on peut le calculer par simulation, à partir de la pression et du débit mesurés en sortie de compresseur (le débit peut être trouvé avec le déplacement du piston et la cylindrée du compresseur). Ce type d'essais est très intéressant parce que, pour chaque fréquence, le seul paramètre qui n'est pas égal (entre l'essai à vanne ouverte et l'essai vanne fermée) est le déphasage (l' A_r est le même, 25%, et par conséquent le nombre de Reynolds aussi et, dès qu'on compare fréquence à fréquence, le V_{lensi} ne change pas non plus). Cette expérience montre l'importance du déphasage pour les pertes, particulièrement l'essai sans inertance, où l'on voit que les plus grandes variations de déphasage sont liées aux grandes variations de pertes. Par contre, les valeurs de déphasage pour lesquelles les mesures ont été faites, ne sont pas des valeurs qu'on souhaite avoir dans un *pulse tube* réel : sur celui-ci, le débit doit être en retard sur la pression, donc, on travaille à déphasage négatif.

4.3.5 Essais à fréquence constante

Ici on a sélectionnée une fréquence d'opération et on a augmenté la tension fournie petit à petit ; le déphasage et l' A_r au milieu ont été calculés à partir du débit et du déphasage en entrée avec notre logiciel. Pour chaque fréquence on observe un comportement quadratique des pertes avec le débit, et on confirme que le déplacement adimensionnel a une influence plus marquée sur les pertes que la fréquence.

4.3.6 Essais à déphasage et fréquence constants.

L'exécution de cet essai n'est pas triviale : une fois choisie la fréquence à laquelle on veut travailler, on augmente la tension pour faire varier l' A_r mais toujours en jouant avec l'ouverture de la vanne de manière à garder le déphasage constant. Les points peuvent être bien reproduits par des paraboles qui croisent l'origine, donc on peut proposer une corrélation du type :

$$P_{conv} \propto A_r^p \times f(\omega, \varphi, \mathbf{P}), \quad p \approx 2 \quad (4.10)$$

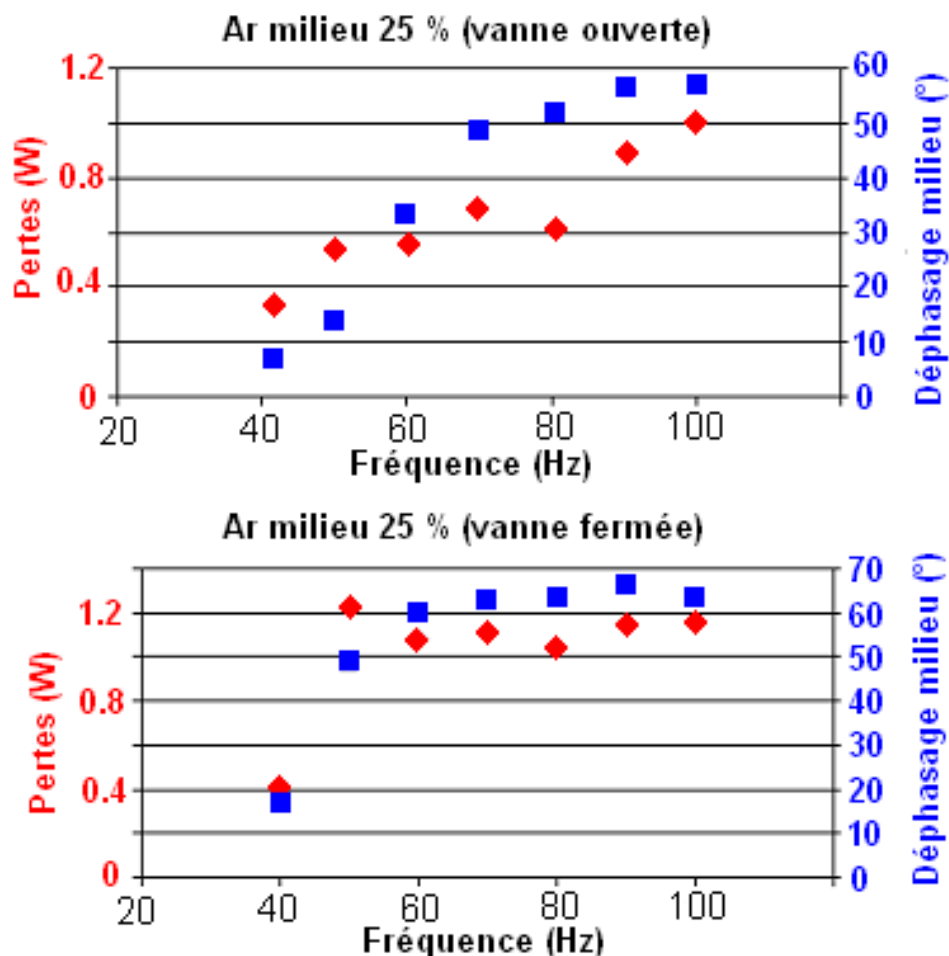


FIG. 4.29 – Essais à A_r constant ; variation des pertes avec la fréquence et le déphasage.

En revanche, encore une fois on voit que, en termes de φ , les points obtenus ne correspondent pas à ceux d'un *pulse tube* réel, où l'on veut que le débit soit en retard par rapport à la pression dans l'échangeur du milieu, i.e., on veut obtenir des points à déphasage négatif.

4.3.7 Essais à A_r et fréquence constants

Encore une fois, il a fallu changer l'ouverture de la vanne du capillaire pour faire varier le déphasage, mais en même temps, on a du régler la tension fournie pour bien conserver l' A_r que l'on voulait. Cet essai montre clairement la dépendance des pertes avec le déphasage et on voit que, pour un *pulse tube* bien dimensionné, qui a un déphasage de -50° en entrée (selon nos simulations), le déphasage au milieu du tube sera encore « plus » négatif (diagramme de Fresnel de la fig. 4.33), ce qui fait qu'on se retrouve dans la zone à fortes pertes (voir fig. 4.24).

Néanmoins, on voit que l' A_r est un paramètre crucial dans la forme de cette dépendance : si le volume balayé au milieu représente 40%, les pertes augmentent 30% en passant de 20° à 60° (atteignant 2 W à ce dernier) ; si l' A_r ne dépasse pas les 10%, la variation des pertes avec le déphasage est presque imperceptible, se chiffrant au dessous de 0.25 W.

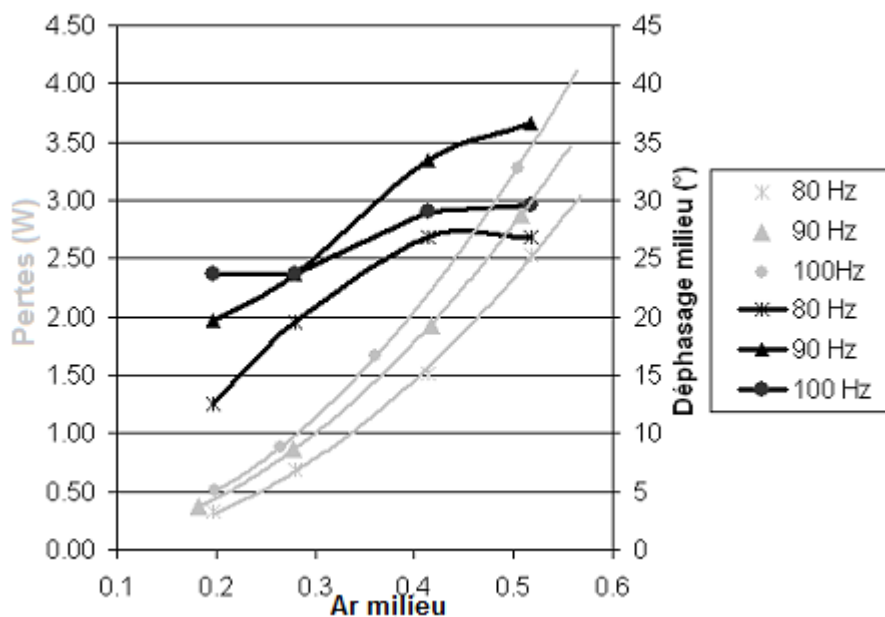


FIG. 4.30 – Pertes dans le tube à fréquence constante.

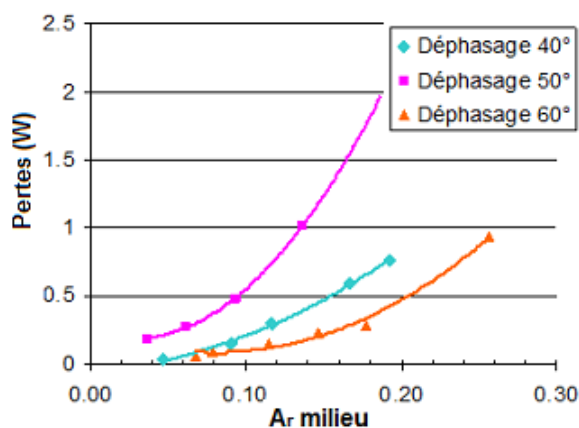


FIG. 4.31 – Comportement des pertes avec l' A_r à déphasage et fréquence (100 Hz) constants

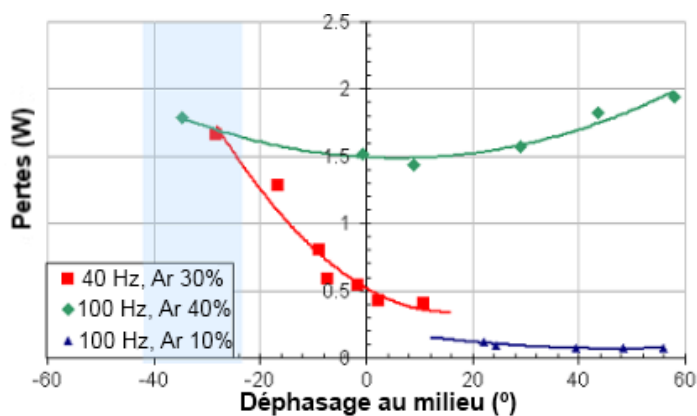


FIG. 4.32 – Comportement des pertes avec le déphasage, avec A_r et fréquence constants. L'aire en bleu représente la plage de déphasage typique dans le tube pour un *pulse tube* bien dimensionné.

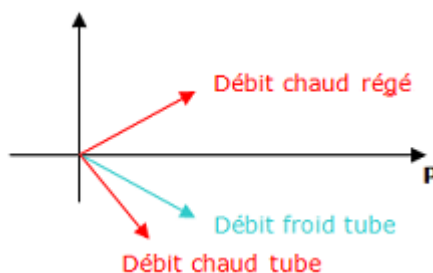


FIG. 4.33 – Diagramme de Fresnel pour le tube et le régé.

4.3.8 Influence des paramètres géométriques

Tous les essais décrits ci-dessus ont été effectués avec des tubes dont le diamètre était 6 mm ; pour étudier le rapport entre les pertes et les facteurs géométriques, on a refait les essais les plus pertinents avec une configuration Ø8 et Ø10 :

Quoique les trois courbes ne soient tout à fait comparables (vu que pour un même volume balayé, chaque diamètre de tube imposera un déphasage différent, ce qui modifie les pertes), on voit qu'à faible A_r , les pertes ne dépendent pas du tube et restent inférieures à 0.5 W.

Pour le même volume balayé, ce graphique montre que les tubes Ø8 minimisent les pertes, un résultat qui paraît indépendant du déphasage. Encore une fois, pour un V_{bal} inférieure à 0.2 cm^3 , les pertes convergent pour des valeurs de l'ordre du quart de watt, et cela indépendamment du diamètre du tube ou du déphasage (du moins dans la plage testée). On en déduit que, dans la plage $A_r \leq 10\%$, les pertes restent à peu près indépendantes du déphasage et du diamètre du tube, d'où l'importance de l' A_r pour les pertes. La représentation des pertes en fonction du volume balayé au lieu de l' A_r , repose sur le fait que l'optimisation du régé (le premier composant à être dimensionné) permet d'obtenir un débit froid correspondant à la configuration optimale, i.e., un volume balayé et non pas un A_r . C'est intéressant à noter que les débits trouvés lors de l'optimisation du *pulse tube* α (voir note de dimensionnement) ne dépassent pas les 0.15 cm^3 balayés, ce qui nous ramène « naturellement » à la zone de très faibles pertes.

4.4 Limites du banc d'essais

Sur le dispositif expérimental dont on dispose il est impossible de caractériser le comportement des pertes en fonction d'un et d'un seul des paramètres mentionnés, c'est-à-dire, on ne peut pas garder trois grandeurs constantes et ne faire varier qu'une autre (la fréquence est le paramètre le plus facile à garder constant, sans gêner les autres). De ce fait, on n'a toujours pas trouvé une corrélation de pertes.

Une autre faiblesse de ce montage est le fait que la plage de déphasage où l'on peut réaliser des essais ne correspond pas à la zone de déphasage de fonctionnement d'un *pulse tube* normal : avec les plus gros tubes, on peut faire descendre le déphasage avec une inertance jusqu'à 20° , un *pulse tube* normal ayant besoin de -40° à -20° de déphasage au bout froid. Cela donne une incertitude sur la transposition des résultats ainsi obtenus vis-à-vis un cas réel, en termes de déphasage. Pour étudier les pertes sans contraintes de déphasage, il faudrait pourvoir le montage d'un déphaseur actif, au lieu d'un capillaire.

En outre, le gradient thermique des tubes est plus faible que celui d'un *pulse tube* réel ; cependant un essai a été fait où l'on a fait varier juste la température au milieu : une droite de puissance en fonction de la température a été ainsi obtenue. Cela nous permet d'extrapoler les pertes pour un gradient réel. La température moyenne est aussi plus élevée que dans le cas d'un *pulse tube* réel,

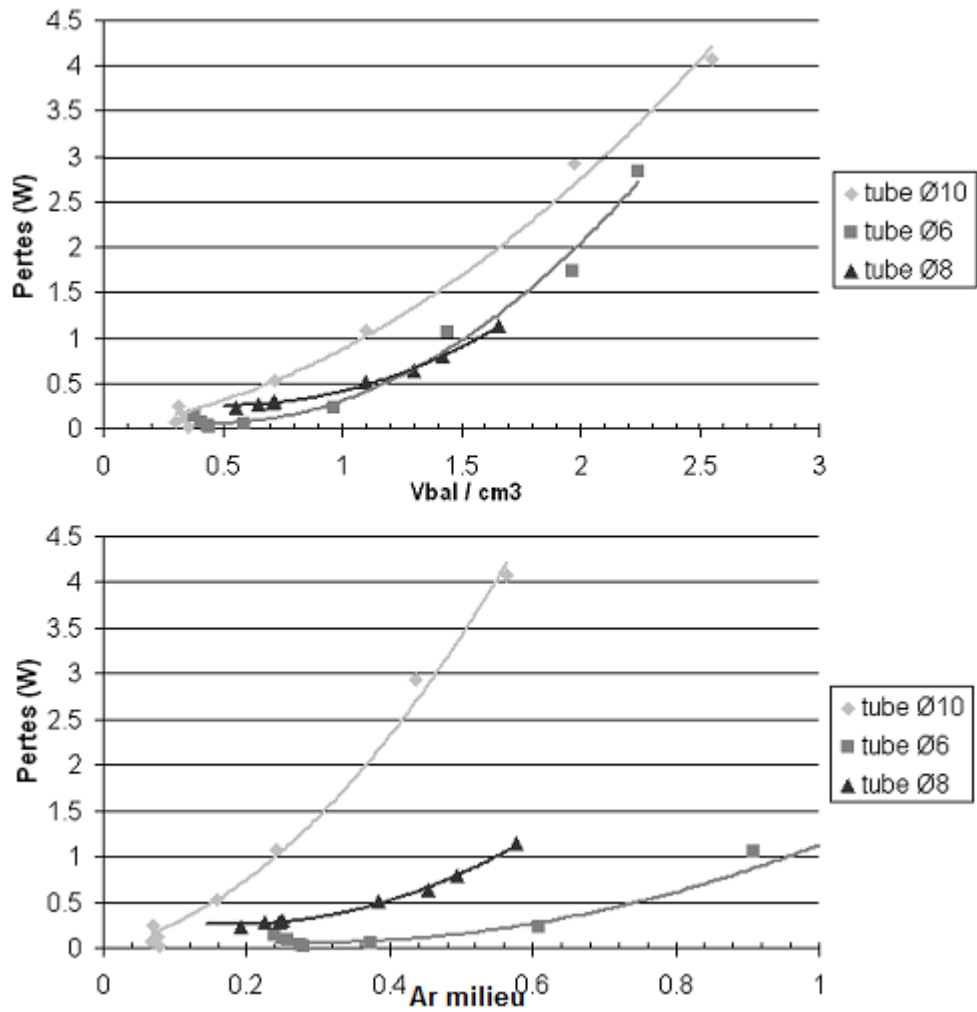


FIG. 4.34 – Essais à pression en entrée constante (0.6 - 0.8 bar) pour 3 configurations du Régéless Pulse Tube (Méthode 2).

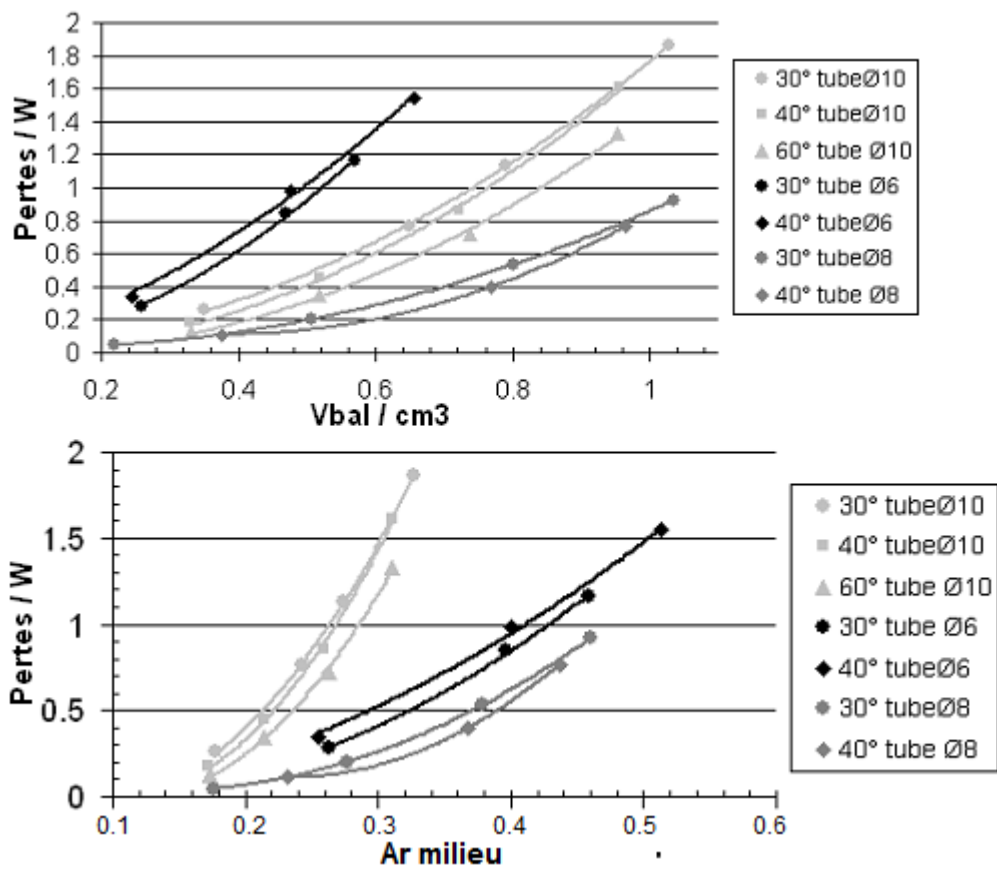


FIG. 4.35 – Variation des pertes avec le volume balayé et l' A_r , pour différents déphasages et configurations géométriques (à 100 Hz).

ce qui nous place dans une situation défavorable : plus haute est la température, plus épaisse est la couche thermique, ce qui veut dire que les pertes de couche sont surestimées par ce montage (cela invalide encore plus les pertes données par la formule de Rolland, page 72). Il faut ajouter aussi que deux des paramètres importants ne sont pas déterminés expérimentalement mais indirectement à partir d'un bilan de masse, le déphasage et l' A_r . Tout ça implique une dispersion d'environ 200 mW dans les mesures.

4.5 Discussion

Les pertes totales dans le tube sont affectées par quatre paramètres : la fréquence, le V_{balaye} par rapport au volume du tube (A_r), l'amplitude de l'onde de pression et le déphasage débit/pression ; le deuxième et le quatrième varient tout au long du tube, donc ces valeurs sont prises au milieu du tube. Contrairement à ce que l'on pourrait croire, la fréquence est le paramètre le moins important pour les pertes dans le tube et d'après ces essais, l'hypothèse d'une fréquence critique, au-delà de laquelle une transition de régime (qui se traduirait par une hausse brusque des pertes) aurait lieu, a été écartée pour des fréquences jusqu'à 100 Hz.

En revanche, s'il y a un paramètre qui se détache des autres en termes d'importance, c'est bien l' A_r : les plus grosses pertes mesurées pendant cette campagne étaient toujours rapportées à A_r proches de l'unité, i.e., quand une masse de gaz chaud venait toucher le bout froid du tube. En plus, on a constaté que, pour des A_r petits, les pertes ne sont fonction que de l' A_r .

En dépit de tout ça, cette première campagne d'essais sur le *Régéless Pulse Tube* nous a permis de d'obtenir quelques pistes pour le dimensionnement du tube : en gardant l' A_r inférieur à 10% (entre 0.15 et 0.2 cm^3 pour les dimensions de tube expérimentées) on a affaire à des pertes inférieures à 250 mW (donc, 425 mW, si l'on tient compte que dans cette configuration il y a deux fois plus de pertes, du au fait que l'on a deux tubes, et 3.4 fois moins de pertes, étant donné le gradient thermique, ce qui donne un facteur de 1.7²) et, ce qui est attirant, cela presque indépendamment de la pression et du déphasage, pourvu que la première ne dépasse pas 1.5 bar et le second soit supérieur à 20° ; si la première condition ne pose aucun problème dans le cadre du prototype β (les pressions issues de la simulation, en situation optimale, se trouvent entre 1 et 1.5 bar), la deuxième est impossible à satisfaire (voir section 4.4). Tenant compte de cet écart dans les déphasages testés, les pertes peuvent doubler dans un cas d'un tube d'un *pulse tube* réel.

4.6 Conclusion

Cette première campagne d'essais nous a permis de montrer les difficultés associés à ce type de mesures. On a pu voir, aussi, que la formule de Rolland, en général, surestime largement les pertes et que, quoiqu'une formule pour les pertes n'ait pas été trouvée, on a démontré l'importance de l' A_r dans les pertes et l'inexistence d'une transition de régime au-dessous de 100 Hz. Malgré ça, on estime que, dès que l'on ait un A_r inférieur à 10%, avec un déphasage d'environ -30° et une onde de pression en entrée comprise entre 1 et 1.5 bar, les pertes dans le tube peuvent valoir jusqu'à 1 W, ce qui veut dire qu'elles ne sont pas négligeables.

²3.4 W = 1.7 W × 2

Chapitre 5

Dimensionnement et caractérisation des prototypes de *pulse tubes*

Après les simulations sur le régénérateur et les inertances (chapitre 2) et les expériences dédiées aux pertes dans le tube (chapitre 4), les prototypes de *pulse tube* ont été optimisés en se basant sur ces résultats. Ils ont été ensuite construits et caractérisés. Dans ce chapitre on montrera les résultats des optimisations numériques et les performances réelles de ces prototypes en mode déphasage passif et actif.

5.1 Les prototypes Alpha et Beta

5.1.1 Dimensionnement et réalisation des doigts froids

Le chapitre 2 examinait le code SciLab utilisé pour simuler les *pulse tubes* et s'achevait avec la description de deux méthodes pour dimensionner des prototypes complets de *pulse tube* ; dans cette section on mettra en pratique les deux méthodes et on trouvera les géométries de deux prototypes optimaux. Afin de comparer les résultats des deux méthodes et leurs performances (ce qui est intéressant du point de vu de la validité du code) deux prototypes seront alors définis (après caractérisation ils subiront des modifications) : celui dimensionné par la méthode 1 s'appellera dorénavant *pulse tube Alpha*, l'autre *pulse tube Beta*. Des éléments déjà existants (échangeurs, brides) seront utilisés dans leur fabrication, ce qui nous permettra de faire des essais préliminaires assez rapidement. Ces résultats donneront alors des pistes pour le dimensionnement d'un futur prototype plus abouti (prototype Gamma) dont tous les composants seront conçus et refaits à neuf.

Les dimensions des prototypes ainsi obtenus sont présentées dans le tableau 5.1. L'épaisseur de tube nécessaire pour tenir 30 bar a été calculée par la formule de Barlow (equation 2.1) ; on a choisi ensuite quelle épaisseur de tube disponible dans le laboratoire était la plus proche, sans être plus fine que celle calculée.

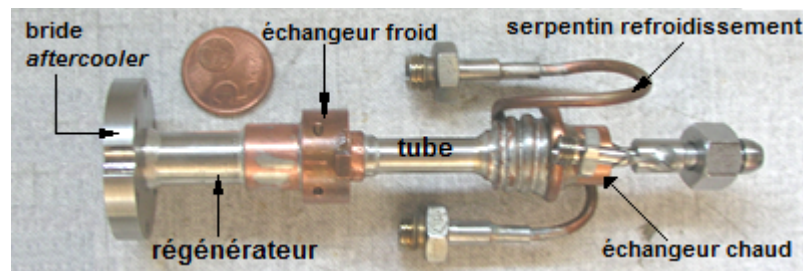
À cause de son gros diamètre, le tube du régénérateur *Beta* a une épaisseur de 0.2 mm, celui de *Alpha* n'ayant que la moitié, 0.1 mm. Les pertes conductives se rapportent à des tubes en acier inoxydable, elles pourront être réduites d'un facteur 3, par l'utilisation de titane.

Le COP est donné par le code numérique pour le *pulse tube* et les conditions en question (20 bar, 20 W au bout chaud, 100 Hz, grilles #500 *mesh*), lequel calcule le flux d'enthalpie à l'échangeur froid

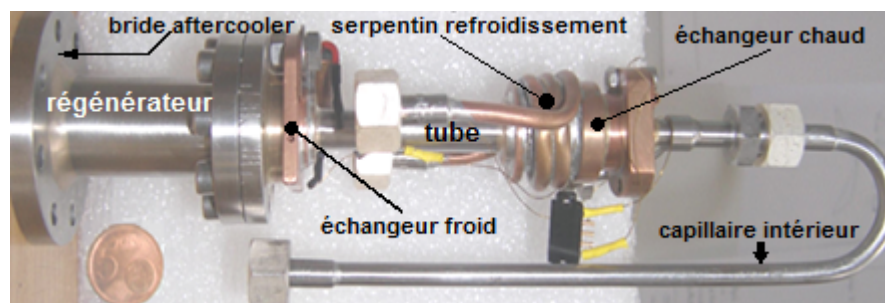
et soustrait les pertes thermiques du régénérateur et les pertes conductives aux parois. Rappelons ici que le *Beta* a été dimensionné pour fonctionner avec une inertance, tandis que le dimensionnement de l'*Alpha* la remplaçait avec un déphaseur actif, sans prendre en compte les limitations des inertances. Cette différence de méthode est visible dans le COP prévu pour chacun des prototypes.

	Régénérateur (mm)	Tube (mm)	Inertance (L,Ø)	Pertes cond. (W)	COP
Alpha	30Ø12.2	36Ø8.2	1400Ø2	0.52	0.070
Beta	40Ø21.4	55Ø9.2	1600Ø4	0.98	0.117

TAB. 5.1 – Dimensions (issues de l'optimisation numérique) et pertes par conduction aux parois en acier inoxydable à 80 K des prototypes *Alpha* et *Beta*. Le COP est calculé numériquement dans la configuration déphaseur passif, avec l'inertance présentée.



(a) Le prototype *Alpha* original



(b) Le prototype *Beta*

FIG. 5.1 – Les deux prototypes de *pulse tubes*. Les échangeurs sont en cuivre et les tubes et les brides en acier inoxydable.

Les grilles du régénérateur sont découpées à la machine à partir de tissus métalliques #500 *Mesh*. Leur diamètre est légèrement supérieur à celui du tube, pour éviter que le gaz passe entre la paroi et les grilles sans bien se thermaliser. Tous les échangeurs sont constitués de blocs de cuivre aux fentes très fines (0.2 mm) électro-érodées, pour garantir un échange optimal. Pour éliminer l'effet de jet induit par la forme des fentes et qui pourrait perturber l'écoulement dans le tube, un certain nombre de grilles (en général environ 5) sont interposées entre le tube et chacun des échangeurs. Dans le chapitre 4 et aussi dans ce chapitre (section 5.2.3) on présente des études sur l'influence du nombre de grilles dans les redresseurs d'écoulement.

5.1.2 Mise en œuvre

Le banc d'essai utilisé pour tester les prototypes est schématisé sur la fig. 5.2. On mesure l'onde de pression juste avant l'échangeur chaud du régénérateur et après l'échangeur chaud du tube avec des capteurs Kistler. La pression moyenne est lue par un capteur Keller au volume tampon,

et il y a un thermomètre couplé thermiquement à chaque échangeur. Les ondes de pression et du déplacement du piston sont acquises par un oscilloscope qui envoie les signaux à l'ordinateur.

La résistance des thermomètres à sonde de platine est mesurée par des boîtiers électroniques qui la convertissent en température et qui renvoie les valeur à l'ordinateur. Le chauffage au bout froid est commandé par ordinateur via une alimentation et peut fonctionner en mode puissance constante ou mode température constante, lequel utilise un algorithme de contrôle PID.

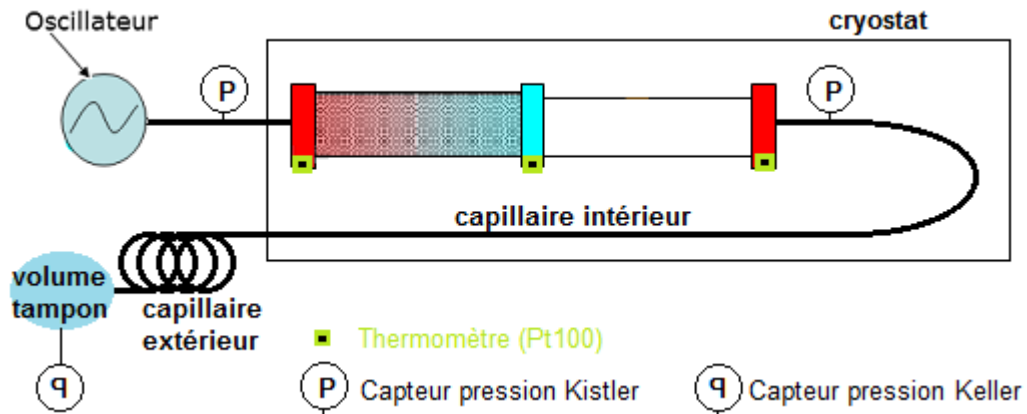


FIG. 5.2 – Instrumentation du banc d'essais des prototypes de *pulse tube* .

Le compresseur utilisé pour les tests est un Maxi 9710 de Thales, dont les principales caractéristiques ont été présentés dans le tableau 3.4 et que l'on peut voir dans la photo 3.10. Comme instruments de mesure (schéma 5.2) on dispose des Pt100 encastrées dans l'échangeur froid et dans chacun des échangeurs chauds ; deux capteurs dynamiques Kistler (l'un entre l'oscillateur et l'*aftercooler*, l'autre juste après l'échangeur chaud du tube) et un statique Keller (connecté au volume tampon de 490.6 cm^3) permettent d'observer la pression de remplissage et ses oscillations. Le refroidissement des échangeurs se fait, comme dans le *Pulse Tube Régéless*, par circulation d'eau. Le cryostat est pompé par une pompe turbomoléculaire et une pompe rotative qui permettent de travailler à une pression de 10^{-5} mbar et supprimer les pertes par convection.

Afin de diminuer aussi les apports de chaleur par rayonnement à la température ambiante, l'échangeur froid est enveloppé avec une dizaine de couches de superisolant, dont les extrémités sont collées sur le tube d'expansion et l'autre sur le tube du régénérateur.

5.1.3 Essais avec le prototype *Beta* à déphasage passif

Protocole expérimental

Des essais de température limite, avec $20 W_{\text{dispo}}$ et à 20 bar de remplissage, ont été faits entre 60 et 100 Hz. Ce type d'essai permet de voir à quelle température la machine peut descendre dans certaines conditions, pour une puissance mécanique donnée.

Puisque dans un tel essai la fréquence optimale est simplement le point où la puissance froide compense le plus les pertes parasites dans le tube, on ne peut dire que c'est à cette même fréquence que la puissance froide est la plus élevée. Selon Duval [5], un bon indicateur du PV effectivement extrait à froid est donné par la pente d'une droite qui contient deux points : un point d'équilibre à la température limite de la machine, donc, sans chauffage au bout froid ; un autre point d'équilibre avec une puissance connue au bout froid (charge thermique), imposée par l'utilisateur, à une température plus haute (on mesure en fait quelle est la puissance disponible à cette température).

Plus la pente de cette droite est élevée, plus grand est la puissance extraite à l'échangeur froid ; elle est ainsi indépendante des pertes dans le tube. Des essais de ce type ont aussi été réalisés. Sur chaque graphique représentant ce type d'essai (puissance disponible en fonction de la température), l'inverse de cette pente sera affiché à côté de la droite correspondante.

Résultats

Dans les figures 5.3 et 5.4 on peut voir les performances de ce prototype en termes de température limite et puissance froide pour plusieurs inertances (selon le code, la 1600 Ø4 est la meilleure). D'après ces courbes, il aurait été intéressant de tester une inertance Ø3, mais étant donné le temps d'équilibre typique de ce prototype (voir courbe de refroidissement, pg. 118) et les performances peu encourageantes à très hautes fréquences, on a décidé de ne pas prendre beaucoup de temps à la recherche d'une inertance optimale, et de dédier plus de temps à la réalisation de l'autre prototype dont l'inertie thermique est plus faible (d'où des essais plus rapides).

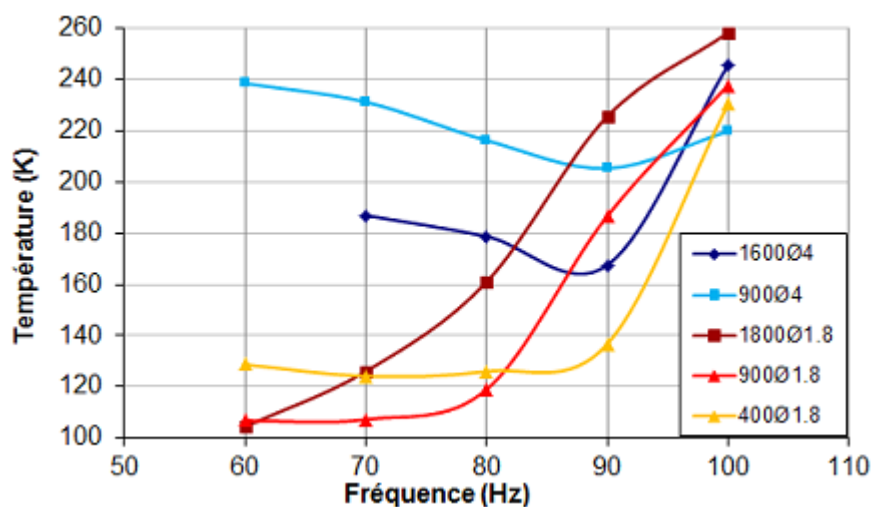


FIG. 5.3 – Température limite (sans charge) du *pulse tube* Beta en fonction de la fréquence, pour divers capillaires.

C'est vers 60 Hz que l'on trouve les températures les plus basses et ceci avec les inertances fines. C'est aussi avec ces capillaires que l'on constate un «réchauffement» important entre 90 et 100 Hz, un comportement assez atypique : normalement la courbe température vs. fréquence pour une inertance donnée ressemble à une parabole avec un minimum à la fréquence de résonance, même si elle n'est pas tout à fait symétrique. Dès que l'on augmente le diamètre on voit une discrète amélioration à très hautes fréquences mais une forte montée de la température limite à hautes fréquences. Toutefois le déplacement de la fréquence de résonance, le minimum de la courbe, est important : avec les gros capillaires on le trouve à 90 Hz, tandis que pour les fins il apparaissait au-dessous de 60 Hz.

Pour essayer de comprendre la cause de ce phénomène, on a pensé au capillaire intérieur au cryostat, qui mène le gaz du tube au capillaire extérieur qui est échangeable, visible sur la fig.5.1 et en schéma sur la fig. 5.2. Ce capillaire intérieur est un Ø4 : est-ce que cette portion d'inertance plus large, dont la longueur est d'environ 300 mm, a un effet considérable à fréquence très élevée quand l'inertance extérieure est un Ø2 ? On a alors comparé la température limite en fonction de la fréquence pour deux configurations : l'originale avec un capillaire 400 Ø2 à l'extérieur du cryostat et un tronçon de 300 mm en Ø4 et l'autre configuration (config. 2) avec le même capillaire à l'extérieur mais un tronçon intérieur de 300 mm en Ø2. Sur la fig. 5.5 on voit que même avec une inertance Ø2 en toute sa longueur, on trouve toujours ce décrochement de la température limite.

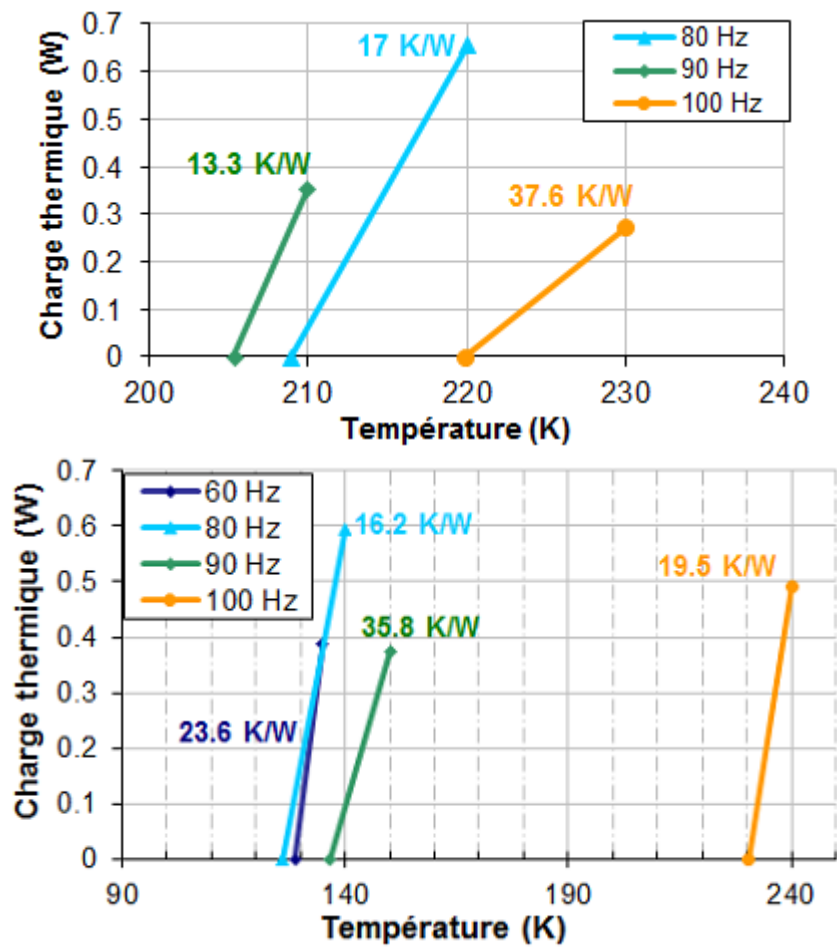


FIG. 5.4 – Puissance disponible pour le prototype *Beta* en fonction de la température selon la fréquence (en haut, avec l'inertance 900Ø4, en bas avec 1400Ø2). Les chiffres affichés correspondent à l'inverse des pentes des courbes.

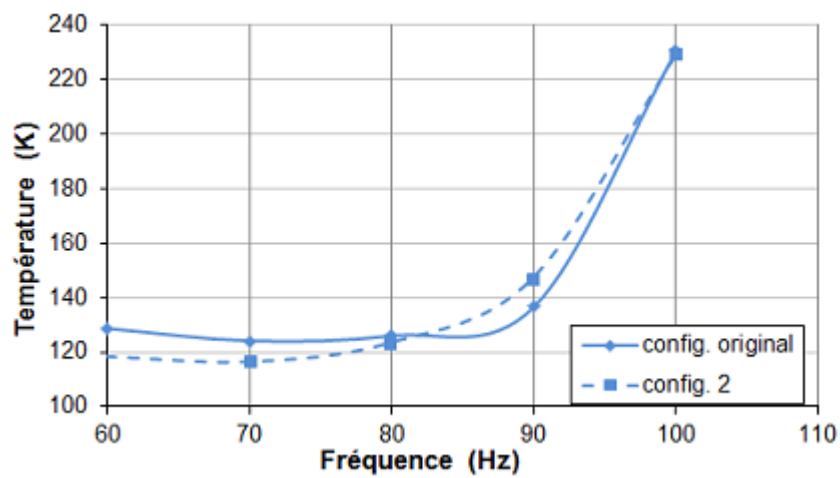


FIG. 5.5 – Effet, en température limite, du capillaire intérieur au cryostat (original Ø4, config. 2 Ø2). Capillaire extérieur : 400Ø2.

On constate que ce prototype n'est pas vraiment adéquat aux très hautes fréquences et qui plus est on observe un phénomène étrange : une soudaine remontée de la température entre les 90 et les 100 Hz. Lors des essais avec le prototype *Gamma* (section 5.2), une explication sera proposée.

5.1.4 Essais avec le prototype *Alpha*

Trois prototypes issus du *pulse tube Alpha* original, qui ont un régénérateur plus petit que *Beta*, permettent d'étudier l'influence de chacun des composants (régénérateur et tube d'expansion) sur le fonctionnement de la machine. Leurs dimensions sont présentés dans le tableau 5.2.

	Régénérateur (mm)	Tube (mm)	Pertes cond. (W)
<i>Alpha 1.0</i>	30Ø12	36Ø8	0.52
<i>Alpha 1.1</i>	30Ø12	36Ø6	0.52
<i>Alpha 2.0</i>	50Ø12	36Ø8	0.39

TAB. 5.2 – Dimensions des prototypes de la famille *Alpha* et pertes par conduction à la paroi, à 80 K.

Le prototype *Alpha 1.1* garde le régénérateur de l'*Alpha* original mais il a un tube plus fin. Ainsi, pour les mêmes conditions d'écoulement au régénérateur, l'inertance arrive à imposer un déphasage plus favorable avec un tube plus petit. Seulement son diamètre est modifié, pour ne faire varier qu'un paramètre à la fois. Ce choix permet aussi de conserver le capillaire de retour de l'inertance (voir photo 5.1) et les serpentins de refroidissement de l'échangeur chaud. Son tube a donc un diamètre de 6 mm. Quoique le volumes mort diminue et, par conséquent, l'inertance réussisse à atteindre un meilleur déphasage, on risque de trop augmenter l' A_r dans le tube et donc les pertes. Avec cette géométrie le code montre que l' A_r est juste au-dessus de 10%.

Si l'*Alpha 1.1* a un tube différent, le *Alpha 2.0* aura un différent régénérateur mais il partage le tube d'expansion de l'*Alpha 1.0*. Avec cette modification du régénérateur on peut estimer si l'on est limités par les pertes de charge ou si les performances sont passibles d'être améliorées par l'augmentation de la surface d'échange.

Le banc d'essais du *pulse tube Alpha* est similaire à celui du *Beta* (fig. 5.2), sauf en termes d'instrumentation : on ne dispose pas de thermomètre dans l'*aftercooler*, ce qui n'est pas gênant vu que, d'après les expériences précédentes, il est quasiment isotherme avec l'échangeur chaud du tube.

Le prototype *Alpha* original

Les conditions de l'essai sont les mêmes que pour le *pulse tube Beta* : 20 bar et 20 W_{dispo}. Dans les résultats fig. 5.6 l'effet de la réduction des volumes morts et d'une paroi de tube plus mince (pour les pertes par conduction, voir le tab. 5.1) est très évident : si vers 60 Hz ce prototype ne montre pas des améliorations, à 100 Hz la température froide a baissé à 127 K (comparer avec 210 K pour le *Beta*). Qui plus est, la courbe elle même a une allure typique sans remonter soudainement à très hautes fréquences (c'est-à-dire, la performance à 100 Hz est comparable à celles entre 60 et 80 Hz) et ce quel que soit le capillaire.

La réduction des volumes morts fait que les inertances arrivent à mieux jouer leur rôle, et en plus augmentent l'onde de pression en entrée (le compresseur «voit» en amont un volume plus petit, donc le déplacement du piston diminue et l'onde de pression augmente pour un PV similaire), ce qui est, d'après les simulations (chapitre 2), favorable au fonctionnement du régénérateur.

Bien qu'il ait été optimisé pour travailler sans inertance, les résultats du prototype *Alpha* à 100 Hz sont très encourageants et montrent que le régénérateur du *Beta* était effectivement sur-

dimensionné, les régénérateurs de petit diamètres étant plus adéquats aux fréquences où l'on veut travailler.

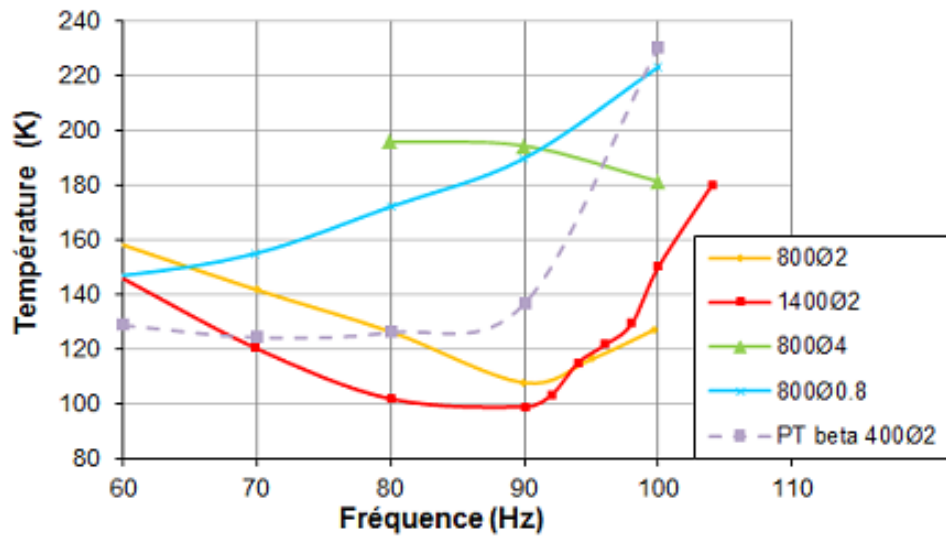


FIG. 5.6 – Comparaison entre les température limites des deux prototypes en fonction de la fréquence, pour divers capillaires. La température la plus basse est atteinte à 90 Hz (99 K), avec l'inertance 1400Ø2.

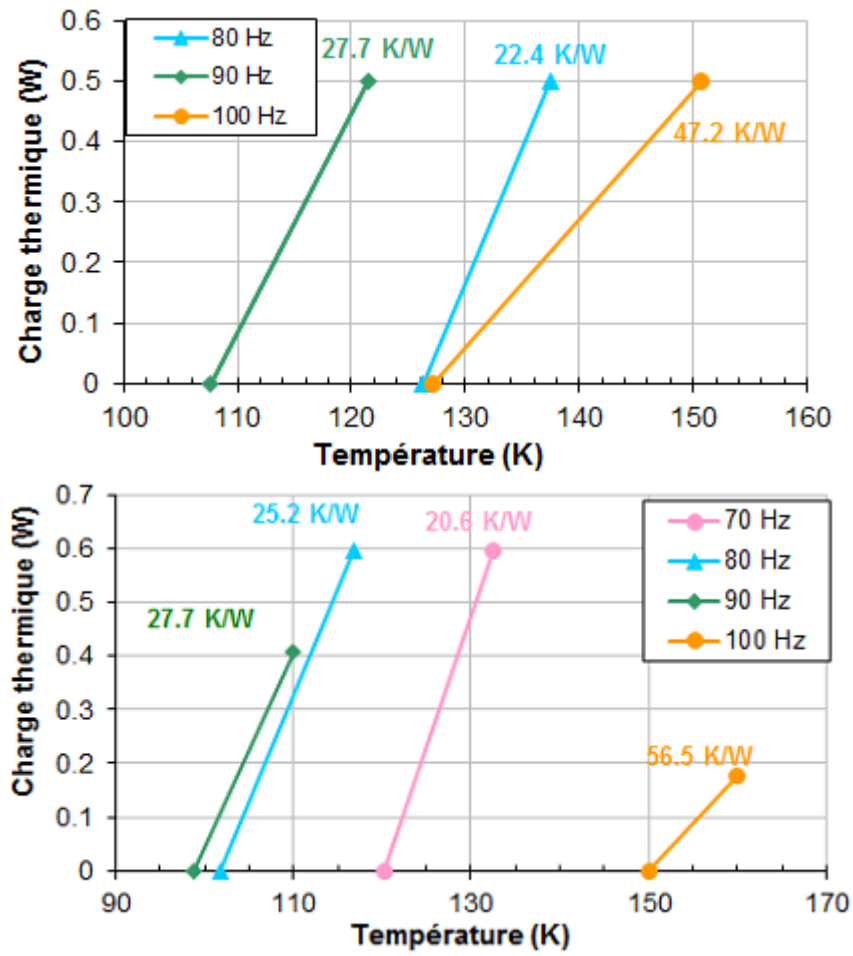


FIG. 5.7 – Puissance disponible pour le *pulse tube Alpha* en fonction de la température selon la fréquence (en haut, avec l'inertance 800Ø2, en bas avec 1400Ø2). Les chiffres affichés correspondent au réciproque des pentes des courbes.

Modification du tube d'expansion - le prototype *Alpha 1.1*

Les mêmes essais, avec divers capillaires, on été faits avec l'*Alpha 1.1* ; ils sont présentés dans les fig. 5.8 et 5.9. Les conditions sont les mêmes : 20 bar de remplissage et 20 W_{dispo}.

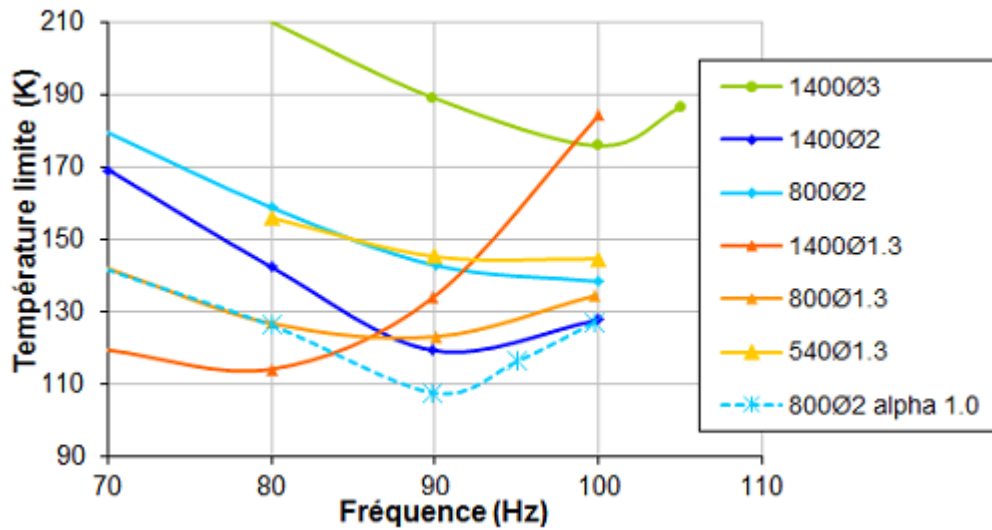


FIG. 5.8 – Température limite du *pulse tube Alpha 1.1* en fonction de la fréquence, pour diverses inertances (20 W_{dispo}, 20 bar).

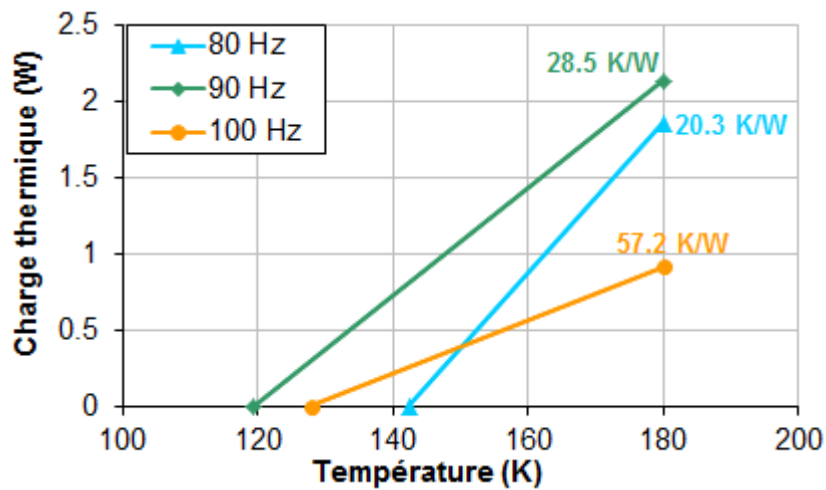


FIG. 5.9 – Puissance disponible pour le *pulse tube Alpha 1.1* avec l'inertance 1400Ø2 en fonction de la température, pour diverses fréquences.

Tout d'abord, on observe que, comme pour l'*Alpha* original, l'allure typique d'une courbe d'inertance. Tel que l'on s'attendait, l'inertance optimale a changé (maintenant, à 100 Hz, on a 1400Ø2) sans que, pourtant, la température plus basse atteinte à 100 Hz ait trop changée. En revanche, sur la fig. 5.9 on voit qu'à cette fréquence la puissance dissipée a diminué : avant la température montait 47 K pour chaque watt de plus (fig. 5.7, maintenant elle augmente 57.1 K; de plus, la température à 90 Hz ne descend pas au-dessous de 120 K, tandis que l'on avait mesuré 99 K avec la configuration originale.

Modification du régénérateur - le prototype *Alpha 2.0*

Toujours en gardant les mêmes conditions, l'*Alpha 2.0* a été caractérisé (fig. 5.10 et 5.11). Bien que à 80 et 90 Hz ses performances se comparent assez bien avec celles du *pulse tube* alpha original, on observe à 100 Hz un décrochement de la température, un phénomène déjà vu lors des essais avec le *pulse tube Beta* ; il semble, donc, y avoir une relation avec la volumétrie du régénérateur puisque il se manifeste pour les deux prototypes où le régénérateur est grand.

Après ces premiers résultats, on a été confrontés à des instabilités de température et des problèmes d'irréproductibilité de résultats (ils ont été observés aussi en mode actif, voir section suivante). Ce sujet est décrit dans sa propre section (5.1.6).

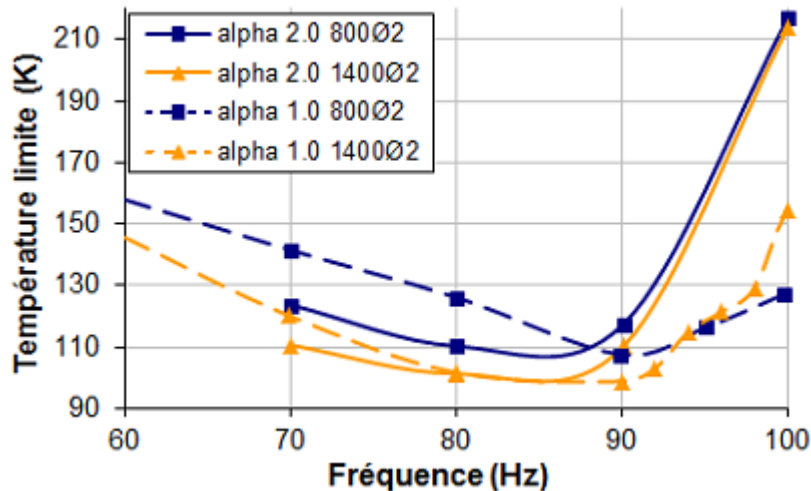


FIG. 5.10 – Température limite en fonction de la fréquence pour les prototypes *Alpha* et *Alpha 2.0* avec deux inertances différentes.

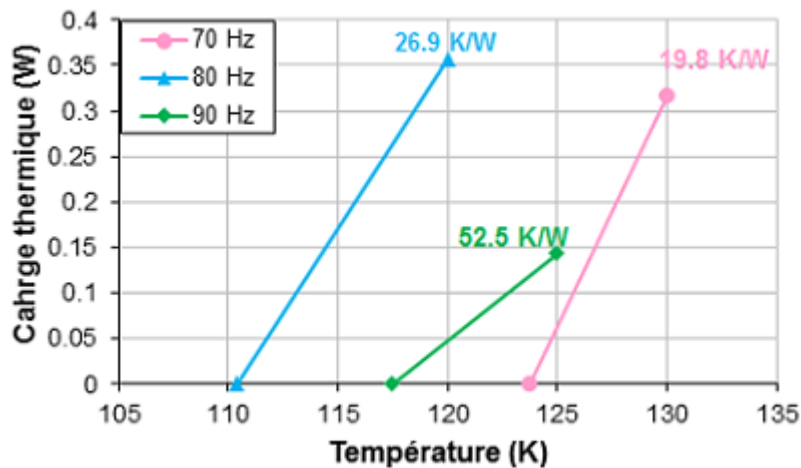


FIG. 5.11 – Puissance disponible pour le *pulse tube Alpha 2.0* avec l'inertance 800Ø2 en fonction de la température, pour diverses fréquences.

5.1.5 Le mode de déphasage actif

Principe

Les limitations des inertances dans le plan débit-déphasage ont été présentées dans la section 2.2. Lors de cette étude on a introduit le concept de *déphaseur actif*, une machine qui, placée derrière le tube, peut imposer le débit et le déphasage débit-pression optimaux du point de vue du doigt froid. Ce déphaseur actif est réalisable en pratique en utilisant un compresseur qui remplace l'inertance (fig. 5.12) et dont la tension est soigneusement ajustée : en jouant sur l'amplitude et la phase des oscillations, toutes les paires débit/déphasage possibles, y compris le point de fonctionnement idéal, peuvent être obtenus. Ainsi, le *pulse tube* peut fonctionner avec les paramètres de pression et débit optimaux même lorsque ceux-ci sont hors d'atteinte avec des inertances. Dans une gamme de fréquences plus basse, cette configuration permet d'améliorer significativement les performances [21].

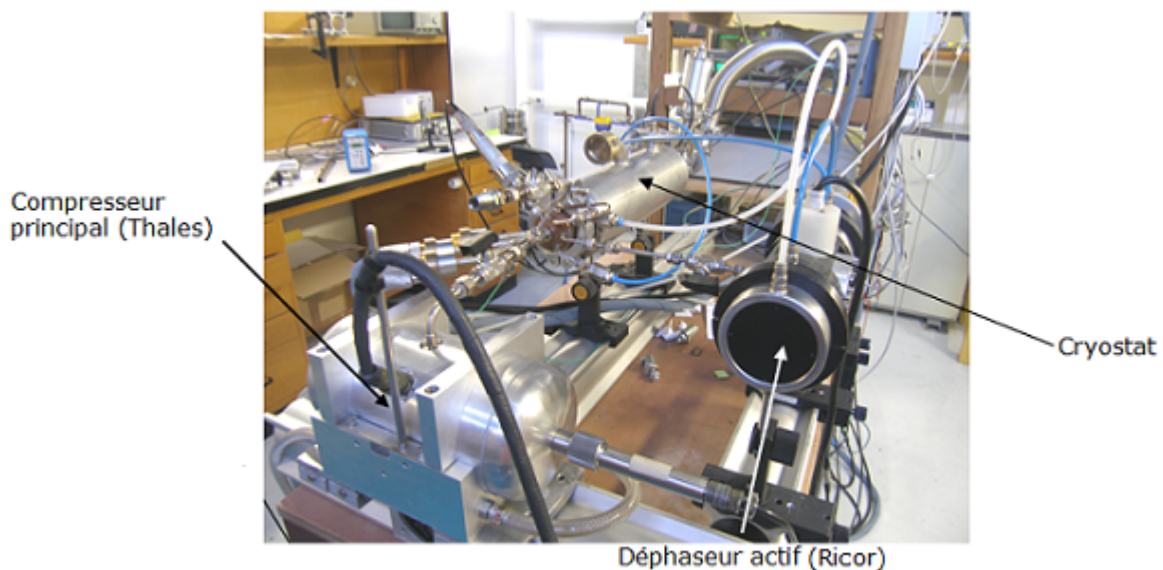


FIG. 5.12 – Photo du banc d'essais en mode déphasage actif.

La puissance mise en jeu dans le compresseur qui joue le rôle de déphaseur actif est bien inférieure à celle du compresseur principal : souvenons-nous (page 10) que la puissance libérée à l'échangeur chaud du tube est égale à celle extraite au bout froid. Théoriquement, cette énergie libérée au bout chaud du tube devrait pouvoir se récupérer au compresseur sous la forme de travail, mais en pratique les pertes par effet Joule aux bobinages (section 3.4) obligent à l'injection de puissance par le compresseur.

Mise en œuvre

Deux alimentations fournissent la puissance aux compresseurs. Pour que l'on puisse contrôler la phase entre les deux tensions et pour qu'elles aient exactement la même fréquence, elles sont toutes les deux pilotées par un boîtier électronique commandé via PC (voir le schéma 5.13). Il est important de souligner que ce que nous contrôlons n'est pas la phase entre le *déplacement des pistons* mais la phase entre les *tensions aux bobinages*.

L'utilisation de ce boîtier de pilotage est indispensable non seulement pour contrôler la phase entre les tensions, mais aussi pour garantir que exactement la même fréquence est fournie à chacun des compresseurs. Si les fréquences sont légèrement différentes, on risque des phénomènes de

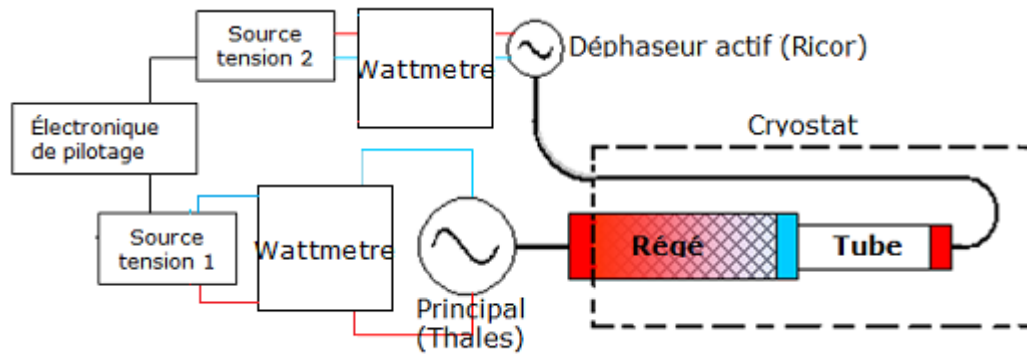


FIG. 5.13 – Circuit schématique du contrôle et mesure du banc d'essais en déphasage actif.

battements qui induisent des variations de basse fréquence dans la puissance injectée, et, donc, dans la température froide. La puissance qui arrive dans chacun des compresseurs est mesurée par un wattmètre indépendant. Les ondes de pressions en entrée du régénérateur et en sortie du tube sont mesurées par des capteurs Kistler. On peut voir le banc d'essais dans la figure 5.12 et aussi, attaché au côté droit du compresseur Thales, le capteur LVDT, et, dans la photo 5.14, le capteur laser qui mesure le déplacement du piston dans le compresseur Ricor.

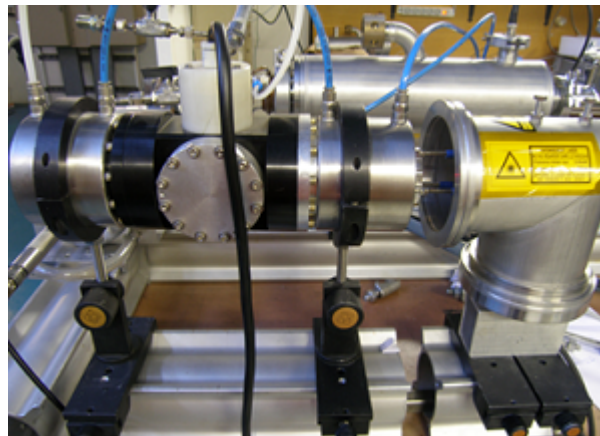


FIG. 5.14 – Compresseur Ricor K825, avec le capteur laser en évidence, à droite.

Les essais dans la configuration déphaseur actif ont été réalisés en gardant le W_{dispo} du compresseur Thales 9700 à 20 W (tel que dans les essais avec les capillaires) et avec 20 bar de pression statique. Pour arriver au point optimal on ajuste la tension et le déphasage entre les tensions d'alimentation des deux compresseurs (on prend comme repère la tension du Thales) de façon à minimiser la température froide.

Validation expérimentale

Théoriquement, cette méthode nous permet d'accéder à toutes les paires débit/déphasage possibles, mais en réalité la phase entre les deux tensions sortant du boîtier de contrôle n'est pas égale à la phase entre la course des pistons des deux compresseurs. Ainsi, une expérience a été faite pour le démontrer : on a fait varier le déphasage entre les tensions aux deux compresseurs entre 0 et 360°, en mesurant le déphasage entre la pression dans le tube et le mouvement du piston du Ricor (celui-ci avec une tension fixe). Le résultat est sur la fig. 5.15. La zone bleue représente les points qui favorisent l'effet frigorigifère ; on voit que l'on arrive à obtenir des points dans cette zone et que,

si l'on voulait avoir un point avec plus de débit, il aurait suffi d'augmenter la tension au compresseur Ricor. On observe, en revanche, que les points qui ont un déphasage proche de 0° montrent un débit très faible. Il se peut donc que les points avec ce déphasage et un débit utile soient très difficiles d'atteindre, ce qui n'est pas gênant puisqu'ils ne sont pas intéressants du point de vue de la performance du *pulse tube*.

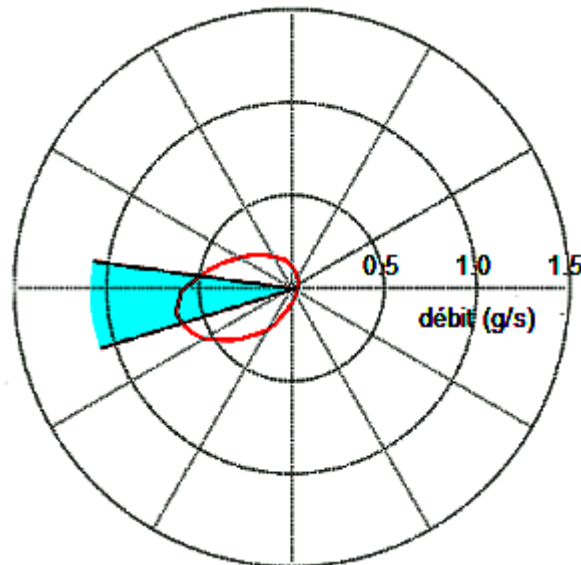


FIG. 5.15 – Mode déphasage actif (*pulse tube Beta*); débit en sortie du tube (chaque point de la ligne rouge représente l'amplitude du débit correspondant à ce déphasage) calculé à partir du déplacement du piston du compresseur Ricor, à tension constante et en balayant tout le cercle en déphasage entre les tensions.

Les deux prototypes disponibles ont été testés, le *Beta* et le *Alpha 2.0* et pour vérifier son intégrité on a répété quelques essais aux inertances après les essais en mode actif.

Essais sur le prototype *Alpha 2.0*

Les essais avec ce prototype ont été perturbés par des instabilités de température dont la cause n'a pas été trouvée. Ces problèmes sont présentés et discutés en détail dans la section 5.1.6.

Essais sur le prototype *Beta*

Les résultats des essais faits avec le prototype *Beta* sont comparés sur la fig. 5.16 avec ceux en mode passif. Entre 60 et 80 Hz le gain obtenu par la configuration active est inférieur à 20 K, et à 90 Hz il est d'environ 5 K. En revanche, à 100 Hz, on trouve des performances acceptables par rapport aux inertances : le bout froid descend 60 K au-dessous de l'essai en mode passif. La courbe en mode actif semble par ailleurs être l'enveloppe de l'ensemble des courbes en mode passif, sauf à 100 Hz.

Étant données les difficultés de sa mise en œuvre et le temps pris pour l'optimisation du déphasage à W_{dispo} constante, cette configuration n'est pas très attirante et ne sera pas utilisée pour tester les prochains prototypes.

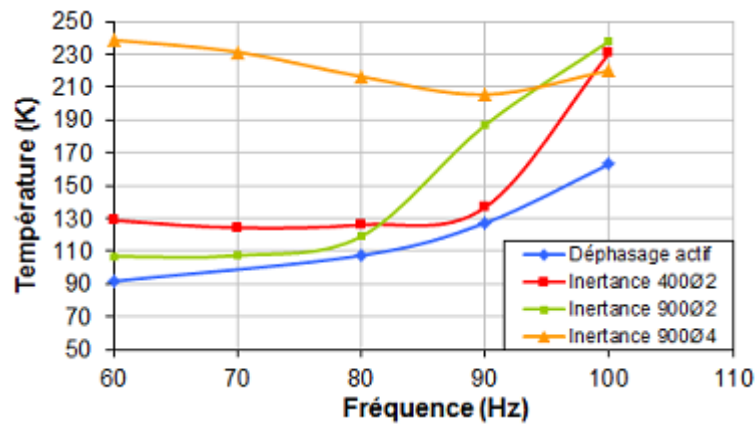
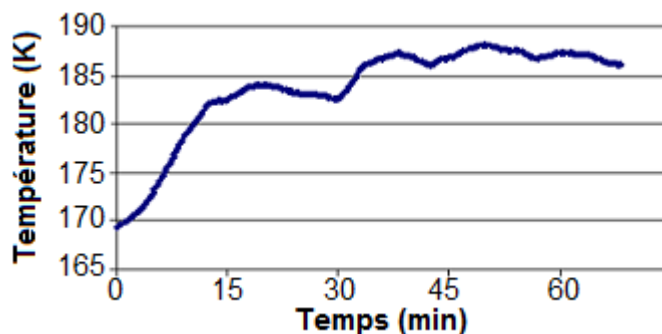


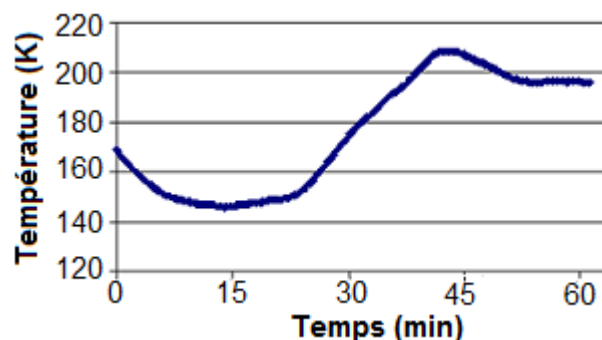
FIG. 5.16 – Comparaison entre la température limite du *pulse tube* Beta en mode déphasage actif et avec trois inertances.

5.1.6 Instabilités de température

Lors des essais avec le *pulse tube* Alpha 2.0 (en mode actif et passif) on a trouvé que, à certaines fréquences, la température froide ne se stabilisait pas complètement et que, à long terme, elle dérivait de plusieurs dizaines de degrés (fig. 5.17). De plus, le système présentait des signes d'hystérésis (fig. 5.18) : un premier essai à 90 Hz était fait, où la température descendait jusqu'à 115 K ; un essai postérieur à 100 Hz était fait, avec de moins bons résultats, et si l'on revenait à 90 Hz, la température était plus élevée qu'auparavant (et pas totalement stable).



(a) Fréquence = 80 Hz, $\varphi_{tensions} = 187^\circ$



(b) Fréquence = 60 Hz, $\varphi_{tensions} = -190^\circ$

FIG. 5.17 – Instabilités dans la température froide pour deux ensembles de paramètres.

La pollution du gaz a été la première solution proposée ; en fait, l'hélium disponible dans le laboratoire est dit « technique », ce qui veut dire que des traces de polluants (surtout des hydrocarbures,

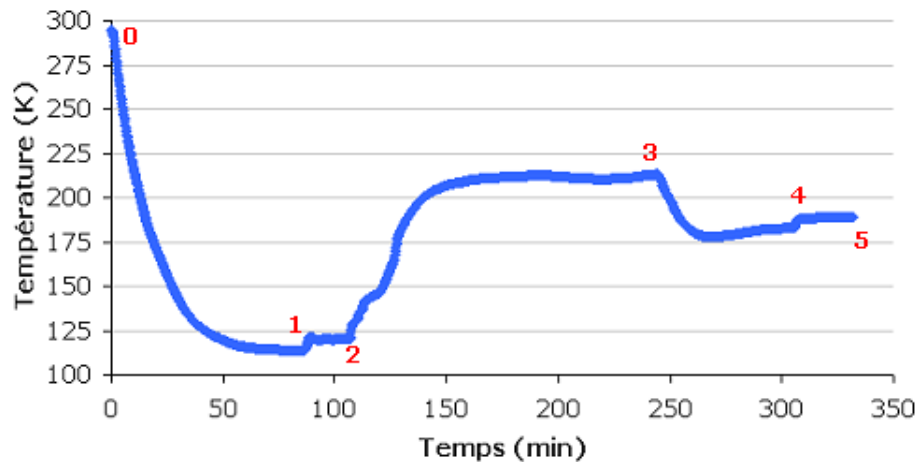


FIG. 5.18 – Irreproductibilité des essais avec l'inertance 800Ø2. En partant à 90 Hz (20 W_{dispo}), on atteint 120 K (numéro 1 en rouge) et on peut même faire un point en puissance (1 à 2) dans ces conditions ; quand la fréquence est changé à 100 Hz, la température monte sans jamais atteindre une valeur stable (2 à 3). On baisse la fréquence à 80 Hz (3 à 4) et on remonte à 90 Hz (à partir de 4), toujours avec 20 W, trouvant alors une valeur de température stable à une température bien au-dessus du premier point à 90 Hz : 188 K.

C_xH_y) peuvent s'y trouver. Ces hydrocarbures, mélangées avec le He dans le *pulse tube*, peuvent se condenser (voire solidifier) au bout froid, lorsque l'on dépasse sa température de condensation, provoquant des instabilités de température : le polluant «gèle», rendant la machine moins performante (régénérateur ou échangeur partiellement bouchés) et augmentant la température froide, ce qui fait évaporer le polluant ; une fois évaporé et l'échangeur ou le régénérateur débouchés, la machine regagne alors ses performances et, à la température d'ébullition du polluant, il «regèle» à nouveau, etc.

D'où le besoin de faire passer cet hélium à travers d'un adsorbant refroidi à l'azote liquide (fig. 5.19) : les impuretés sont ainsi adsorbées et on a un hélium très pur en sortie ; par contre, si le flux de He traversant la matrice est trop élevée, il se peut que les polluants n'y soient pas totalement piégés. Il faut donc utiliser une vanne de laminage lors du remplissage pour garantir un flux très faible d'hélium et donc l'absence d'impuretés.

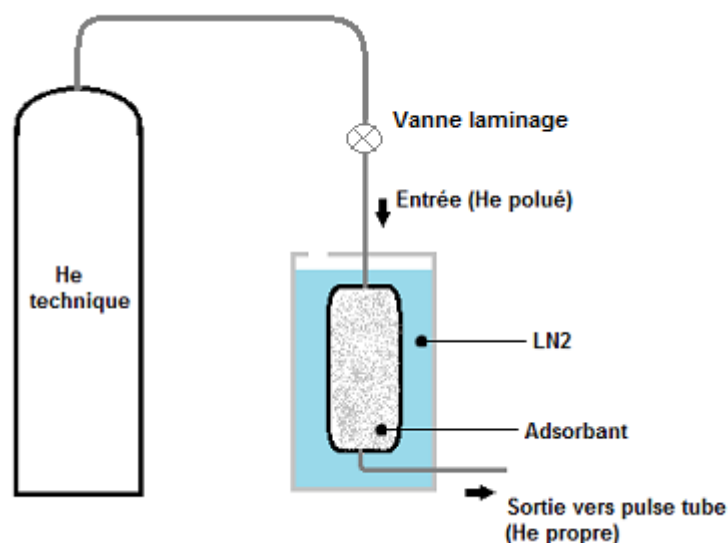


FIG. 5.19 – Schéma du procès de purification de l'hélium par l'intermédiaire d'un piège à l'azote.

En vue de tout cela, le *pulse tube* a été pompé et rempli lentement avec de l'hélium, mais les problèmes ont persisté. Suspectant que les polluants seraient restés dans le compresseur, celui-ci et le *pulse tube* ont été pompés et rincés avec de l'hélium (on met environ 1 bar de pression dans le système, en laissant la pression se stabiliser et on pompe ensuite ; ceci est refait au moins 2 fois), sans aucun succès. Ultérieurement, le *pulse tube* a été nettoyé à l'acetone (avec des ultra-sons) et étuvé, sans que les instabilités aient disparu.

D'autres vérifications ont été faites : le nombre de redresseurs d'écoulement à l'échangeur chaud du tube a été vérifié (un nombre insuffisant n'annule pas l'effet de jet et engendre des instabilités d'écoulement), ainsi que leur immobilité et les fentes des échangeurs ont été observées pour exclure la possibilité d'obstruction. Aucun de ces contrôles ne nous a apporté une réponse aux problèmes en question.

Vu que ce comportement n'a été observé que dans ce prototype, tout mène à croire qu'il a un défaut de fabrication qui, malgré nos longues investigations, reste encore inconnu. Il montre aussi que la performance des *pulse tubes* est sensible à tous les détails de fabrication.

5.1.7 Conclusion

Les performances des deux prototypes sont assez différentes de celles prévues par le code numérique et il est difficile d'attribuer cet écart à un problème précis. Il peut être lié à la validité du calcul des pertes thermiques ou de la loi de pertes de charge dans le régénérateur, ou même des facteurs de frottement dans l'inertance. Cependant, il serait un travail intéressant, dans le futur, de compléter les simulations en imposant dans le code des grandeurs mesurées, p.ex., l'onde de pression en entrée du régénérateur, et en comparant une autre grandeur mesurée, p.ex., l'onde de pression dans le tube. Ceci pourrait permettre d'améliorer les capacités prédictives du code.

La configuration de déphaseur actif améliore la performance du prototype *Beta* à 100 Hz mais la température limite reste assez élevée vis-à-vis nos spécifications. Elle reste tout de même une bonne méthode de laboratoire pour évaluer rapidement un prototype, puisque elle permet de tester la même machine avec plusieurs inertances sans changer le gaz. Cependant, elle a besoin de deux compresseurs ce qui peut être très gênant pour les applications spatiales.

Dans le tableau ci-dessous on résume les principaux résultats de chacun des prototypes. Dans tous les essais, $W_{\text{dispo}} = 20 \text{ W}$ et la pression moyenne est 20 bar ; la pente donnée se rapporte à la fréquence optimale pour chaque prototype :

Prototype	Inertance opt. à 100 Hz	T_{lim} (K)	T_{lim} 100 Hz (K)	Pente optimale (K/W)	Pertes cond. (W)
Alpha 1.0	800Ø2	99 (90 Hz)	127	28.0	0.52
Alpha 1.1	1400Ø2	113 (80 Hz)	127	27.5	0.52
Alpha 2.0	1400Ø2	101 (80 Hz)	214	30.0	0.39
Beta	900Ø4	105 (60 Hz)	220	15.0	0.98

TAB. 5.3 – La T_{lim} est la plus basse température obtenue à n'importe quel fréquence et avec n'importe quelle inertance. Les pertes conductives par la paroi sont calculées entre 300 et 80 K.

D'après ces résultats, la géométrie du futur prototype sera basée essentiellement sur celle du *pulse tube Alpha*, avec lequel les meilleures performances ont été obtenues.

5.2 Les prototypes *Gamma*

Dimensionnée à partir des résultats obtenus avec les prototypes précédents, cette famille comporte trois prototypes, en détail sur le tableau 5.4. Le *Gamma* original conserve le tube de l'*Alpha*

1.0 et sa volumétrie de régénérateur mais celui-ci est plus long et fin, ce qui diminue les apports de chaleur au bout froid mais augmente les pertes de charge ; le *Gamma 1.1* a exactement le même volume que le *Gamma* original mais un tube plus long et fin ; finalement le *Gamma 2.0* est égal à l'original, à la longueur du régénérateur près. Le *Gamma 1.1* permet d'observer l'influence des dimensions du tube, en termes de pertes par conduction et convectives, parce qu'un tube plus fin diminue la turbulence de l'écoulement. Quant au *Gamma 2.0*, il sert à étudier l'influence de la taille du régénérateur dans la performance et faire un bilan qualitatif des pertes thermiques, de charge et par conduction dans la paroi.

Prototype	Régénérateur	Tube	Pertes cond. (W)
Alpha 1.0	30 Ø12.2	36 Ø8.2	0.52
Gamma 1.0	50 Ø10.2	36 Ø8.2	0.35
Gamma 1.1	50 Ø10.2	65 Ø6.2	0.26
Gamma 2.0	30 Ø10.2	36 Ø8.2	0.20

TAB. 5.4 – Dimensions du régénérateur et du tube, avec les pertes axiales à 80 K, pour les prototypes de la famille *Gamma*. Le *Gamma* original et le 1.1 ont le même volume.

5.2.1 Le prototype *Gamma* original

Conception

À l'inverse de la première série de prototypes qui utilisaient des échangeurs plutôt adaptés à des *pulse tubes* haute fréquence, tous les éléments du *pulse tube Gamma* ont été conçus pour travailler à très hautes fréquences. Le dimensionnement a été guidé par deux priorités : avoir une masse à froid très faible, pour diminuer le temps de mise en froid, et réduire au plus les volumes morts, dont l'impédance augmente avec la fréquence. Les points-clé de sa conception sont montrés sur la fig. 5.20.

Par rapport à une géométrie cylindrique traditionnelle, l'échangeur froid a une forme conique pour que la masse à refroidir soit encore plus faible. Aussi, au lieu d'avoir une saillie pour pouvoir y visser une plaque avec une résistance de chauffage (qui augmenterait la masse froide), celle-ci est maintenant collée directement sur le cuivre. Tous les échangeurs ont été raccourcis par rapport au modèle précédent de quelques millimètres pour réduire les volumes morts et la masse à refroidir ; sur le tableau 5.5 on voit que les volumes morts sont parfaitement négligeables devant le volume du tube. Vu que les pièces des autres prototypes ont été reprises on ne peut pas connaître exactement leurs caractéristiques, mais on estime qu'il y a un facteur 3 dans la masse de l'échangeur froid, par rapport au prototype *Gamma*.

Dans les prototypes précédents, l'échangeur chaud et le tube de prise de pression étaient reliés par une paire de raccords ; ceci représentait quelques cm de tuyauterie de Ø4. Dans le design du nouveau prototype on supprime cette connexion, puisque l'échangeur est directement brasé sur le tube de prise de pression, c'est-à-dire, il y a moins de volume mort.

	Échangeur froid	Échangeur chaud	Tube
Masse (g)	7.93	—	—
Vol. mort (mm ³)	33.5	107.6	1720

TAB. 5.5 – Masse et dimensions du *pulse tube* Gamma.

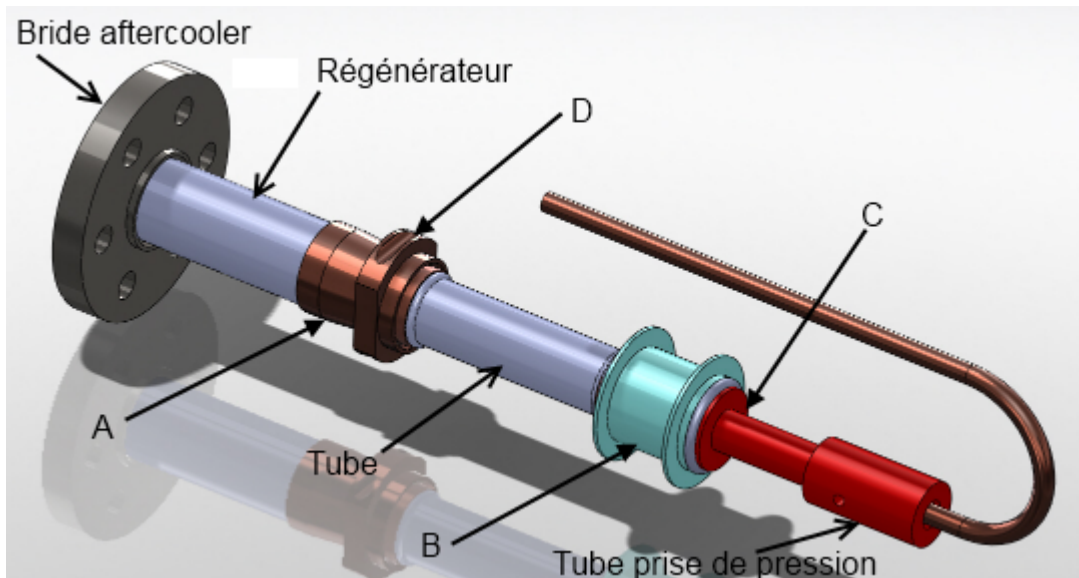


FIG. 5.20 – Modèle 3D du *pulse tube* Gamma original. **A** - Échangeur froid d'aspect conique ; **B** - Échangeur chaud raccourci ; **C** - Échangeur chaud brasé sur le tube de prise de pression ; **D** - Emplacement pour coller une résistance de chauffage.

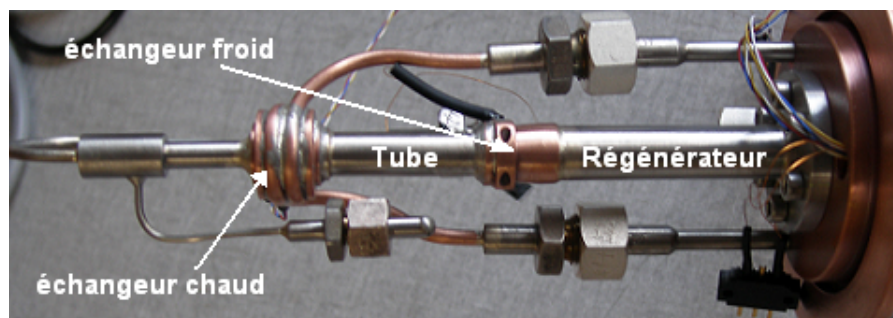


FIG. 5.21 – *Pulse tube* Gamma original.

Essais de caractérisation

Dans les figures 5.22 et 5.23 les performances du *Gamma* original et de l'*Alpha* et *Beta* sont comparées. Remarquons que le *Gamma* ressemble au *Alpha* original en termes de température limite, même étant au-dessus de ce dernier (surtout à 100 Hz) : on peut donc en déduire que les pertes conductives plus faibles ne compensent pas l'augmentation des pertes de charge (puisque le nouveau régénérateur est plus long et plus étroit).

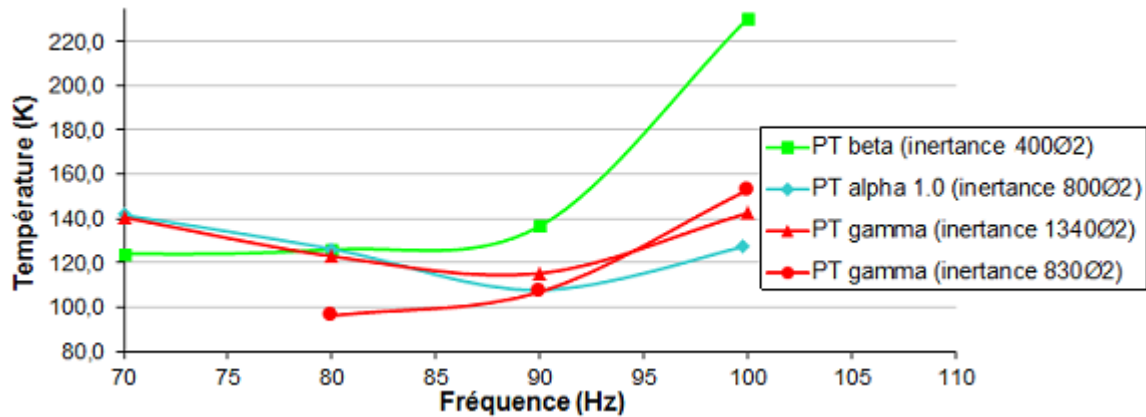


FIG. 5.22 – Température limite (sans puissance froide) pour trois prototypes, à 20 bar et avec 20 W_{dispo} .

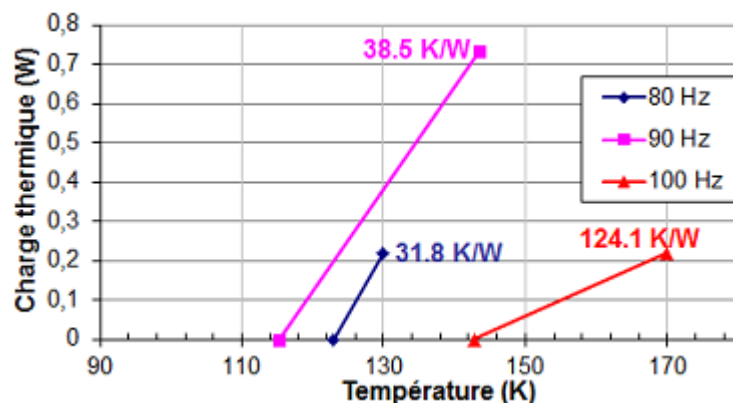


FIG. 5.23 – Puissance extraite à froid, par le *pulse tube Gamma*, en fonction de la température, à 20 bar et avec 20 W_{dispo} (inertance 1340Ø2).

Pour évaluer l'effet de la pression de remplissage, un essai à 20 bar et un autre à 30 bar ont été faits. Les courbes de température limite pour les deux cas sont dans la fig. 5.24. Son effet est important : non seulement la fréquence de résonance est décalée de 10 Hz (90 Hz pour 100 Hz), mais en plus la température minimale est inférieure : 115 à 95.4 K. En revanche, on retrouve un «décrochement» de la température comme pour les prototypes *Beta* et *Alpha 2.0*. Ceci est un argument contre la hypothèse selon laquelle ce phénomène est rapporté à la volumétrie du régénérateur : il n'a pas été observé avec le *pulse tube Alpha 1.0* qui a le même volume vide que le présent prototype.

Tous les résultats présentés jusqu'ici ont été obtenus avec le banc d'essais à l'horizontale. Pour voir à quel point ce prototype est affecté par l'angle d'inclinaison, un essai a été fait avec le banc d'essais à la verticale, avec le régénérateur plus bas que le tube. Les deux essais sont comparés dans la fig.5.26.

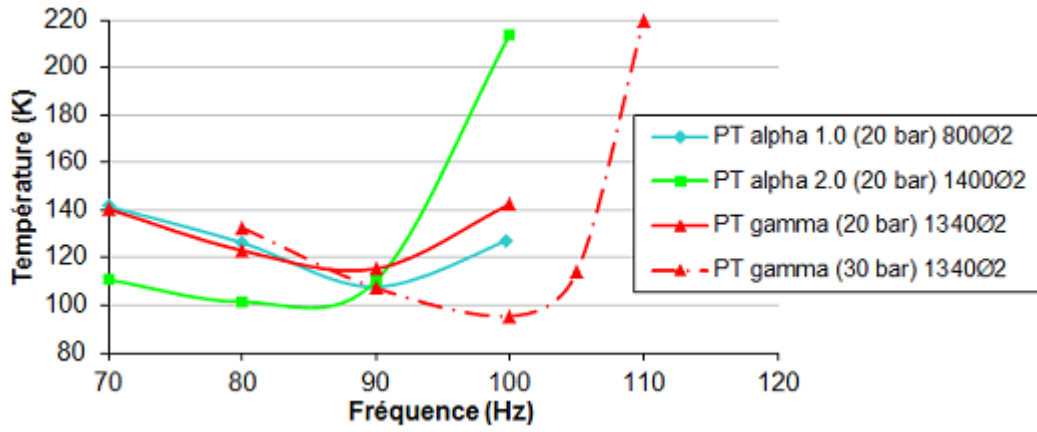


FIG. 5.24 – Effet de la pression de remplissage (courbes rouges) sur la température sans charge.

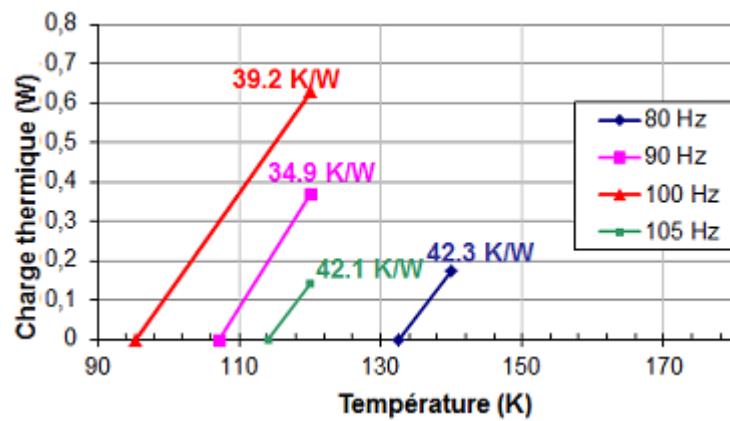


FIG. 5.25 – Puissance extraite à froid, par le *pulse tube Gamma*, en fonction de la température, à 30 bar et avec 20 W_{dispo} (inertance 1340Ø2).

Si à basses fréquences et même à la fréquence optimale on a un gain de 8 K, à 110 Hz, où l'on observait auparavant une remontée de température est maintenant à 110 K : plus de 100 K de différence par rapport à l'essai à l'horizontal. L'existence d'un phénomène dissipatif, dont la nature exacte reste à déterminer, est claire.

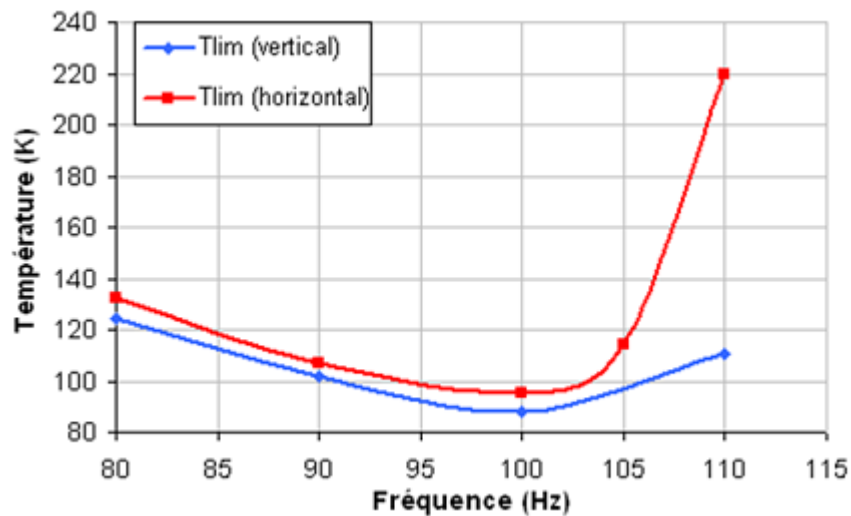


FIG. 5.26 – Comparaison entre les essais avec le *pulse tube* en position horizontale et verticale (le régénérateur sous le tube). 30 bar, 20 W_{dispo} .

On a avancé l'hypothèse que la formation de cellules de convection a lieu dans le tube, en des conditions d'écoulement exceptionnelles. Normalement, un écoulement pulsé à ces fréquences ne devrait pas laisser assez de temps pour que ces cellules s'établissent. Cependant, vu que le déplacement du gaz diminue avec la fréquence (à W_{dispo} constant) on peut imaginer qu'à 110 Hz ce déplacement est tellement faible que l'écoulement dans le tube devient très similaire au cas statique. Pour un tube avec un gradient thermique, une géométrie identique à notre cas et une masse de gaz à l'arrêt, un calcul de convection naturelle en cavité donne quelques watt de pertes, ce qui peut expliquer le décrochement de la température à 110 Hz avec le *pulse tube* à l'horizontale.

Les essais de caractérisation faits auparavant ont été donc repris, mais avec le cryostat à la verticale. Les nouveaux résultats se trouvent dans les fig. 5.27, 5.28 et 5.29.

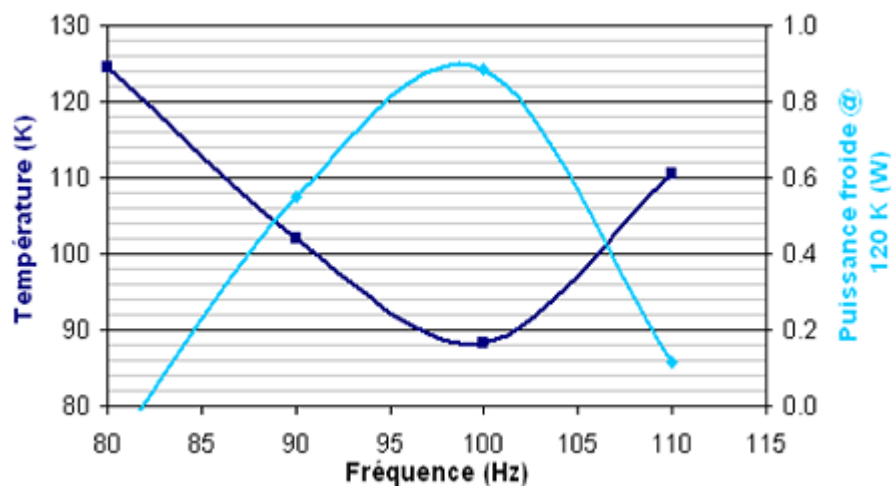


FIG. 5.27 – Température limite et puissance disponible à 120 K, en fonction de la fréquence. 30 bar, 20 W_{dispo} (*pulse tube* à la verticale).

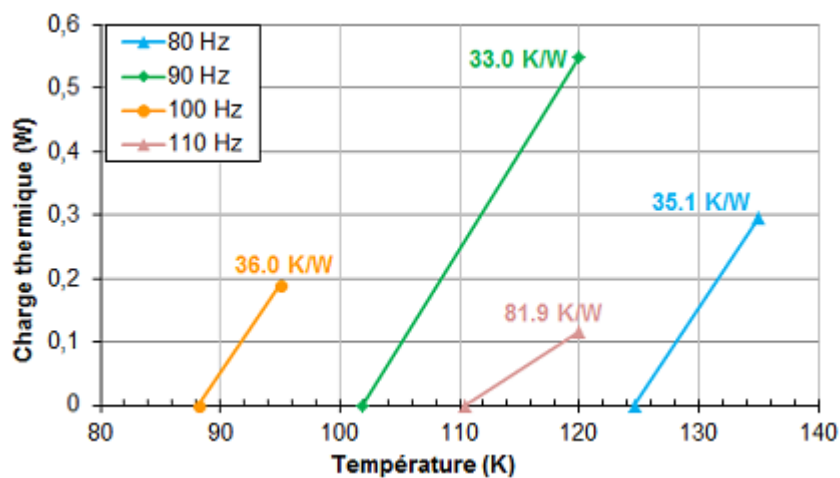


FIG. 5.28 – Puissance disponible en fonction de la température, à plusieurs fréquences. 30 bar, 20 W_{dispo} (*pulse tube* à la verticale).

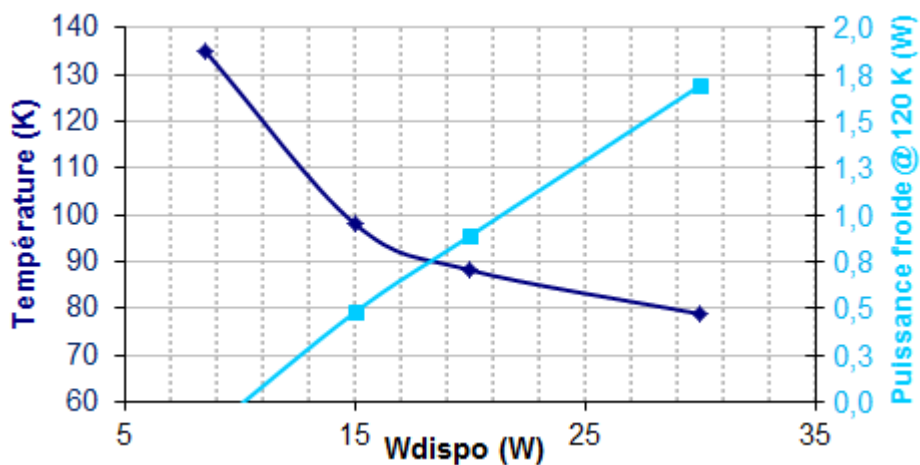


FIG. 5.29 – Température limite et puissance disponible à 120 K, en fonction du W_{dispo} . 30 bar, 100 Hz (*pulse tube* à la verticale).

Notons que ce prototype est capable de dissiper 0.9 W à 120 K, 3.6 fois plus de puissance que la valeur visée comme objectif (section 1.2.3 et sa température minimale, à 100 Hz, est de 88.5 K.

5.2.2 Modification du tube - le prototype *Gamma* 1.1

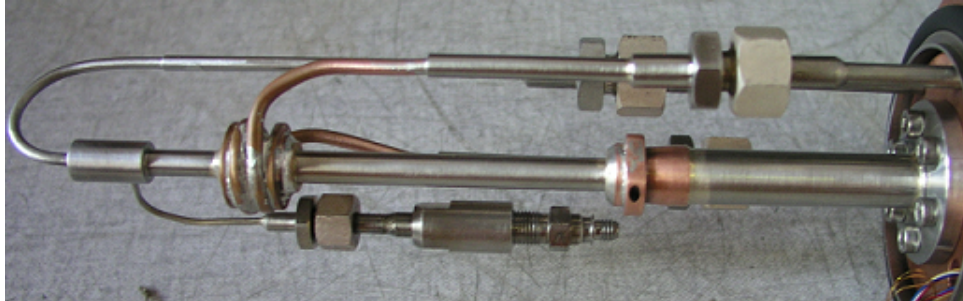


FIG. 5.30 – *Pulse tube Gamma* 1.1 ; le régénérateur du *Gamma* 1.0 a été conservé mais le tube a été ralongé, en gardant toutefois son volume.

Ce prototype a la même volumétrie que le *Gamma* original, le même régénérateur mais un tube plus long et fin. Avec cette géométrie les pertes conductives par la paroi sont diminuées de 26%. L'effet de ces caractéristiques apparaît dans les performances (fig. 5.31 et 5.32) : on gagne environ 10 K par rapport à l'original et 100 mW à 120 K. Aussi, cette configuration doit apporter plus de stabilité à l'écoulement, puisque le gradient thermique est plus faible.

L'inertance optimale pour ce prototype est la même que pour le *Gamma* original, puisque le volume vide est le même : 1400 Ø2.

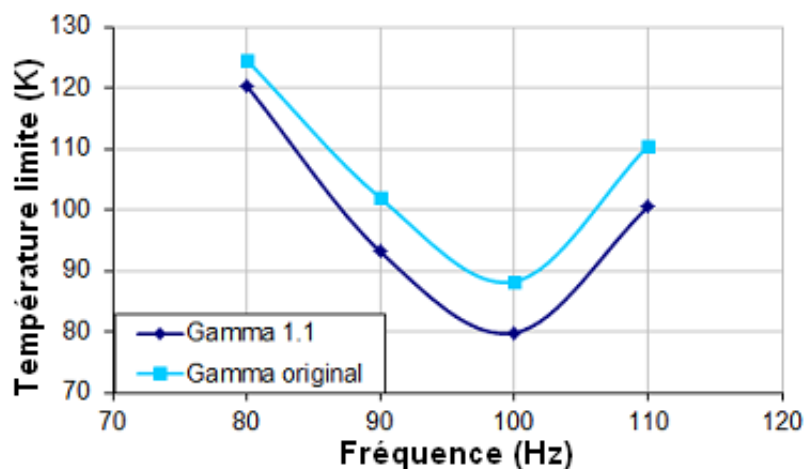


FIG. 5.31 – Température limite en fonction de la fréquence pour les deux prototypes. 30 bar, 20 W_{dispo} (*pulse tube* à la verticale).

On présente encore, dans la fig. 5.34, les courbes de refroidissement à 20 W_{dispo} pour trois prototypes qui mettent en évidence la rapidité de mise en froid du *pulse tube Gamma* 1.1 : celui-ci et l'*Alpha* 1.0 prennent environ 20 minutes pour atteindre l'équilibre, la température finale de l'*Alpha* étant 27 K au-dessus ; en revanche le *pulse tube Beta* prend plus d'une heure pour atteindre 220 K, avec la même puissance disponible. Les courbes ont été faites avec l'inertance optimale pour chaque prototype et fréquence : pour le *Beta*, 100 Hz, 900 Ø4 ; pour l'*Alpha*, 90 Hz, 800 Ø2 ; pour le *Gamma*, 100 Hz, 1300 Ø2.

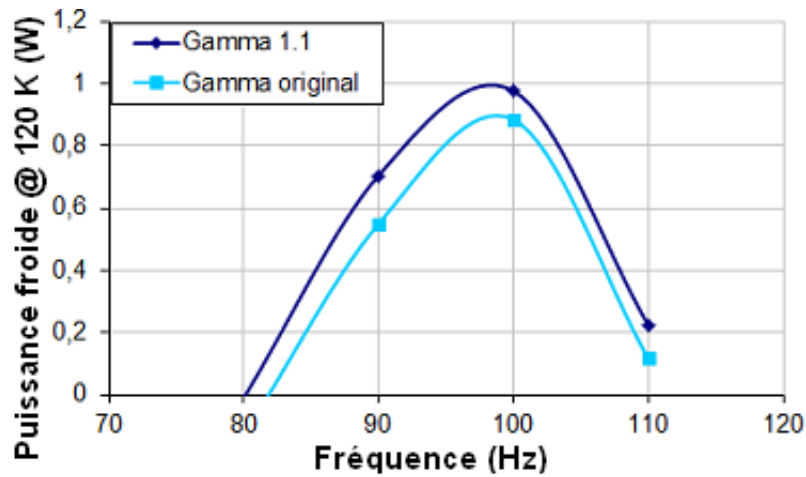


FIG. 5.32 – Puissance disponible à 120 K, en fonction de la fréquence pour le *pulse tube* Gamma 1.1. 30 bar 20 W_{dispo} (*pulse tube* à la verticale).

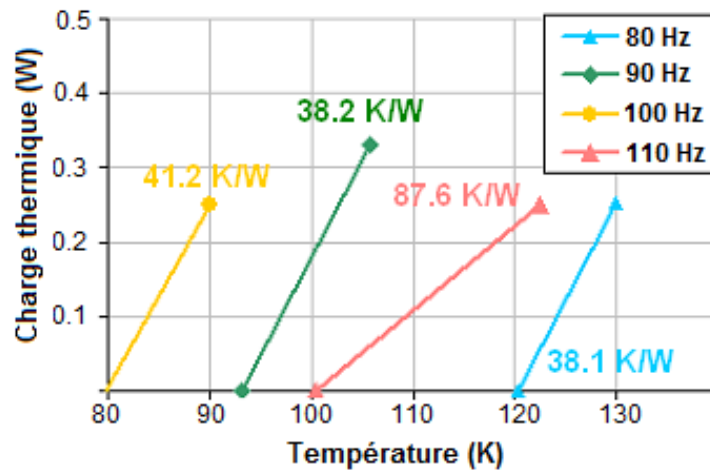


FIG. 5.33 – Puissance disponible pour le *pulse tube* Gamma 1.1 en fonction de la température à diverses fréquences. 30 bar, 20 W_{dispo} , *pulse tube* à la verticale.

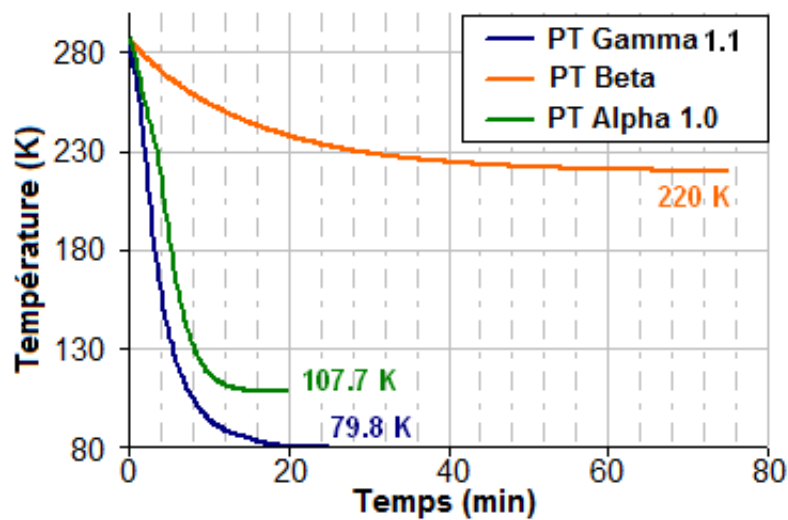


FIG. 5.34 – Température au bout froid en fonction du temps pour les prototypes *Beta*, *Alpha* 1.0 (à 100 Hz) et *Gamma* 1.1 (à 90 Hz) ; le compresseur part de zéro et en 3 minutes on atteint le régime établi, avec 20 W_{dispo} .

5.2.3 Modification du régénérateur - le prototype *Gamma 2.0*

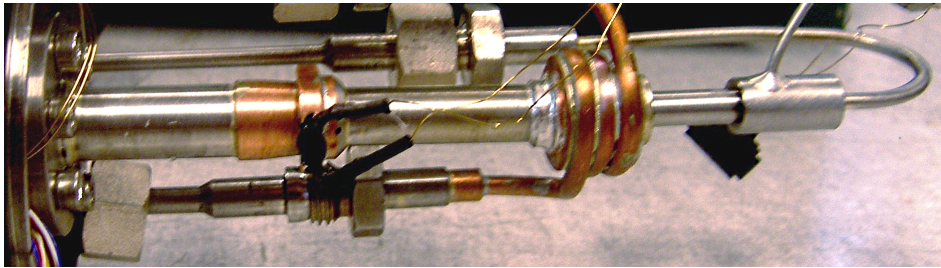


FIG. 5.35 – Prototype *Gamma 2.0*.

Ce prototype est une version du *Gamma* original avec un régénérateur plus court ; il est aussi égal à l'*Alpha* original mais avec un régénérateur plus fin. Malgré le grand nombre d'inertances testées, on est resté au-dessus du *Gamma 1.1* en termes de température (fig. 5.36). La température la plus basse n'est plus à 100 Hz mais à 90 Hz ; néanmoins, les pentes (fig. 5.37) indiquent que le PV froid n'est pas très loin de celui obtenu avec le *Gamma 1.1* (fig. 5.33). Il est aussi le premier *pulse tube* à apparaître dans cet étude dont le volume du tube est plus grand que le volume vide du régénérateur.

Pour évaluer l'effet d'un tube plus fin sur le même régénérateur, on a prévu la réalisation d'un quatrième prototype, *Gamma 2.1*, qui aurait donc le même régénérateur que le 2.0 et un tube de la même longueur mais diamètre différent. À l'instar des autres modèles, le volume vide de son régénérateur est plus grand que le volume du tube. Cependant, on n'a pas pu effectuer sa caractérisation en temps utile.

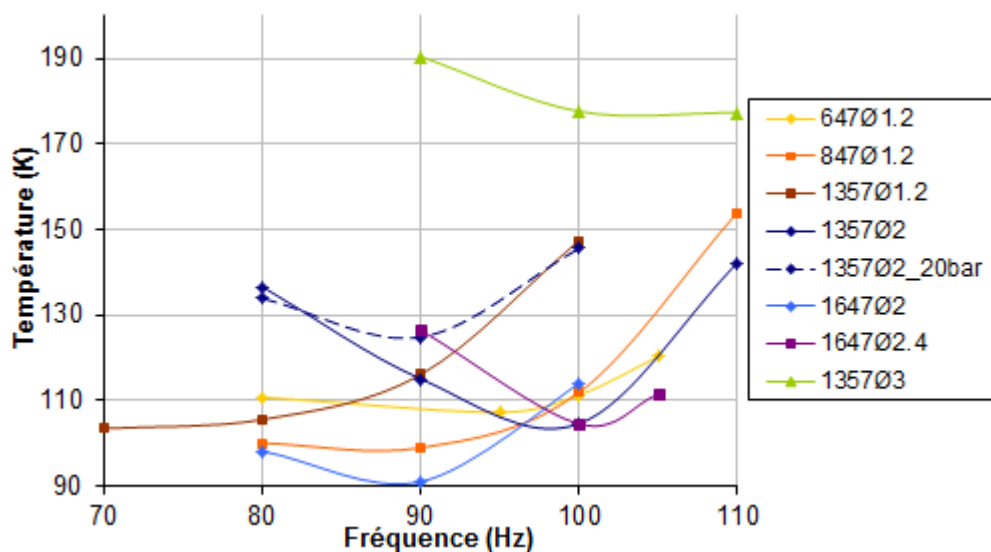
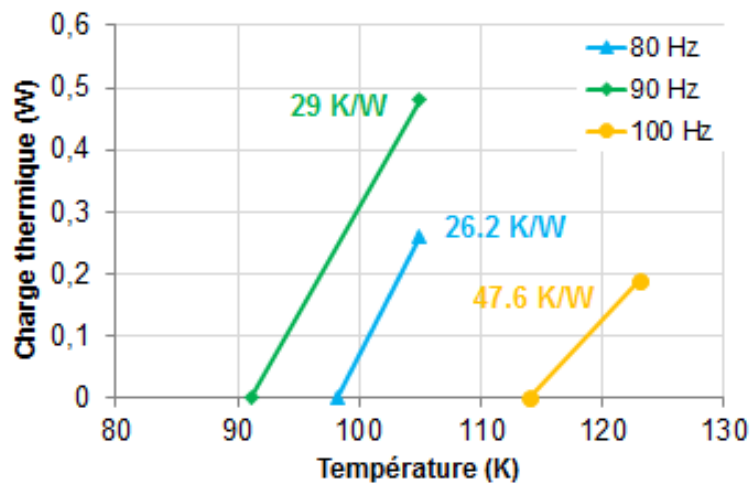
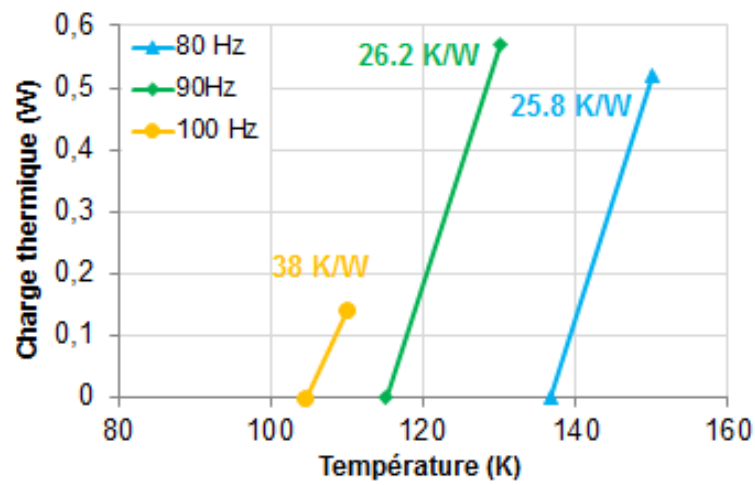


FIG. 5.36 – Température limite à $20W_{dispo}$ et 30 bar pour plusieurs inertances. (*Pulse tube* à la verticale).



(a) Inertance 1650Ø2.



(b) Inertance 1360Ø2.

FIG. 5.37 – Puissance disponible à froid en fonction de la température à plusieurs fréquences. (30 bar, $20W_{dispo}$, pulse tube à la verticale).

Essai sur l'influence des redresseurs d'écoulement

Entre les deux prototypes il y a aussi une différence au niveau de l'échangeur chaud du tube : dans les prototypes *Gamma* 1.0 et 1.1 cet élément a un emplacement de 1 mm pour les redresseurs d'écoulement (ce qui équivaut à environ 15 grilles #300 Mesh); il a été réduit à 0.3 mm (donc, 5 grilles) lors du design de ce dernier prototype. Il est normalement accepté que le nombre de grilles, pourvu qu'il reste entre 5 et 20, ne modifie pas dramatiquement l'écoulement dans le tube [5].

Pour le confirmer expérimentalement, le *Gamma* 2.0 a été rouvert et 10 grilles ont été rajoutées au bout chaud (fig. 5.38) du tube pour qu'il ait la même configuration que les deux autres prototypes. L'essai de température limite, avec l'inertance 1360Ø2 dans les mêmes conditions, montre que l'écoulement n'est pas si indépendant du nombre de redresseurs : un écart à peu près constant de 10 K est trouvé entre 90 et 110 Hz. On conclut qu'un nombre de redresseurs insuffisant n'est pas la raison des performances du *Gamma* 2.0 mais que la quantité de redresseurs d'écoulement influe beaucoup sur l'écoulement dans le tube : un nombre insuffisant n'empêche pas l'effet de jet provoqué par les échangeurs qui perturbe l'écoulement dans le tube ; un nombre excessif provoque des pertes de charge indésirables.

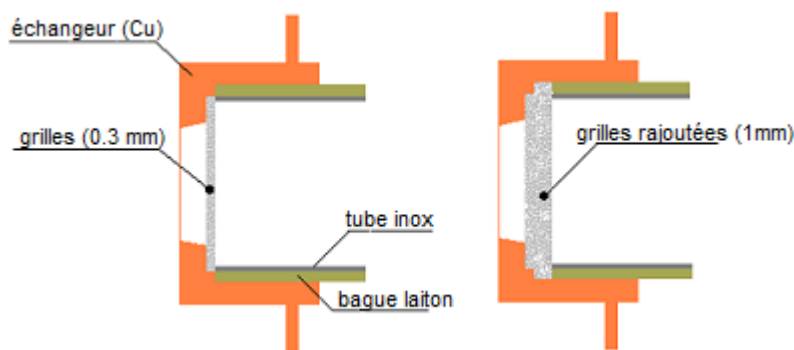


FIG. 5.38 – Plan de détail de l'échangeur chaud du *Gamma* 2.0 ; dans la configuration de gauche, le nombre de grilles correspond à l'espace prévu, dans la configuration de droite, des grilles ont été rajoutées (hors emplacement redresseurs) pour avoir la même épaisseur d'empilement que dans les autres prototypes *Gamma*.

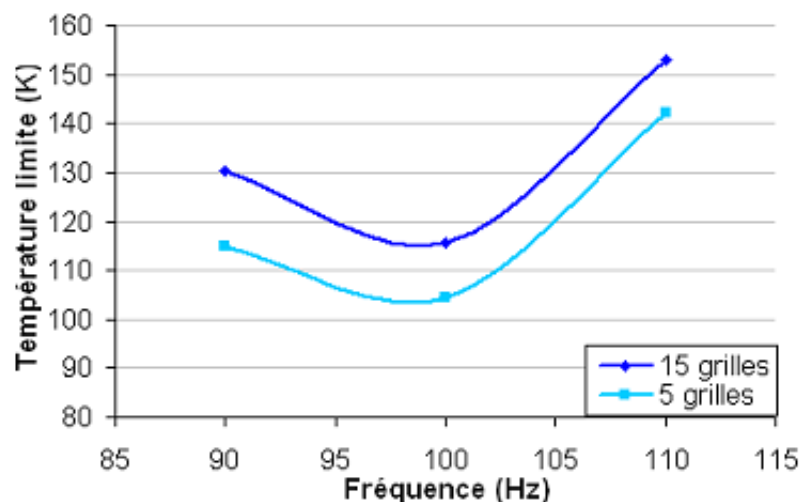


FIG. 5.39 – Température limite à $20 W_{\text{dispo}}$ et 30 bar pour plusieurs inertances. (*pulse tube* à la verticale).

5.3 Conclusion

Sept prototypes de *pulse tube* très hautes fréquences ont été réalisés et testés. Les deux premiers, dits *Beta* et *Alpha*, étaient issus d’une optimisation numérique et utilisaient des échangeurs récupérés de *pulse tubes* haute fréquence pré-existants (non optimisés pour les très hautes fréquences, donc), pour que des essais préliminaires puissent valider un dimensionnement final.

Le prototype *Beta*, avec un diamètre de régénérateur plus important, s’est révélé peu adapté à nos objectifs, tandis que l’*Alpha* a montré des résultats intéressants : une température limite de 127 K à 100 Hz, avec 20 W_{dispo}. Par la suite, deux autres versions de l’*Alpha* ont été aussi construites, l’une avec un régénérateur modifié et l’autre avec le tube modifié, cherchant à évaluer l’influence de ces paramètres.

D’après ces résultats un *pulse tube* complet *Gamma* a été complètement dimensionné et réalisé. Avec ce prototype, l’impact de la pression de remplissage et de l’orientation du *pulse tube* ont été évaluées, montrant de grandes améliorations de performance en orientation verticale et à plus haute pression (30 bar au lieu de 20).

Ce prototype a été modifié pour évaluer l’impact de la géométrie du tube et de la longueur du régénérateur. Avec notre meilleur prototype, les performances ont excédé nos objectifs : avec 20 W_{dispo} il descend à 79.8 K, pouvant dissiper 1 W à 120 K ; les spécifications donnés dans l’introduction sont ainsi largement satisfaites, seulement 12.5 W sont nécessaires pour avoir 0.25 W à 120 K. La fabrication d’un autre prototype, qui peut montrer l’intérêt à la fois d’un régénérateur plus long et d’un tube plus fin, a été envisagée. Toutefois, il n’a pas été possible de le réaliser et tester pour inclure ses résultats dans cet étude.

Finalement, on présente ci-dessous un tableau des dimensions et performances du meilleur prototype construit dans le cadre de cette étude et de quelques références de la littérature mentionnées dans le premier chapitre.

Référence	<i>Gamma 1.1</i>	Vanapalli [9]	Wu [14]	Radebaugh [15]	NGST [16]
Régénérateur (mm)	50Ø10	30Ø9.5	37Ø14	27Ø4.5	48Ø11.2
Tube (mm)	65Ø6	30Ø4.8	32Ø9	40.4Ø2	
Fréquence (Hz)	100	120	120	150	100
W _{dispo} (W)	30	66	—	25	33.6
T _{limite} (K)	71	50	49.6	—	47
P _{froide} à T (W,K)	0.35 @ 80	3.4 @ 80	8 @ 78.5	0.1 @ 110	1.3 @ 77

La comparaison directe n’est pas toujours possible : l’article [14] ne donne pas la puissance fournie au doigt froid ; la même performance à froid du *pulse tube* 120 Hz est annoncée avec des puissances mécaniques différentes en [9] (66 W) et [10] (46 W). Le prototype de [15] a des performances moins bonnes que le nôtre, mais il fonctionne 50 Hz au-dessus. Le *pulse tube* [16], provenant d’un fabricant qui est leader mondial dans ces machines, est assez proche des conditions de nos essais (100 Hz, 30 W_{dispo}), et ses performances dépassent largement celles de notre prototype. Notons cependant que, contrairement aux autres, il s’agit d’un prototype coaxial, avec des pertes plus faibles, qui fonctionne avec un oscillateur adapté aux très hautes fréquences.

Perspectives et conclusion

Cette étude avait pour buts de développer un *pulse tube* adapté aux très hautes fréquences et d'identifier les difficultés de leur mise en œuvre. L'objectif en termes de performances correspond aux besoins des détecteurs infrarouge nouvelle génération : 0.25 W à 120 K. Nous nous sommes fixés une puissance mécanique de 20 W pour atteindre cette spécification.

Pour ce faire, un code Scilab de simulation de *pulse tube*, développé dans le laboratoire, a été adapté pour simuler individuellement les composants, pour prédire leur comportement à plus hautes fréquences. Aussi, des simulations sur des doigts froids complets ont été faites pour réaliser des prototypes de départ, que l'on pourrait faire évoluer après selon leurs performances.

Expérimentalement, une limitation importante de cette étude est liée aux compresseurs nécessaires au fonctionnement des *pulse tubes*. Ainsi, les compresseurs disponibles dans le laboratoire ont été testés pour évaluer la puissance disponible aux fréquences voulues. Suite à ces tests, Thales nous a accordé le prêt d'un compresseur LPT 9710, qui correspondait à nos besoins. Des manipulations ont été montées et effectuées pour valider nos méthode de calcul de la puissance mécanique transmise au gaz (PV) et de calcul de débit en sortie de compresseur.

Finalement, les prototypes dimensionnés précédemment ont été construits et testés (*Alpha* et *Beta*). Après quelques modifications, avec l'objectif d'étudier l'influence de la volumétrie du régénérateur et du tube, une autre série de prototypes (*Gamma*), optimisés pour un fonctionnement à 100 Hz, a été réalisée et évaluée. Avec un de ces prototypes les spécifications ont été dépassées : avec la puissance mécanique requise, on obtient une température limite de 79.8 K et 1 W de puissance froide à 120 K. Aussi, pour extraire 0.25 W, seuls 12.5 W de puissance mécanique sont nécessaires, dont 17.5 W de puissance électrique pour notre compresseur.

Bibliographie

- [1] W. E. Gifford et R. C. Longsworth. Pulse-tube refrigeration. *Journal of Engineering for Industry : Transactions of the ASME*, pages 264–268, 1964.
- [2] E. I. Mikulin, A. A. Tarasov, et M. P. Shkrebyonock. Low temperature expansion pulse tubes. *Advances on cryogenic engineering*, page 629, 1989.
- [3] S. Zhu, P. Wu, et Z. Chen. Double inlet pulse tube refrigerator : an important improvement. *Cryogenics*, page 514, 1990.
- [4] S. W. Zhu, S. L. Zhou, N. Yoshimura, et Y. Matsubara. Phase shift effect of the long neck tube for the pulse tube refrigerator. *Cryocoolers*, 9 :269–278, 1997.
- [5] Jean-Marc Duval. *Étude et développement d'un tube à gaz pulsé pour une puissance frigorifique de 5 W à 80 K*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2002.
- [6] Ivan Charles. *Développement d'un tube à gaz pulsé biétagé basse fréquence et contribution à l'analyse des écoulements*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1998.
- [7] J. Liang, A. Ravex, et P. Rolland. Study on pulse tube refrigeration part 1 : Thermodynamic nonsymmetry effect. *Cryogenics*, 36 :87–93, 1996.
- [8] Jingtao Liang. *Development and experimental verification of a theoretical model for pulse tube refrigeration*. Thèse de doctorat, Académie Chinoise des Sciences, 1993.
- [9] Srinivas Vanapalli. *High frequency operation and miniaturization aspects of pulse tube cryocoolers*. Thèse de doctorat, Université de Twente, 2008.
- [10] S. Vanapalli, M. Lewis, Z. Gan, et R. Radebaugh. 120 hz pulse tube cryocooler for fast cooldown to 50 k. *Applied Physics Letters*, 90, 2007.
- [11] S. Vanapalli, H. J. M. ter Brake, H. V. Jansen, Y. Zhao, H. J. Holland, J. F. Burger, et M. C. Elwenspoek. High frequency pressure oscillator for microcryocoolers. *Review of Scientific Instruments*, (79), 2008.
- [12] I. Garaway et G. Grossman. A study of a high frequency miniature reservoir-less pulse tube. *Advances on cryogenic engineering : Transactions of the CEC*, 53, 2008.
- [13] I. Garaway et G. Grossman. Piezo-hydraulic actuation for driving high frequency miniature split stirling pulse tube cryocooler. *Advances on cryogenic engineering : Transactions of the CEC*, 53, 2008.
- [14] Y. Z. Wu, Z. H. Gan, L. M. Qiu, J. Chen, Z. P. Li, et X. L. Cao. Study on a single-stage 120 hz pulse tube cryocooler. *Advances on cryogenic engineering*, 55 :175–182, 2010.
- [15] I. Garaway, A. Veprik, et R. Radebaugh. Development of miniature, high frequency pulse tube cryocoolers. *Proceedings of SPIE*, 7660, 2010.
- [16] M. Petach, M. Waterman, G. Pruitt, et E. Tward. High frequency coaxial pulse tube microcooler. *Cryocoolers*, 15 :97–103, 2009.

- [17] G. Maranzana. Code calcul pulse tube : Méthode nodale pour l'hydrodynamique. Rapport technique, Service des Basses Températures, C.E.A. Grenoble, 2004.
- [18] G. Maranzana. Hydrodynamique des écoulements oscillants. Rapport technique, Service des Basses Températures, C.E.A. Grenoble, 2005.
- [19] P. Rolland. Modélisation des régénérateurs. Rapport technique, Service des Basses Températures, C.E.A. Grenoble.
- [20] B. P. M. Helvensteijn, A. Kashani, A. L. Spivak, P. R. Roach, J. M. Lee, et P. Kittel. Pressure drop over regenerators in oscillating flow. *Advances on cryogenic engineering : Transactions of the CEC*, 43 :1619–1626, 1998.
- [21] I. Charles, L. Golanski, A. Gauthier, A. Coynel, et J.-M. Duval. 20 k coaxial pulse tube using passive pre-cooling. *Advances on cryogenic engineering : Transactions of the CEC*, 53 :887–894, 2008.