

École doctorale n° 432 : Science des Métiers de l'ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité “ Mécanique des fluides et Energétique ”

présentée et soutenue publiquement par

Nicolas CAPPELAERE

le 14 décembre 2016

Evaluation des termes temporels permettant de décrire les transitoires rapides d'un turbocompresseur de suralimentation automobile.

Directeur de thèse : **Gérard BOIS**

Co-encadrement de la thèse : **Antoine DAZIN**

Jury

M. Xavier CARBONNEAU, Professeur, DAEP, ISAE-SUPAERO
M. Pascal CHESSE, Professeur, UMR CNRS 6598, EC Nantes
M. Georges DESCOMBES, Professeur, EA7341, CNAM
M. Patrick DUPONT, Maître de Conférences HDR, LML FRE CNRS 3723, EC Lille
M. Stephane GUILAIN, Docteur, Renault S.A.
Mme. Silvia MARELLI, Professeur, DIM-ICEG, Université de Gênes - Italie
M. Gérard BOIS, Professeur émérite, LML FRE CNRS 3723, Arts et métiers Paristech
M. Antoine DAZIN, Professeur, LML FRE CNRS 3723, Arts et métiers Paristech
M. Jérôme BODELLE, Directeur, CRITT M2A

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

**T
H
È
S
E**

Remerciements.

Dans un premier temps, je souhaite remercier mes directeurs de thèse, Messieurs Gérard Bois et Antoine Dazin qui m'ont conseillé tout au long de cette thèse et qui m'ont soutenu dans les périodes les plus délicates.

Je tiens tout particulièrement ici à remercier Monsieur José Thiébaud, expert turbo au CRITT M2A. Grâce à ses connaissances, ses compétences et à sa patience, j'ai énormément appris durant ces trois ans passés à son contact. Sans ses conseils avisés, je ne serais sûrement pas arrivé à ce même stade dans la conduite de mes recherches.

Cette thèse ne se serait certainement pas aussi bien passée sans l'encadrement et les conseils d'Andréa Rinaldi, qui a participé au montage du projet de thèse, et qui a suivi son avancement durant sa majeure partie. De même, je souhaite remercier Monsieur Jérôme Bodelle, pour m'avoir permis de financer et réaliser cette thèse au CRITT M2A. En me donnant accès aux moyens d'essais.

Je n'aurai pas non plus pu fabriquer le banc et réaliser tous les essais sans les techniciens du département turbo (Laurent, les deux Julien, Bastien) et l'équipe de soudeurs (Cyril et Pascal) qui n'ont pas compté leur temps.

Je remercie également les personnes du département acoustique (Capucine, Alban, et Isaac), pour leur aide notamment lors du développement de la sonde de Pitot, ainsi que pour leur bonne humeur quotidienne pour assurer une bonne ambiance animée dans le bureau.

L'instrumentation développée dans cette thèse n'aurait certainement pas été aussi fiable sans l'aide de Cédric et les personnes du département métrologie qui ont passé de nombreuses heures à l'étalonnage de mes capteurs.

Je tiens également à remercier les commerciaux (Philippe et Arnaud) qui m'ont soutenu et aidé, et avec qui j'ai apprécié voyager lors des différents salons, conférences ainsi que lors des visites aux clients.

Je remercie également les demoiselles du pôle administratif et l'ensemble du personnel du CRITT M2A pour leur accueil, leur soutien et pour leur bonne humeur durant ces années passées avec eux.

Je n'oublie pas Mademoiselle Monica Veglio, qui m'a longuement aidé pendant sa période de thèse, pour comprendre le fonctionnement des fils chauds et me permettre d'adapter les techniques d'étalonnage qu'elle avait mis en place pour ses propres recherches.

Je tiens également à remercier les stagiaires que j'ai eus durant cette thèse et qui ont apporté leur aide.

Je dédie cette thèse à ma grand-mère pour avoir fait un premier tri sur mes nombreuses fautes d'orthographe et à mes parents, ainsi qu'à mes amis qui m'ont soutenu et motivé quand j'en avais besoin.

L'ensemble des travaux de cette thèse ont été effectués grâce aux financements du CRITT M2A tant du point de vue des coûts de personnels que des infrastructures.

50% des coûts de personnel concernant ma rémunération, pendant les trois ans de travaux de thèse, ont été financés par l'organisme « Artois Comm » via le CRITT M2A.

Sommaire

REMERCIEMENTS.....	1
SOMMAIRE.....	3
NOMENCLATURE.....	7
ORGANISATION DU MEMOIRE.....	9
INTRODUCTION GENERALE.....	11
1. Rappel sur le principe de suralimentation des moteurs à combustion interne.....	11
2. Etat de l'art sur les recherches dans les turbocompresseurs de suralimentation automobile	13
3. Les progrès dans la compréhension des écoulements pulsés	14
4. Les moyens du CRITTM2A	17
CHAPITRE I - ETAT DE L'ART SUR LES ESSAIS DES TURBOCOMPRESSEURS.....	19
I.1 Introduction sur les turbocompresseurs	19
I.1.1 L'étage compresseur	19
I.1.1.1 Introduction	19
I.1.1.2 Bilan énergétique sur la roue compresseur	19
I.1.1.3 Représentation des performances d'un étage compresseur.....	21
I.1.2 L'étage turbine	23
I.1.2.1 Introduction	23
I.1.2.2 Bilan énergétique sur la roue compresseur	23
I.1.2.3 Représentation des performances d'un étage turbine.....	26
I.1.3 Le carter central.....	27
I.2 Méthodologie d'essai des turbocompresseurs de suralimentation sur banc	27
I.2.1 Introduction	27
I.2.2 Architecture d'un banc d'essai turbocompresseur de type chaudière à gaz : « gas stand »	27
I.2.3 Instrumentation de base d'un banc d'essai.....	28
I.3 Les turbocompresseurs en régimes pulsés	29
I.3.1 Le comportement des turbocompresseurs	29
I.3.2 Les différents types de bancs d'essais pulsés existants.....	36
I.4 Bilan de la bibliographie et mise en place de la problématique propre à notre étude.....	44
CHAPITRE II - DEVELOPPEMENT DU BANC D'ESSAI PULSE.....	47
II.1 Cahier des charges et architecture de la solution choisie	47

II.1.1	Cahier des charges et spécifications.....	47
II.1.2	Architecture choisie.....	47
II.2	Validation du fonctionnement du banc d'essai	49
II.2.1	Etude de la dynamique d'ouverture des vannes	50
II.2.1.1	Contrôle des vannes	50
II.2.1.2	Validation de la réponse dynamique des vannes	51
II.2.2	Etude de la ligne d'air du générateur de pulsation	56
II.2.2.1	Réduction des retours d'onde vers la chaudière	56
II.2.2.2	Etude de la modulation de la forme de la pulsation.....	63
CHAPITRE III - DEVELOPPEMENT DE L'INSTRUMENTATION		67
III.1	Introduction.....	67
III.2	Mesure de la pression totale et du débit turbine en régime transitoire	67
III.2.1	Introduction, problématique lié à la mesure du débit et solution choisie.....	67
III.2.1.1	Introduction	67
III.2.1.2	Mesure du débit en régime transitoire par sonde fil/film chaud	68
III.2.1.3	Autres technique de mesure du débit en régime transitoire	68
III.2.1.4	Bilan et Choix du développement d'une solution.....	71
III.2.2	Modélisation acoustique	71
III.2.2.1	Modèle acoustique linéaire	71
III.2.2.2	Limite de la modélisation.....	74
III.2.2.3	Bilan et paramètre important pour le cahier des charges	75
III.2.3	Définition du cahier des charges de la sonde.....	75
III.2.3.1	Présentation de l'essai et de l'instrumentation.....	75
III.2.3.2	Résultats d'essai et analyse des résultats	77
III.2.3.3	Bilan de l'essai et conclusion	78
III.2.4	Simulation acoustique et optimisation de la géométrie de la sonde.....	78
III.2.4.1	Introduction : géométrie de la sonde et limite du modèle 1-D.....	78
III.2.4.2	Modélisation 3-D de la sonde	78
III.2.4.3	Validation de la simulation	80
III.2.4.3.1	Comparaison à un modèle de référence :	80
III.2.4.3.2	Etude de sensibilité des paramètres de simulation :.....	80
III.2.4.4	Géométrie choisie et résultats acoustiques.....	82
III.2.5	Fabrication et installation de la sonde de Pitot.....	83
III.2.6	Essais acoustiques de validation	84
III.2.6.1	Introduction et objectif de l'essai	84
III.2.6.2	Description de l'essai	85
III.2.6.3	Comparaison des référentiels de mesures	86
III.2.6.4	Bilan des essais	89
III.2.6.5	Résultats obtenus par le tube de Pitot et comparaison avec les simulations.....	89
III.2.7	Post-traitement et filtrage des mesures	91
III.2.8	Bilan de l'étude acoustique	93
III.2.9	Mesure du débit en transitoire	94
III.2.9.1	Introduction	94
III.2.9.2	Calcul du débit en transitoire.....	94
III.2.9.3	Correction de la mesure du débit	98
III.2.9.4	Etude de la sensibilité de la mesure du débit	98

III.2.9.5	Bilan	102
III.2.10	Essais de validation par comparaison avec un fil chaud	103
III.2.11	Bilan et limites de l'utilisation de la sonde.....	105
III.3	Mesure de la température en transitoire.....	106
 CHAPITRE IV - ESSAIS D'UN TURBOCOMPRESSEUR EN REGIME PULSE		109
IV.1	Présentation du banc d'essai	109
IV.1.1	Le turbocompresseur MHI	109
IV.1.2	L'instrumentation.....	111
IV.1.2.1	Ligne d'air compresseur.....	112
IV.1.2.2	Ligne d'air turbine en régime stabilisé.....	112
IV.1.2.3	Circuit d'huile.....	113
IV.1.2.4	Ligne d'air turbine en régime pulsé	114
IV.2	Validation du fonctionnement du banc pulsé	116
IV.2.1	Impact du banc pulsé sur le comportement du turbocompresseur	116
IV.2.2	Etude de la synchronisation des « wastegates ».....	121
IV.2.3	Etude vibratoire du banc pulsé	122
IV.3	Caractéristique des mesures et méthodologie de post-traitement	123
IV.3.1	Caractéristiques des mesures	123
IV.3.2	Post-traitement des différentes mesures en écoulement pulsé.....	124
IV.4	Etude du comportement d'un turbocompresseur en écoulement pulsé	127
IV.4.1	Plan d'expérience	127
IV.4.2	Post-traitement des résultats.....	131
IV.4.2.1	Etude du turbocompresseur en régime stabilisé.....	131
IV.4.2.1.1	Etude énergétique.....	131
IV.4.2.1.2	Impact de la position de l'instrumentation en pression en sortie de la turbine	135
IV.4.2.2	Etude du turbocompresseur en régime pulsé	135
IV.4.3	Analyse des résultats.....	142
IV.4.3.1	Evolution temporelle des grandeurs physiques.....	142
IV.4.3.2	Bilan énergétique des points de fonctionnement testés.....	147
 CHAPITRE V - CONCLUSION GENERALE.....		149
 ANNEXE A : ETUDE DEDIEE AU DEVELOPPEMENT DE LA TECHNIQUE DE MESURE DE LA TEMPERATURE INSTATIONNAIRE EN VUE D'UNE UTILISATION SUR BANC PULSE.		151
1.	Introduction, bibliographie	151
1.	Introduction et problématique	151
2.	Bibliographie	152
1.	Les techniques de mesure de la température en régime transitoire	152
2.	Problématique de la mesure de température par des thermocouples	153
3.	Algorithme de compensation de l'inertie des thermocouples	157
a.	Présentation des structure.....	157

b.	Comparaison des structures.....	158
c.	Description des trois algorithmes	159
d.	Méthode de reconstruction de température.....	161
e.	Problèmes liés au bruit.....	161
4.	Conception d'une sonde de température de type thermocouple K	162
5.	Bilan et conséquences	164
2.	Développement de la sonde	164
1.	Architecture standard des thermocouples, limites et améliorations	164
2.	Méthodologie de fabrication des thermocouples à fils fins	165
1.	Le support de sonde	165
2.	Les paramètres de soudage des fils.....	166
3.	La méthodologie de soudage des fils	167
3.	Mesure de la constante de temps de la sonde dans un écoulement	170
1.	Introduction et objectifs.....	170
2.	Description de l'essai.....	170
3.	Résultats obtenus et analyse des résultats	177
4.	Bilan de l'étude.....	179
4.	Etude des algorithmes de post-traitement.....	179
1.	Architecture des algorithmes	179
2.	Etude des algorithmes et limites	180
a.	Méthodologie d'essai des algorithmes	180
b.	Sensibilité des algorithmes.....	183
5.	Essais des algorithmes sur profils type	185
6.	Solution alternative.....	189
	LISTE DES RÉFÉRENCES.....	191
	LISTE DES FIGURES	195

Nomenclature

Nomenclature (alphabet romain)

a	angle de vilebrequin	degré
c	vitesse reliée au processus de détente isentropique	m/s
Cp	capacité calorifique à pression constante	J/kg /K
°C	degré Celcius	
D	diamètre	m
f	fréquence	hz
g	accélération de la pesanteur	m s-2
h	enthalpie	J/kg
H	relatif au circuit d'huile	
K	Kelvin	
L	longueur	m
$\dot{m}, Qm$	débit de masse	kg/s
N	nombre de tours par minute	s-1
P	Puissance	watt
P	pression	Pa
R	constante de gaz parfait	J/kg/K
r	rayon	m
S	surface	m2
s	entropie	J /kg/K
t	temps	s
T	température	K, °C
U	vitesse d'entraînement	m/s
V	vitesse absolue, tension	m/s, Volts
v	vitesse algébrique	m/s
°V	lié au degré de vilebrequin	
W	travail spécifique	J/kg
W	vitesse relative	m/s
z	altitude	m

Nomenclature (alphabet grec)

Δ	différence, écart
Ω	vitesse angulaire
ρ	masse volumique
τ	couple sur l'arbre
Π	taux de compression

Indices

0	absolu, conditions d'arrêt
1	entrée compression
2	sortie compression
3	entrée détente
4	sortie détente
<i>adia</i>	processus adiabatique
<i>C</i>	relatif au compresseur
Corr	valeur corrigée
<i>f</i>	lié aux frottements
<i>is</i>	conditions ou processus isentropique
<i>mn</i>	minute
<i>moyenne</i>	valeur moyennée
<i>ref</i>	référence
<i>rpm</i>	rotation par minute
<i>s</i>	processus adiabatique avec augmentation d'entropie
<i>stat</i>	statique
<i>T</i>	conditions d'arrêt ou totale
<i>T</i>	relatif à la turbine
<i>tt</i>	total à total
<i>tot</i>	total
<i>tr</i>	tours
<i>ts</i>	total à statique
<i>TM</i>	lié à la puissance dite « thermomécanique »
<i>u</i>	composante tangentielle
θ	composante azimutale

Abbreviations

BSR	Blade Speed Ratio= U/c
CTTM	Center Transfert et Technologie du Mans
CHRA	Central Housing Rotating Assembly- Ensemble Carter-Parties Tournantes.
CMT	Centre sur les Moteurs Thermiques. Valence. Espagne
KTH	Institut Royal de Technologie. Suède
MFP	Mass Flow Parameter : Débit massique réduit
MHI	Mitsubishi Heavy Industry. Japon
PAK	Logiciel d'acquisition et de traitement. Müller BBM
SP	Speed Parameter. Vitesse de rotation réduite

Organisation du mémoire

Le travail proposé doit permettre d'évaluer expérimentalement les effets provoqués par des écoulements pulsés sur les caractéristiques des performances de la turbine en instantané et en moyenne d'un turbocompresseur de suralimentation.

Dans un premier temps, une étude des différents moyens d'essais existants, permettant de reproduire les effets pulsés en entrée de la turbine d'un turbocompresseur est présentée. Cette étape a pour but d'analyser et de comparer les différentes technologies de banc d'essai, et d'évaluer les avantages et les inconvénients de chacun.

Suite à cet état de l'art des moyens d'essais actuels, les différentes étapes de mon travail de thèse seront présentées tout au long des cinq chapitres qui constituent ce mémoire de thèse.

L'architecture et la mise place proprement dite du banc de génération d'écoulement pulsé retenu est présentée au chapitre II. Dans celui-ci, je développerai les moyens mis en œuvre pour installer une instrumentation spécifique, conçue en interne, pour mesurer le comportement du turbocompresseur en relation directe avec le degré vilebrequin, et dans des conditions représentatives d'un environnement moteur. Ce développement est principalement axé sur les techniques expérimentales propres à obtenir la mesure du débit instantané, ainsi que de la température instantanée.

Ainsi, le chapitre III, présente les étapes de mise en œuvre de l'instrumentation spécifique propre à répondre aux besoins évoqués pour disposer d'un nouveau moyen d'essai capable de reproduire les effets pulsés que l'on peut trouver à l'échappement d'un moteur à combustion interne. Ce moyen d'essai se veut à la fois, adaptable aux bancs d'essai turbocompresseur du CRITT M2A, mais également flexible afin de reproduire différents types de moteurs.

Dans le chapitre 4 sont présentés les premiers résultats obtenus avec les conditions d'essais utilisant le système mis en place pour simuler le régime pulsé avec, comme support expérimental, un turbocompresseur existant. Une analyse des différentes procédures d'exploitation des résultats est présentée afin de restituer des résultats cohérents en régime d'écoulements stationnaires et pulsés.

Enfin, dans le dernier chapitre de conclusions, on fera un point sur les résultats obtenus ainsi que sur les possibilités d'exploiter d'autres résultats qu'il n'a pas été possible d'obtenir faute de temps, mais que le banc d'essai est capable de simuler en l'état actuel de son développement. Les perspectives d'utilisation potentielles de celui-ci seront évoquées, en particulier pour permettre de faire varier d'autres paramètres pour affiner leurs importances relatives.

Introduction générale

Cette partie est consacrée, en premier lieu, à rappeler le principe de suralimentation des moteurs à combustion interne. Puis, une rétrospective de la bibliographie concernant les recherches effectuées plus particulièrement en écoulements pulsés est proposée. Le contexte de la mise en place des moyens d'essai au centre d'essai du CRITT M2A est ensuite abordé.

1. Rappel sur le principe de suralimentation des moteurs à combustion interne

Afin de bien cadrer le contexte de notre étude, nous allons d'abord rappeler succinctement le fonctionnement d'un moteur thermique à quatre temps.

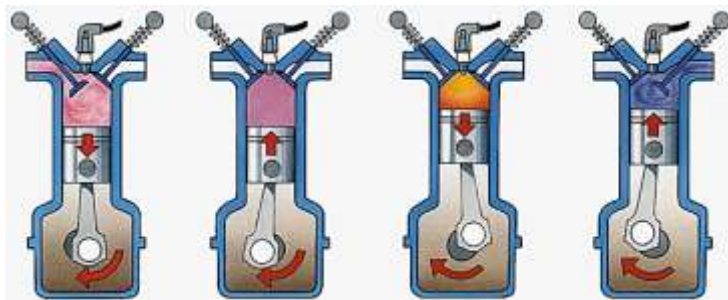


Figure 1 : Principe du fonctionnement du moteur à quatre temps (larousse.fr)

Le cycle d'un moteur à combustion interne à quatre temps peut se décomposer de la manière suivante :

- 1^{er} temps : l'admission. La soupape d'admission s'ouvre, le piston descend et de l'air est alors aspiré dans le cylindre.
- 2^{ème} temps : la compression. La soupape d'admission se referme et le piston remonte. L'air contenu dans le cylindre est alors comprimé.
- 3^{ème} temps : la combustion et la détente. Le carburant est injecté dans le cylindre, et le mélange air et carburant est allumé. La combustion du mélange entraîne alors une augmentation de la pression et de la température qui repousse le piston et entraîne une détente des gaz.
- 4^{ème} temps : l'échappement. Une fois le piston arrivé au point mort bas, la soupape d'échappement s'ouvre et le piston remonte. Les gaz brûlés sont alors poussés hors du cylindre.

L'énergie thermique est produite par la combustion du carburant avec le dioxygène de l'air dans le cylindre. La quantité d'énergie produite dépend de la quantité de mélange. Par conséquent, si on souhaite augmenter la quantité d'énergie produite au moment de la combustion, il faut augmenter la quantité de carburant injectée mais également la quantité d'air injectée pour se rapprocher des proportions stœchiométriques.

En considérant que le dioxygène de l'air dans le cylindre se comporte comme un gaz parfait, on peut relier sa quantité de matière n à la pression P , au volume V et à la température T dans le cylindre ainsi qu'à la constante des gaz parfait R . On a alors :

$$n = \frac{PV}{RT}$$

On remarque qu'il y a trois solutions possibles pour augmenter la quantité n de dioxygène admise dans le cylindre. On peut :

- Augmenter le volume V d'air admis,
- Augmenter la pression P dans le cylindre,
- Diminuer la température T dans le cylindre (ce qui est difficilement faisable).

Augmenter le volume d'air admis entraîne l'augmentation de la cylindrée du moteur. Cette solution bien que longtemps utilisée tend à accroître la taille et, par conséquent, la masse du moteur. Augmenter la pression dans le cylindre permet d'y augmenter la quantité d'air admis tout en conservant la même cylindrée. Afin d'accroître la pression dans le cylindre lors de la phase d'admission, un compresseur est placé dans la ligne d'air d'admission du moteur. Il existe deux manières d'entraîner ce compresseur. Il peut être entraîné directement par le moteur grâce à une courroie : on parle alors de « super-charger ». Autrement, il peut être entraîné par une turbine qui puise de l'énergie dans celle contenue dans les gaz d'échappement : on parle alors de turbocompresseur. Dans cette étude seul le cas des turbocompresseurs sera abordé. Les turbocompresseurs sont implantés dans le moteur comme l'indique schématiquement la Figure 2 :

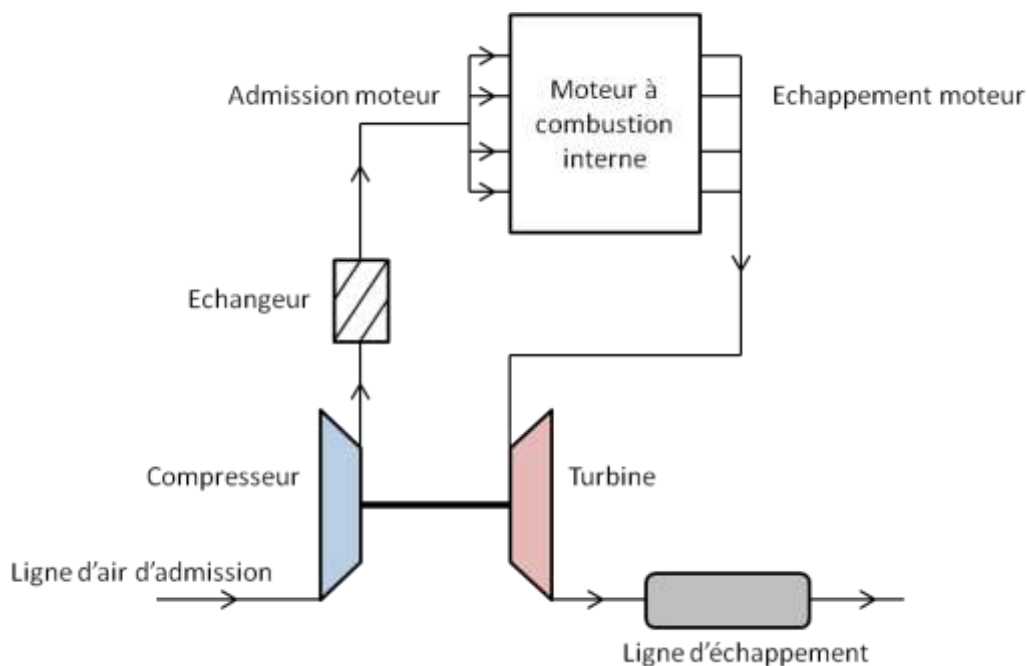


Figure 2 : Schéma de fonctionnement d'un moteur suralimenté par un turbocompresseur

La compression de l'air par la roue du compresseur entraîne un échauffement de celui-ci. L'utilisation d'un échangeur en sortie du compresseur permet de refroidir cet air, et ainsi d'augmenter sa masse volumique, avant qu'il ne pénètre dans le cylindre. La turbine est placée à l'échappement du moteur. Elle permet de récupérer de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement. Elle est placée le plus proche possible des cylindres pour limiter les pertes thermiques. Cette implantation a pour conséquence de faire fonctionner la turbine dans un environnement très instationnaire, dominé par les pulsations créées à l'ouverture des soupapes d'échappement.

Il faut noter que la tendance actuelle de réduction de la taille des moteurs appelée « Downsizing », se traduit par une réduction de la cylindrée et du nombre de cylindres. De plus en

plus de moteurs ont une architecture à trois, voire deux cylindres. Cette diminution du nombre de cylindres s'accompagne en général, d'une augmentation des instabilités à l'entrée de la turbine.

Une des difficultés liée à l'utilisation d'un turbocompresseur consiste à savoir coupler parfaitement le turbocompresseur au moteur. Pour optimiser ce couplage, il est nécessaire de tester le turbocompresseur dans des conditions qui s'approchent le plus possibles des conditions d'une utilisation réelle sur moteur. Les turbocompresseurs sont alors testés sur des bancs d'essais dédiés qui permettent de mesurer leurs performances sur l'ensemble de la plage de fonctionnement. Comme il est très difficile de maintenir, au niveau d'essais de réception, ou via des essais comparatifs, tous les paramètres indépendants les uns des autres, les caractéristiques d'un turbocompresseur sont toujours initialement mesurées sur des bancs d'essais spécifiques en conditions stationnaires et stabilisées. On rappelle que la terminologie utilisée dans ce mémoire correspond aux cas suivants :

- Pulsé ou écoulement pulsé: phénomènes liés aux fréquences de rotation du moteur (ou des cycles cylindres)
- Instationnaires ou écoulement instationnaires : phénomènes liés aux fréquences de rotation du turbo
- Transitoire ou écoulement transitoire : phénomènes liés aux phases d'accélération et /ou décélération

Ces procédures permettent d'établir, dans un premier temps, des cartes de performances à partir desquelles il sera possible d'effectuer des comparaisons entre différentes géométries avec des conditions bien référencées et reproductibles à l'entrée du turbocompresseur.

Cependant, la prise en compte des effets pulsés est une préoccupation qui a été mise en évidence depuis environ 40 ans. Elle fait, cependant, encore l'objet d'études tant dans le domaine expérimental que dans le domaine de la modélisation analytique et numérique comme cela est évoqué dans le prochain paragraphe.

2. Etat de l'art sur les recherches dans les turbocompresseurs de suralimentation automobile

La différence des performances des turbocompresseurs et plus particulièrement celles des turbines observée entre les bancs d'essais usuels et le fonctionnement réel sur moteur est connue depuis longtemps et a été attribuée au moins en partie à la nature instationnaires des écoulements dans les tuyauteries des gaz d'échappement, comparativement aux conditions stabilisées et stationnaires rencontrées sur banc d'essais. Bien entendu, une grande part des différences provient également des effets de transfert thermique compte tenu des dimensions même de l'ensemble turbocompresseur, et ce n'est que lorsque ces effets ont été pris en compte (avec plus ou moins de succès) que l'on attribue généralement ces différences aux effets instationnaires.

Il y a maintenant plus de 30 ans que la toute première étude portant sur le rendement d'une turbine radiale dans des conditions d'écoulement pulsé a été publiée, et il est maintenant possible faire le point sur les progrès réalisés pour être capable d'appréhender les performances en régime pulsé à partir de certaines expériences, ainsi que celles issues de la modélisation de la turbine intégrée dans un moteur turbocompressé.

Les efforts pour comprendre l'influence des pulsations d'écoulement sont limités par les difficultés d'obtention des performances en régimes instables. Aujourd'hui encore, très peu d'installations existent et répondent à ce problème. De plus en plus, cependant, les modélisations numériques permettent d'obtenir des résultats en régime non permanent. Des tentatives sont également déployées pour élaborer des méthodes d'analyse adaptées aux simulations de moteur. Dans ce paragraphe, un historique est présenté. Il a pour but de donner un aperçu de la compréhension actuelle des effets pulsés dans une turbine de turbocompresseur, les facteurs qui influencent l'obtention du rendement compte tenu des approches utilisées. C'est ainsi que sera mise en avant l'approche expérimentale retenue qui fait l'objet des travaux de thèse présentés dans ce mémoire.

3. Les progrès dans la compréhension des écoulements pulsés

Il est normalement possible de mesurer, par exemple, la pression d'entrée en régime pulsé, tandis que, pour la pression de sortie, on a comme habitude de mesurer une pression pariétale.

Pour la mesure de la puissance et/ou du débit massique, on mesure en général une quantité moyenne stationnaire. Il n'est pas donc pas surprenant que les résultats obtenus par divers auteurs soient, assez souvent, mal documentés ou même contradictoires comme indiqué par [1], [2].

Coté modélisation, la première tentative sérieuse pour décrire les problèmes liés au fonctionnement d'une turbine, soumise à des pulsations de moteur de gaz d'échappement, a été réalisé par Dale et Watson [2], [3] à l'« Imperial College » de Londres. Ces travaux ont été poursuivis par Baines et ses collaborateurs [4], [5] et [6] et a fait l'objet d'une synthèse publiée dans la référence [7]. Les principales conclusions peuvent être résumées comme suit :

- On observe de fortes différences sur les cartes de performances d'une turbine selon la nature pulsée ou non de l'écoulement. Ces différences démontrent clairement qu'en présence de conditions d'admission pulsées, la turbine ne fonctionne pas d'une manière quasi permanente.
- Des mesures de vitesses et d'angle effectuées [4] et [5] en entrée du rotor de turbine en régime stationnaire, puis en régime pulsé correspondant à un état stationnaire équivalent ont montré qu'elles étaient très semblables. Ce résultat suggère fortement que le rotor de la turbine fonctionne de manière quasi stationnaire pendant les phases pulsées. Les effets temporels doivent donc être présents principalement sur les parties fixes de l'étage de turbine.
- Différentes tentatives ont eu lieu pour modéliser les effets pulsés en traitant la volute comme un volume qui introduit un effet capacitif dans un circuit donné. Ces modélisations ont pu rencontrer un certain succès comme dans Chen [8] et [9] en utilisant les équations de la dynamique des fluides en instationnaire (approches dites « 1D ») avec une discrétisation prenant en compte les longueurs équivalentes des volutes ou des doubles volutes, leur conicité etc....comme c'est le cas dans [10] par exemple.
- Les effets de la fréquence et de l'amplitude des pulsations ont également été évalués. Les résultats suggèrent que la fréquence n'a pas d'influence notable sur la valeur moyenne du débit massique, mais il y a un effet certain de l'amplitude qui conduit à un niveau de débit massique décroissant avec l'augmentation de l'amplitude. La puissance de sortie de la turbine, cependant, augmente avec l'amplitude des impulsions et de leurs fréquences.

Tous ces résultats n'ont pas pu être vérifiés par des expériences. A titre d'exemple, il est actuellement difficile de mettre en œuvre des mesures visant à évaluer la répartition du débit massique moyen, et qui plus est instantané, tout autour de la périphérie de la volute en entrée de la roue.

Le rotor a été souvent traité avec une hypothèse d'écoulement quasi permanent. Un certain succès a été obtenu par ce genre d'approche dans le cas sans distributeur pour une turbine simple-entrée [6], puis double-entrée [11] mais ces actions n'ont pas été poursuivies compte tenu du développement d'approches monodimensionnelles mieux à même de décrire les variations spatio-temporelles incluant toutes les composantes des turbocompresseurs [12], ainsi que celui de des composants environnants. Cependant, un des problèmes fondamentaux dans l'utilisation des modèles qui sont injectés dans ces approches 1D est celui des hypothèses retenues pour introduire les effets des pertes. Les modèles restent assujettis aux hypothèses stationnaires ; cependant, leur mise en œuvre pour distinguer les pertes de la roue et celles des parties fixes ont permis d'améliorer, au cours des années, la précision des résultats par une meilleure prédiction des performances en régime stationnaire [13].

Comme souvent, l'exactitude de la prédiction des méthodes dépend aussi de l'existence et de la qualité des données expérimentales. Pour les turbines de turbocompresseur, même si ces données sont disponibles, elles ne couvrent souvent qu'une petite partie des points de fonctionnement du turbocompresseur. Dans la pratique, il faut ainsi souvent recourir à des extrapolations pour modéliser le fonctionnement global du moteur suralimenté. La modélisation correcte des pertes en particulier reste un problème en écoulement instationnaire.

Winterbone a également mis au point un banc d'essai en écoulement pulsé semblable à celui de l'Imperial College [14], [15]. Il a également été en mesure d'évaluer les effets d'un écoulement pulsé sur les caractéristiques. Bien qu'aucune mesure de vitesse n'ait été effectuée, la mesure de la pression en sortie de la turbine a montré une variation faible mais significative de celle-ci lors du cycle pulsé. Ce résultat est compatible avec l'hypothèse d'un rotor réagissant de façon quasi permanente, mais indique que l'on doit également veiller aux conditions aux limites imposées en aval de tout modèle représentant une turbine.

Différentes améliorations ont été apportées, par d'autres auteurs, comme Chen [8], [9] ou Abidat et al. [10], pour tenir compte des particularités de certaines composantes fixes. Les résultats de ces différents travaux de modélisation suggèrent que la fréquence de pulsation n'a pas une influence notable sur la valeur du débit moyen, mais a un effet certain sur l'amplitude de ces fluctuations. Il faut garder en mémoire que ces effets dépendent fortement des conditions aux limites imposées lors des modélisations ou encore de la conduite même des essais lorsqu'on effectue des campagnes expérimentales.

Notons également qu'il existe des modèles plus complets comme ceux de Hu [16], [17], [18] et King [19], basés sur le travail d'Ehrlich [20], [21], qui prennent en compte le rotor en tant que tel. Ces modèles souffrent cependant d'un manque de précision quant à la prise en compte des fonctions de transfert entre composants du turbocompresseur.

Pour ce qui concerne les approches numériques, le développement des méthodes RANS et URANS, permettent d'obtenir, avec des temps calcul parfois prohibitifs, des informations plus précises en espace et en temps du moins pour des fréquences similaires à celles des écoulements pulsés et des fréquences relatives au passage des aubes des parties tournantes.

En principe, n'importe quel problème en écoulement pulsé peut être modélisé avec précision et résolu par le biais de Navier-Stokes instationnaire. La première référence publiée est celle de Lam et al. [22], qui donne beaucoup de détails de la démarche retenue. Une turbine complète avec un conduit d'admission droit a ainsi été modélisée en utilisant différentes hypothèses en particulier celle qui se justifie par le fait que la fréquence des pulsations moteurs est nettement plus faible que celle de la rotation du turbocompresseur. Aucune comparaison avec les données expérimentales n'a pu être effectuée. Cependant, la forme générale des courbes de performances correspondait à celles obtenues par ailleurs par les modélisations ID, à savoir que la roue se comporte de façon à respecter l'hypothèse d'un écoulement quasi-stationnaire.

Dans l'ouvrage de Palfreyman D. et Martinez-Botas [23], la rotation du rotor de la turbine est explicitement prise en compte et la forme générale de la variation du rendement à travers un cycle de pulsation est bien reproduite, bien qu'il existe des différences significatives en amplitude sur une grande partie du cycle. Le débit-masse est, par contre beaucoup moins bien prédit.

Les différences entre les rendements en écoulement stationnaire et en écoulement pulsé obtenus dans le cadre de l'étude précitée sont nettement supérieures à celles prévues dans [22]. De plus, on constate que l'évaluation classique des rendements isentropiques donne des résultats physiquement irréalistes qui semblent découler d'une mauvaise application de la définition conventionnelle du rendement isentropique. Cette question sera évoquée plus tard dans la thèse lors de l'analyse des résultats obtenus.

On peut cependant d'ores et déjà rappeler les hypothèses implicitement appliquées dans toutes les études visant à représenter les courbes de performances des turbocompresseurs et en particulier le rendement isentropique de la turbine. En régime pulsé, l'évaluation de la chute d'enthalpie isentropique (qui intervient au dénominateur de l'expression du rendement) implique que toutes les variables dépendantes du temps soient mesurées au même instant. Logiquement, cette définition n'est pas satisfaisante, car le travail qui apparaît au numérateur, est délivré seulement par le rotor de la turbine alors que les variables qui sont utilisées au dénominateur, sont mesurées plus ou moins loin en amont de la volute de la turbine d'une part, et à l'aval de la roue de l'autre. En écoulement pulsé, les différents instants pour lesquels ces quantités sont mesurées devraient être connus, ce qui n'est pas le cas, d'autant plus que les déphasages sont souvent détectés, lesquels dépendent fortement des phénomènes de propagation convectif et acoustique présents dans toute turbine de turbocompresseur. Il est à noter que, selon que les expériences soient menées en écoulement « froid » ou en écoulement à température plus proche des cas réels, les effets de propagation acoustiques n'auront pas les mêmes conséquences. A titre d'exemple, les calculs effectués par Hellström et Fuchs [24], [25], montrent que les déphasages existent entre le débit, la pression, la température en entrée turbine et la puissance sur l'arbre. De plus ce déphasage varie pendant la période de la pulsation et dépend de la fréquence de celles-ci pour une configuration de turbine donnée. A supposer que la géométrie de la turbine soit modifiée, les valeurs de ces déphasages vont probablement également changer.

La synthèse de ces différentes études, proposée par Baines [26], suggère que les modèles ID, utilisés dans les approches systèmes restent aujourd'hui valables de point de vue de l'application industrielle ou même de recherche à condition d'être alimentés par des données expérimentales fiables permettant également de reproduire les effets cinématiques et thermiques instationnaires sur bancs d'essais dédiés.

Ainsi, disposer de moyens expérimentaux pouvant, même partiellement, remplir les besoins d'informations issus de ces constats reste un point clé de la compréhension des phénomènes en régimes pulsés afin de pouvoir en intégrer les effets dans des modèles dynamiques complets incluant tous les éléments du système énergétique à étudier avec les bonnes fonctions de transfert de chacun des sous-ensembles constitutifs.

4. Les moyens du CRITTM2A

Les relations entre le CRITTM2A et l'ENSAM de Lille ont été établies dès la création du site de Bruay-la-Buissière. C'est dans ce contexte que des étudiants de l'école ont pu bénéficier de stages lors des premières années de collaboration. Par la suite, le renforcement de celles-ci ont conduit à élaborer des thèmes de recherche permettant de bénéficier des installations expérimentales proposées par le CRITTM2A.

Le CRITTM2A mets à disposition des constructeurs, équipementiers et universitaires des moyens lourds et de haute technologie au sein d'un centre d'essais indépendant. Ses moyens expérimentaux sont principalement composés de :

- Un Centre d'Essais Turbocompresseurs comportant 5 cellules indépendantes.
- Un département Moteurs (7 bancs d'essais dont 1 GMP (Groupe Moto Propulseur), 4 bancs dynamiques)
- Un département Acoustique et Vibrations (chambres réverbérantes, chambre anéchoïque et semi-anéchoïque, ...)

Grâce aux moyens installés dans les 5 cellules d'essais, il est possible de recréer l'environnement moteur avec des paramètres contrôlés, mesurés et stables pour des tests d'endurance ou de mise au point sur la turbine, le compresseur et les pièces environnantes. Le centre d'essais du CRITTM2A a été conçu pour répondre aux attentes exprimées par les équipementiers turbo et les constructeurs automobiles.

Afin de développer et d'améliorer ses méthodologies d'essai, le CRITTM2A cherche à proposer des techniques d'essai qui permettent de tester les turbocompresseurs dans un environnement le plus proche possible de l'environnement moteur. Un de ses axes de développement et de recherche porte donc sur le développement d'une méthodologie expérimentale permettant de tester les turbocompresseurs en prenant en compte les effets pulsatoire créés par le moteur au niveau de l'entrée de la turbine.

C'est dans ce contexte que les travaux de cette thèse ont été menés. Ils ne prétendent pas donner une réponse à tous les problèmes évoqués, mais d'y répondre partiellement, via un montage expérimental dédié, pour être capable de restituer de façon contrôlée et répétitive, les conditions d'admission pulsés d'une turbine de turbocompresseur, via une instrumentation spécifique et une technique de dépouillement appropriées.

Chapitre I - Etat de l'art sur les essais des turbocompresseurs

I.1 Introduction sur les turbocompresseurs

Les turbocompresseurs automobile sont généralement constitués de trois éléments : la turbine, le compresseur et le carter central (CHRA : Central Housing Rotating Assembly-Ensemble Carter-Parties Tournantes). Ces 3 éléments sont ici présentés afin de rappeler leurs caractéristiques, leurs performances et la manière de les caractériser expérimentalement. On pourra se référer aux travaux publiés par Baines [7] et à la norme SAE [27] utilisée comme base au CRITT M2A, pour les essais de caractérisation des turbocompresseurs.

I.1.1 L'étage compresseur

I.1.1.1 Introduction

Dans le cadre de cette étude, ne sera présenté que le cas d'un compresseur centrifuge mono-étagé, sans pré-rotation, ce qui représente la grande majorité des compresseurs pour les applications automobiles. L'étage compresseur peut être divisé en trois parties : la roue, le diffuseur et la volute.

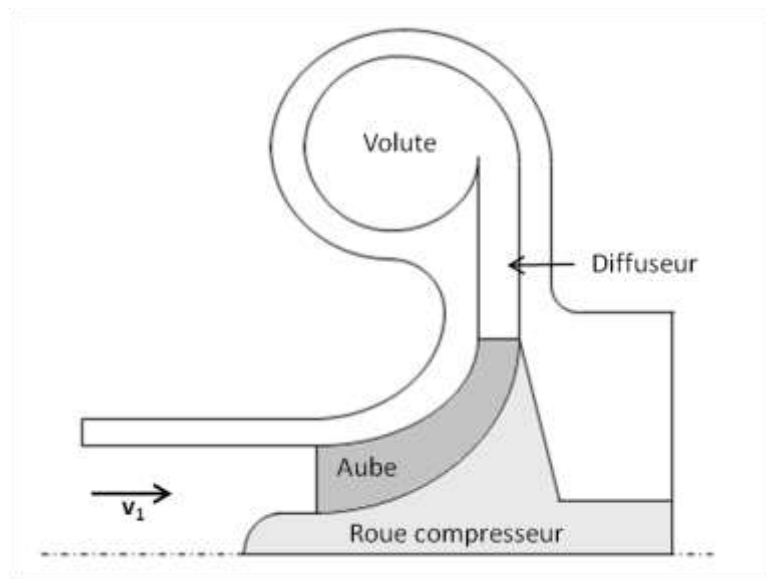


Figure 3 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge

La roue du compresseur transmet l'énergie au fluide, principalement sous forme cinétique. Cette énergie cinétique est ensuite transformée dans le diffuseur. Il en résulte une forte augmentation de la pression statique. Le dernier composant, la volute, permet au final, de réduire encore la vitesse du fluide, et de le collecter l'air à la périphérie du diffuseur.

I.1.1.2 Bilan énergétique sur la roue compresseur

Le travail transmis de la roue au fluide peut être exprimé à partir de la seconde loi de Newton. L'équation de moment de quantité de mouvement projeté sur l'axe de la roue en régime établi permet d'écrire :

$$\tau_T = \dot{m}_C \cdot (r_2 \cdot v_{\theta 2} - r_1 \cdot v_{\theta 1})$$

avec τ le couple sur l'arbre, r_i le rayon du point i à l'axe de la roue.

Le travail spécifique de la roue compresseur peut être exprimé comme le produit du couple par la vitesse de rotation divisé par le débit massique. On peut ainsi obtenir l'expression :

$$W_{s,C} = \frac{\Omega \cdot \tau_T}{\dot{m}_C} = \Omega \cdot (r_2 \cdot v_{\theta 2} - r_1 \cdot v_{\theta 1}) = u_2 \cdot v_{\theta 2} - u_1 \cdot v_{\theta 1}$$

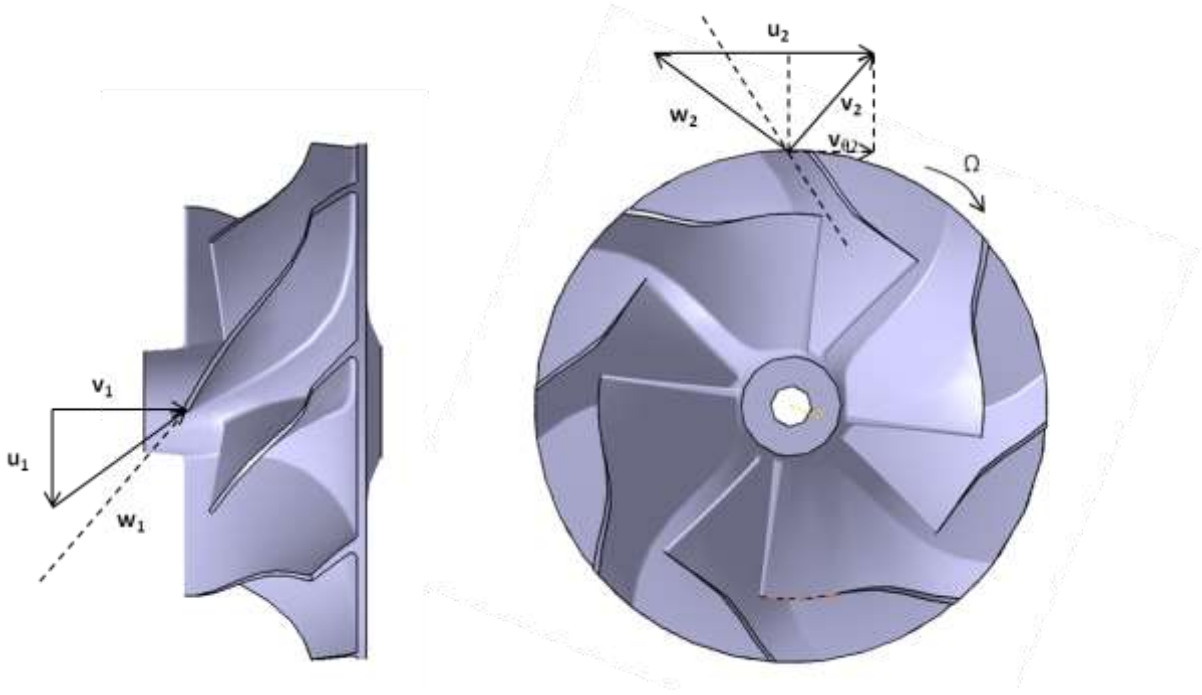


Figure 4 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge, les traits discontinus correspondent à l'orientation angulaire des aubes respectivement en entrée et en sortie du rotor

Le travail de la roue du compresseur peut également être exprimé d'un point de vue thermodynamique par l'application du premier principe. Dans le cas où la compression suit un processus adiabatique, on peut écrire :

$$W_s = \Delta h_C = h_{02} - h_{01} = c_{p,C} \cdot (T_{t2} - T_{t1})$$

La puissance du compresseur est calculée comme le produit du travail spécifique compresseur par le débit massique :

$$P_C = \dot{m}_C \cdot c_{p,C} \cdot (T_{t2} - T_{t1})$$

Le rapport de compression est défini entre la pression totale sortie volute, et la pression totale entrée roue. Elle peut s'écrire :

$$\Pi_{tt,C} = \frac{p_{t2}}{p_{t1}}$$

Le rendement de l'étage compresseur peut également être défini par rapport à la compression isentropique schématisée sur la Figure 5. La variation enthalpie isentropique est donnée par la formule :

$$\Delta h_{tt,C,is} = h_{02s} - h_{01} = c_{p,C} \cdot T_{t1} \cdot \left(\Pi_{tt,C}^{\frac{R}{c_{p,C}}} - 1 \right)$$

$$\eta_{tt,C,is} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\Delta h_{tt,C,is}}{\Delta h_C} = \frac{T_{t1} \cdot \left(\Pi_{tt,C}^{\frac{R}{\bar{c}_{p,C}}} - 1 \right)}{T_{t2} - T_{t1}}$$

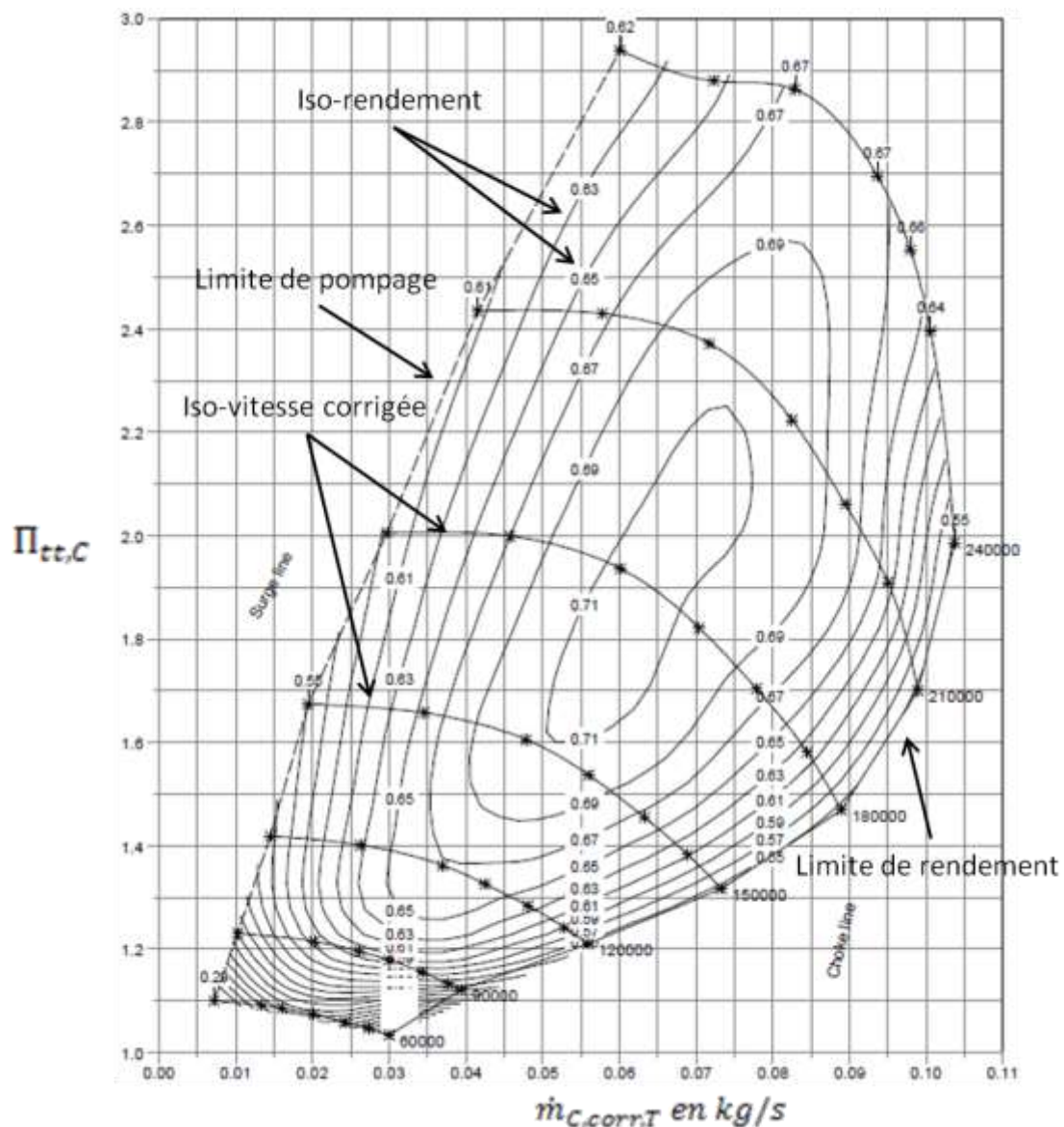
$$\dot{m}_{C,corr,T} = \dot{m}_C \cdot \frac{p_{ref}}{p_{t1}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_{ref,C}}}$$

$$N_{C,corr} = N \cdot \sqrt{\frac{T_{ref,C}}{T_{t1}}}$$
$$T_{ref,C} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$p_{ref} = 1000\text{mbar}$$

La cartographie de l'étage compresseur permet de représenter les points de fonctionnement, ainsi que les performances. Les iso-vitesses corrigées de rotation sont tracées en fonction du débit corrigé et du rapport de compression. L'extrémité gauche de chaque iso-vitesse est limitée par une zone dénommée limite de pompage. Cette limite physique correspond à une instabilité de

l'écoulement qui apparaît au moment où des recirculations du fluide ont lieu entre la sortie et l'entrée du compresseur. Ce phénomène arrive lorsque le débit circulant dans le compresseur devient trop faible pour un rapport de compression donné. Cette limite peut être destructive pour la roue du compresseur. L'extrémité droite de l'iso-vitesse est une limite de mesure qui est choisie lors de l'essai. Elle correspond à un rendement compresseur atteignant une valeur minimale fixée. Sur la cartographie ci-dessous, cette limite est choisie à 0,55 point de rendement. Elle peut être plus faible pour les plus basses iso-vitesse. L'iso-vitesse la plus élevée dépend des caractéristiques mécaniques et géométriques de la roue. La vitesse maximale est fixée à partir de la vitesse périphérique de la roue du compresseur ; ainsi, plus le diamètre de la roue est faible, plus la vitesse maximale de rotation est élevée. Elle est généralement comprise entre 580m/s et 600m/s. Une cartographie type des performances d'un compresseur est représentée par le graphique suivant :



I.1.2 L'étage turbine

I.1.2.1 Introduction

L'étage de la turbine permet la récupération de l'énergie des gaz d'échappement en sortie du moteur sur l'arbre en rotation. Il est généralement composé de la volute, d'un distributeur et d'une roue. Dans notre cas d'étude, le distributeur est lisse, la turbine est centripète et mono-étagée.

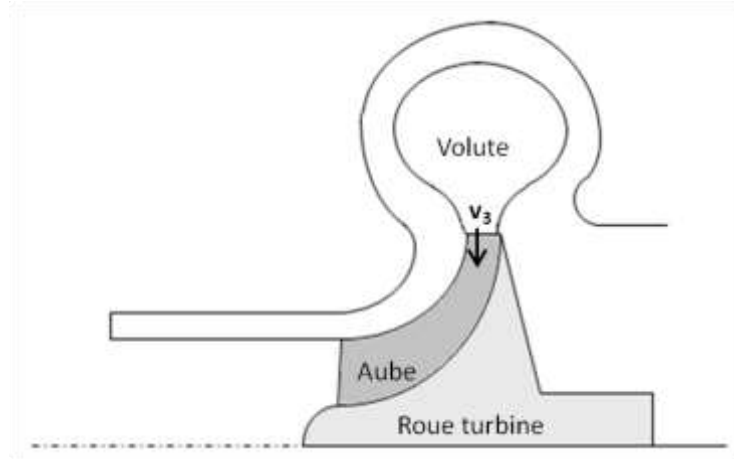


Figure 7 : Schéma d'un étage turbine centripète, sans prérotation

I.1.2.2 Bilan énergétique sur la roue compresseur

De la même manière que pour le compresseur, le travail mécanique transmis depuis le fluide vers la roue turbine peut être exprimé à partir de la seconde loi de Newton. L'équation de moment de quantité de mouvement projeté sur l'axe de la roue en régime établi permet d'écrire :

$$\tau_T = \dot{m}_T \cdot (r_3 \cdot v_{\theta 3} - r_4 \cdot v_{\theta 4})$$

Avec τ_T le couple sur l'arbre, r_i le rayon du point i à l'axe de la roue.

Le travail mécanique depuis la turbine peut ainsi être défini de la manière suivante :

$$W_{s,T} = \frac{\Omega \cdot \tau_T}{\dot{m}_T} = \Omega \cdot (r_3 \cdot v_{\theta 3} - r_4 \cdot v_{\theta 4}) = u_3 \cdot v_{\theta 3} - u_4 \cdot v_{\theta 4}$$

Avec

$$u_3 = \pi \cdot N \cdot d_T$$

Du point de vue thermodynamique, l'application du premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$W_{s,T} = \Delta h_T = h_{03} - h_{04} = c_{p,T} \cdot (T_{t3} - T_{s4})$$

Dans la pratique, il n'est pas possible de mesurer directement le travail de la turbine de cette manière, car la mesure de la température turbine n'est pas une mesure fiable, même sur banc turbocompresseur. L'écoulement en sortie de la turbine est très perturbé par des phénomènes de rotation résiduelle (swirl) qui peuvent entraîner, selon le rayon, de fort gradient de vitesse et de température dans le plan de mesure.

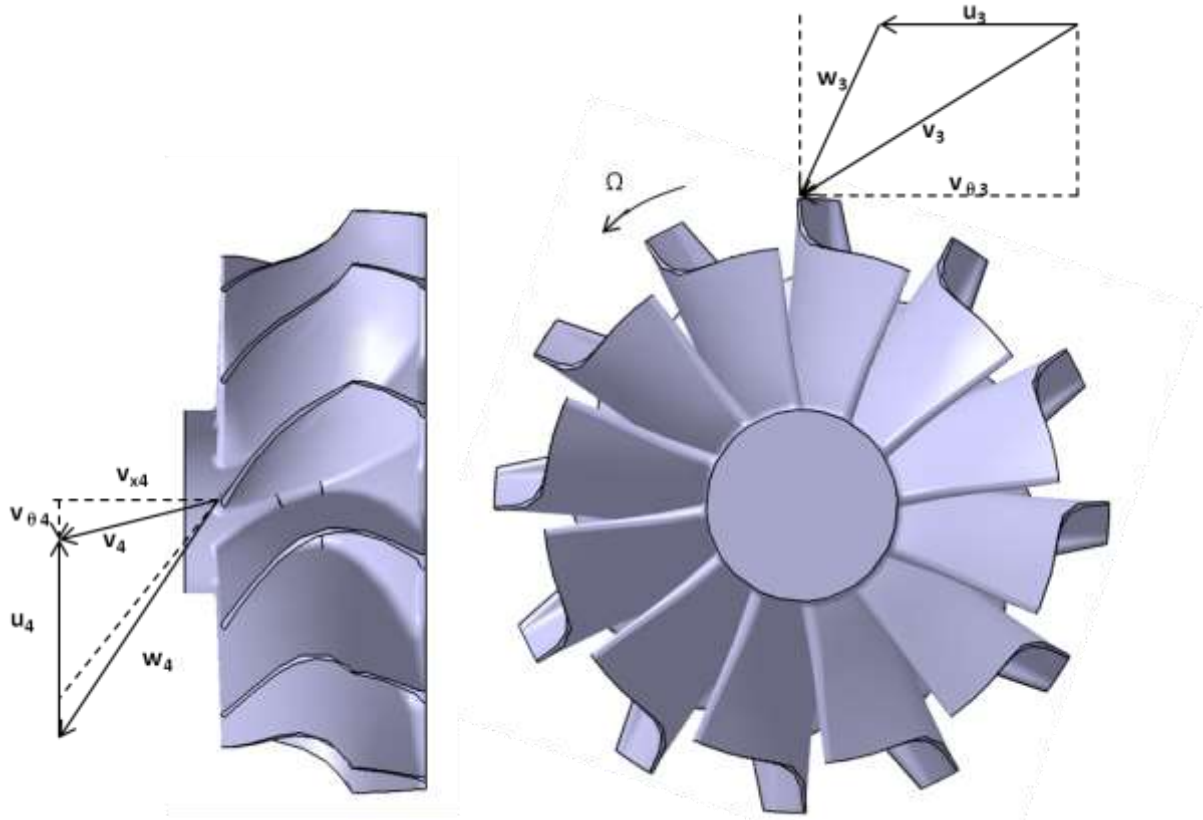


Figure 8 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge, les traits discontinus correspondent à l'orientation angulaire des aubages respectivement en entrée et en sortie du rotor

Dans les faits, le travail turbine est calculé à partir de l'étage compresseur en faisant un bilan de puissance sur l'ensemble tournant. On peut écrire :

$$P_C + P_T + P_f = 0$$

Avec P_f la puissance dissipée par les frottements.

La puissance dissipée par les frottements dans les paliers est difficilement quantifiable avec précision sans modifier fortement le turbocompresseur. Cette mesure peut être réalisée par l'adjonction d'un dynamomètre entre la turbine et les paliers. En conséquence, la puissance turbine est rarement mesurée. On introduit alors généralement, la puissance thermomécanique de la turbine définie par :

$$P_{TM} = P_T + P_f = -P_C$$

Contrairement à l'étage compresseur, la détente turbine est plutôt définie par un rapport de détente de la pression totale par une pression statique. En effet, il est généralement admis que la part de l'énergie cinétique à l'échappement est faible compte tenu de la section de passage du fluide. Le rapport de détente s'écrit alors :

$$\Pi_{ts,T} = \frac{p_{t3}}{p_{s4}}$$

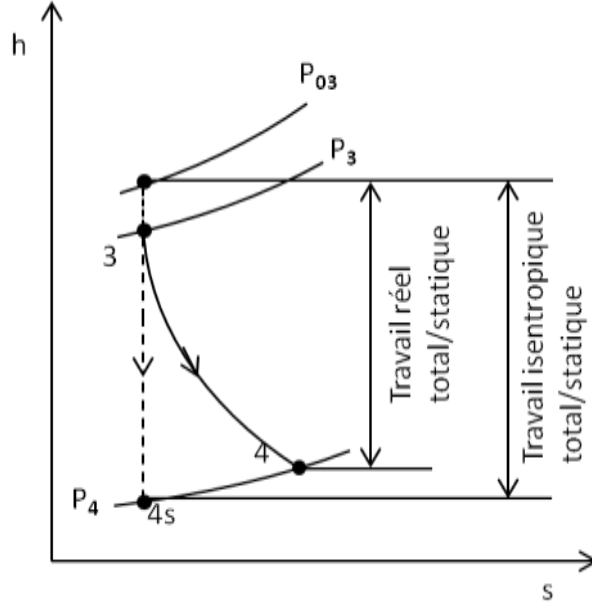


Figure 9 : Diagramme enthalpie entropie d'une détente adiabatique

Le travail isentropique de la turbine, défini sur le diagramme h-s sur la Figure 9 est calculé par la formule suivante :

$$\Delta h_{ts,T,is} = h_{03s} - h_{04} = c_{p,3} \cdot T_{t3} \cdot \left(\Pi_{ts,T}^{\frac{R}{c_{p,3}}} - 1 \right)$$

La puissance isentropique est calculée par la formule suivante :

$$P_{ts,T,is} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}$$

Il rendement thermomécanique de la turbine est alors défini par la relation ci-dessous :

$$\eta_{ts,TM,is} = \frac{P_{TM}}{\dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}} = \frac{P_C}{\dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}}$$

Pour évaluer les performances énergétiques de la turbine, il est nécessaire de connaître les performances de l'étage compresseur. Une erreur de mesure sur l'étage compresseur impacte donc aussi l'évaluation des performances de l'étage turbine.

La vitesse de détente isentropique est un paramètre fréquemment étudié pour les turbines. Cette grandeur représente la vitesse que le fluide aurait eue pour une détente idéale où toute l'énergie du gaz aurait été transformée en énergie cinétique.

$$c = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{ts,T,is}}$$

Le rapport de la vitesse périphérique, basé sur le diamètre d'entrée de la roue turbine, par la vitesse de détente isentropique permet d'obtenir le rapport de vitesse ou « Blade Speed Ratio » (BSR).

$$BSR = \frac{u_3}{c}$$

Le rendement thermomécanique de la turbine est souvent étudié en fonction du BSR. Il permet d'étudier la caractéristique géométrique de la roue turbine, et son adaptation avec la roue compresseur. Dans le cas d'une turbine centripète, le rendement maximal est généralement obtenu pour une valeur de BSR de l'ordre de 0,7.

De même que pour les performances du compresseur, les performances de la turbine sont étudiées en grandeurs corrigées ou réduites, telles que :

I.1.3 Le carter central

Le carter central contient le système de guidage en rotation de l'ensemble tournant avec butée axiale. Ce guidage peut être réalisé soit par des paliers en bronze, soit par des roulements à bille. Dans les deux cas, une lubrification en huile est nécessaire pour améliorer le coefficient de frottement et limiter l'usure. Cette lubrification peut également jouer un rôle de refroidissement du carter central en absorbant une partie de la chaleur provenant de l'étage turbine.

La puissance dissipée dans l'huile.

$$P_H = \dot{m}_H \cdot c_{p,H} \cdot (T_{H,out} - T_{H,in})$$

I.2 Méthodologie d'essai des turbocompresseurs de suralimentation sur banc

I.2.1 Introduction

Avant d'être monté sur un moteur à combustion interne, les turbocompresseurs sont testés sur des bancs d'essai dédiés. L'avantage de ces bancs d'essai est qu'ils permettent de faire varier de façon contrôlée certaines variables cinématiques ou thermodynamiques pour couvrir le maximum des zones de fonctionnement des turbocompresseurs en conditions stationnaires. De plus, il est également possible de modifier les paramètres d'essai de manière quasi-indépendante. Par exemple, une cartographie turbine peut être mesurée pour une température entrée turbine fixée et constante.

I.2.2 Architecture d'un banc d'essai turbocompresseur de type chaudière à gaz : « gas stand »

Les bancs d'essai turbocompresseur en conditions stabilisées permettent de reproduire les points de fonctionnement stabilisé d'un moteur. Pour cela, ils sont composés d'une source de fluide sous pression qui alimente la turbine en débit. Ce débit est réchauffé pour permettre de reproduire les conditions thermiques que l'on peut trouver à l'échappement d'un moteur. Cette réchauffe peut être réalisée, soit par un réchauffeur électrique, soit par une chaudière à gaz. Les bancs utilisés durant cette étude sont des bancs à chaudière à gaz. Un mélange stœchiométrique d'air comprimé et de gaz est brûlé dans une chaudière. Une fois brûlé, un débit d'air comprimé est ajouté aux produits de combustion, et l'ensemble est entraîné vers l'entrée de la turbine. Le mélange gaz et air comprimé permet de réguler la température en sortie chaudière tout en maintenant des conditions correctes d'inflammabilité. L'air comprimé ajouté aux produits de combustion permet de générer le débit en entrée turbine. Cette architecture autorise ainsi la régulation indépendante du débit et de la température en entrée turbine.

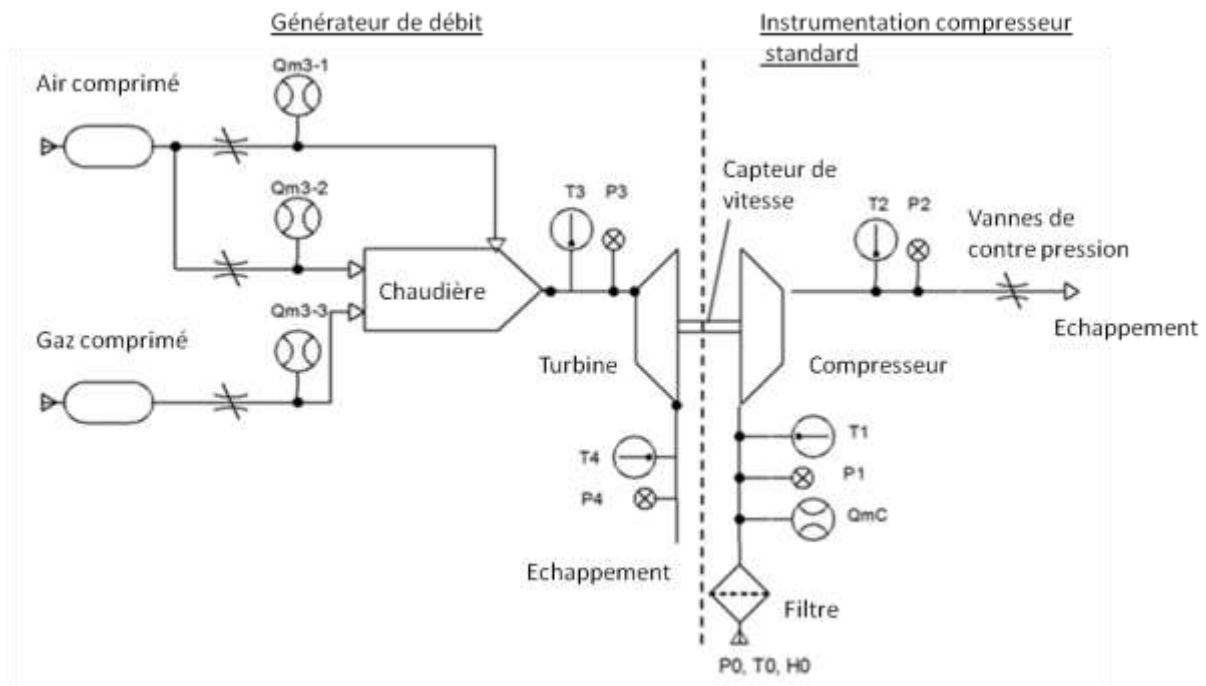


Figure 11 : Schéma d'implantation d'un banc d'essai de turbocompresseur de type "gas stand"

La régulation de la ligne d'air compresseur est réalisée en sortie du compresseur par des vannes qui permettent le réglage de la contre pression. La fermeture de ces vannes permet, pour une iso-vitesse du compresseur donnée, de se rapprocher de la ligne de pompage. L'ouverture des vannes tend à déplacer le point de fonctionnement vers la droite de la cartographie compresseur.

La lubrification des paliers est réalisée par un « groupe d'huile ». Il est composé d'une pompe asservie en pression qui permet une régulation de la pression d'huile pendant toute la durée de l'essai. Il est également composé d'un réservoir lui aussi régulé en température avec une limite maximale fixée à 130°C.

I.2.3 Instrumentation de base d'un banc d'essai

Cinq types de mesure sont généralement effectués sur ce type de banc d'essai :

- Mesure de la température. Les sondes de température sont : soit des thermocouples, qui mesurent la température sur les parties chaudes du banc d'essai (circuit d'admission d'air de la turbine), soit les sondes de type PT100, qui mesurent la température sur les parties froides (circuit d'air du compresseur).
- Mesure de pression. On distingue les capteurs de pressions absolues et relatives. Un capteur de pression absolu mesure la pression dans la cellule, et les capteurs de pressions relatives mesurent la pression en amont et en aval de la turbine et du compresseur.
- Mesure du débit. Les débitmètres sont généralement utilisés au niveau du compresseur et de la turbine. Ces capteurs sont généralement des débitmètres fonctionnant sur le principe du fil chaud (ou film chaud) et peuvent être doublés par des systèmes déprimogènes.

- Mesure du degré d'hydrométrie de l'air.
- Mesure de la vitesse de rotation. On utilise généralement un capteur magnétique..

Ces mesures permettent de déduire des grandeurs comme le rendement adiabatique, le rapport des pressions, le débit massique corrigé, le Blade Speed Ratio... Ces mesures sont ensuite réunies sous forme graphiques et permettent de représenter, comme cela a déjà été dit, la fonctionnalité du turbocompresseur dans une plage de fonctionnement donnée.

Cela étant, il faut garder en mémoire que les conditions d'essais diffèrent des conditions réelles de fonctionnement lorsque le turbocompresseur est installé sur le moteur. En voici une liste non exhaustive, qui essaie d'en dégager les différences majeures :

- Les transferts thermiques (internes et externes) sont négligés pour le calcul des grandeurs caractéristiques comme le rendement par exemple, alors qu'en réalité il existe des transferts de chaleur de la turbine vers le compresseur par exemple ;
- Le débit entrant dans la turbine est non pulsé, contrairement à celui produit par un moteur thermique ;
- La conduite en amont du compresseur est cylindrique et avec une longueur droite assez importante, contrairement à l'installation réelle dans le compartiment moteur ;
- Les pertes par frottement dans les paliers sont négligées ou doivent être évaluées séparément.

I.3 Les turbocompresseurs en régimes pulsés

I.3.1 Le comportement des turbocompresseurs

Sur banc d'essai turbocompresseur le flux entrant dans la turbine est, en général, non pulsé. Donc le rendement de la turbine est pris comme constant. Les formules classiques peuvent être utilisées pour calculer ce rendement. Par contre le flux d'échappement créé par un moteur est pulsé. Les grandeurs telles que la pression, la température et le débit sont donc très fluctuantes. Les mêmes formules, même moyennées sur une période, ne peuvent donc pas être appliquées, car les grandeurs résultantes comme le « Blade Speed Ratio », ou le rendement varient au cours du temps en particulier en fonction de l'angle vilebrequin. D'après la théorie, le rendement optimal d'une turbine à flux radial est obtenu pour une valeur du BSR voisin de 0,7. En flux pulsé, ce rapport varie constamment, le rendement optimum de la turbine va donc varier lui aussi.

Un BSR de 0,2 au début d'une pulsation est habituellement rencontré. Le rendement de la turbine correspondant est très faible. Sur un cycle moteur la turbine ne fonctionne donc quasiment jamais dans les conditions optimales pour laquelle elle a été conçue avec des hypothèses d'écoulements stationnaires. Cela est une des raisons pour expliquer pourquoi le rendement de la turbine testée sur banc moteur est plus faible que sur banc turbo.

Le flux pulsé a également un impact important pour une vitesse de rotation du moteur inférieur à 2000 tr/mn. Au-delà de cette valeur, le flux se rapproche d'un flux non pulsé. Par exemple un moteur 4 cylindres produit 4 pulsations tous les 2 tours de vilebrequin. À 2000 tr/mn soit 33 tour/sec il produit donc 66 pulsations par seconde soit 1 pulsation toutes les 15 ms (1/66). À 3000

tr/mn , il y a 1 pulsation toutes les 10 ms ... L'effet des pulsations ne devient alors plus prépondérant. Sont listées, ci-dessous, les autres conséquences provenant d'un écoulement pulsé :

- Conséquences sur le débit-masse entrée turbine :

Un moteur thermique d'automobile produit des gaz d'échappement de manière alternative conférant à ces gaz un comportement transitoire et périodique. Ces pulsations sont si rapides que la volute de la turbine n'est pas « remplie » en pression et en quantité de matière de façon constante dans le temps.

Il existe donc un retard entre le rapport des pressions de la turbine et le débit masse en entrée turbine. Une boucle d'hystérésis peut donc être tracée (débit-masse entrée turbine en fonction des rapports de pression de la turbine). Sur la Figure 12 est tracée la boucle d'hystérésis pour un flux non pulsé (noir) et pour un flux pulsé à 40 Hz (rouge), 70 Hz (vert) et 100 Hz (bleu). L'aire de la boucle augmente avec la fréquence des pulsations. Le flux devient de plus en plus pulsé et donc "instable". De plus à 70 Hz et 100 Hz la courbe représentant le flux pulsé se décale vers la gauche. Cela peut être lié au fait que le temps de remplissage de la volute devient trop court.

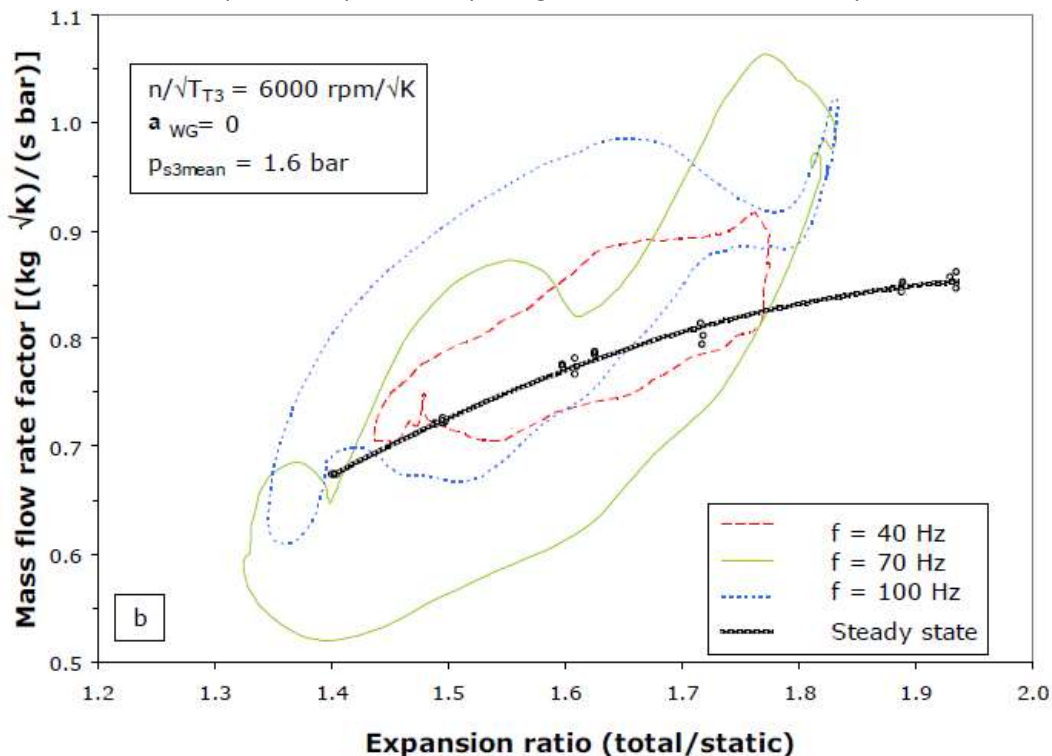


Figure 12 : Effet de la fréquence de pulsation sur la boucle d'hystérésis (débit massique en entrée turbine en fonction du rapport des pressions de la turbine). [28], [29], [30], [31].

A titre indicatif, le Tableau 1 résume les erreurs commises sur la valeur du débit masse en entrée turbine et le rapport des pressions totale-statique de la turbine en fonction de la fréquence des pulsations. Ces résultats confirment que les courbes de performances tracées en flux non pulsé ne décrivent pas le fonctionnement réel de la turbine.

$P_{S3\text{mean}} = 1.6 \text{ bar}$			
$f \text{ [Hz]}$	40	70	100
$M_{nd} \text{ [kg}\sqrt{\text{K}}/(\text{s bar})]$	± 0.012	± 0.013	± 0.013
ϵ_{TS}	± 0.011	± 0.011	± 0.011

Tableau 1 : Récapitulatif des écarts sur le débit massique en entrée turbine et le rapport des pressions de la turbine en fonction de la fréquence du flux pulsé. [28], [29], [30], [31].

Sur la Figure 13 est tracé le débit massique en fonction de l'angle vilebrequin à trois positions différentes : à la sortie de la soupape d'échappement, à la sortie du collecteur et à l'entrée de la turbine. La courbe qui nous intéresse est celle de l'entrée turbine (couleur verte). Le débit passe d'une valeur très faible (environ 5 g/s) à une valeur beaucoup plus élevée (environ 35 g/s) en 0,1 tour de vilebrequin environ. Sa valeur décroît ensuite progressivement pendant 0,5 tour de vilebrequin jusqu'à sa valeur minimale. Le débit a donc, comme prévu, une évolution fortement non stationnaire.

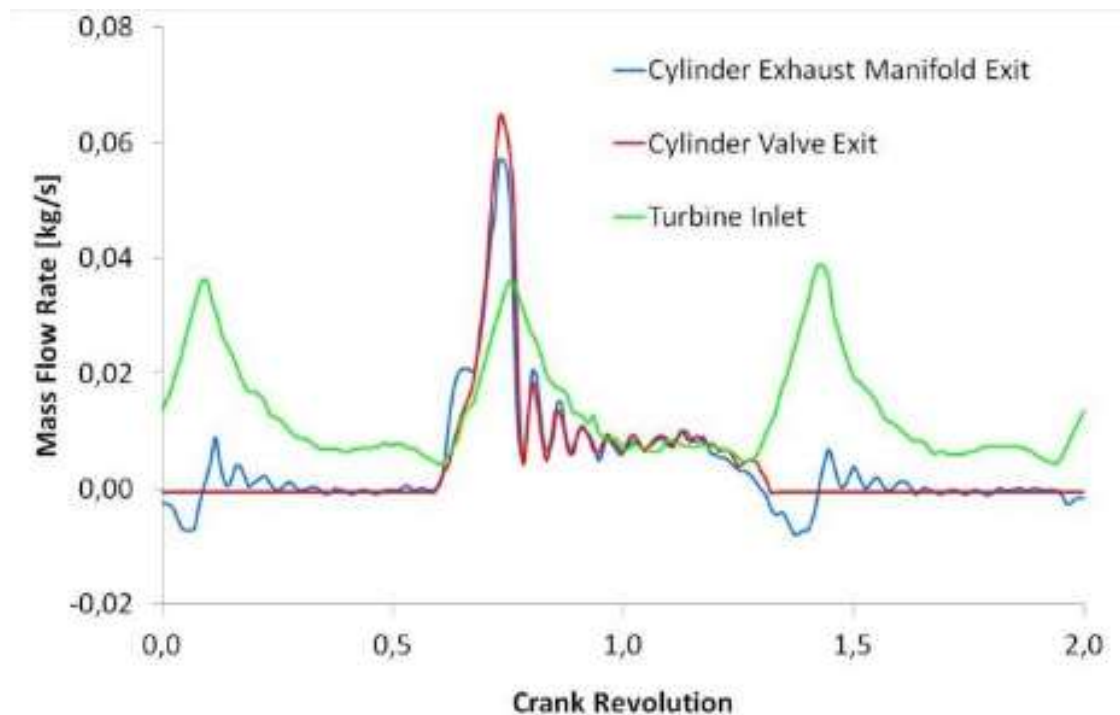


Figure 13 : Débit massique en fonction de l'angle vilebrequin à la sortie de la soupape d'échappement, à la sortie du collecteur et à l'entrée de la turbine. Réf [32]

Sur la Figure 14, on peut remarquer le caractère pulsatoire du débit massique en entrée turbine ainsi que la courbe obtenue pour le rendement turbine. Notons qu'il est difficile de retrouver dans les références citées, la manière exacte dont les rendements ont été calculés.

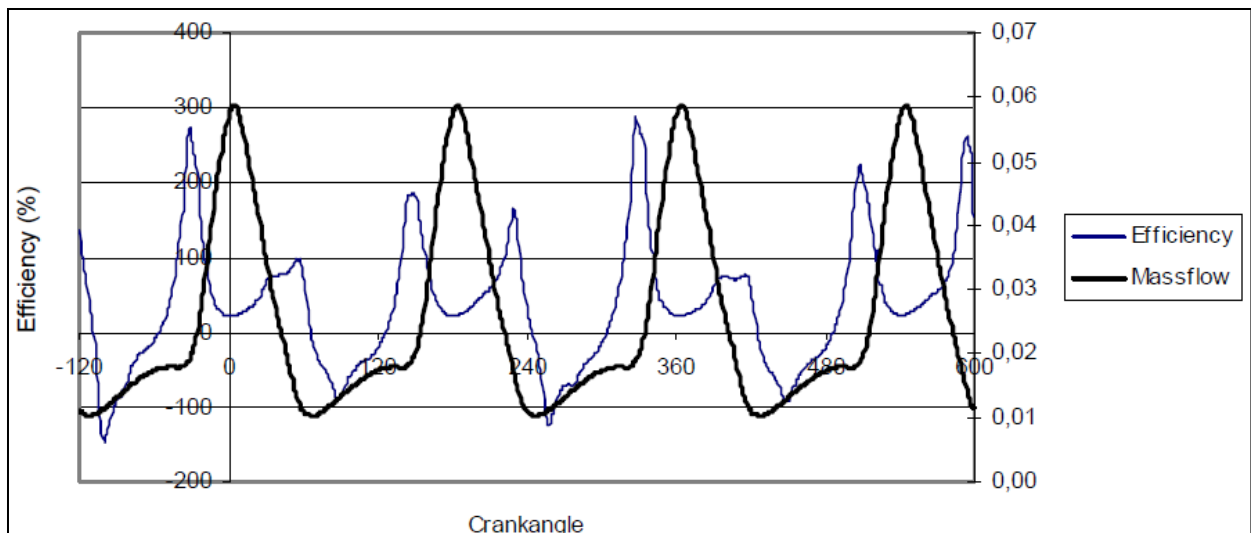


Figure 14 : Rendement de la turbine et débit massique en entrée turbine en fonction de l'angle vilebrequin. Réf [34].

▪ Conséquences sur le rendement de la turbine en fonction du « Blade Speed Ratio » :

Sur la Figure 15 est représenté le rendement instantané « total-à-statique » de la turbine en fonction du BSR. On remarque un grand écart entre le flux non pulsé (en noir) et le flux pulsé à 40 Hz (en rouge), 70 Hz (en vert) et 100 Hz (en bleu). L'aire des boucles augmentent quand la fréquence des pulsations augmente (dû à l'augmentation de la plage du rendement et du BSR). A 70 Hz, le rendement devient par moment supérieur à 1 ! Cela se produit quand la pression en amont turbine et le débit masse amont turbine sont au plus bas. Dans ces conditions le rotor est encore entraîné par effet d'inertie par le pic de la pulsation mesuré quelques instants plus tôt. Cet effet est accentué par le fait que la pulsation possède une fréquence très proche de la fréquence de résonance naturelle du circuit en amont turbine dans l'installation qui fait l'objet de ces résultats. Il faut ici noter que les conditions d'essais présentés dans la figure 15 ne sont pas les mêmes que pour la figure 12 . Les analyses comparatives sont donc difficiles à mener dans la mesure où on ne connaît pas exactement les conditions dans lesquelles les essais sont effectués.

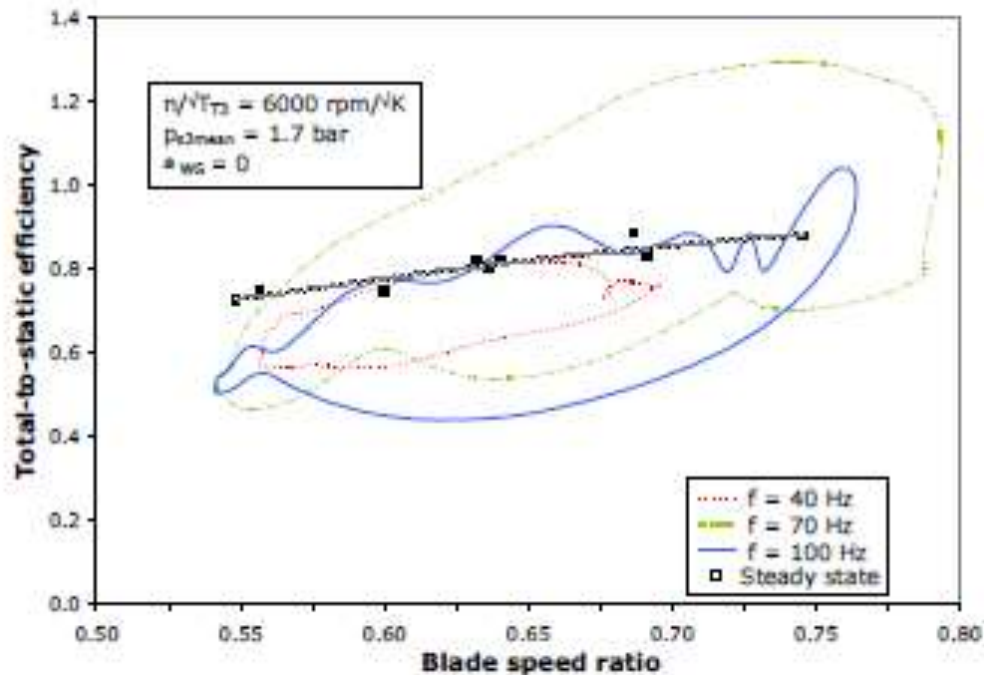


Figure 15: Impact de la fréquence du flux pulsé sur le rendement turbine en fonction du BSR. [28], [29], [30], [31].

Sur la Figure 16 est représenté le rendement de la turbine en fonction du BSR durant une pulsation. Le rendement démarre à 90 % pour descendre jusqu'à 20 % et remonter à 80 %. La plupart des points obtenus se trouvent dans la zone de bas rendement. Cela correspond au moment où le débit massique, le rapport des pressions et la pression en entrée turbine sont les plus élevés (en correspondance avec le pic de la pulsation).

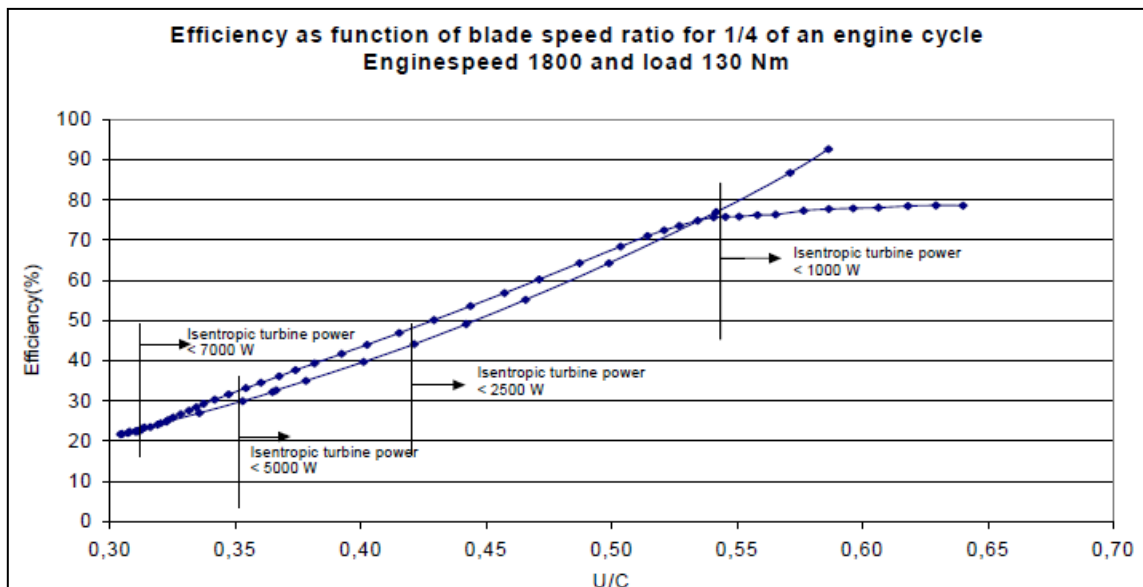


Figure 16 : Rendement filtré de la turbine en fonction du BSR durant une pulsation. Réf [33].

Sur la Figure 17 est représenté le rendement de la turbine en fonction du BSR pour un flux non pulsé. Les constructeurs de turbocompresseurs cherchent à avoir une valeur du BSR proche de

0,7 pour obtenir le meilleur rendement (possible en flux non pulsé). On peut imaginer que lors d'une pulsation moteur le point de fonctionnement évolue sur la partie gauche de la courbe (entre 0,3 et 0,6 du BSR). Le rendement de la turbine varie donc fortement avec le caractère pulsé du flux.

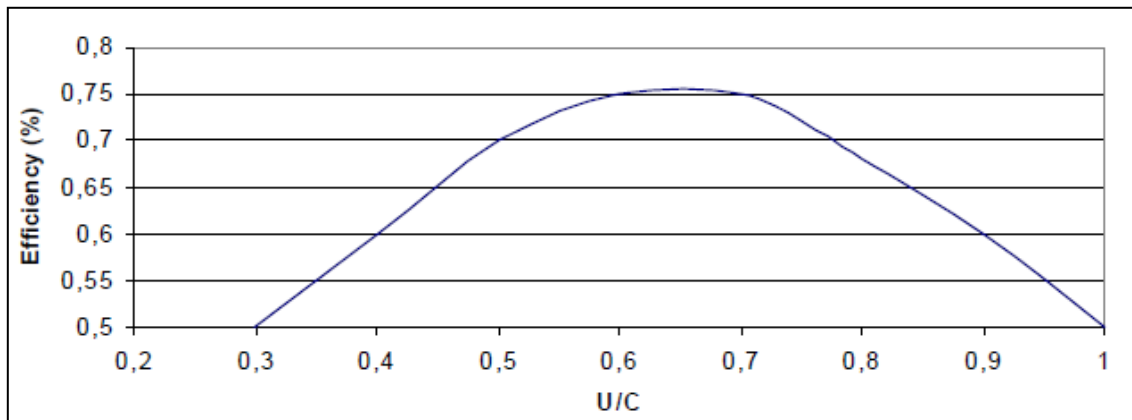


Figure 17 : Rendement de la turbine en fonction du BSR pour un test en flux non pulsé. Réf [33].

Un flux pulsé modifie également la forme de la courbe habituellement obtenue lorsque l'on trace le rendement de la turbine en fonction du BSR (Figure 18). Celui-ci est plus faible qu'en flux non pulsé pour un même BSR.

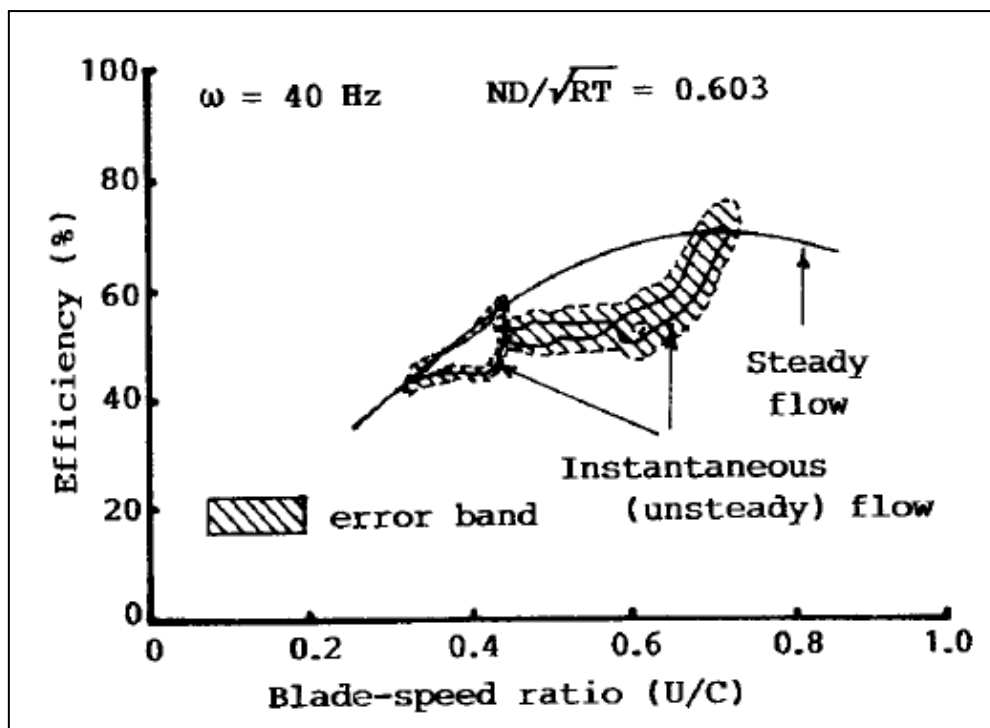


Figure 18 : Rendement de la turbine en fonction du BSR sous flux pulsé (40 Hz) et non pulsé. Réf [34]

En flux pulsé, on peut ainsi considérer que l'évolution du rendement de la turbine est composée de deux phases :

- Une première phase qui correspond à la phase montante de la pulsation : le rendement part d'une valeur maximale pour ensuite décroître. L'air qui arrive doit

entraîner la turbine, alors que celle-ci est en train de ralentir. Au maximum de la pulsation le débit et la pression en entrée turbine sont maximum. L'énergie apportée est élevée et le travail fourni également ; donc le rendement est au plus bas.

- Une deuxième phase correspondant à la phase descendante de la pulsation. Le débit et la pression diminuent mais la turbine est entraînée par effet d'inertie. Le travail fourni est donc quasiment identique mais l'énergie apportée est plus faible : le rendement augmente et atteint son maximum. A la fin de la pulsation la turbine tourne avec peu d'énergie, le rendement est donc élevé.

▪ Conséquences sur le rendement turbine en fonction de l'angle vilebrequin :

Sur la Figure 19 [32] on remarque que le rendement de la turbine et le BSR sont fortement dépendants des pulsations moteur. Il passe d'environ 25% à 70% durant une pulsation moteur. De plus, ce rendement dépend de la fréquence de la pulsation (Figure 20 Figure 18).

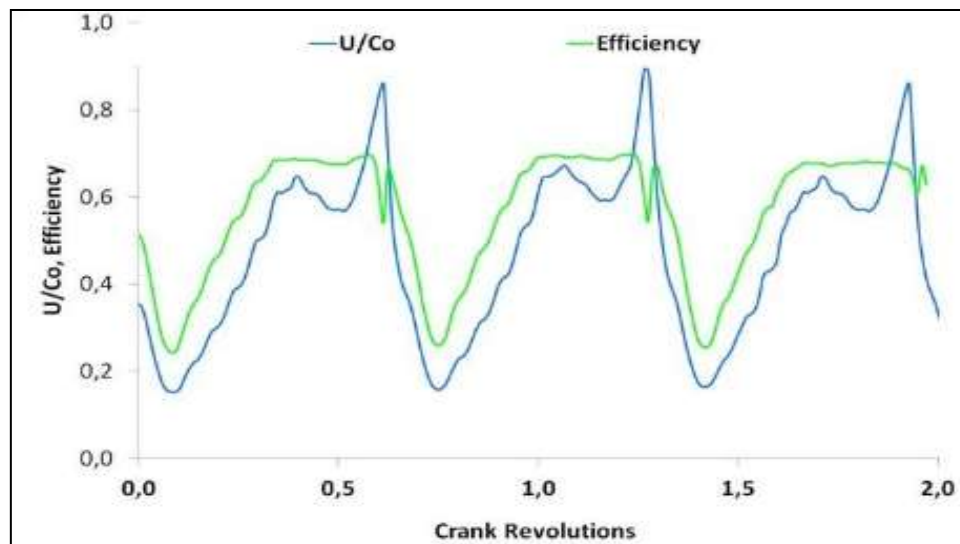


Figure 19 : Blade Speed Ratio et Rendement turbine en fonction de l'angle vilebrequin. Réf [32]

Sur la Figure 20 est tracé le rendement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin suivant différentes fréquences de pulsation. On peut voir que le rendement a tendance à être plus stable quand la fréquence des pulsations augmente. Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque la fréquence augmente, la valeur du débit se rapproche alors d'une constante.

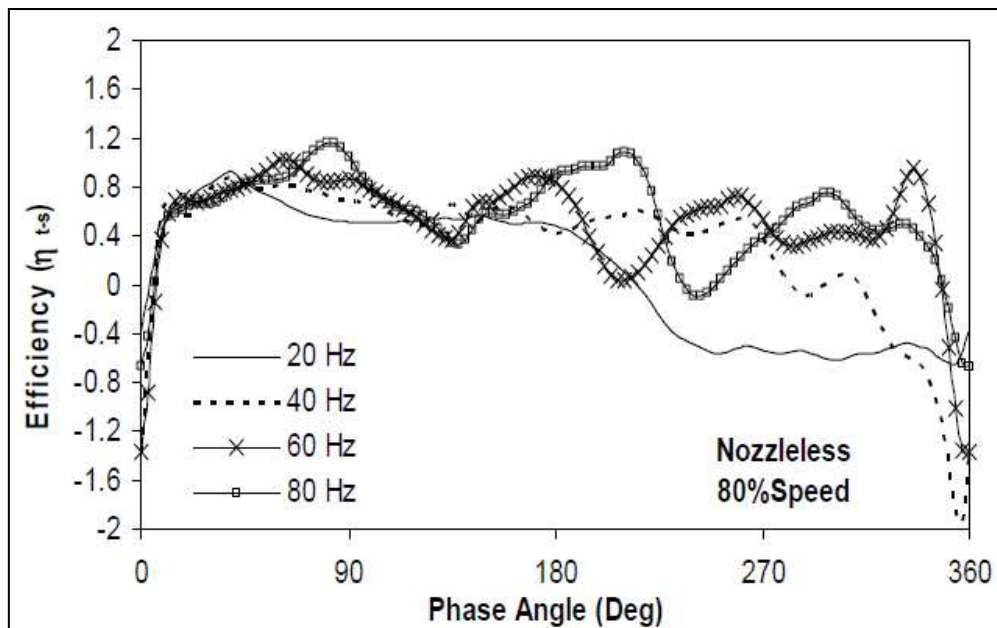


Figure 20 : Rendement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin selon la fréquence des pulsations. Réf [35]

I.3.2 Les différents types de bancs d'essais pulsés existants.

On présente, dans ce paragraphe, des bancs d'essais proposant une conception censée représenter l'écoulement réel sur moteur.

- Générateur de pulsations à vanne rotative

Dans ce montage (Figure 21) l'écoulement pulsé est générée par rotation d'une vanne avec une fente diamétrale. Cet élément est constitué d'un rotor cylindrique et d'un stator muni d'orifices d'entrée et de sortie. La vanne est entraînée par un moteur à vitesse de rotation variable. Cette configuration permet de contrôler les principales caractéristiques d'écoulement pulsé, telle que la valeur moyenne de l'amplitude, la forme et la fréquence des oscillations de pression à l'entrée et à la sortie de la turbine. Les essais peuvent être réalisés sur une turbine simple ou à double entrées, les paramètres thermodynamiques étant contrôlés indépendamment à chacune des deux entrées. Pour chaque branche en entrée de la turbine, l'écoulement pulsé est généré par un clapet rotatif. La vitesse de rotation de la vanne peut être ajustée dans la gamme de fréquence d'impulsion des gaz d'échappement d'un système de moteurs à plusieurs cylindres et à grande vitesse (10- 250Hz). Les paramètres d'impulsion de pression principale (amplitude et la valeur moyenne) à chaque entrée de la turbine peuvent être contrôlés correctement, en mélangeant de deux composants de flux (en régime constant et/ou pulsé) dans une jonction en Y et en plaçant en amont un réservoir.

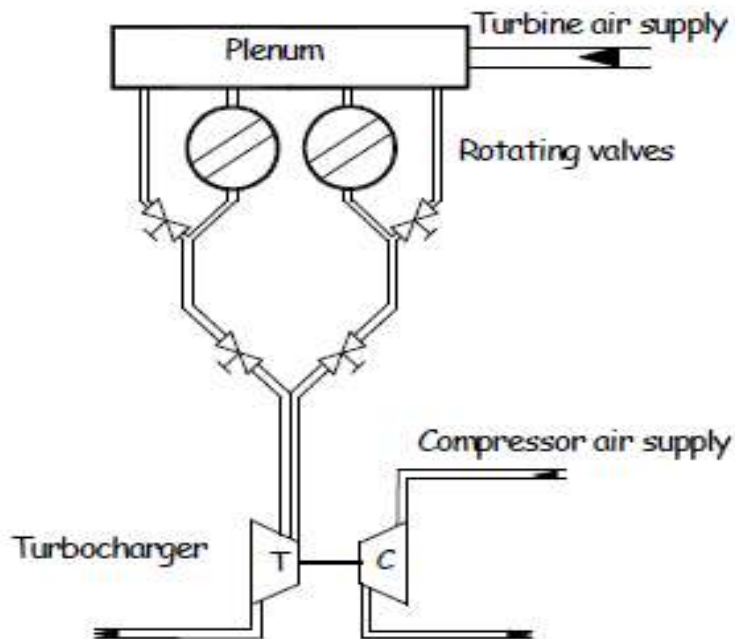


Figure 21-Générateur d'impulsion à vanne rotative [28], [29], [30], [31].

Dans cette section, une analyse détaillée des signaux de pression évaluée par la plate-forme d'essai est présentés, y compris l'effet de l'ouverture de la « wastegate ». La Figure 22, représente les valeurs de pression à l'entrée, et la sortie de la turbine lorsqu'on utilise le système générateur d'impulsion à vanne rotative. Les paramètres de fonctionnement sont pris en compte, se référant à une faible charge typique et de la vitesse du moteur ($n / \sqrt{TT3} = 3000 \text{ tr} / \sqrt{\text{K}}$, $f = 66,67 \text{ Hz}$, $P3M = 1.38 \text{ bar}$). La « wastegate » est ici maintenue complètement fermée ($A = 0$).

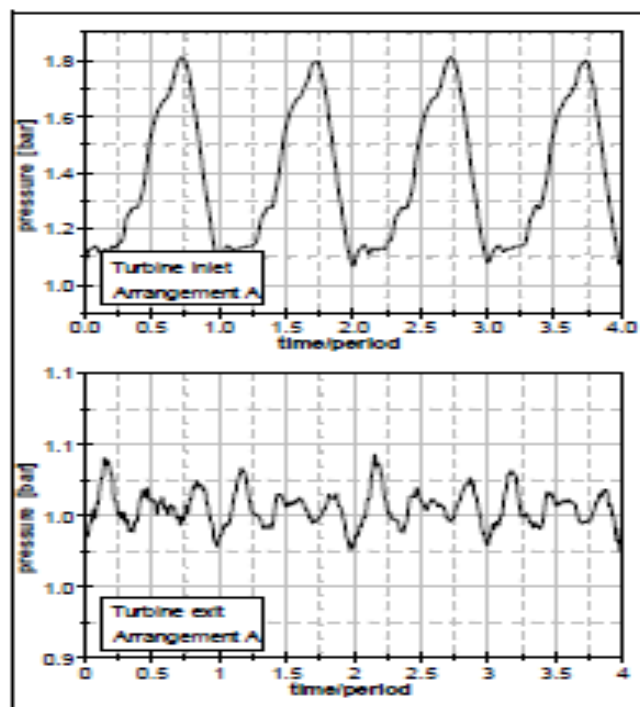


Figure 22-L'évolution de la pression l'entrée et à la sortie de la turbine [28], [29], [30], [31].

Système	Pression à l'entrée de la turbine [bar]			Pression à la sortie de la turbine [bar]		
	Pmax	Pmin	DeltaP	Pmax	Pmin	DeltaP
	1,8	1,08	0,72	1,18	1,08	0,1

Tableau 2: Récapitulatif des performances du générateur pulsation à vanne rotative

▪ Générateur de pulse à culasse :

Dans ce montage, un bloc cylindre est utilisé pour générer les impulsions de débit à l'entrée de la turbine en vue de se reproduire de façon plus réaliste les opérations de débit instable du turbocompresseur lorsque l'on travaille sur un moteur (Figure 23). Le bloc cylindre est monté sur un distributeur de débit (Figure 24) qui reproduit le moteur de référence. Un moteur électrique à vitesse de rotation variable est utilisé pour ajuster la fréquence d'impulsion sur la gamme typique des systèmes d'admission et d'échappement de moteur d'automobile (10 - 200 Hz). Les principaux composants du système sont : le distributeur de flux (conçu pour reproduire le bloc-cylindres du moteur), la culasse du moteur (équipé d'un système entièrement flexible) et le collecteur d'échappement.

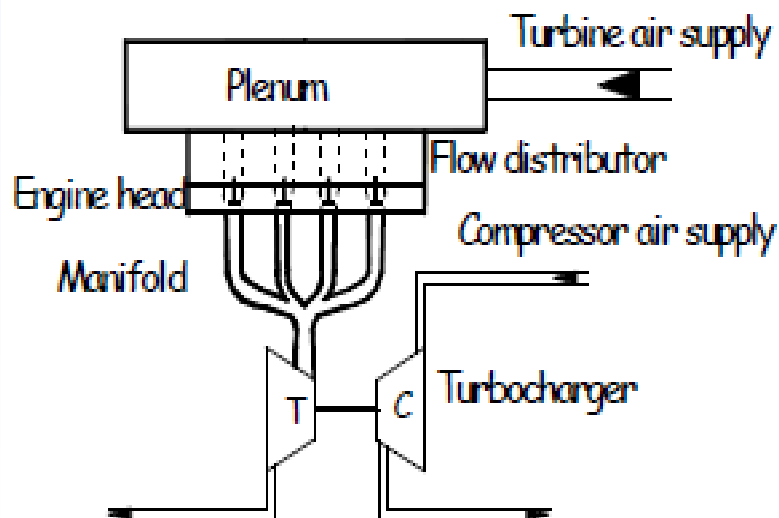


Figure 23-Générateur d'impulsion à culasse [28], [29], [30], [31].



Figure 24-Bloc cylindre [28], [29], [30], [31].

Dans cette section, une analyse détaillée des signaux de pression évaluée par la plate-forme d'essai est présentée, y compris l'effet de l'ouverture de la « waste-gate ». La Figure 25 représente les valeurs de pression à l'entrée, et la sortie de la turbine lorsqu'on utilise le système générateur d'impulsions à culasse. Les paramètres de fonctionnement qui sont pris en compte, se réfèrent à une faible charge typique et de la vitesse du moteur ($n / \sqrt{T_{T3}} = 3000 \text{ rpm} / \sqrt{K}$, $f = 66,67 \text{ Hz}$, $P_{3M} = 1.38 \text{ bar}$, $A = 0$). Là encore, la « waste-gate » est maintenue complètement fermée ($A = 0$).

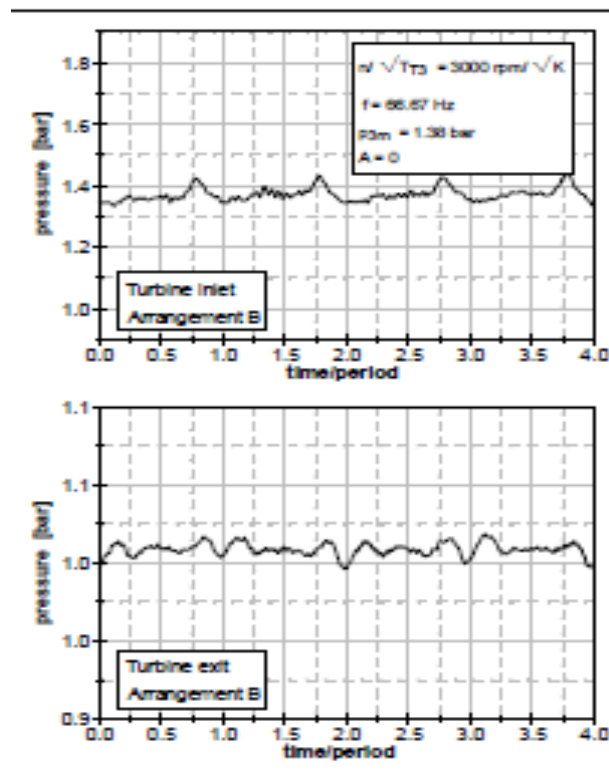


Figure 25-Evolution de pression à l'entrée et à la sortie de la turbine [28], [29], [30], [31].

Système	Pression à l'entrée de la turbine [bar]			Pression à la sortie de la turbine [bar]		
	Pmax	Pmin	DeltaP	Pmax	Pmin	DeltaP
	Vanne					
	1,43	1,35	0,08	1,18	1,08	0,1

Tableau 3: Récapitulatif des performances du générateur de pulsation à culasse

▪ Générateur d'impulsions à plaque rotative à orifice :

Dans ce montage l'écoulement pulsé est généré par la rotation de deux plaques. Un moteur à courant continu à vitesse variable contrôle la fréquence de rotation des plaques (la fréquence de la pulsation). La phase des impulsions de débit à l'entrée dans les deux branches peuvent être modifiée, soit pour être en phase ou déphasée. Les essais peuvent être réalisés sur une turbine simple ou double. La fréquence de pulsation est comprise entre 40 et 60Hz. Ce type d'installation expérimentale est disponible dans l'Imperial Collège de Londres, et concerne un banc d'essai moteur alternatif simulé pour les tests de turbocompresseur. Un diagramme schématique de cette installation est représenté sur la Figure 26 et les détails sont donnés dans Romagnoli et al. [36]. Les

deux flux de circulation d'air traversent un générateur d'impulsion d'air rotatif, qui se compose de deux plaques de broyeurs rotatifs. Ce dispositif expérimental a été initialement conçu par Dale et Watson [2] pour simuler la pulsation de gaz d'échappement d'un moteur. Les différentes démarches utilisées pour cette étude de conception sont décrites dans Romagnoli et al. [35].

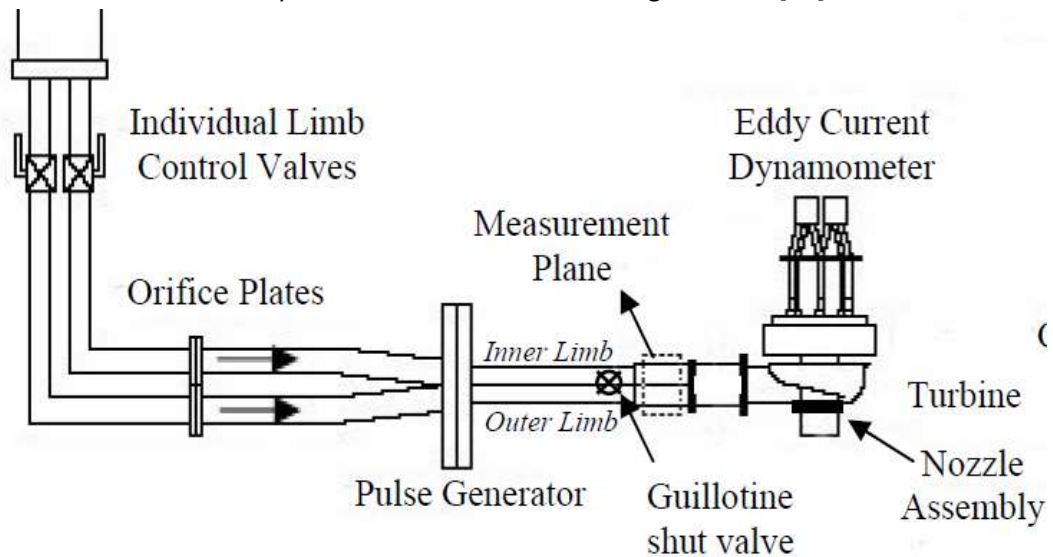


Figure 26-Générateur de pulsation à plaque [35]

Dans cette section, une analyse détaillée des signaux de pression évaluée à l'entrée de la turbine est effectuée. La Figure 27 montre les évolutions temporelles des valeurs de pression à l'entrée de la turbine lorsqu'on utilise le système générateur d'impulsions à plaque.

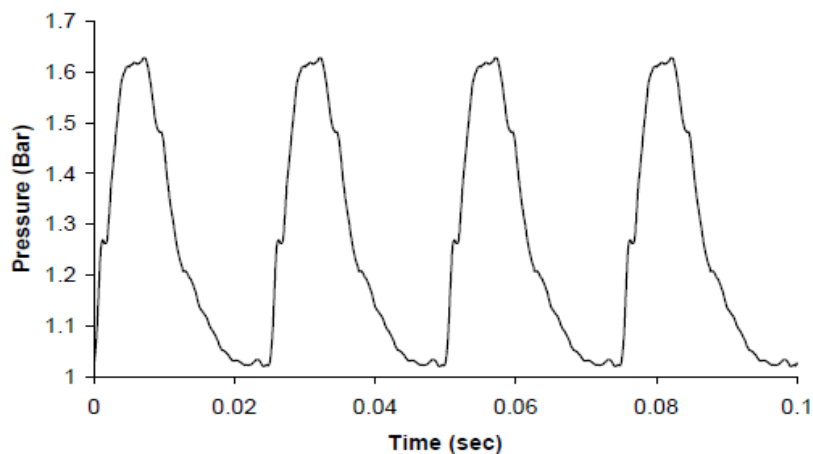


Figure 27- Evolution de la pression à l'entrée de la turbine [35]

	Pression à l'entrée de la turbine [bar]		
Système a plaque	Pmax	Pmin	DeltaP
	1,62	1,02	0,6

Tableau 4 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsations à vanne à plaque rotative à orifice

- Générateur d'impulsion à vanne à boisseau munie d'un orifice

L'appareil d'essai est représenté sur la Figure 28. L'air nécessaire pour le test est fourni au réservoir par l'intermédiaire d'un ventilateur fournissant un débit de $0,8 \text{ m}^3 / \text{s}$ à une pression de 200 kPa . Le débit masse est mesuré par un orifice installé en amont du réservoir. A partir de ce réservoir, l'air pénètre dans la turbine par l'intermédiaire d'une vanne rotative (Figure 29). La vitesse de rotation de la vanne est modifiée dans la plage de vitesse de $900\text{-}2100 \text{ tours/minute}$, correspondant à des gammes de fréquence de pulsation de $30 \text{ Hz-}70 \text{ Hz}$. Les essais sont réalisés sur une turbine simple [36], [37].

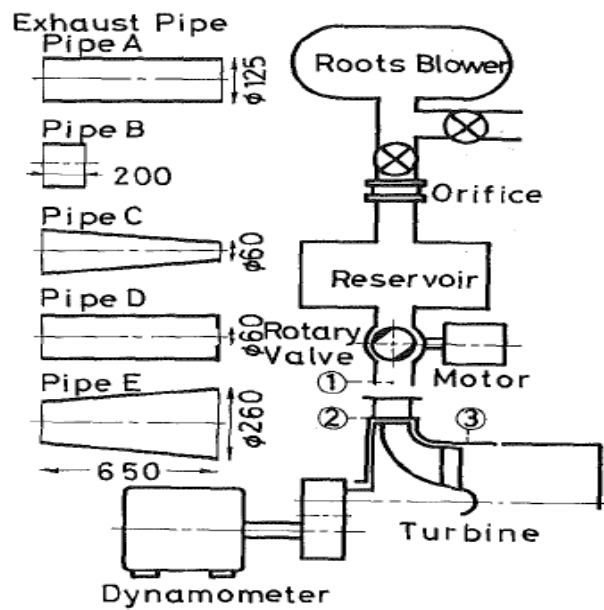


Fig. 1 Experimental test rig

Figure 28-Système générateur de pulsation à vanne à boisseau [36], [37].

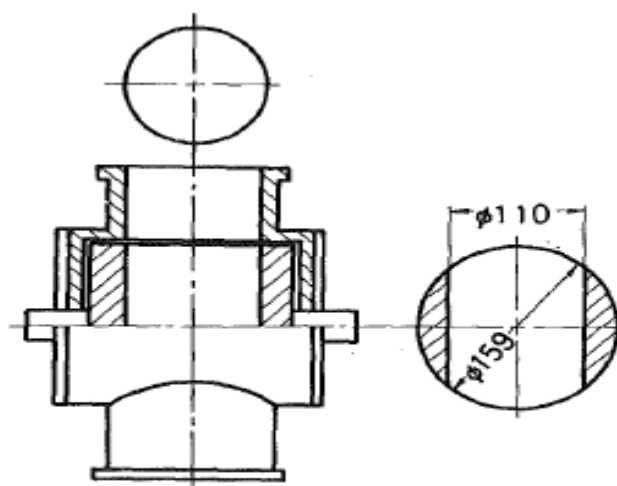


Fig. 2 Rotary valve

Figure 29-Vanne à boisseau [36], [37].

Afin d'analyser les performances du système, il est nécessaire de mesurer les pressions justes en amont et juste en aval de la turbine. Un thermocouple a été également utilisé pour mesurer la température totale à l'entrée turbine. Le montage est constitué de cinq types de tuyaux d'échappement de turbine : un long tube droit A, une courte ligne droite (tuyau B), un tube convergent C, un tuyau droit ayant une gorge D et E d'un tuyau divergent, comme indiqué sur la Figure 30. Les expériences ont été menées pour des fréquences pulsation allant de 30 Hz-70 Hz et pour une vitesse de rotation de la turbine réduite $n/\sqrt{T_1} = 650, 700$, et 750 sur une moyenne gamme de rapport de pression de 1,15 à 1,35. L'amplitude maximale du rapport de pression, variant entre environ 1,02 et 1,53, a été observée à la fréquence pulsation de 30 Hz et le rapport de la pression moyenne de 1,35 avec le tuyau divergent noté E dans la Figure 29.

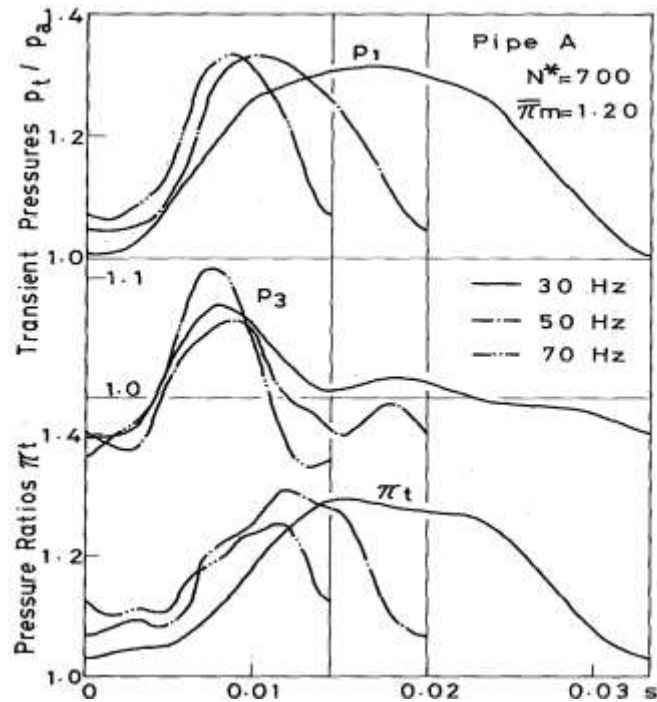


Figure 30-Evolution temporelle de la pression [36], [37].

Les performances observées sont présentée dans le Tableau 5.

Système Vanne	Pression à l'entrée de la turbine [bar]			Pression à la sortie de la turbine [bar]		
	Pmax	Pmin	DeltaP	Pmax	Pmin	DeltaP
	1,3	1,05	0,25	1,1	0,97	0,13

Tableau 5 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsations à vanne à boisseau

▪ Générateur de pulsations à came :

Ce type de générateur pulsation est utilisé par Benson et Scrimshaw (Figure 31). Dans ce schéma, chaque cylindre est alimenté en haute pression et une alimentation en air à basse pression à travers deux vannes séparément contrôlées par un arbre à cames. Un deuxième arbre à cames contrôle le mouvement de la soupape d'échappement. Avec cette configuration, il est également possible d'utiliser une turbine à deux entrées. La fréquence obtenue est comprise entre 30 et 70 Hz. les pressions de sortie dans les cylindres ont été imposées et les pressions de suralimentation varient en fonction des conditions d'essais.

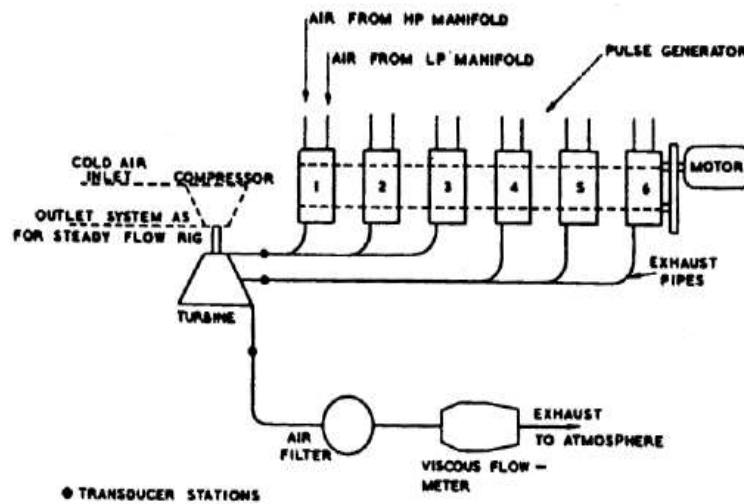


Figure 31-Générateur de pulsations à Came [36], [37].

Afin d'analyser les performances du système, il est nécessaire de mesurer les pressions justes en amont et juste en aval de la turbine. La Figure 32 représente les valeurs de pression à l'entrée, et la sortie de la turbine lorsqu'on utilise le système générateur de pulsations à came. Un thermocouple, placé à la sortie de la turbine, permet de mesurer la température.

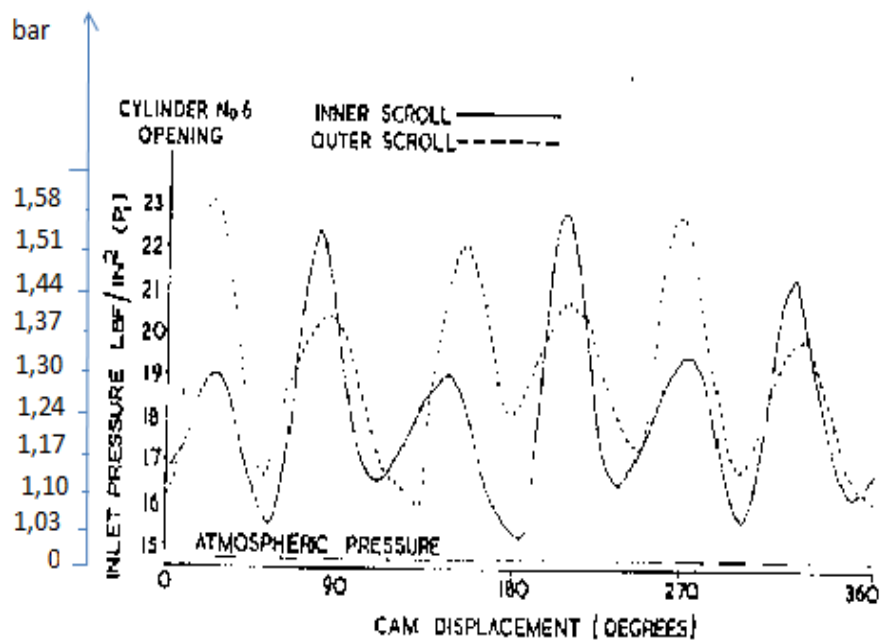


Figure 32-La pression à la sortie et à l'entrée de la turbine [36], [37].

Système Vanne	Pression à l'entrée de la turbine [bar]			Pression à la sortie de la turbine [bar]		
	Pmax	Pmin	DeltaP	Pmax	Pmin	DeltaP
	1,55	0,96	0,59	1,58	1,1	0,48

Tableau 6 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsation à came

Ce même type de méthodologie d'essai a également été adopté par une équipe de l'école centrale de Nantes [38].

- Récapitulatifs des particularités des bancs d'essais en régime pulsé existants :

	générateur de pulsations à vanne	générateur de pulsations à culasse	Générateur de pulsations à plaque	Générateur de pulsations à vanne	Générateur de pulsations à Came
Fréquence de pulse	10-200 Hz	10-200Hz	30-70 Hz	40-60Hz	30-70 Hz
Amplitude de pression	Elevée	Faible	Elevée	Elevée	Elevée
Réalisation	Facile	Facile	Facile	Facile	complexe
Température	Basse	Basse	Basse	Basse	Basse
Contrôle	facile	Facile	facile	facile	Facile
Etanchéité	Non étanche	Non étanche	Non étanche	Non étanche	étanche

Tableau 7 : Récapitulatif des performances estimées des bancs d'essais pulsés existants

I.4 Bilan de la bibliographie et mise en place de la problématique propre à notre étude

Les conditions réelles, en écoulement pulsé, créées par un moteur thermique, ont une influence certaine sur le fonctionnement du turbocompresseur. Comparé à un test sur banc d'essai turbocompresseur où le flux est non pulsé, des écarts de mesure peuvent être constatés sur les grandeurs suivantes :

- Le rapport des pressions de la turbine,
- Le débit massique en entrée turbine (régime pulsé),
- Le rendement de la turbine (plus faible que sur banc turbo).

Afin d'étudier sur banc le comportement des turbocompresseurs en régime pulsé, il paraît nécessaire d'améliorer les techniques de mesure permettant de caractériser son comportement. En effet, mise à part sur certains bancs d'essais universitaires, les mesures effectuées lors d'essai de turbocompresseur en comportement pulsé, sont réalisées par des sondes adaptées aux mesures en régime stabilisé (comme des sondes de thermocouples de diamètre important). Les mesures ainsi obtenues ne reflètent que des évolutions moyennes de ces grandeurs, qui sont ensuite utilisées pour calculer des "paramètres moyens", tels qu'un "rendement moyen". Toutefois, il est facile de démontrer qu'un rendement moyen calculé par la moyenne des rendements instantanés est fortement différent d'un rendement moyen calculé à partir de grandeurs moyennes, comme c'est le cas dans la majorité des essais sur banc moteurs.

Il paraît donc évident que si l'on veut étudier correctement le comportement d'un turbocompresseur en régime pulsé, une des premières choses sur laquelle il faut s'intéresser est la mesure instantanée des grandeurs physiques régissant le comportement d'un turbocompresseur avec une bonne maîtrise des conditions initiales de génération des écoulements pulsés et une indication précise de la localisation des moyens de mesures installés.

Chapitre II - Développement du banc d'essai pulsé

II.1 Cahier des charges et architecture de la solution choisie

II.1.1 Cahier des charges et spécifications

Dans le chapitre I, une étude comparative des différentes architectures de banc d'essai de turbocompresseur en écoulement pulsé a été présentée. Un point notable, mis en avant dans ce bilan, est, qu'à l'heure actuelle, les bancs d'essai existants ne permettent pas de tester le comportement de la turbine en régime pulsé et à haute température. Or, l'impact de températures élevées sur le comportement de la turbine, ainsi que sur les performances mesurées du compresseur n'est pas négligeable. Afin de reproduire complètement l'environnement moteur, il paraît donc nécessaire de reproduire simultanément ces deux effets sur un seul et même banc.

Un cahier des charges répertoriant les principales contraintes auxquelles le banc d'essai devra satisfaire a été dressé. Il peut être synthétisé par les points suivants :

- Fréquence de pulsation : Le banc d'essai devra être capable de reproduire les pulsations moteur jusqu'à une fréquence de 66Hz en entrée de la turbine. Cette fréquence est équivalente à un régime de 2000 tr/min pour un moteur à quatre cylindres, fonctionnant sur quarte temps.
- Contraintes mécanique : Le banc d'essai devra résister à une pression de 4 bars relatif.
- Contrainte thermique : Les essais de performance sur les turbocompresseurs sont généralement réalisés pour des températures en entrée de la turbine avoisinant les 600°C. Le banc devra fonctionner à des températures de 700°C
- Flexibilité : le banc d'essai doit pouvoir reproduire l'écoulement pulsé d'un moteur comportant 2, 3, ou 4 cylindres.
- Installation : Le banc d'essai devra se monter directement sur les bancs d'essai de turbocompresseur existant au CRITT M2A, et ne devra pas altérer son fonctionnement.
- Contrôle et acquisition : Le banc d'essai doit permettre un contrôle des pulsations à haute fréquences. L'acquisition des informations données par les capteurs doit être synchronisée et enregistrée avec la génération et des pulsations. Pour cela, le contrôle du banc et l'acquisition des signaux des capteurs doivent être cadencée en angle vilebrequin pour une vitesse de rotation moteur donnée.

II.1.2 Architecture choisie

Pour répondre à ce cahier des charges, une solution innovante a été développée dans le cadre de cette thèse. Cette solution est peut être représentée par la Figure 33.

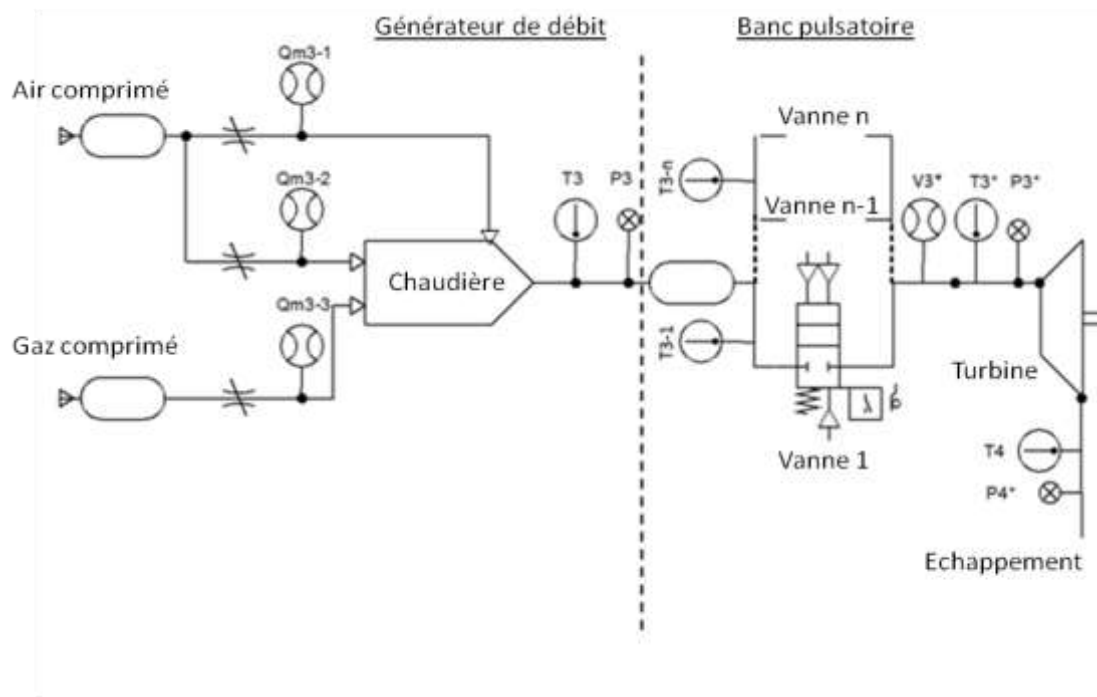


Figure 33 : Schéma d'installation du banc d'essai pulsé

Le banc pulsé est conçu pour être un système autonome, directement adapté et fixé à la sortie de la chaudière existante. Il est composé de quatre vannes montées en parallèle. La présence d'un circuit de refroidissement dans chaque vanne permet de l'utiliser jusqu'à des températures de l'ordre de 900°C. L'ouverture rapide et alternative de ces quatre vannes représente le fonctionnement des quatre cylindres d'un moteur à combustion interne. Les vannes fonctionnant indépendamment les unes des autres, le verrouillage d'une ou de deux d'entre elles permet de simuler, respectivement, un moteur à trois ou deux cylindres.

Ces vannes sont mues en translation par des vérins pneumatiques, contrôlés par des distributeurs électriques. Les distributeurs sont gérés par un programme informatique et par l'intermédiaire d'une carte de commande. Le programme de contrôle du banc d'essai permet une acquisition et un contrôle des distributeurs synchronisé à haute fréquence. Cette fréquence de d'échantillonnage est équivalente à une rotation de 0,2 degré du vilebrequin pour une vitesse moteur équivalente de 3000 tr/min.

En amont de ces vannes se trouvent deux réservoirs. Ils ont été dimensionnés pour diminuer l'amplitude des ondes de pressions générées par les vannes se propageant vers la chaudière. Des ondes trop importantes dans la chaudière auraient pour risque d'éteindre le brûleur, voire d'abimer le corps de la chaudière.

La validation de l'intégration du système dans le banc turbo compresseur a été réalisée grâce à une modélisation 3D du banc pulsé réalisée sous CATIA. Une illustration de cette modélisation est présentée sur la Figure 34.

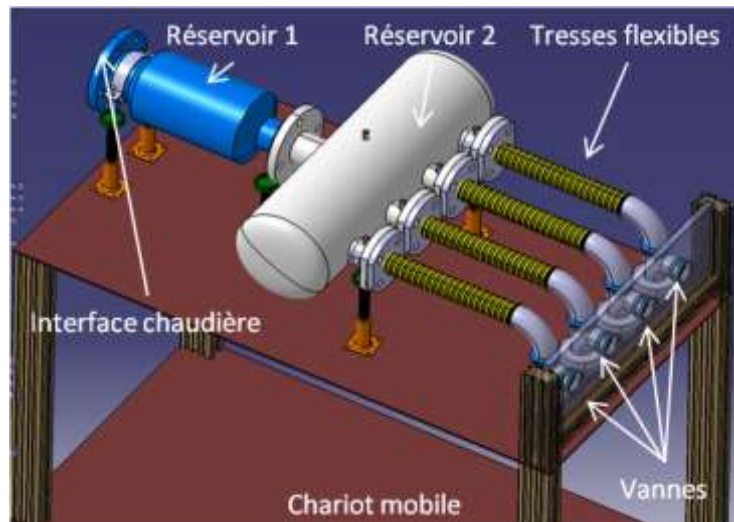


Figure 34 : Image de banc d'essai pulsé lors de sa conception sous CATIA V5

A l'extrémité du réservoir n°1 est soudée une bride qui permet un montage direct sur la chaudière du banc turbocompresseur. Ce réservoir est cylindrique; il est monté selon l'axe d'écoulement du fluide. Le réservoir n°2 est monté transversalement. Il sert également de « rampe de distribution commune » aux quatre vannes. Entre chaque sortie de ce réservoir et les vannes, se trouve une conduite flexible terminée par un coude soudé à l'extrémité. Cette conduite flexible, en acier inoxydable, a pour fonction de pouvoir modifier l'écartement entre les vannes afin de s'adapter au collecteur d'échappement du moteur à tester. Cet écartement peut varier entre 450mm et 600mm environ. L'utilisation des tresses flexibles (Figure 35) permet également de limiter la propagation des vibrations générées par la vanne vers la chaudière. Finalement, ces tresses permettent de faciliter l'assemblage du banc en rendant le système isostatique.

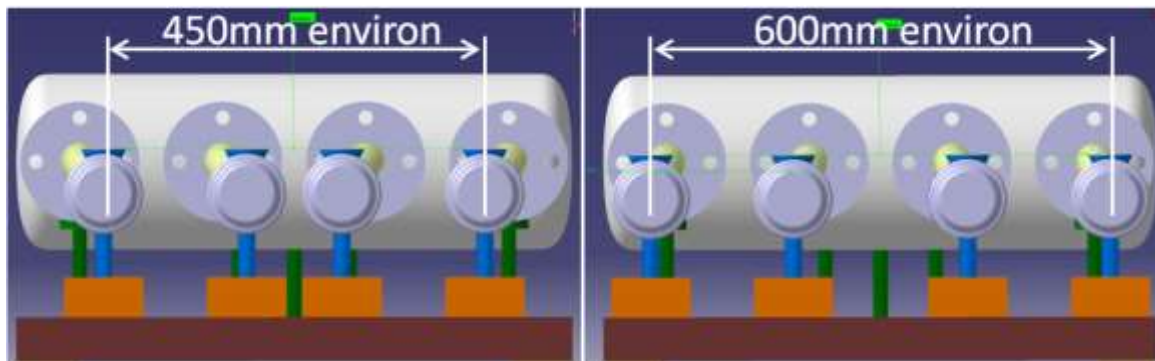


Figure 35 : Image du banc d'essai pulsé pour différent écartement des vannes

II.2 Validation du fonctionnement du banc d'essai

La validation du fonctionnement du banc d'essai, s'est déroulée en trois axes phases. Dans un premier temps, une étude a permis de valider le fonctionnement dynamique des vannes. La suite de l'étude a été consacrée à la génération des pulsations en entrée de la turbine, ainsi que sur le dimensionnement des réservoirs situés entre les vannes et la chaudière. Finalement, un programme de gestion informatisée du banc a été mis au point afin de contrôler et d'acquérir les signaux des capteurs à haute fréquence et de manière synchronisé.

II.2.1 Etude de la dynamique d'ouverture des vannes

Les vannes choisies pour reproduire les pulsations générées par l'ouverture des soupapes d'échappement d'un moteur à combustion interne sont des soupapes de décharges (wastegate) utilisées en sport automobile. Contrairement aux turbocompresseurs utilisés habituellement sur les moteurs, les applications de sport automobile ne possèdent pas de vannes de décharge intégrée dans le carter turbine. Ces vannes sont placées en amont de du carter turbine, en sortie du collecteur d'échappement (Figure 36).

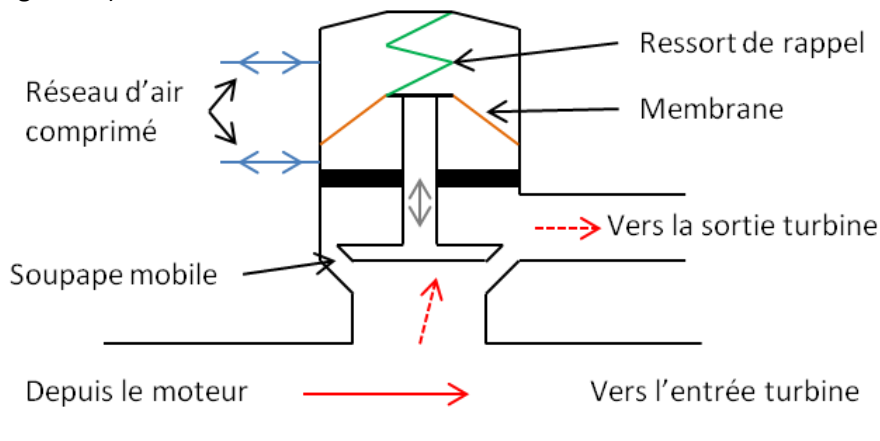


Figure 36 : Schéma montrant le fonctionnement de la vanne de type "wastegate" utilisée pour le banc pulsé dans sont utilisation traditionnelle

Elles ont été choisies car elles ont été conçues pour résister à des fortes températures et des fortes pressions. Un circuit d'eau interne à la vanne permet de garantir son refroidissement jusqu'à une température à l'échappement de l'ordre de 900°C. De plus leur fonctionnement reste similaire à celui d'une soupape de moteur ; l'ouverture de la vanne est réalisée par la translation d'une soupape.

Lorsqu'elles sont utilisées comme «wastegate», ces vannes ne sont pas soumises à des régimes transitoires rapides. Dans ce cas d'utilisation, une attention particulière devra être portée pour la commande de la vanne, et notamment sur les temps d'ouverture et de fermeture de la soupape. Une cinétique trop lente aurait pour conséquence de limiter la simulation mécanique de vitesse de rotation du moteur à reproduire.

II.2.1.1 Contrôle des vannes

La translation de la soupape de la « wastegate » est réalisée grâce à un vérin pneumatique double effet. Ce vérin peut également être assisté d'un ressort de rappel placé dans la chambre supérieure du vérin. Il permet de maintenir la soupape en position fermée. Dans notre cas d'utilisation, le vérin est contrôlé à l'aide de distributeurs pneumatiques contrôlés électriquement. Le schéma de commande des « wastegates » est représenté sur la Figure 37.

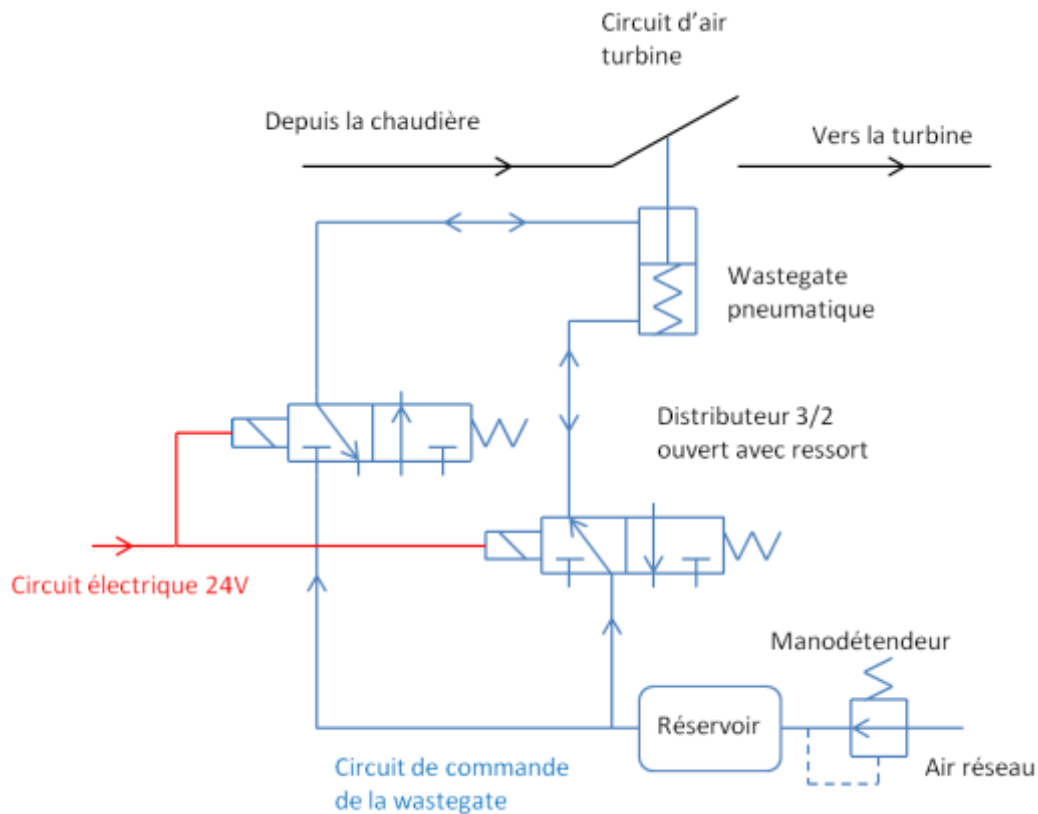


Figure 37 : Schéma technique de la commande de la "wastegate"

La translation du vérin est commandée par des distributeurs 3/2 ouverts. Le montage présenté ci-dessus permet de mettre sous pression une chambre du vérin tout en maintenant l'autre chambre à pression atmosphérique. Les distributeurs des deux chambres du vérin sont ainsi commandés par le même signal électrique 24V. Les distributeurs sont alimentés en air comprimé par un réservoir faisant office de rampe commune. Il permet de limiter les fluctuations de pression et d'alimenter les chambres du vérin avec une pression constante. Ce réservoir est connecté au réseau d'air comprimé du bâtiment via un manodétendeur. Celui-ci permet de maintenir une pression contrôlée dans le réservoir. Cette pression peut varier entre 0 et 7 bar (atmosphérique).

II.2.1.2 Validation de la réponse dynamique des vannes

La translation alternative de la soupape de la « wastegate » est similaire au déplacement de la soupape d'un moteur à combustion. On peut donc faire l'hypothèse que, pour reproduire les effets pulsés de l'écoulement dans un collecteur d'échappement, la « wastegate » doit avoir une dynamique similaire à celle d'une soupape de moteur. Les temps d'ouverture d'une soupape pour différentes vitesses de rotation du moteur sont présentés dans le Tableau 8.

Vitesse moteur Tr/min	800.00	1000.00	1500.00	2000.00	3000.00	4000.00	5000.00
Fréquence moteur Hz	13.33	16.67	25.00	33.33	50.00	66.67	83.33
Fréquence des pulsations dans la branche collecteur Hz	6.67	8.33	12.50	16.67	25.00	33.33	41.67
Fréquence des pulsations	26.67	33.33	50.00	66.67	100.00	133.33	166.67
Durée ouverture soupape échappement : 250°V							
Temps d'un tour moteur en ms	75.00	60.00	40.00	30.00	20.00	15.00	12.00
Temps d'ouverture de la soupape en ms	52.08	41.67	27.78	20.83	13.89	10.42	8.33

Tableau 8: Evaluation du temps d'ouverture d'une soupape de moteur à combustion interne à différents régimes de fonctionnement

Pour valider la dynamique d'ouverture de la «wastegate», une vanne a donc été instrumentée et testée.

- Description du dispositif expérimental :

La « wastegate » est équipée de deux accéléromètres. Le premier est placé sur le corps celle-ci(partie fixe), l'autre sur la soupape(partie mobile). Quelques images de la position des accéléromètres lors de l'installation de la « wastegate » sont données sur la Figure 38.

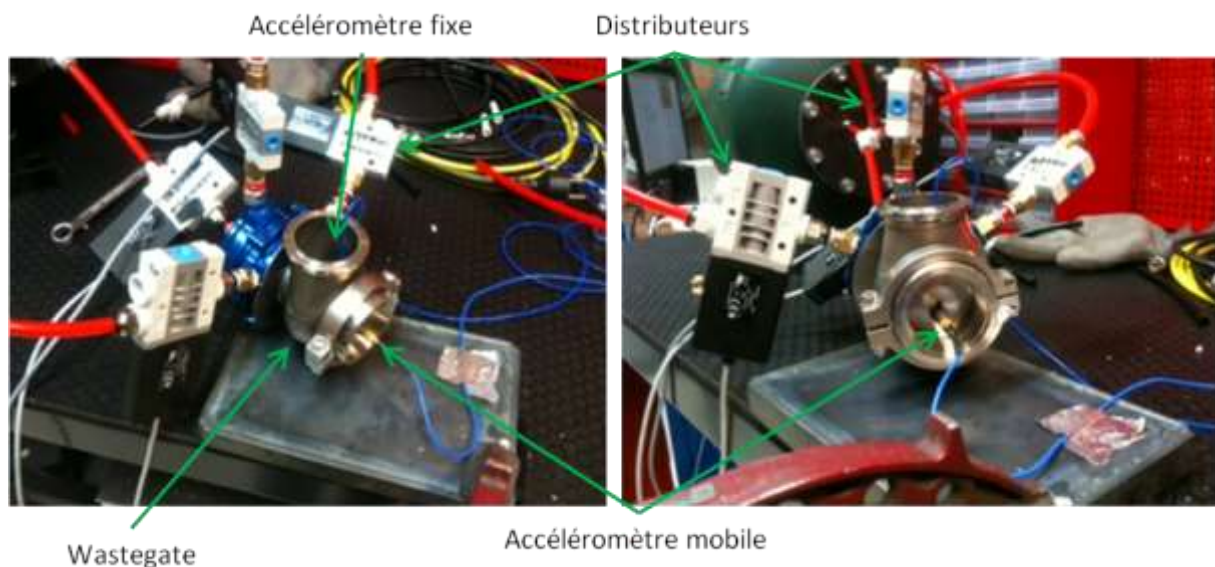


Figure 38 : Photos illustrées du montage utilisé pour déterminer le temps d'ouverture/fermeture des "wastegate"

La position des accéléromètres est également présentée sur la Figure 39. Chaque accéléromètre a été placé à l'intérieur de la « wastegate » pour obtenir des signaux de meilleure qualité.

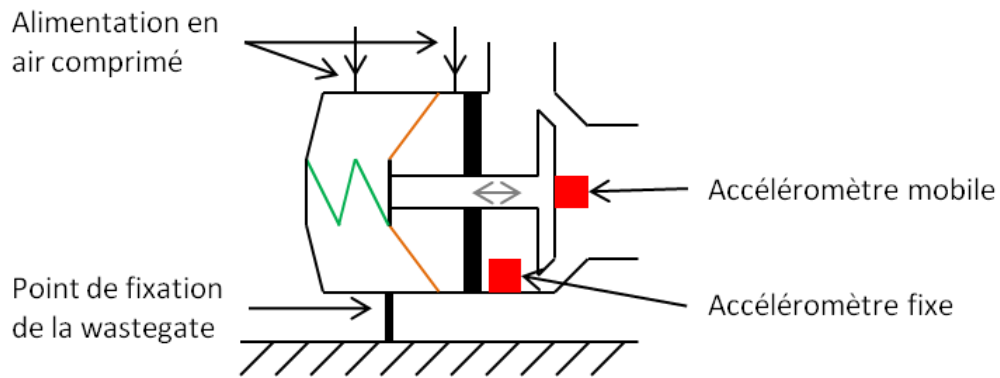


Figure 39 : Schéma d'implantation des accéléromètres sur la "wastegate pour la mesure du temps d'ouverture/fermeture

La soupape est, quant à elle, placée sur un support fixe pour éviter au maximum les vibrations extérieures parasites. Voici une photo de l'ensemble du montage avant les essais (Figure 40):

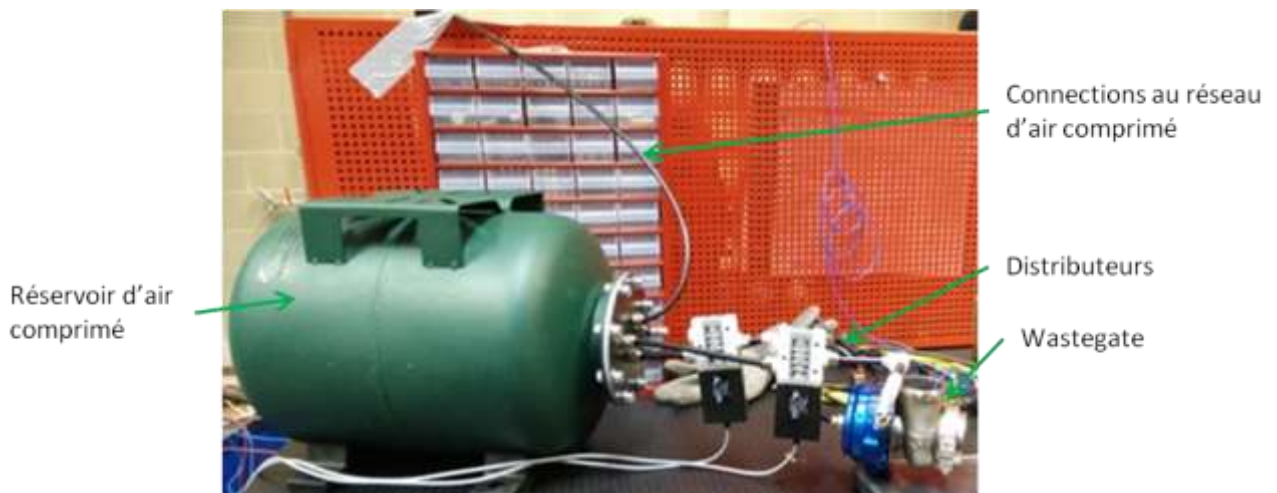


Figure 40 : Photo d'ensemble de l'essai de mesure du temps d'ouverture/fermeture des "wastegates"

Les données sur les accélérations sont mesurées par un module d'acquisition et traitées par un logiciel : PAK.

Les distributeurs qui contrôlent le déplacement de la « wastegate » sont branchés à un interrupteur. L'ouverture de celui-ci alimente les distributeurs en 24V et permet ainsi de les faire commuter.

- Méthode d'analyse des mesures :

Les mesures effectuées par les accéléromètres sont synchronisées à haute fréquences lors de l'acquisition. Une mesure permettant de connaître la position de l'interrupteur de commande des distributeurs est également effectuée. Les signaux temporels de ces trois mesures sont comparés comme le montre la Figure 41.

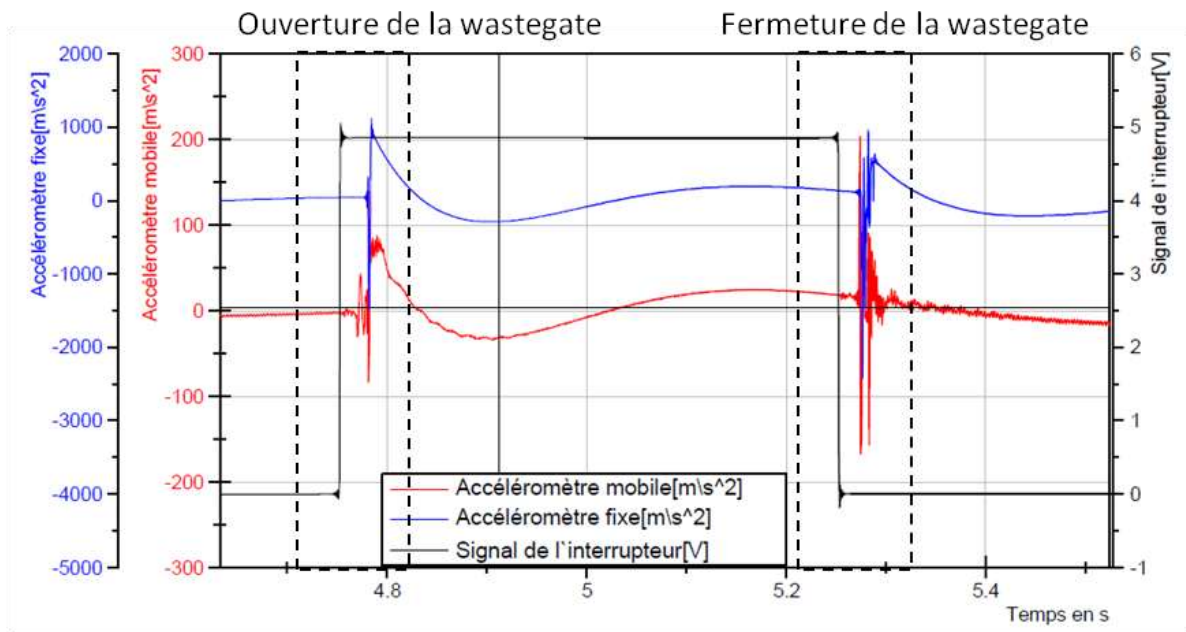


Figure 41 : Graphique représentant les mesures des accéléromètres implantés sur la "wastegate"

La courbe noire représente la position de l'interrupteur :

- Pour 5V, la « wastegate » est ouverte,
- Pour 0V, la « wastegate » est fermée.

Lors de l'essai présenté ci-dessus, la fréquence de commutation de l'interrupteur est de 1Hz, avec un rapport cyclique de 50%. Sur le graphique ci-dessous, les phases de montée et de descente ont été détaillées. Dans un premier temps, on peut remarquer que les deux accéléromètres ont des échelles d'accélération très différentes. L'accéléromètre fixe a été placé très proche du point d'impact entre la soupape et le corps, ce qui entraîne une saturation du signal. Compte tenu de la manière dont les mesures vont être utilisées, il n'y a pas d'impact sur la pertinence des résultats. Il est toutefois possible de détecter les pics d'accélération ; ils permettent de savoir le moment de la mise en mouvement de la soupape ainsi que son arrêt brutal en butée. Grâce à cette technique, on peut évaluer, avec une bonne précision, les différentes phases de la commande de la « wastegate ».

En se référant à la Figure 42, on distingue :

- a : le délai entre le déclenchement de l'interrupteur et la mise en mouvement de la soupape. Cette phase est due au temps de commutation des distributeurs, puis au temps que met l'air pour remplir la chambre du vérin pneumatique (et vider l'autre chambre) pour atteindre une pression suffisamment forte et mettre en mouvement la soupape.
- b : la phase de translation de la soupape (ouverture). L'arrêt en butée est facilement détectable à cause de la violence du choc.
- c : de même que pour la phase « a », cette phase correspond principalement au délai lié aux phases de remplissage et de vidange des chambres du vérin.
- d : la phase de translation de la soupape (fermeture). Cette phase est plus rapide que celle décrite en « b » car le ressort intégré dans le vérin favorise la fermeture de la « wastegate ».

On peut également noter, en observant la même figure (Figure 42), que les phases de latence (« a », et « c ») sont assez importantes.

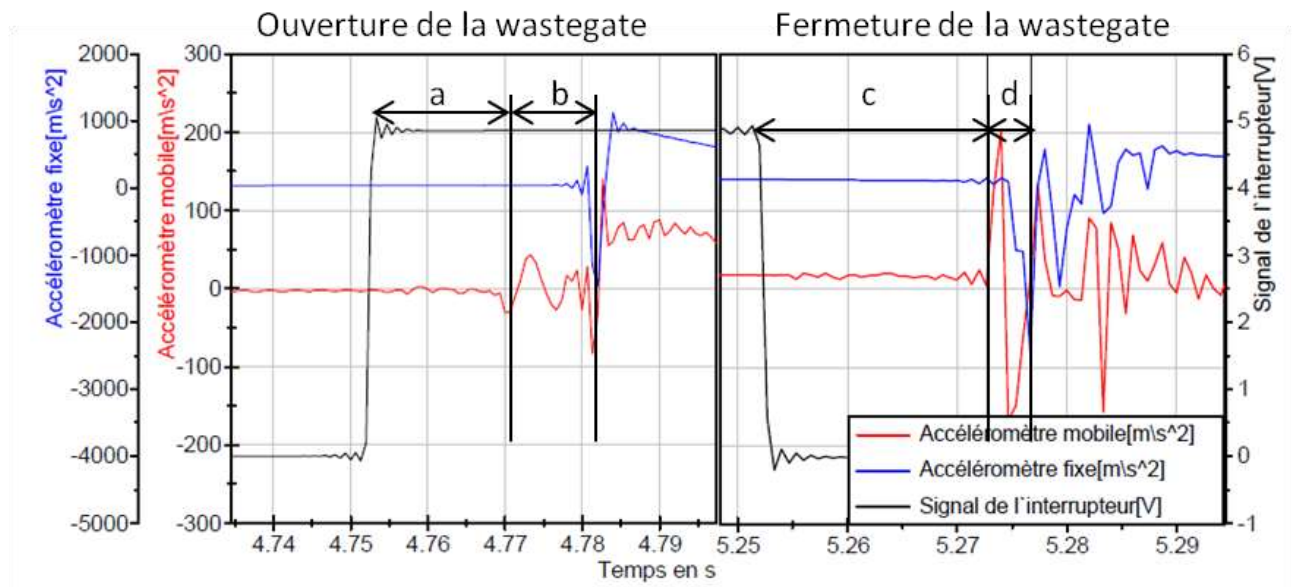


Figure 42 : Graphique présentant la mesure du temps d'ouverture/fermeture des "wastegate"

- Configurations testées et bilan :

Afin d'améliorer les performances dynamiques d'ouverture et de fermeture de la « wastegate », plusieurs paramètres ont été testés tels que :

- La section équivalente des distributeurs
- Le nombre de distributeurs,
- La course de la soupape,
- La raideur du ressort,
- La pression d'air comprimé permettant la translation de la soupape.

Les différentes configurations testées ont permis de valider que la configuration optimale est un montage favorisant le remplissage et le vidage des chambre du vérin. La section équivalente des distributeurs ainsi que leur nombre a été portée à sa valeur maximale. L'absence de ressort de rappel a également permis de réduire fortement les phases de latence « a » et « c » sans augmenter la durée de la phase « d ». L'impact de la pression de l'air comprimé est notable pour des pressions de commande faibles jusqu'à 2 bar. Au-delà, son effet est négligeable, voire néfaste pour la durée de vie de la membrane de la « wastegate ». La réduction de la course de la soupape, grâce à l'ajout d'une butée, a finalement permis de réduire les phases « b » et « d ». L'ensemble de ses optimisations a permis de réduire le temps d'ouverture et de fermeture de la « wastegate » à environ 18ms.

L'essai de la « wastegate » instrumentée sur un cycle réel d'ouverture n'a malheureusement pas pu être effectué car les signaux fournis par les accéléromètres étaient trop saturés et trop bruités pour correctement distinguer les différentes phases.

La principale différence entre ce test et l'utilisation de la « wastegate » sur un banc est l'absence de la force exercée par la pression de l'air sur la soupape. Bien que cette force ne puisse pas être reproduite pour cette expérience, elle n'est pas négligeable. Dans la phase de

fonctionnement du banc pulsé, un ressort sera placé dans la chambre de la « wastegate » afin de compenser cet effet.

A ce stade, un tel dispositif semble donc être capable de reproduire une forme de pulsation similaire à celle que l'on peut trouver dans un collecteur d'échappement. Une étude de simulation sur la possibilité de modifier la forme de la pulsation sera évoquée dans ce même chapitre au paragraphe suivant II.2.2.2.

II.2.2 Etude de la ligne d'air du générateur de pulsation

Précédemment, nous avons pu constater que la dynamique d'ouverture et de fermeture des vannes doit être très rapide pour reproduire le comportement des soupapes d'un moteur thermique et ainsi produire un écoulement pulsé. Ces vannes, placées entre la chaudière et la turbine, transforment l'écoulement initialement stabilisé en écoulement pulsé. On peut alors faire deux observations :

- Lors de la fermeture rapide des vannes, des pulsations « retour » peuvent remonter la ligne d'air et atteindre la chaudière. Dans le meilleur des cas, ce phénomène pourrait avoir pour conséquences d'éteindre la flamme du brûleur, limitant le banc à un usage à froid. Dans le pire des cas, les surpressions dans la chaudière pourraient l'endommager
- La commande des vannes est binaire, il n'est donc pas possible de modifier la forme des pulsations créées grâce au contrôle des vannes pour mieux adapter les conditions d'essai de chaque turbocompresseur.

Le point commun entre ces deux problèmes est qu'ils peuvent être résolus en jouant sur la géométrie de la ligne d'air entre la chaudière et l'entrée de la turbine. Dans le premier cas, la géométrie de la ligne d'air entre la chaudière et les vannes doit permettre d'atténuer voire de supprimer les pulsations remontant vers le brûleur. Dans un second temps, des adaptations doivent permettre de modifier et moduler la forme des pulsations.

Pour traiter ce problème d'écoulement, le banc d'essai a été modélisé en utilisant le logiciel OpenWam. Ce dernier est un logiciel libre et « open source » développé par le CMT [39]. Ce code a été spécialement développé pour résoudre la thermodynamique des fluides et des écoulements compressibles à travers des approches unidimensionnelles.

II.2.2.1 Réduction des retours d'ondes vers la chaudière

Dans cette partie, nous allons étudier la conception de la ligne d'air située entre la chaudière et les vannes. Afin de réduire l'amplitude des pulsations dans la chaudière, deux réservoirs ont été prévus en amont des vannes. Cette architecture a été testée par simulation 1D toujours à l'aide du logiciel OpenWam, ce qui a permis de dimensionner le volume des deux réservoirs. L'influence des longueurs des conduites entre les réservoirs a été évaluée pour concevoir un système le plus compact possible pour qu'il puisse être inséré dans la cellule d'essai existante. Les longueurs des conduites ont donc été réduites au maximum. Le montage qui fait l'objet de la simulation est représenté sur la Figure 43.

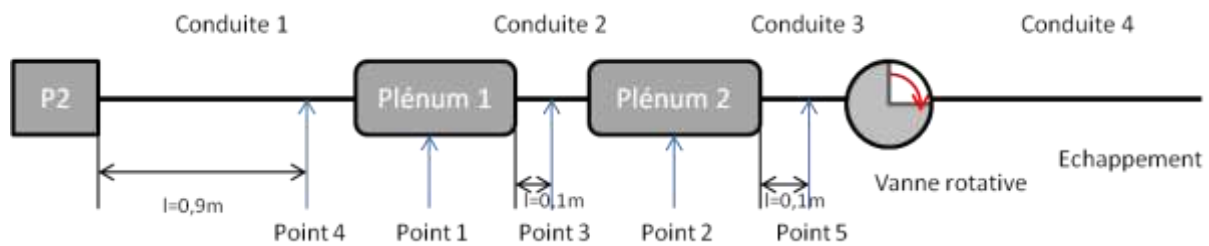


Figure 43 : Schéma de l'architecture de la ligne d'air en amont de la "wastegate"

La chaudière est prise en compte par une source de pression au point P2. Elle est reliée par une conduite au réservoir 1 (V1), puis au réservoir 2 (V2). Dans ce modèle, une seule vanne est simulée. Elle est modélisée par une vanne rotative dont la vitesse de rotation ainsi que la loi d'ouverture peuvent être fixées. En sortie de la vanne se trouve une conduite menant vers un échappement à pression constante. Les données géométriques du modèle sont les suivantes (Tableau 9) ; ils sont représentatifs de ce que pourrait être la géométrie réelle du banc pulsé :

Conduite n°	1	2	3	4
Longueur en m	1	0,2	0,2	2
Diamètre en m	0,044	0,044	0,044	0,044
Paramètre de maille en m	0,01	0,01	0,01	0,01

Tableau 9 : Tableau caractéristiques des conduites

La vanne rotative représentant le fonctionnement d'une « wastegate » a les caractéristiques suivantes :

- Diamètre de passage : 0,044m,
- Vitesse de rotation : 20Hz,
- Rapport cyclique : 50%

Les conditions de simulation sont les suivantes :

- La température : 600°C
- La pression à P2 est de 2bar
- La pression à l'échappement est de 1bar

Les points de repérage des mesures de pression et de débit sont définis sur le schéma ci-dessus. Par la suite, la pression au point n sera appelée : $p_n(t)$. Il en est de même pour le débit : $m_n(t)$.

L'objectif de cette étude est de définir le volume des réservoirs 1 et 2 pour réduire l'amplitude des fluctuations de pression et de débit au point de mesure 4, situé entre la chaudière et le réservoir 1. On définit ainsi :

$$\Delta p = p_{max} - p_{min}$$

$$\Delta m = m_{max} - m_{min}$$

Dans le cas présenté ci-dessous, le volume des deux réservoirs a été fixé à 50L. La figure suivante montre la loi d'ouverture de la vanne, ainsi que l'évolution de ΔP et Δm au point de mesure. La vitesse de rotation de la vanne est de 1200 tr/min ce qui correspond à une fréquence de pulsation égale à 20 Hz.

Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 44:

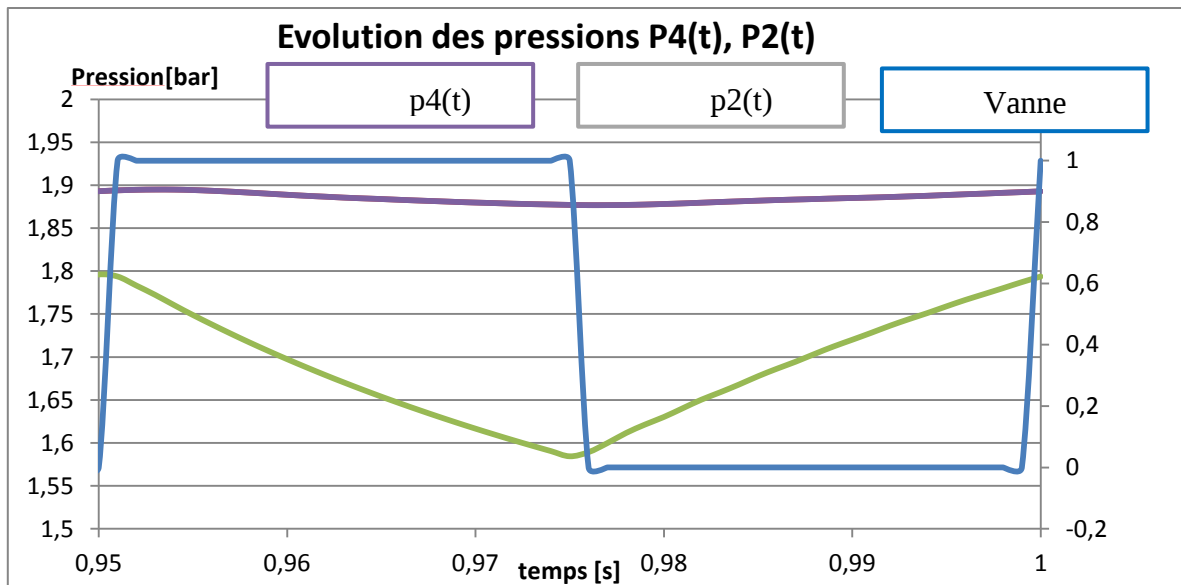


Figure 44 : Evolution de la pression pour différents point de mesure de la ligne d'air en amont de la vanne

La Figure 44, montre l'évolution des pressions $p_4(t)$ et $p_3(t)$ en fonction du temps. On peut noter que l'évolution de la pression au niveau du point 4 est moins importante que celle au point 3. L'utilisation des deux réservoirs permet bien de réduire la fluctuation de la pression en amont de la vanne rotative.

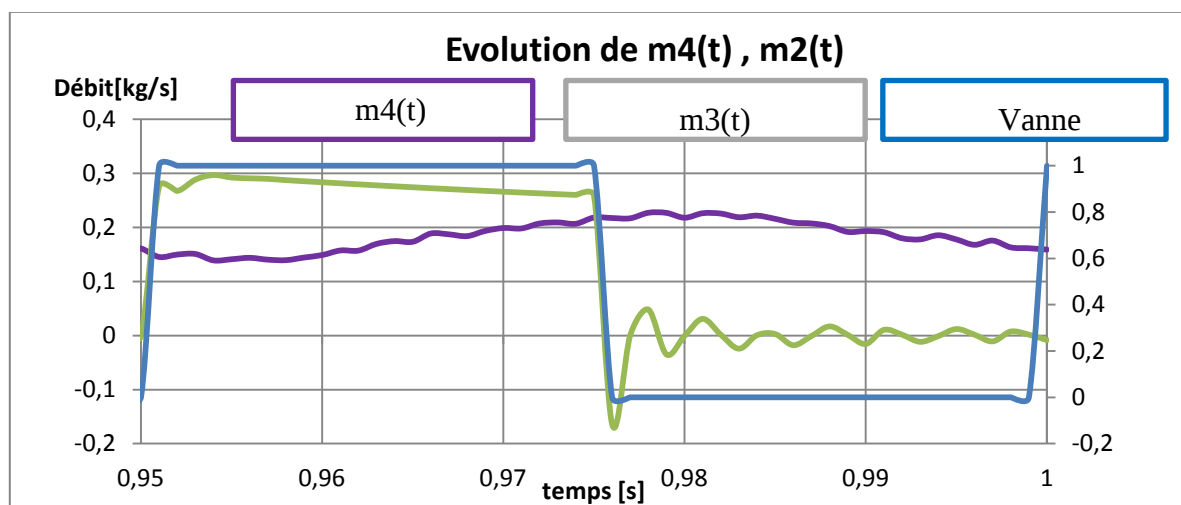


Figure 45 : Evolution du débit massique pour différents point de mesure de la ligne d'air en amont de la vanne

La Figure 45, montre l'évolution des pressions $m_4(t)$ et $m_2(t)$ en fonction du temps. On peut faire la même remarque que pour l'évolution de la pression.

- Détermination du volume des réservoirs :

Dans un premier temps, le volume du réservoir 1 a été fixé à 50L. Le volume du réservoir 2 a varié entre 5 et 500L. Sur le graphique ci-dessous, on peut observer l'évolution de ΔP en différents points du circuit.

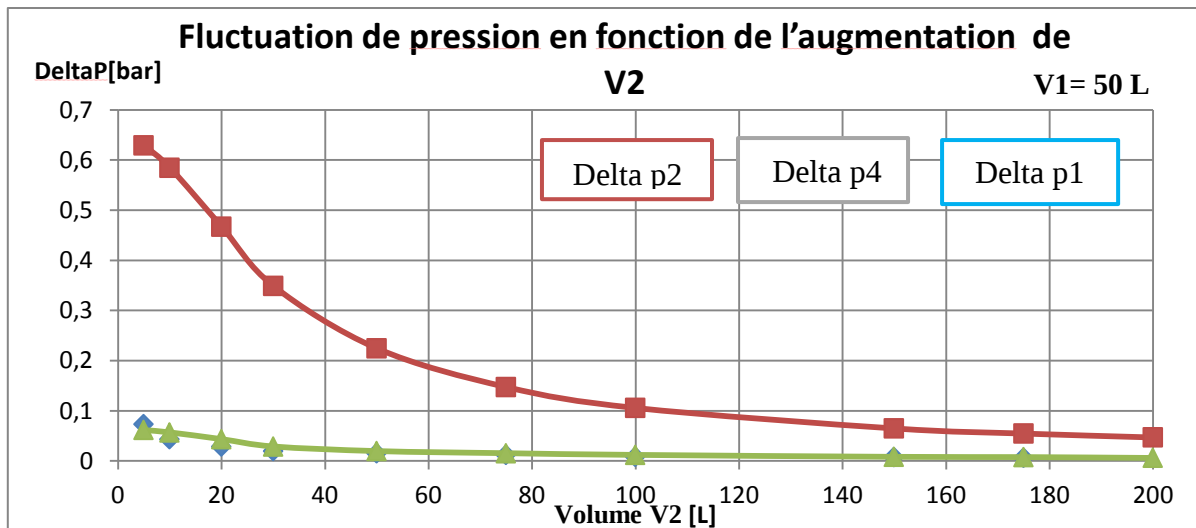


Figure 46 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=50$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

L'augmentation du volume du réservoir 2 permet d'atténuer les fluctuations de pression aux différents points du circuit modélisé. On peut remarquer que l'amplitude des fluctuations de pression aux points 1 et 4 est très similaire. Elle diffère légèrement lorsque le volume devient quasi nul.

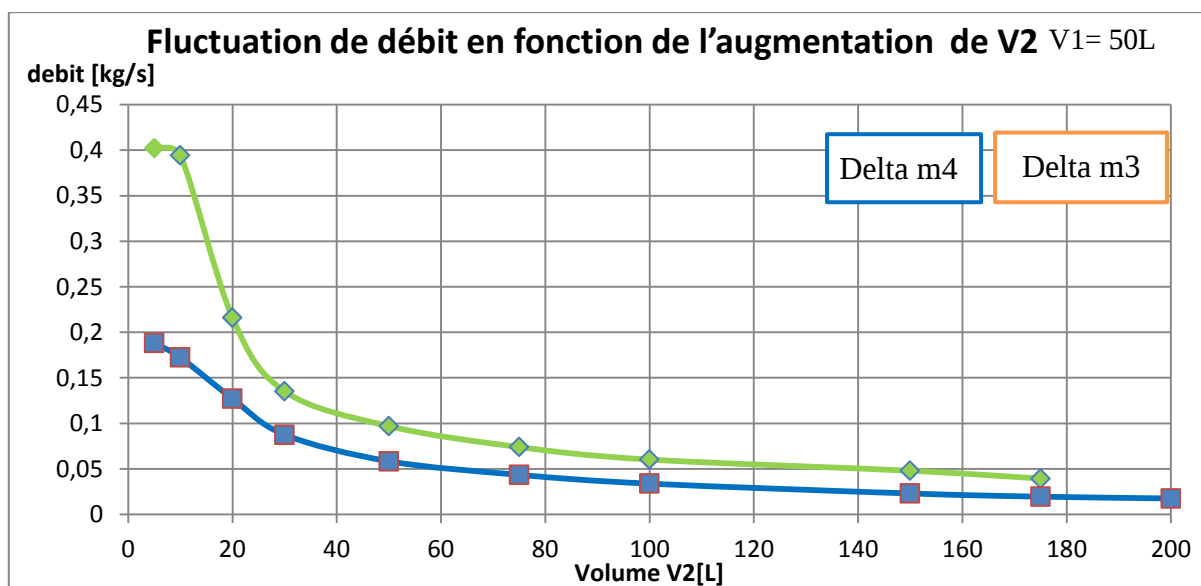


Figure 47 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume $V_1=50$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

De même que pour les fluctuations de pression, l'augmentation du volume du réservoir 2 a pour conséquence de diminuer Δm aux différents points de mesure du modèle. On observe que Δm_4 est plus faible que Δm_3 , quelque soit le volume du réservoir.

Dans un second temps, on fixe le volume du réservoir 2 à 50L, et on fait varier le volume du réservoir 1 de 5 à 200L.

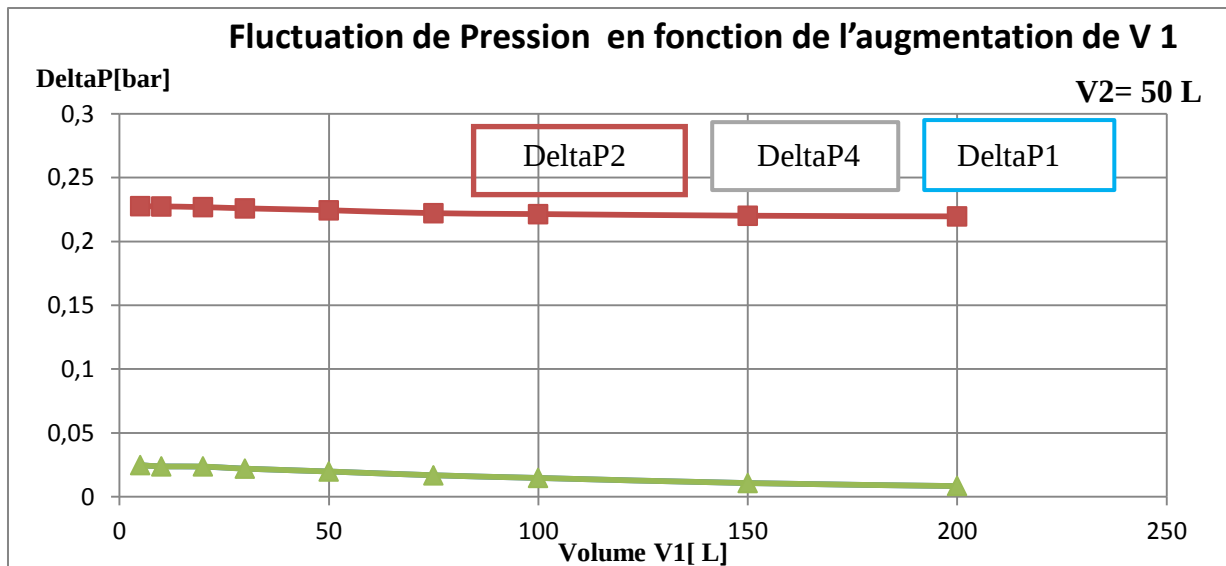


Figure 48 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume V2=50 l, en fonction de V1, en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

L'augmentation du volume du réservoir 1 permet d'atténuer très faiblement les fluctuations de pression aux différents points du modèle. On peut remarquer que l'amplitude des fluctuations de pression aux points 1 et 4 est très similaire. L'augmentation du volume du réservoir 1 ne présente donc pas un grand intérêt pour la réduction de Δp_4 .

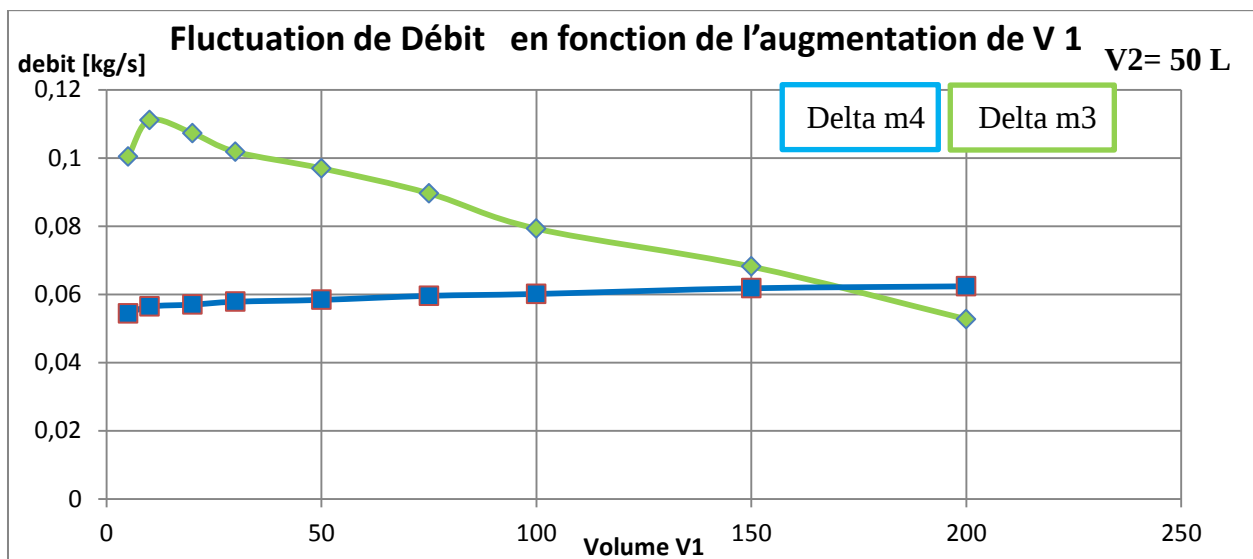


Figure 49 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume V2=50 l, en fonction de V1, en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

L'augmentation du volume du réservoir 1 a pour conséquence de diminuer Δm_3 . On peut également noter que Δm_4 augmente très légèrement, mais elle n'est pas significative. On observe que Δm_4 est plus faible que Δm_3 quelle que soit la valeur du volume V1, sauf pour 200L. L'écart entre Δm_4 et Δm_3 reste toutefois faible et non significatif.

- Bilan

Le volume du réservoir 2 a un impact important sur la stabilité des conditions de pression et de débit massique au point 4 en entrée de la chaudière. En effet, l'augmentation du volume V2

permet de réduire fortement Δp_4 et Δm_4 . En revanche, l'augmentation du volume du réservoir 1 n'entraîne pratiquement aucune modification des amplitudes de pression et débit au point 4. Afin de réduire l'encombrement du banc d'essai dans la cellule, le volume du réservoir 1 sera fixé à 5L. Cela permet également de réduire le coût de fabrication de la pièce, ainsi que de limiter la surface d'échange thermique entre le réservoir et l'air de la cellule. Lors d'un essai à 600°C, cet échange ne sera probablement pas négligeable.

On étudier maintenant le volume du réservoir 2 dans le cas où le réservoir 1 a un volume de 5L. Une démarche identique est réalisée comme pour le cas précédent.

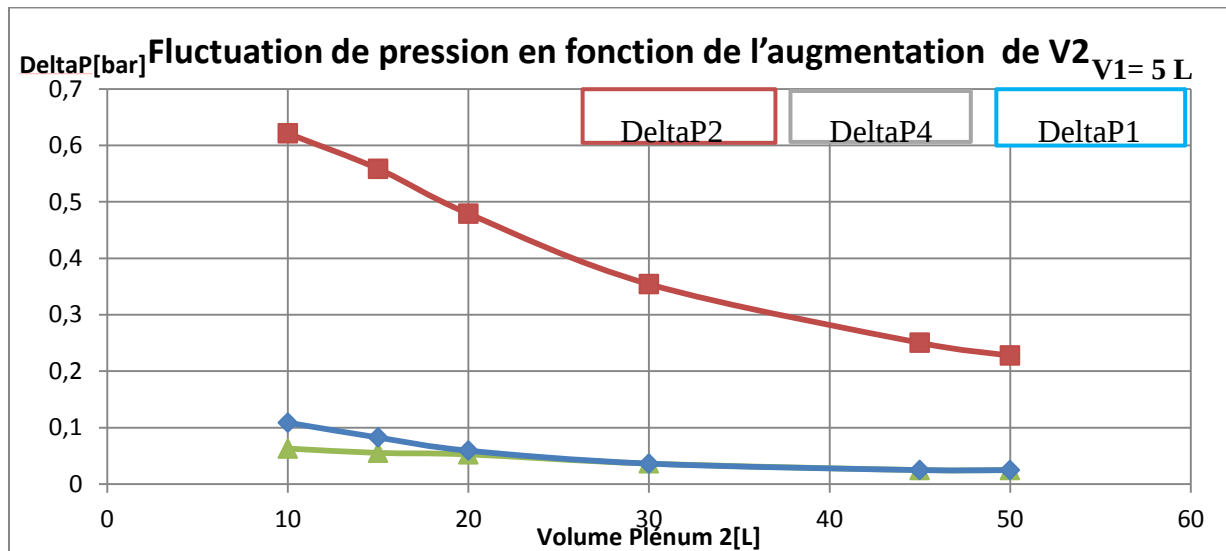


Figure 50 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5 \text{ l}$, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

L'augmentation du volume du réservoir 2 (Figure 50) permet d'atténuer les fluctuations de pression aux différents points du modèle. On peut remarquer que l'amplitude des fluctuations de pression aux points 1 et 4 est toujours très similaire. Elle diffère un peu lorsque le volume du réservoir 2 est inférieur à 20L.

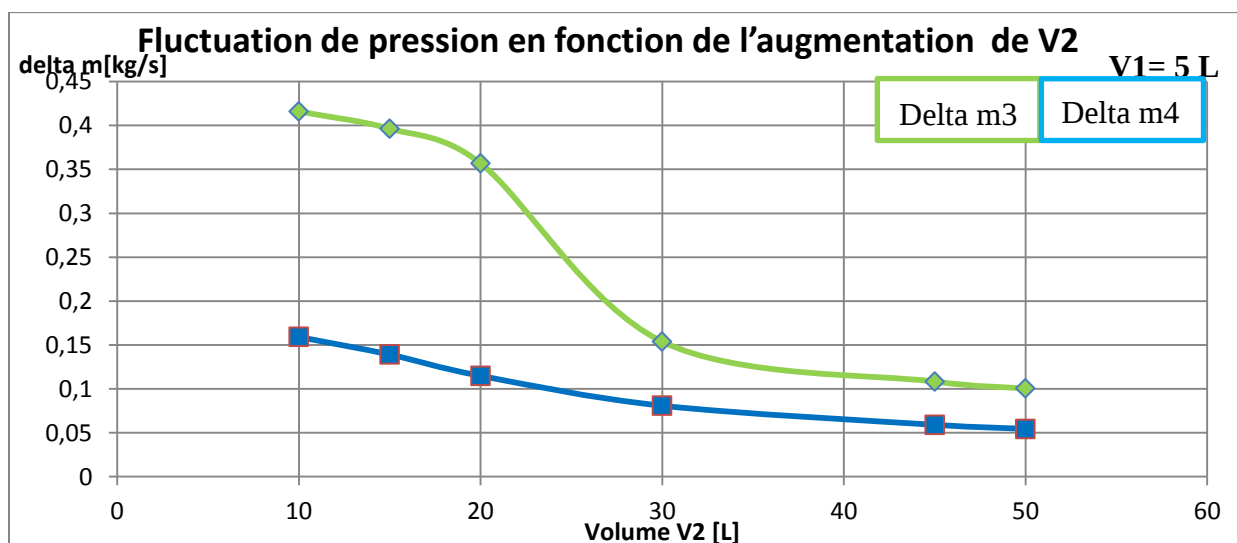


Figure 51 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume $V_1=5 \text{ l}$, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne

De même que pour les fluctuations de pression, l'augmentation du volume du réservoir 2 a pour conséquence de diminuer Δm aux différents points de mesure du modèle. On observe que Δm_4 est plus faible que Δm_3 , quelque soit le volume du réservoir.

Par la suite, nous avons relancés les simulations précédentes, pour une valeur de fréquence de pulsation de 40 Hz. Les résultats obtenus pour l'amplitude des fluctuations de pression au point 4 sont présentés sur la Figure 52.

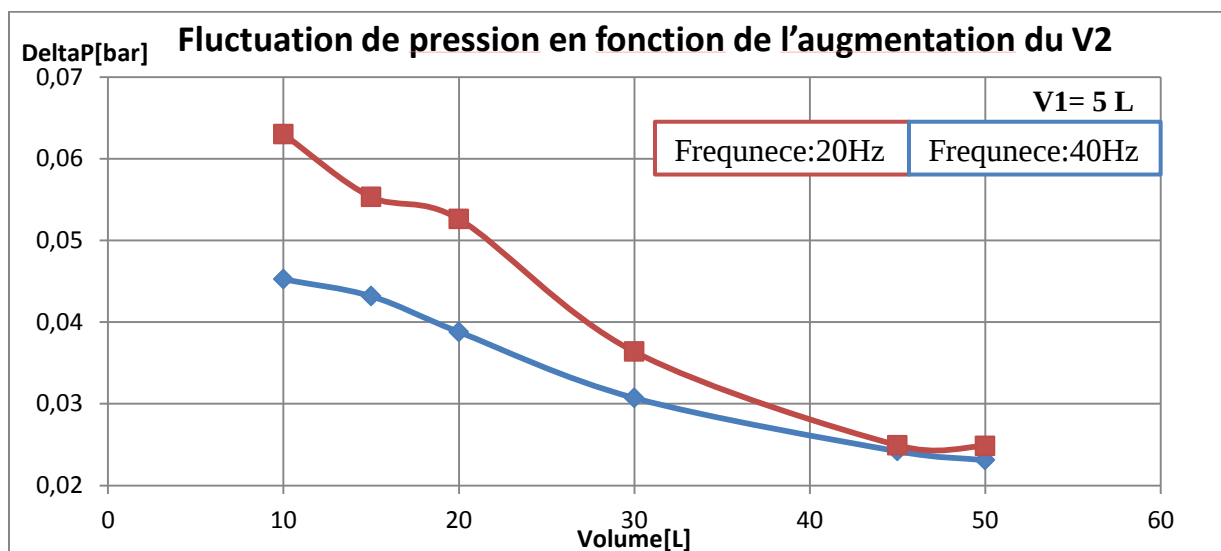


Figure 52 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, en fonction de V_2 , au point 4, pour un fréquence de pulsation de 10 et 20 Hz

On peut remarquer que l'augmentation de la fréquence de rotation de la vanne diminue l'amplitude des pulsations au niveau de la chaudière, et ce, quel que soit le volume du réservoir 2. Cet effet diminue toutefois avec l'augmentation du volume.

La Figure 53 montre l'évolution des fluctuations de pression en fonction de l'augmentation de la fréquence. Pour ce cas de simulation, le volume du réservoir 1 est fixé à 5L, et le volume du réservoir 2 à 50L. On peut remarquer que l'amplitude des fluctuations de pression diminue au niveau de la chaudière avec l'augmentation de la fréquence de pulsation.

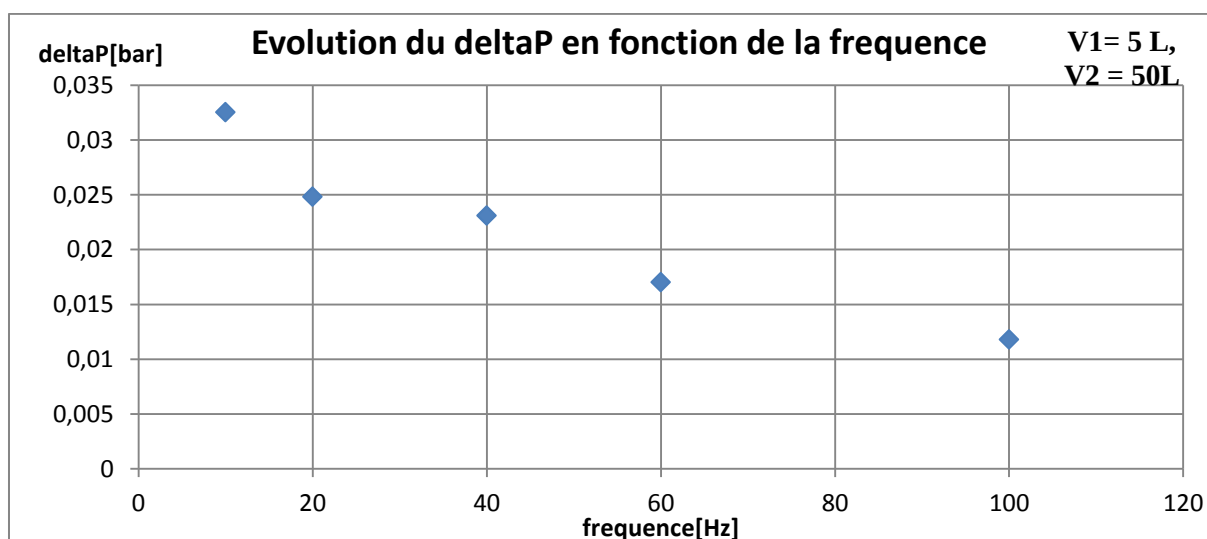


Figure 53 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, et $V_2=50$ l, au point 4, en fonction de la fréquence de pulsation de la vanne

Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la fréquence de rotation de la vanne va la rendre de moins en moins perméable. En effet, le temps pendant lequel la vanne est ouverte est plus court, et l'inertie du gaz limite le débit passant à chaque ouverture. Si l'on souhaite maintenir le débit à une valeur donnée, il est nécessaire d'augmenter la différence de pression entre le point P2 et l'échappement. Dans ce cas, il est nécessaire de vérifier que la loi de variation présentée sur la Figure 53 reste valable.

La courbe présentée sur la Figure 54 résulte de cette étude, pour le cas où le volume du réservoir 1 est de 5L. Plusieurs variations de volume de réservoir 2 ont été testées. La simulation a été effectuée pour une pression au point P2 variant de 2 à 7 bars.

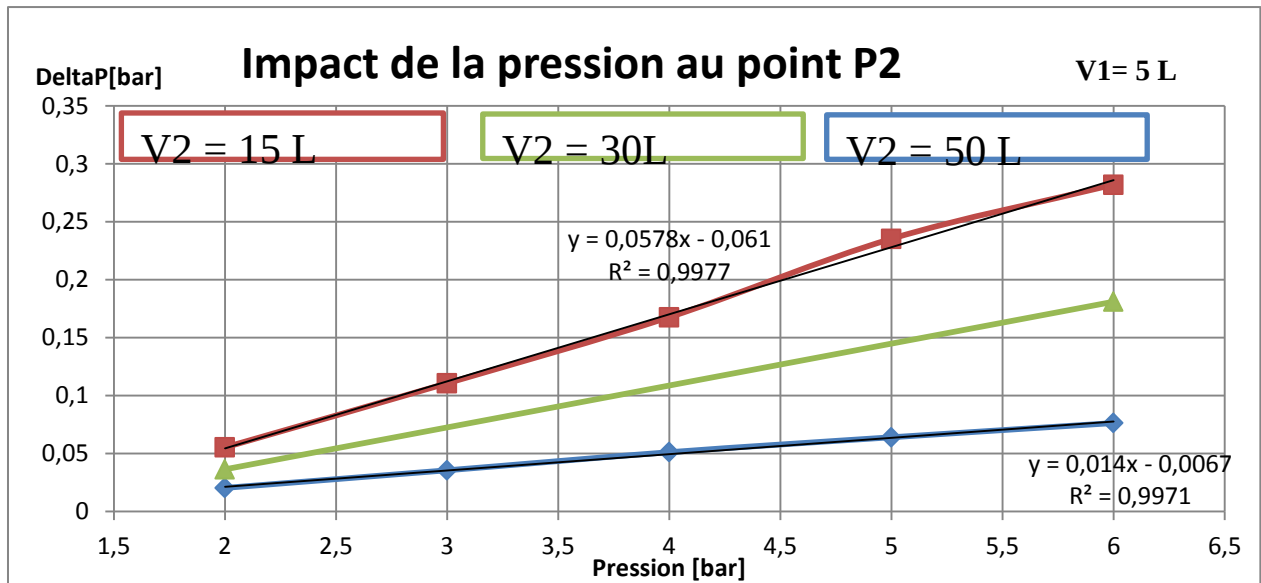


Figure 54 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume V1=5 l, et pour V2=15 l, V2=30 l et V2=50 l, pour différentes pression en entrée

On peut observer que l'amplitude des fluctuations de pression au point 4 augmente linéairement avec l'augmentation de la pression, et ce pour des valeurs de volumes différents. Cela permet de connaître l'amplitude des fluctuations dans la chaudière quelle que soit la pression moyenne.

II.2.2.2 Etude de la modulation de la forme de la pulsation

Dans la partie précédente, la ligne d'air entre les vannes et la chaudière a été dimensionnée grâce à l'utilisation du logiciel « Openwam ». Dans la suite de l'étude, ce même logiciel a été utilisé pour étudier comment il serait possible de moduler la forme des pulsations en sortie des vannes. Une des solutions envisagée consiste en l'utilisation de diaphragmes placés en amont et en aval de la vanne. Le modèle de simulation est présenté ci-dessous (Figure 55). L'architecture de la ligne d'air est similaire à celle présentée dans le chapitre II.221, à la différence qu'un diaphragme a été placé dans la conduite 3. Il est positionné à une distance équivalente à un diamètre d en amont de la vanne.

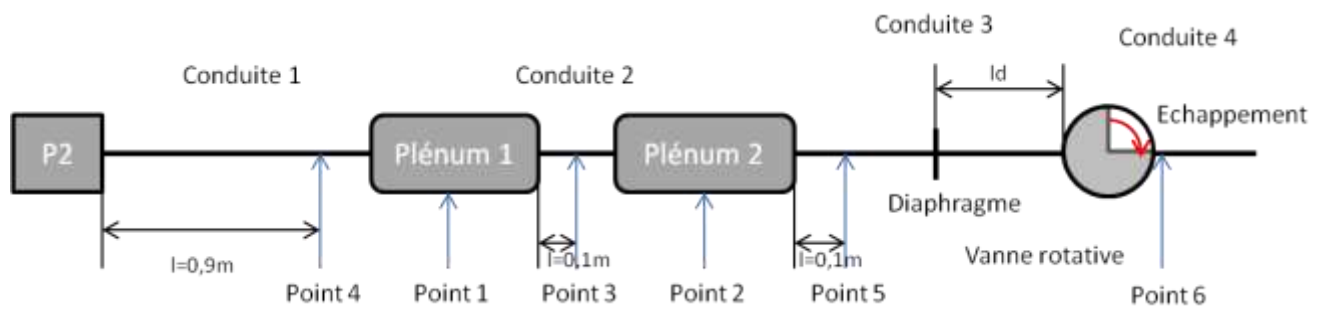


Figure 55 : Schéma de l'architecture de la ligne d'air permettant de moduler la forme des pulsations en aval des "wastegates"

Les conditions de simulation sont présentées dans le Tableau 9 :

Conduite n°	1	2	3	4
Longueur en m	1	0,2	0,2	2
Diamètre en m	0,044	0,044	0,044	0,044
Paramètre de maille en m	0,01	0,01	0,01	0,01

Tableau 10 : Tableau caractéristiques des conduites du montage avec diaphragme

La vanne rotative représentant le fonctionnement d'une « wastegate » a les caractéristiques suivantes :

- Diamètre de passage : 0,044m,
- Vitesse de rotation : 40Hz,
- Rapport cyclique : 50%

Les conditions de simulation sont les suivantes :

- La température : 600°C
- La pression à P2 est de 2bar
- La pression à l'échappement est de 1bar

Dans un premier temps, la mesure de la pression au point 6 a été obtenue avec un montage sans diaphragme. Le résultat est présenté dans la Figure 56. La courbe bleue représente l'ouverture de la vanne, et la courbe rouge la pression en sortie de la vanne. On peut remarquer que le gradient de pression est important. Pour diminuer ce gradient de pression, nous avons décidé, comme cela a été déjà annoncé, d'introduire un diaphragme en amont et en aval de la vanne.

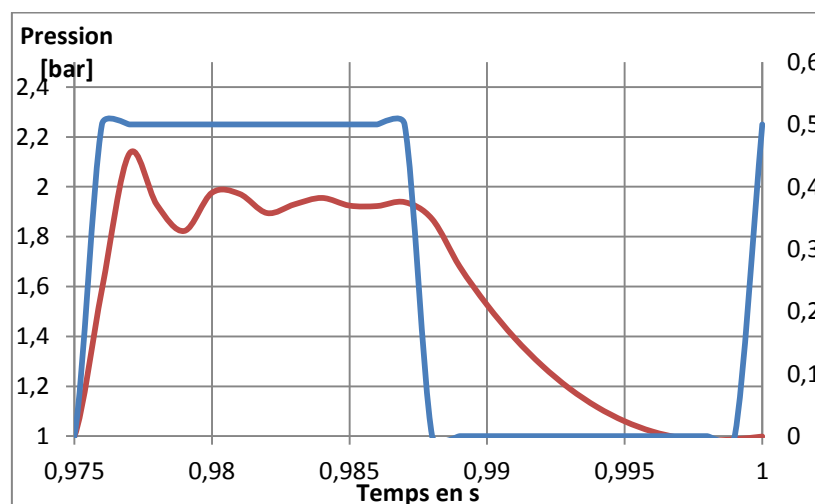


Figure 56 : Evolution de la pression en sortie de la vanne

- Influence de la géométrie du diaphragme

Dans un premier temps, l'influence du diamètre du diaphragme monté en amont de la vanne a été étudiée. Trois diamètres de diaphragme ont été simulés, placé à une distance de 44 mm en amont de la vanne. Les diaphragmes simulés ont pour diamètres 15 mm, 20 mm et 30 mm. La Figure 57 présente les résultats obtenus pour les trois simulations. On peut remarquer, que le gradient de pression à l'entrée de la turbine diminue quand on diminue le diamètre du diaphragme. On peut également remarquer que la pression maximale, obtenue une fois l'écoulement permanent établi, est plus faible dans le cas de l'utilisation d'un diaphragme de plus faible diamètre. Cela peut s'expliquer par le fait que la restriction de section limite l'épanouissement spatial de l'écoulement. Cela se note d'ailleurs sur la valeur du débit maximal, qui est, par conséquent, plus faible. Le fait d'avoir réduit la section de passage du fluide, augmente nécessairement les pertes de charge dans la conduite, limitant ainsi le débit.

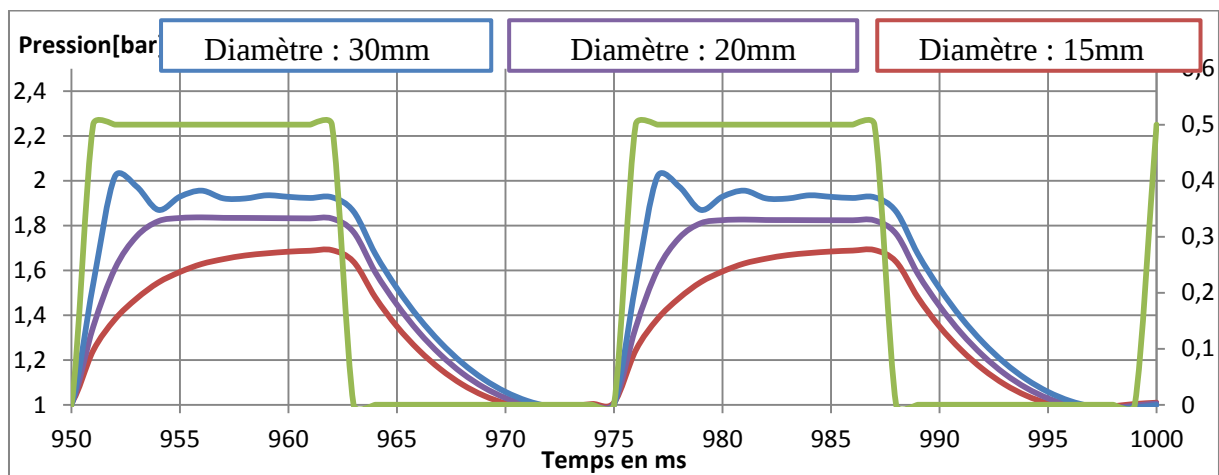


Figure 57 : Evolution de la forme de la pulsation selon le diamètre du diaphragme placé en amont de la vanne

Par la suite, les mêmes diaphragmes ont été placés en aval de la vanne. Les résultats sont présentés dans la Figure 58. On peut à nouveau observer que plus le diamètre du diaphragme est faible, moins le gradient de pression est important. On peut aussi noter que l'effet de diaphragme est moins important que lorsque celui-ci est monté en amont de la vanne.

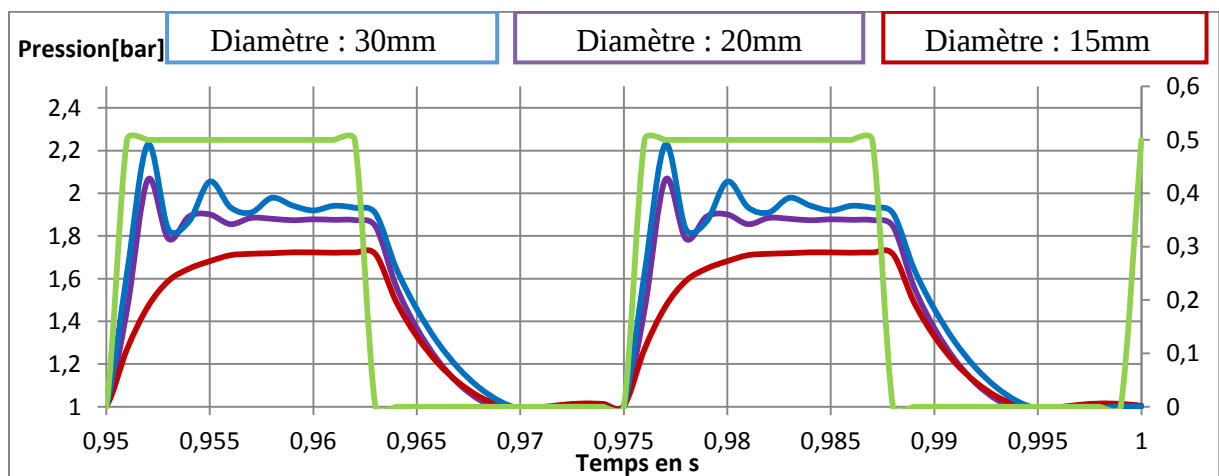


Figure 58 : Evolution de la forme de la pulsation selon le diamètre du diaphragme placé en aval de la vanne

- Influence de la position du diaphragme

La même simulation a également été lancée en changeant, cette fois, la position du diaphragme en amont de la vanne. Ces tests ont été réalisés uniquement pour le cas d'un diaphragme de 20mm de diamètre. La Figure 59 montre la fluctuation de pression en sortie de la vanne pour chacune des positions du diaphragme. On peut observer que toutes les courbes sont superposées. L'influence de la position du diaphragme dans la veine fluide ne modifie pas le gradient de pression en sortie de la vanne.

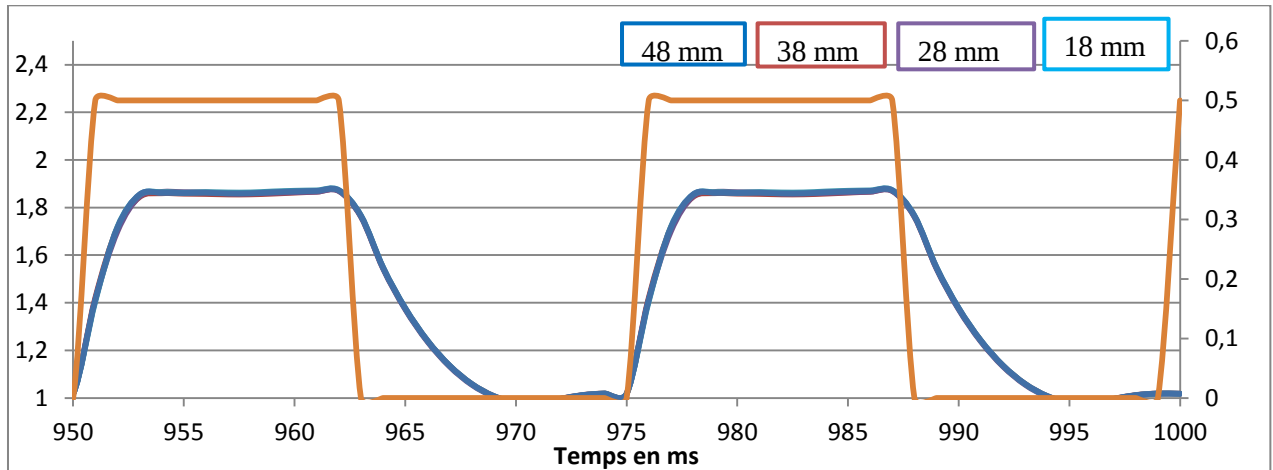


Figure 59 : Evolution de la forme de la pulsation selon la distance entre le diaphragme et la vanne

- Bilan :

Lors de cette étude, il a été mis en évidence que l'utilisation d'un diaphragme peut modifier l'évolution locale de l'écoulement en sortie de la vanne. La diminution du diamètre du diaphragme permet de réduire le gradient de pression en sortie de la vanne, mais tend également à limiter le débit maximal. La position du diaphragme dans la ligne d'air n'affecte pas la forme de la pulsation. Le contrôle de la pression au niveau du point P2, ainsi que le changement du rapport cyclique, couplé à l'utilisation de diaphragme donne la possibilité de modifier le gradient de pression en sortie de la vanne, et donc en entrée de la turbine.

Chapitre III - Développement de l'instrumentation

III.1 Introduction

L'instrumentation habituellement utilisée sur un banc d'essai de turbocompresseur, en conditions stabilisées, est composée de différents capteurs permettant de mesurer la pression, la température dans des sections particulières du turbocompresseur, le débit, et vitesse de rotation. Toutefois, pour étudier le comportement d'un turbocompresseur en régime transitoire, il est nécessaire d'adapter cette instrumentation afin qu'elle puisse effectuer ces mesures en transitoire. Certaines mesures ne posent pas de soucis car les capteurs permettant de les obtenir, existent déjà. En revanche, pour certaines grandeurs, l'instrumentation n'existe pas, ce qui limite ainsi l'étude du comportement du turbocompresseur pour les phases de transitoire rapide. On peut notamment citer la mesure de pression totale, la mesure de débit ainsi que la mesure de la température. A ces difficultés de temps de réponse des mesures s'ajoutent des contraintes de température qui sont de l'ordre de 650°C en configuration standard en entrée de la turbine.

Ce chapitre traite du développement d'une instrumentation permettant de décrire le comportement de la turbine d'un turbocompresseur en régime transitoire à haute température. Dans un premier temps, une sonde permettant la mesure de la pression totale ainsi que du débit en régime transitoire à été développée. Cette sonde a été conçue pour résister aux conditions de pression, température et débit que l'on peut communément trouver à l'échappement d'un moteur à combustion interne. Dans un second temps, analyse des technique de mesure de température en transitoire a été réalisée. Suite à cette étude, une sonde de type thermocouple, basée sur une architecture innovante, a été conçue, fabriqué et testée.

III.2 Mesure de la pression totale et du débit turbine en régime transitoire

III.2.1 Introduction, problématique lié à la mesure du débit et solution choisie

III.2.1.1 Introduction

La mesure de la pression statique en régime transitoire à haute température est une mesure qui est fréquemment réalisée notamment à l'échappement de moteurs à combustion interne. Le comportement de la turbine d'un turbocompresseur est notamment décrit par le rapport de détente total à statique, calculé entre la pression totale entrée turbine et la pression statique sortie turbine, ainsi que par le débit massique. Il y a donc deux manières d'aborder le problème, pour déterminer la pression totale :

- Une mesure de vitesse du fluide et une mesure de pression statique. La mesure de la vitesse et de la pression statique permettent de calculer la pression totale, moyennant une hypothèse pour calculer la densité locale. Le débit est obtenu à partir de la vitesse.
- Une mesure de pression statique et une mesure de pression totale. Le calcul de la différence des deux permet d'obtenir la vitesse, puis le débit.

Dans la majorité des cas, la première solution est choisie. La vitesse du fluide en entrée turbine est mesurée, par exemple, à l'aide d'un ou plusieurs fils chauds.

III.2.1.2 Mesure du débit en régime transitoire par sonde fil/film chaud

La mesure de la vitesse et du débit instantané est fréquemment réalisée par l'utilisation de sonde de type fil/film chaud. Cette technique est basée sur la dissipation calorifique d'un fil/film chauffé par effet Joule dans un écoulement. L'élément chauffé est alors refroidi principalement par convection. Sa température et la résistance de la sonde étant directement liés, la modification des conditions d'écoulement local tels que : la vitesse, la température, entraînent une modification de la résistance. Ce comportement est décrit par la loi de King dans un fluide donné :

$$\frac{R \cdot I^2}{(R - R_a)} = A + B \sqrt{U_{eff}}$$

Avec : R : la résistance du fil chaud , R_a : la résistance du fil à température ambiante, I : le courant passant à travers le fil, U_{eff} : la vitesse effective de refroidissement du fluide, A et B : constantes caractéristiques respectivement pour le fluide et pour le fil.



Figure 60 : Photo d'une sonde anémométrique à fils chauds croisés

La mesure de la vitesse du fluide peut alors être réalisée de deux manières. Soit par mesure de la résistance du fil, dans le cas où le courant I est constant. Soit par mesure de courant dans le cas où la résistance du fil et donc sa température est constante. Le dernier montage est le plus performant du point de vu de la fréquence du phénomène transitoire car il permet de s'affranchir de l'inertie thermique de la sonde.

Une hypothèse importante pour ce type de mesure considère que la température du gaz est constante. Cette hypothèse n'est pas vérifiée dans notre cas. D'après les données du constructeur (TSI), les sondes de ce type ont une limite en température de l'ordre de 300°C, ce qui affecte leur utilisation dans notre cas. De plus, ces sondes ne permettent que de mesurer une vitesse en un point. Des hypothèses sont donc nécessaires pour calculer le débit massique transitoire pour toute la section de passage du fluide.

III.2.1.3 Autres technique de mesure du débit en régime transitoire

Une solution développée par l'université de l'Institut Royal de Technologie de Suède (KTH) [39] (Figure 60) utilise également la mesure de la vitesse par fil chaud. Toutefois, la sonde comporte également un fil froid ainsi que deux tubes de Pitot. Le fil froid permet la mesure de la température du milieu ambiant. Les tubes de Pitot sont utilisés pour l'étalonnage en vitesse du fil chaud en régime stabilisé, ainsi que pour la mesure de la pression totale.

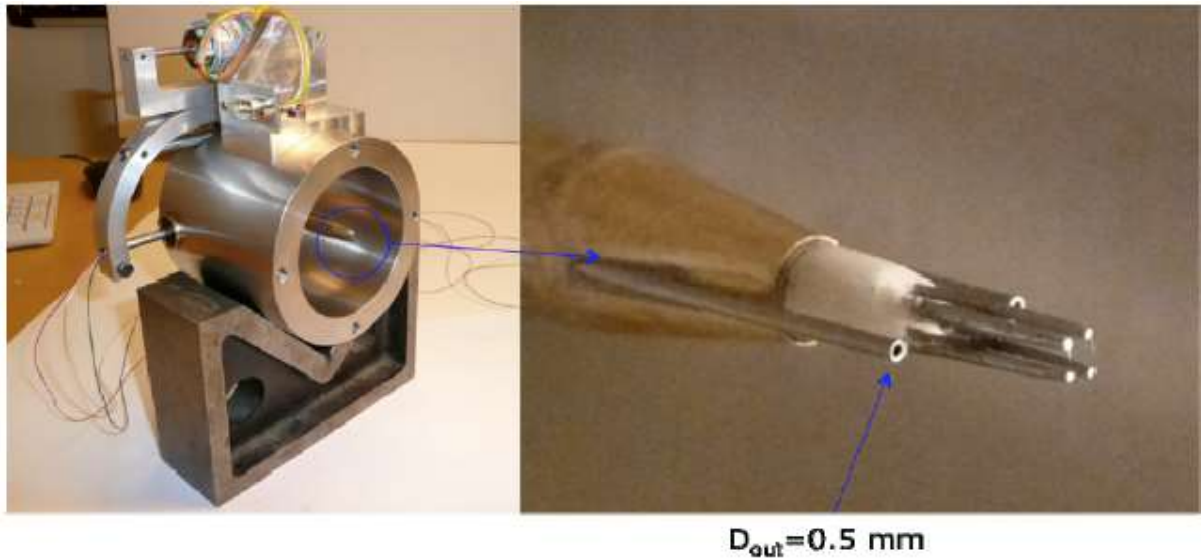


Figure 61 : Photo d'une sonde de mesure de vitesse comprenant des tubes de Pitot et des anémomètres à fil chaud [39]

Cette sonde, montée sur un ensemble mobile a notamment permis de mesurer le profil de vitesse d'un écoulement pulsé en conduite droite. Les résultats présentés sur la

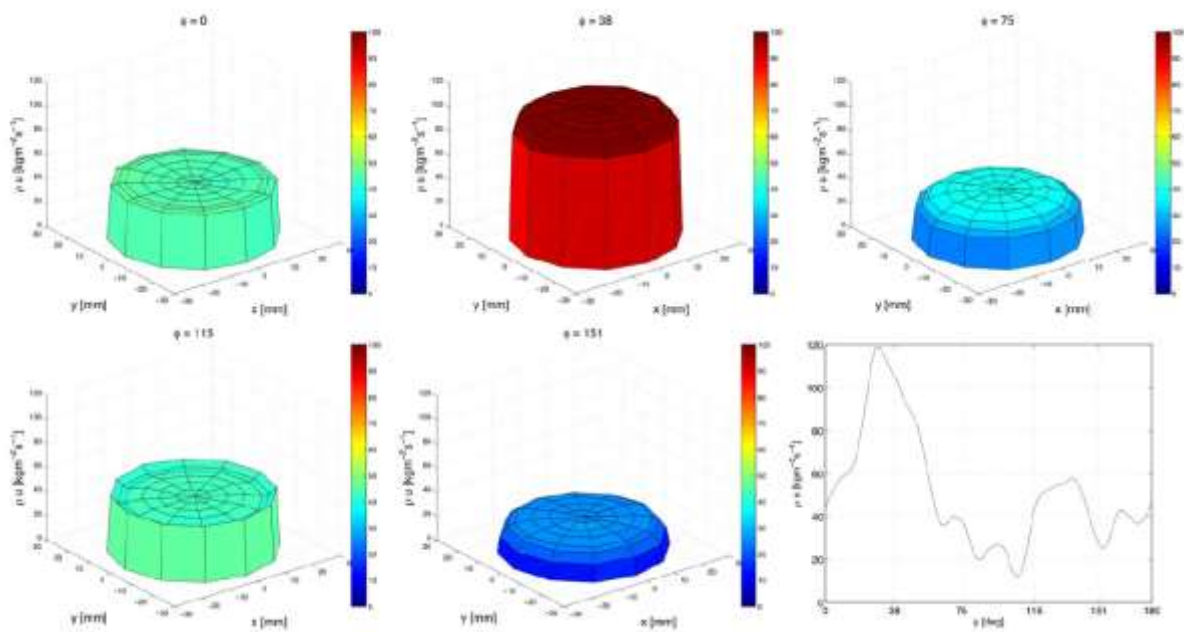


Figure 62 montrent l'évolution du profil de vitesse dans une conduite mesurés par ce système à différents phase de la pulsation. KTH a conclu que le profil de vitesse reste très uniforme durant l'ensemble de la pulsation. On peut toutefois noter que, dans certains cas, la vitesse maximale n'est pas mesurée au centre de la veine fluide, mais près de la paroi.

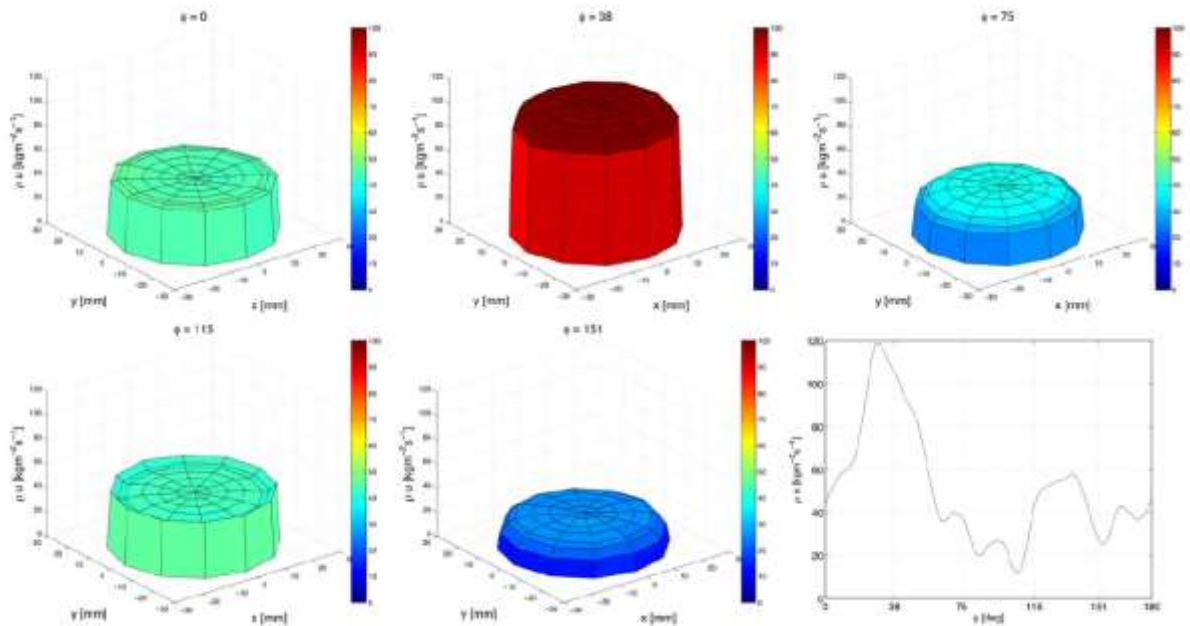


Figure 62 : Evolution du profil de vitesse d'un écoulement pulsé dans une conduite droite mesurée par [39]

Une autre technique permettant la mesure du débit en régime pulsé a été développée par le Centre de Transfert de Technologie du Mans (CTTM) [40]. Cette technique est basée sur la mesure de la pression différentielle en deux points d'une conduite à section variable (Figure 63). Ce système s'apparente quelque peu à un tube de Venturi. La spécificité de ce système réside en la connexion des deux chambres du capteur de pression différentielle à des terminaisons anéchoïques.

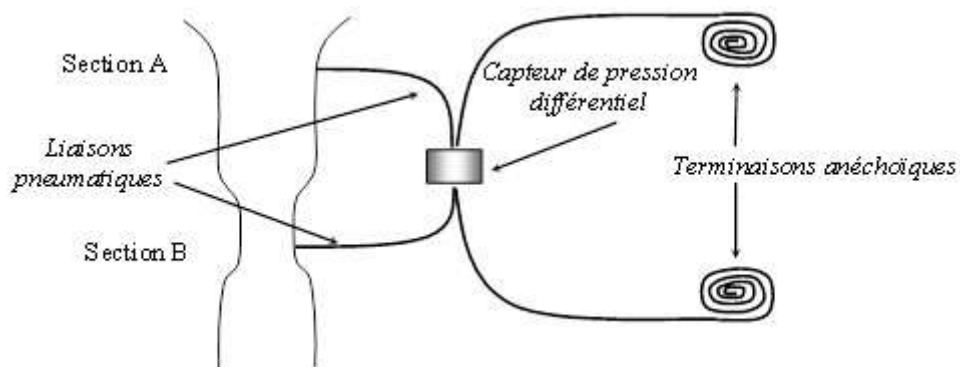


Figure 63 : Schéma d'installation du débitmètre instationnaire dans une veine fluide [40]

Peu de résultats ont été publiés sur ce montage expérimental. On peut seulement noter ce comparatif de mesure de débit instantané avec un film chaud. L'avantage de ce montage est qu'il pourrait être adapté à une mesure du débit instantané à haute température. L'inconvénient est qu'il entraîne une modification de la section du tube, et qu'il ne peut pas être facilement installé au plus près d'une volute.

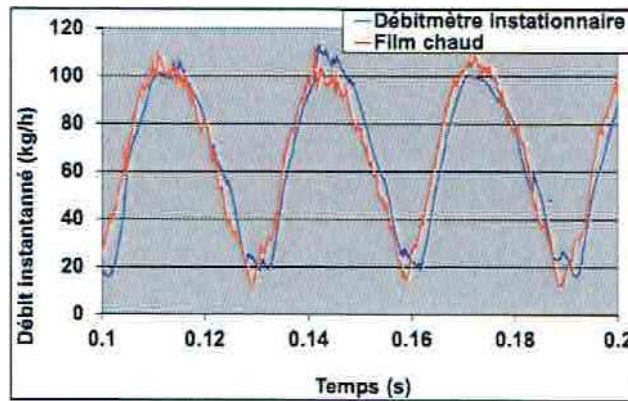


Figure 64 : Comparatif de débit instantané mesuré par un anémomètre à fil chaud et la sonde acoustique [40]

D'après les travaux de la référence [40], ce montage possède une bande passante supérieure à 100Hz, et permet la mesure du débit instantané à l'admission et à l'échappement d'un moteur. Toutefois, en l'absence de résultats expérimentaux disponibles, il est difficile de juger si ce montage est performant pour nos essais, et s'il est facile à mettre en place en entrée de la volute turbine.

III.2.1.4 Bilan et Choix du développement d'une solution

Suite à l'étude des solutions existantes pour la mesure du débit en écoulement pulsé, à haute température, on peut dégager deux techniques de mesure. L'utilisation de sonde de type fil chaud permet une mesure de la vitesse locale dans une conduite à très hautes fréquences. Le déplacement de ces sondes dans la veine fluide permet notamment la mesure du profil de vitesse dans la conduite, permettant ainsi une mesure plus fiable du débit. Ces sondes ont également l'avantage d'être petites, et permettent une instrumentation au plus proche de la volute. Toutefois, ces sondes ne résistent pas aux conditions d'essai. La cause principale étant la température trop élevée, ainsi que la variation de la température au cours du temps. L'utilisation d'une technique similaire à un tube de Venturi a été développée par le CCTM [40]. Elle a pour avantage de mesurer directement le débit en écoulement pulsé dans la conduite, et peut se placer à l'admission et à l'échappement d'un moteur à combustion interne. Peu de résultats sont disponibles sur cette méthode. De plus, l'utilisation de ce type de système entraîne une modification de la géométrie entrée turbine.

Afin de mesurer le débit en écoulement pulsé en entrée turbine, une nouvelle sonde a été développée. Un tube de Pitot permettant la mesure du débit en régime pulsé a été développé. En régime stabilisé cette solution permet de mesurer la pression totale ainsi que la vitesse locale du fluide à haute température. De plus, son encombrement peut être réduit afin de l'installer en entrée de la volute de la turbine en étant peu intrusif.

La suite de l'étude traite de l'adaptation de cette sonde de Pitot, à la mesure de la pression totale, et du débit en régime pulsé.

III.2.2 Modélisation acoustique

III.2.2.1 Modèle acoustique linéaire

Le tube de Pitot permet de mesurer la vitesse dans une conduite en écoulement stabilisé. Le principe est que la pression totale que l'on trouve au niveau du point d'arrêt du tube est la pression totale locale. Au point d'arrêt, la vitesse étant nulle, on peut alors simplement écrire que la pression

au niveau du capteur de pression est la même que celle au niveau du point d'arrêt. Le capteur mesure donc une pression totale. Dans ce cas, la pression totale varie au cours du temps, il est donc nécessaire de vérifier que la pression au niveau du capteur de pression est donc bien la même que la pression au niveau du point d'arrêt. L'étude du tube de Pitot revient donc en l'étude acoustique d'un tube ouvert au niveau du point d'arrêt, fermé au niveau du capteur de pression (Figure 65). Dans un premier temps, le tube sera modélisé par un tube droit à section constante, il peut donc être simplement modélisé par un système de type « résonateur quart d'onde » dont la modélisation est bien connue.

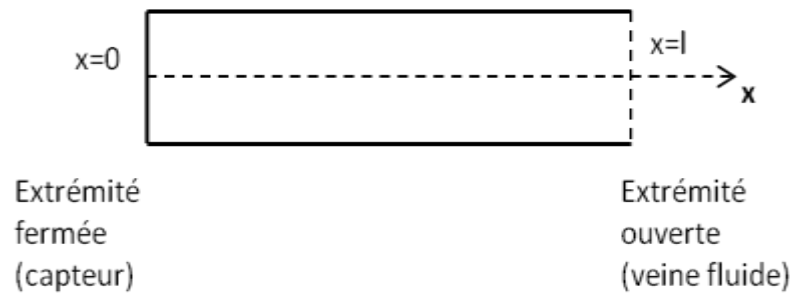


Figure 65 : Schéma d'un résonateur « quart d'onde »

Dans le cas de l'acoustique linéaire où une onde se propage dans une conduite droite, on peut écrire l'équation d'onde sous la forme :

$$\frac{1}{c^2} \cdot \frac{d^2 P}{dt^2} - \frac{d^2 P}{dx^2} = 0$$

Elle a pour solution :

$$P(x, t) = f(c \cdot t - x) + g(c \cdot t + x)$$

Cette solution peut également s'écrire sous la forme d'une solution harmonique :

$$P(x, t) = a \cdot \cos\left(\omega \cdot \left(t - \frac{x}{c}\right)\right) + b \cdot \sin\left(\omega \cdot \left(t + \frac{x}{c}\right)\right), \quad \text{pour tout } t, \text{ avec } a \text{ et } b \text{ deux constantes}$$

Dans le cas du résonateur quart d'onde schématisé sur la Figure 65, on a :

$$\text{En } x = 0, \quad \frac{dP}{dx}(0, t) = 0, \quad \text{pour tout } t$$

On peut en déduire que :

$$P(x, t) = 2 \cdot a \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \cos\left(\omega \cdot \frac{x}{c}\right), \quad \text{pour tout } t, \text{ avec } a = b$$

Le gain du tube de Pitot peut être exprimé par le rapport :

$$GdB(f) = -20 \cdot \ln\left(\left|\frac{P(0, t)}{P(l, t)}(f)\right|\right) = -20 \cdot \ln\left(\left|\cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot l}{c}\right)\right|\right), \text{ avec } \omega = 2 \cdot \pi \cdot f, \text{ pour tout } t$$

Le tube de Pitot peut résonner dans le cas où le gain est maximum. Ce qui est équivalent à :

$$\cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot l}{c}\right) = 0, \text{ c'est à dire : } \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot l}{c} = \frac{\pi}{2} + k \cdot \pi, \text{ avec } k \text{ entier}$$

On obtient ainsi :

$$f = \frac{(2 \cdot k + 1) \cdot c}{4 \cdot l}$$

Pour la longueur d'onde $\lambda = \frac{c}{f}$, on a la première résonance à $\lambda = 4 \cdot l$, et $f = \frac{c}{4 \cdot l}$

Dans le cas où la longueur du tube de Pitot est fixée à $l=0,05\text{m}$, on peut tracer la réponse en gain du tube de Pitot en fonction de la fréquence du signal.

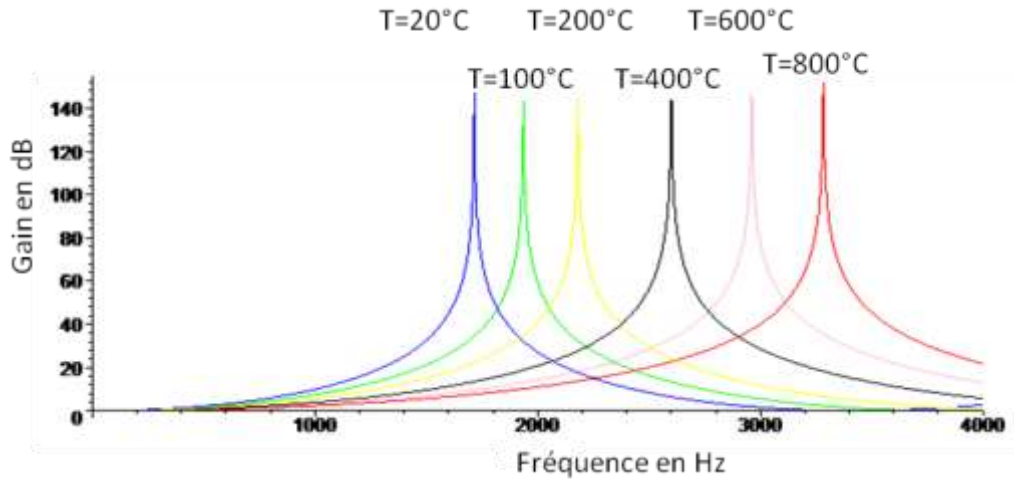


Figure 66 : Diagramme de Bode du tube de Pitot pour différentes température

On peut remarquer sur la Figure 66 que la fréquence de résonance d'un tube à section constante dépend fortement de la température d'essai. Le point positif de l'utilisation d'un tube de Pitot est que cette fréquence augmente avec la température. En conséquence, la mesure de la pression totale à basse fréquence est moins impactée par le tube de Pitot à haute température. On peut également remarquer qu'à basse fréquence, le gain du système reste proche de 0. La mesure de la pression par le capteur est donc très proche de la pression en entrée du tube.

Par la suite, la fréquence de résonance du tube pourra être adimensionnée comme suit :

$$f_{rk} = \frac{(2.k + 1).c}{4.l}, \text{ avec } c = \sqrt{\gamma.R.T}$$

Ou encore :

$$\frac{f_r(k)}{\sqrt{T}} = \frac{(1 + 2.k).\sqrt{\gamma.R}}{4.L}$$

La fréquence de résonance corrigée par la température peut s'écrire :

$$f_r k_{T_{cor}} = f_r k. \frac{1}{\sqrt{T}}$$

De même, dans le cas d'un résonateur quart d'onde, on peut corriger la fréquence par la longueur du résonateur.

$$f_r(k).L = \frac{(1 + 2.k).c}{4}$$

La fréquence de résonance corrigée par la longueur peut s'écrire :

$$f_r k_L = f_r k. L$$

On peut tracer la réponse en gain du tube de Pitot en fonction de la fréquence du signal pour différentes longueur de tube pour une température de 600°C :

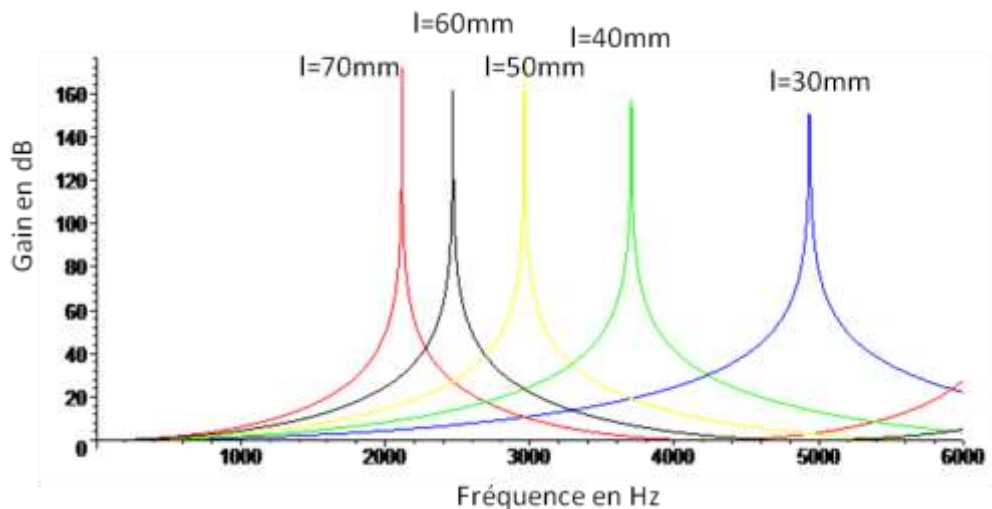


Figure 67 : Diagramme de Bode du tube de Pitot pour différentes longueur de tube à 600°C

On remarque sur la Figure 67 que la fréquence de résonance est également fortement influencée par la longueur du tube de Pitot. Cette remarque est évidente car le modèle utilisé est celui d'un résonateur « quart d'onde ». On a donc $f_{r0} = \frac{c}{4.l}$. Cette modélisation bien que simpliste a pour intérêt de mettre en évidence les différents paramètres à prendre en compte pour le dimensionnement du tube de Pitot.

III.2.2.2 Limite de la modélisation

Dans l'étude précédente, le tube de Pitot a été modélisé par un tube à section constante. La modélisation par un résonateur de type quart d'onde est donc réaliste. Toutefois, cela oblige à utiliser un tube dont le diamètre reste constant et égal à celui du capteur de pression fixé à son extrémité. Les capteurs de pression rapide résistants à la température les plus fins que nous avons trouvés possèdent un diamètre de mesure 6,8mm. Dans les cas « extrêmes », certains collecteurs d'échappement ont un diamètre pouvant atteindre 35mm. Le tube de Pitot se trouvant dans cette section, il est important que la section du tube de Pitot n'obstrue pas la section de la veine fluide pour ne pas modifier l'écoulement. Nous avons donc choisi de minimiser le diamètre du tube de Pitot « trempée » jusqu'à obtenir un rapport entre la section du collecteur et la section du tube de l'ordre de 100 (Figure 68).

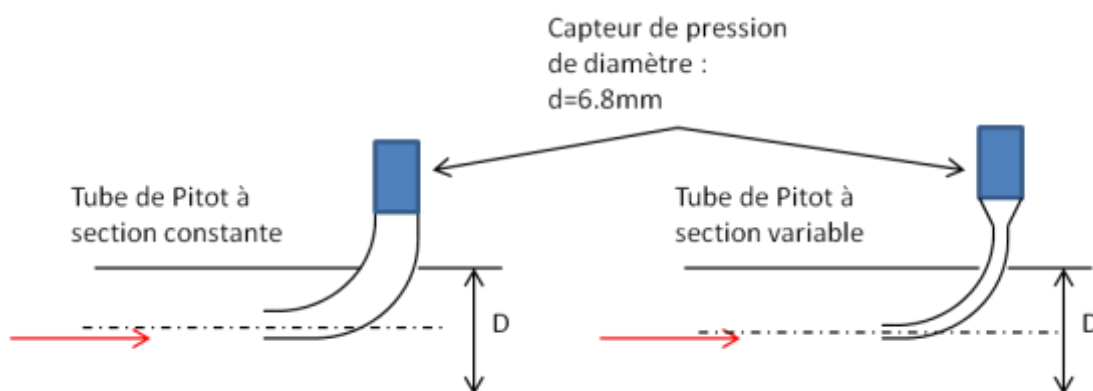


Figure 68 : Schéma du tube de Pitot installé sur une conduite

Le tube de Pitot ne peut donc plus avoir une section constante, le modèle du résonateur quart d'onde n'est donc plus parfaitement valable. Un parallèle peut être fait avec un autre résonateur acoustique : le résonateur d'Helmholtz. Ce résonateur bien connu est défini sur la Figure 69.

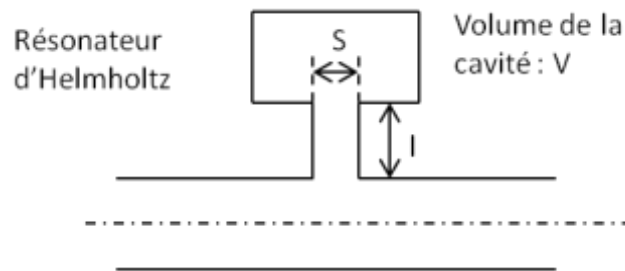


Figure 69 : Schéma d'un résonateur de Helmholtz installé sur une conduite

Sa première fréquence de résonance peut être calculée par la formule suivante :

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot l}}$$

Si on fait l'hypothèse que la cavité créée par le changement de section au niveau du capteur de pression est un cylindre de section S_c , de diamètre d_c , et de longueur l_c , on peut alors écrire que :

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{S_c \cdot l_c \cdot l}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{l_c \cdot l} \cdot \frac{d}{d_c}}$$

On peut déduire de cette relation que réduire le diamètre d du tube de Pitot entraîne une diminution de sa fréquence de résonance. Il est donc nécessaire de faire un compromis pour le diamètre du tube.

III.2.2.3 Bilan et paramètre important pour le cahier des charges

Cette étude acoustique du tube de Pitot a mis en évidence les paramètres à prendre en compte pour son dimensionnement. Dans un premier temps, la modélisation par un résonateur de type « quart d'onde » a permis de calculer le gain du tube sur le rapport de pression entre l'entrée du tube et la position du capteur. Dans les basses fréquences, le gain est proche de 0 ce qui permettrait une mesure correcte au niveau du capteur de pression. Par la suite, ce gain augmente avec un pic au niveau de la fréquence de résonance du tube. De plus, cette fréquence de résonance dépend de la température, ainsi que par la longueur du tube. Dans un second temps, le modèle d'un tube de Pitot à section variable a été spécifiquement développé pour diminuer l'encombrement du capteur vis-à-vis de la section de la veine fluide. Cette modification entraîne un changement de la valeur de résonance du système. Il a donc fallu vérifier que la fréquence reste suffisamment éloignée de la fréquence à mesurer.

III.2.3 Définition du cahier des charges de la sonde

III.2.3.1 Présentation de l'essai et de l'instrumentation

Afin de définir de cahier des charges acoustique du tube de Pitot, nous avons réalisé une étude des harmoniques des signaux de pression que l'on peut trouver dans le collecteur

d'échappement d'un moteur à combustion interne. Les signaux de pression échappement ont mesurés expérimentalement sur moteur au banc d'essai. L'objectif de cet essai est de quantifier les fréquences excitées selon différents points de fonctionnement du moteur afin d'établir une limite au delà de laquelle les fréquences ne sont plus importantes. Cette limite permettra donc de définir la plage sur laquelle le tube de Pitot devra avoir un gain quasi nul.

Ces mesures ont été effectuées sur un moteur Renault 1.2L, 4 cylindres, 4 temps, 16 soupapes, suralimenté, et d'une puissance de 85kW (ce moteur est référencé par le sigle D4FT). Ce moteur a été installé sur un banc d'essai au CRITT M2A. En plus de l'instrumentation standard du moteur permettant son fonctionnement et son contrôle, des capteurs de pression rapide ont été installés sur le collecteur d'échappement du moteur afin de mesurer les fluctuations de pression échappement. Le collecteur d'échappement est de type 4-1 (les 4 branches du collecteur se rassemblent en 1 point). Un capteur de pression a été placé sur une des branches du collecteur, tandis que le second mesure la pression au point de raccordement des quatre branches, juste avant la jonction avec la volute du turbo (Figure 70).

Les capteurs de pression sont alimentés en 12V, et génèrent une tension comprise en 0 et 5V. Ces tensions sont mesurées par un module d'acquisition National Instrument à une fréquence de 30 kHz de manière synchronisées.

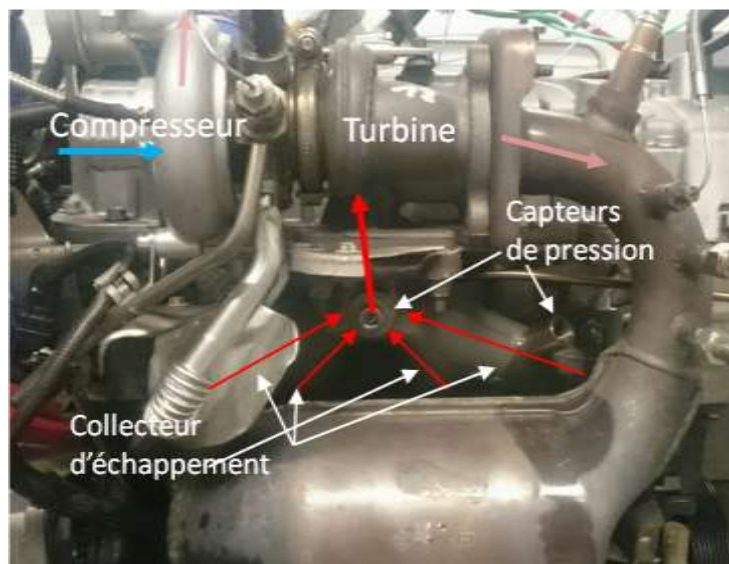


Figure 70 : Photo du moteur au banc avec l'instrumentation en pression rapide

Les points de fonctionnement moteur testés sont résumés dans le Tableau 11:

Charge moteur	Vitesse de rotation du moteur en rpm							
	750	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
50%	x	x	x	x	x	x	x	x
75%	x	x	x	x	x	x	x	x
100%	o	x	x	x	x	x	x	x

Tableau 11 : Tableau des points de fonctionnement moteur mesurés

La plage de vitesse de rotation du moteur est limitée à 3000rpm car nous nous sommes fixés 2000rpm comme limite de vitesse pour le banc d'essai.

III.2.3.2 Résultats d'essai et analyse des résultats

Les mesures de pression obtenues sur un cycle moteur sont tracées dans la Figure 71. Dans un premier temps, on peut remarquer que les signaux de pression mesurés aux deux endroits du collecteur d'échappement sont très similaires. Seule une différence d'amplitude pour trois des quatre pulsations moteur est notable. Cette différence en amplitude n'a pas lieu lorsque la branche où est installé le capteur de pression est alimentée en gaz d'échappement.

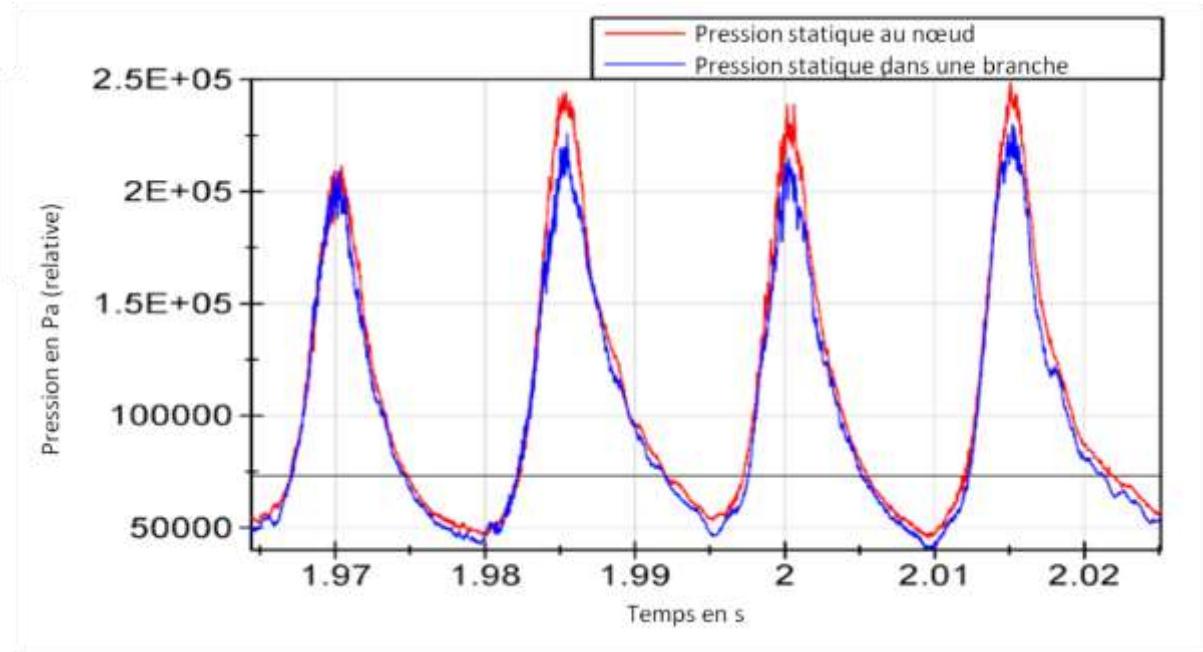


Figure 71 : Signaux de pression mesurés à 2000rpm pour 100% de charge moteur

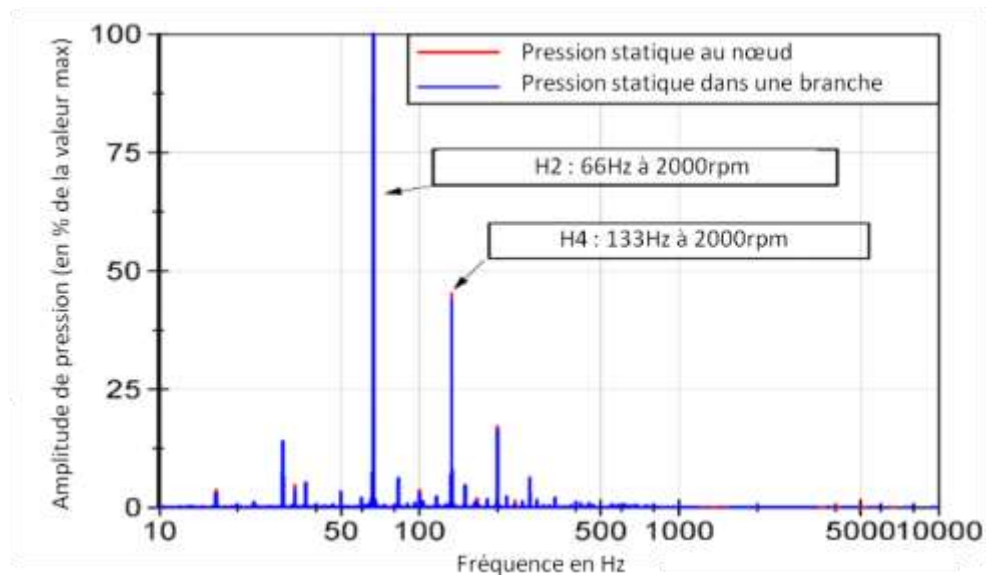


Figure 72 : Analyse de Fourier FTT des signaux de pression mesurés à 2000rpm pour 100% de charge moteur

Une analyse des Fourier des signaux de pression a ensuite été réalisée pour l'ensemble des points de fonctionnement mesurés (Figure 72 ()). On peut repérer la fréquence des pulsations qui correspond à l'harmonique H2, l'harmonique H1 étant la fréquence de rotation du moteur. Sur ce point de fonctionnement à 2000 tours/minute, on peut noter que les harmoniques principales ne dépassent pas 500Hz.

III.2.3.3 Bilan de l'essai et conclusion

Les fréquences prépondérantes les plus élevées que nous avons mesurées correspondent à une vitesse du moteur de 3000 tr/minutes. Elles se limitent à 900Hz. La charge du moteur à cette vitesse de rotation n'a pas d'impact significatif sur la plage de fréquence excitée. De même, les deux capteurs de pression rapide ont mesuré les mêmes fréquences. On peut noter une légère différence d'amplitude sur certaines harmoniques.

Suite aux résultats des essais précédemment réalisés, un cahier des charges a pu être mis en place pour le tube de Pitot. En effet, la sonde doit pouvoir mesurer des signaux de pression jusqu'à une fréquence de 1000Hz à 20°C pour que la mesure soit fiable. Cela permet de réaliser des mesures de pression en entrée turbine dans le cas d'un essai à chaud, comme pour le cas d'un essai à température ambiante.

III.2.4 Simulation acoustique et optimisation de la géométrie de la sonde

III.2.4.1 Introduction : géométrie de la sonde et limite du modèle 1-D

Une sonde de type tube de Pitot à section constante a dans un premier temps été envisagée. Toutefois, compte tenu du diamètre du capteur de pression fixé à son extrémité, il n'est pas possible de conserver une section constante. La sonde doit également posséder une fréquence de résonance suffisamment élevée pour que le phénomène de résonance ne vienne pas polluer les fréquences du signal à mesurer. Cette fréquence a été fixée à 1000Hz pour une température de 20°C. La géométrie de la sonde doit être adaptée pour valider ce cahier des charges.

Afin d'obtenir une analyse fréquentielle précise d'une géométrie complexe, il a été décidé de modéliser en 3 dimensions puis de réaliser une étude acoustique par éléments finis en 3 dimensions de la conduite du tube de Pitot. Cette étude a été réalisée grâce au logiciel VaOne.

III.2.4.2 Modélisation 3-D de la sonde

- Principe de la simulation :

Le principe de la simulation est de déterminer l'influence de la géométrie de la conduite du tube de Pitot afin sur le gain de pression entre l'entrée du tube et le point de mesure du capteur de pression. Pour cela, le modèle comprend la géométrie intérieure du tube de Pitot ainsi que son installation dans une conduite cylindrique. Les parois de la sonde ainsi que les parois de la conduite sont indéformables. Les conditions aux limites aux extrémités de la conduite sont réalisées par l'adjonction de plaques qui peuvent se translater selon un mode de piston de même direction que l'axe de la conduite (Figure 73).

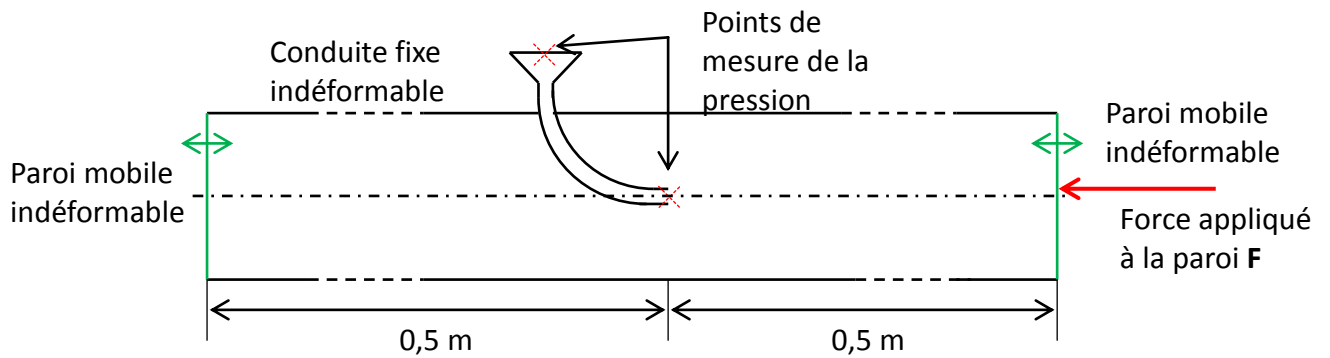


Figure 73 : Schéma de la simulation acoustique du tube de Pitot dans une conduite rigide

Sur la paroi mobile face à l'entrée du tube de Pitot, une force **F** normale à cette paroi est appliquée. Cette force périodique est de la forme :

$$F(t) = F * \sin(2. \pi. f. t)$$

Elle permet de faire vibrer la paroi mobile, qui, à la manière d'un haut-parleur, sert d'excitateur acoustique dans la conduite. Cette onde se propage dans la conduite et dans le tube de Pitot et est réfléchiée de l'autre côté de la conduite. En effet, il n'a pas été possible de faire une terminaison anéchoïque en sortie de la conduite. Cette paroi mobile bien qu'amortie pour limiter les ondes de retour, ne peut empêcher la création d'une onde stationnaire. Le tube de Pitot est placé au milieu de la conduite. Une première mesure de pression acoustique est réalisée à l'entrée du tube. La pression acoustique est également mesurée à l'extrémité du tube de Pitot, à l'endroit où le capteur de pression doit être placé.

- Mise en place de la simulation :

Dans un premier temps la géométrie du tube de Pitot et de la conduite sont réalisés sous Catia V5 en éléments surfaciques. La géométrie importée sous Star CCM+ et est ensuite maillée en 3D. Les paramètres du maillage utilisé sont donnés dans le Tableau 12. Le maillage obtenu est alors importé dans le logiciel Va One [41] (Figure 74). Les parois indéformables et les parois mobiles sont alors définies, ainsi que la norme de la force **F**.

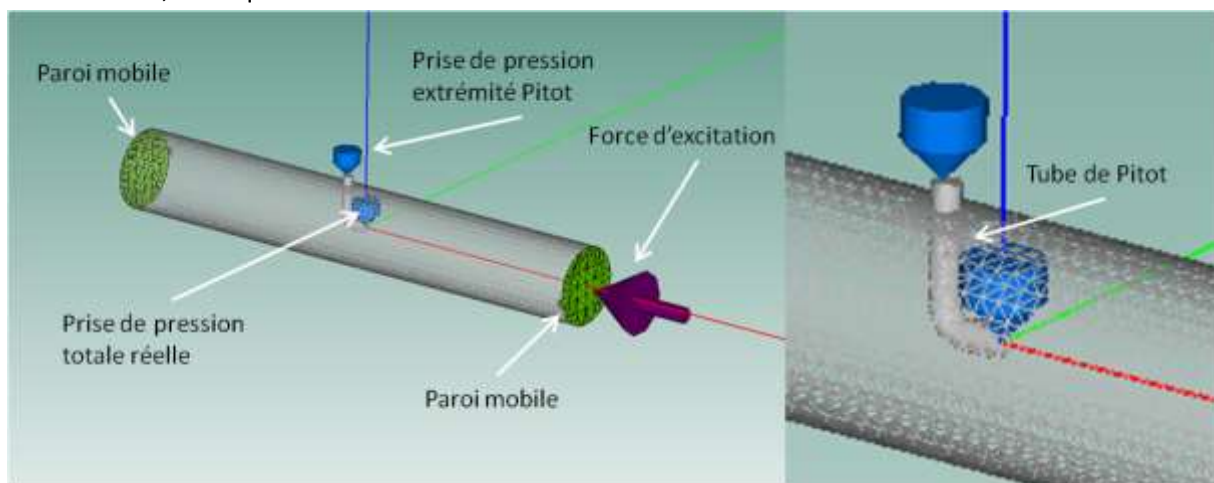


Figure 74 : Photos de la simulation acoustique réalisée sous Va One [41]

Dans un premier temps, le logiciel réalise un calcul des modes propres acoustique de la cavité dans le cas où toutes les parois sont indéformables. La simulation est ensuite réalisée dans le cas où le système acoustique est en excitation forcée par la translation de la plaque. Lors de cette

simulation, la réponse acoustique du système est calculée pour différentes fréquences de f . Dans ce cas, f varie entre 10Hz et 5000Hz par pas de 10Hz. C'est donc 500 calculs qui sont lancés. Le gain et la phase entre les deux capteurs acoustiques est calculé pour chaque fréquence testée, et permet d'obtenir le diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot.

III.2.4.3 Validation de la simulation

III.2.4.3.1 Comparaison à un modèle de référence :

Dans un premier temps, la simulation est réalisée pour un tube de Pitot à section constante. Il est ainsi possible de comparer le résultat obtenu par simulation avec le résultat obtenu par calcul analytique.

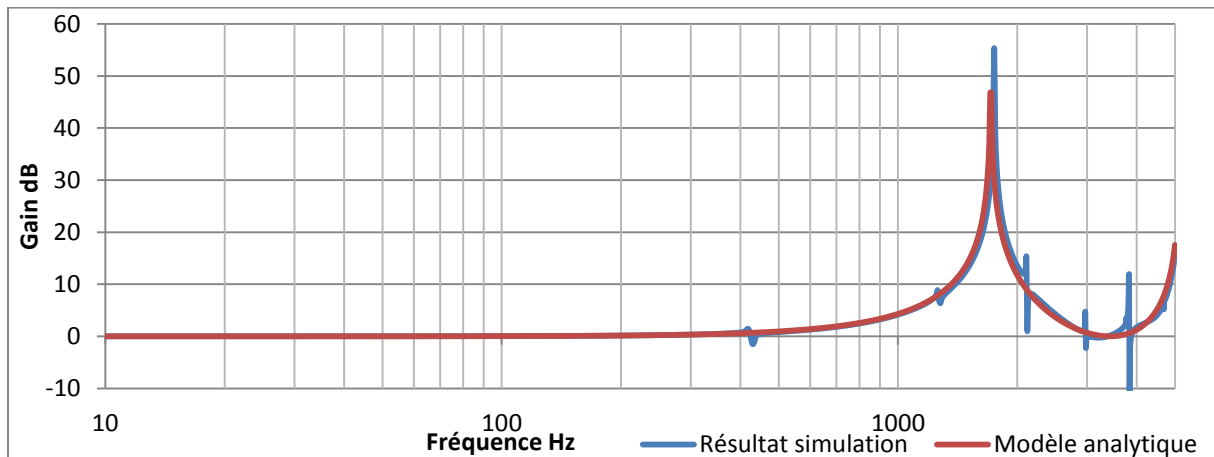


Figure 75 : Réponse acoustique d'un quart d'onde obtenu par simulation acoustique et calcul analytique

On observe que les résultats obtenus par simulation d'un tube coudé à section constante modélisé en 3d est similaire au modèle analytique développé dans le chapitre précédent (Figure 75).

III.2.4.3.2 Etude de sensibilité des paramètres de simulation :

- Le maillage

Dans un second temps, une étude de sensibilité aux paramètres de simulation est réalisée. Les paramètres testés ainsi que leurs valeurs sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Zone	unité	référence	variable
Conduite	mm	10	5
Min conduite	mm	5	2.5
Pitot	mm	1	0.5

Tableau 12 : Tableau récapitulatif des tailles de mailles testées

L'étude du maillage a mis en évidence que la taille de maille de référence qui a été choisie n'influence pas le résultat. Cela a seulement augmenté la durée du calcul. Une taille de maille plus grande n'a pas été simulée car des déformations de la géométrie notamment du tube de Pitot sont apparues lors de la génération du maillage.

- L'amplitude d'excitation

La simulation a été testée dans le cas d'une force $F=100\text{N}$. Aucune différence de au niveau de la réponse du tube de Pitot n'a pu être constatée (Figure 76).

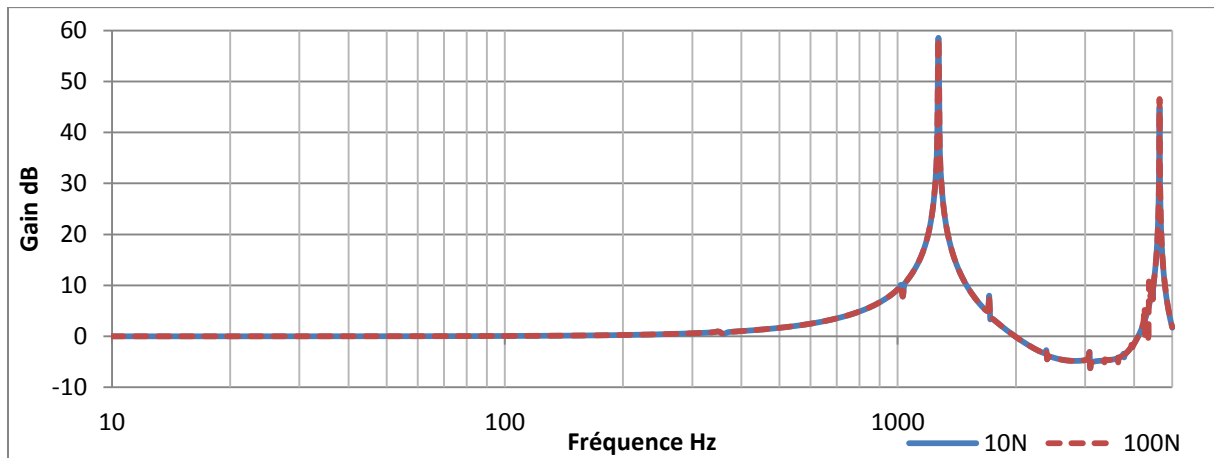


Figure 76 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot pour différents effort d'excitation

- La pression moyenne

De même, la simulation à été testée avec une pression moyenne absolue de 2bar. Aucune différence de au niveau de la réponse du tube de Pitot n'a pu être constatée. Le modèle de calcul étant linéaire, on pouvait s'attendre à ce résultat.

- La température

Dans le chapitre précédent, une fréquence de résonance corrigée en fonction de la température a été définie.

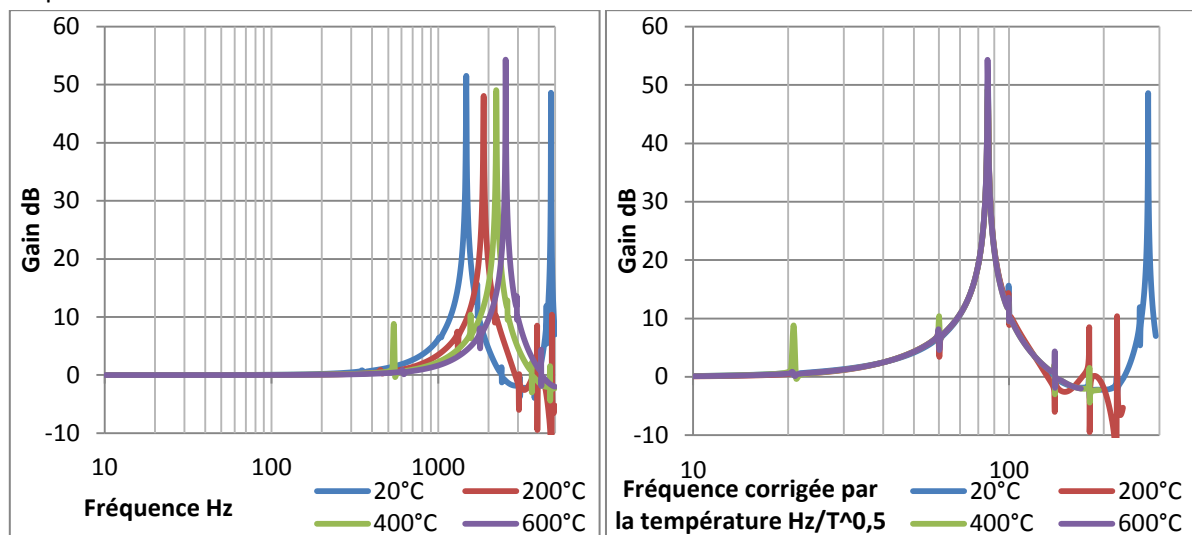


Figure 77 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot à différentes température en fréquence à droite, et en fréquence corrigée à gauche

La fréquence de résonance du tube de Pitot est bien impactée par la température. Toutefois l'utilisation de la fréquence corrigée permet bien de s'affranchir de la température de la simulation

(Figure 77). Ce résultat permet de valider l'utilisation de la fréquence corrigée pour l'extrapolation des résultats de simulation à d'autres températures.

- Le coefficient d'absorption

L'effet de l'absorption sur la réponse acoustique de la sonde a également été testé (Figure 78). Son impact n'est pas négligeable sur la réponse acoustique de la sonde toutefois ce paramètre ne peut pas être ajusté en conditions réelle. Il n'est pas non plus pris en compte dans le modèle analytique, ce qui peut expliquer l'écart entre les résultats analytiques, et les simulations 3D.

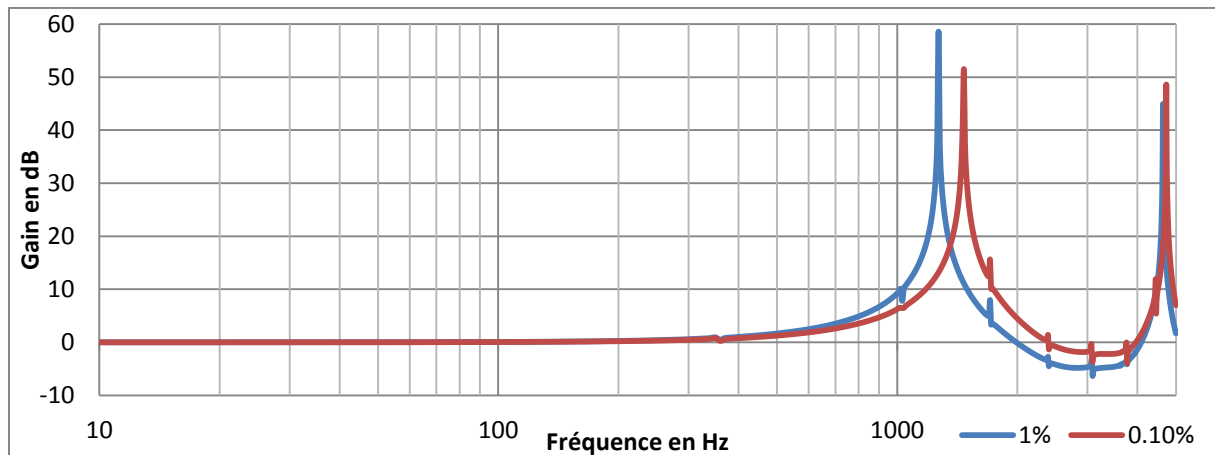


Figure 78 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot pour différents effort d'excitation

- Bilan :

Afin de valider l'utilisation de la simulation acoustique en 3 dimensions, des tests ont été réalisés dans le cas de géométrie simple, et comparés avec des modèles analytiques connus. De plus, l'impact des paramètres de modélisation tels que la taille des mailles, le niveau de pression, ou l'amplitude des oscillations ont été testés, et ont permis de montrer que les paramètres choisis n'influençaient pas les résultats de la simulation. Finalement, l'utilisation de la fréquence corrigée par la température pour des résultats de simulations à différentes températures a été validée.

III.2.4.4 Géométrie choisie et résultats études acoustiques

Suite à ces essais de validation, une optimisation de la géométrie de la conduite du tube de Pitot a été lancée. La géométrie de la sonde de Pitot a été modifiée et simulée à plusieurs reprises jusqu'à obtenir une géométrie validant le cahier des charges acoustique de la sonde. Une contrainte supplémentaire concernait la fabrication de la sonde. Finalement, un compromis du point de vue de la géométrie a été trouvé ; le résultat de la simulation acoustique est donné dans la Figure 79.

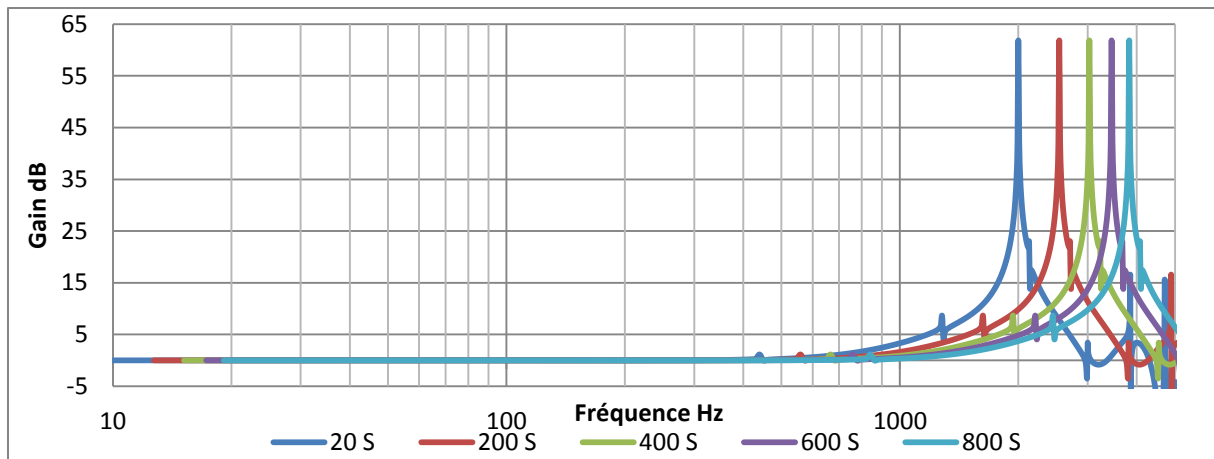


Figure 79 : Résultat acoustique de la sonde de Pitot pour différentes températures

On peut observer que la plage de fréquence à mesurer n'est que peu amplifiée par le tube de Pitot. Une petite zone entre 1000Hz et 1200Hz ne pourra pas être correctement mesurée à température ambiante. Pour des températures supérieures à 200°C, l'ensemble de la plage des fréquences utiles ne sera pas modifiée par la fonction de transfert du tube.

III.2.5 Fabrication et installation de la sonde de Pitot

Le cahier des charges de la sonde que nous avons fixé, stipule que le tube de Pitot doit résister à des températures de l'ordre de 800°C, tout en conservant une résistance mécanique lui permettant de ne pas casser dans un flux d'air à 120m/s. Un capteur de pression rapide doit également pouvoir être installé à l'extrémité du tube. Finalement, la position du système doit pouvoir être ajusté dans la veine fluide.

Pour répondre à ce cahier des charges, nous avons décidé de construire la sonde en acier inoxydable de référence AISI : 316L. La géométrie choisie est présentée sur la Figure 80.

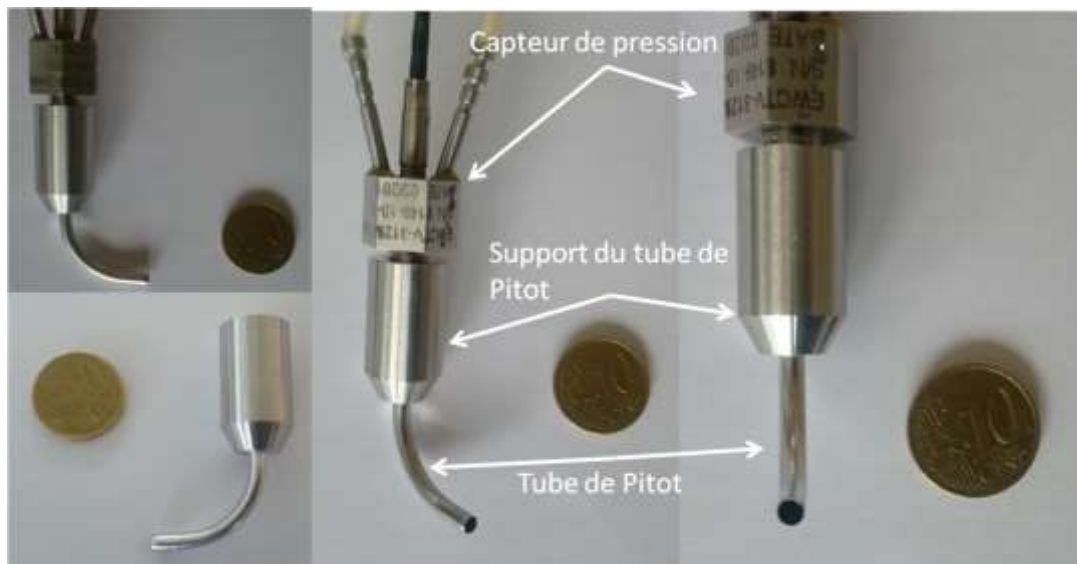


Figure 80 : Photo du tube de Pitot avec le capteur de pression

La sonde est constituée de deux parties soudées entre elles par laser. Le corps de la sonde est une pièce usinée dans masse. C'est dans cette pièce que le capteur de pression est vissé. L'étanchéité entre le capteur de pression et le corps de la sonde est réalisé à fond de filets par un

épaulement. Cette configuration, non standard pour ce type de capteur, permet de restreindre le volume situé à l'extrémité du tube, et permet de réduire légèrement la fréquence de résonance de la sonde. Le tube coudé est également réalisé dans le même acier inoxydable, toutefois il est obtenu par ceintrage d'un tube droit.

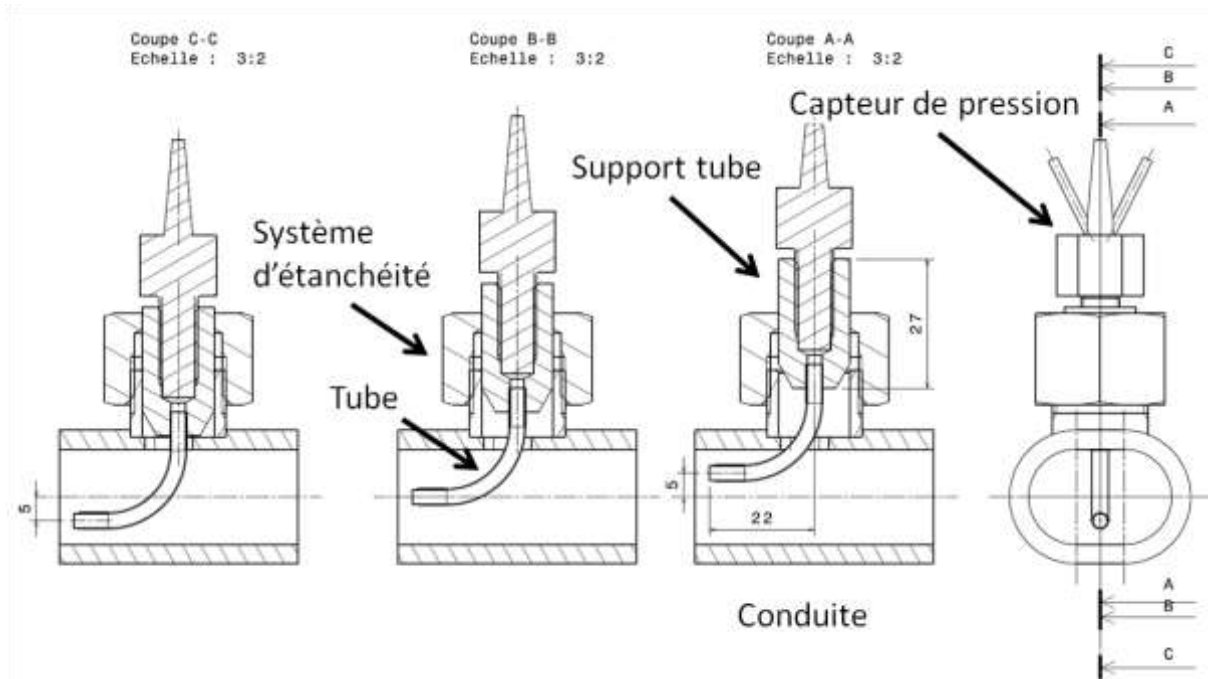


Figure 81 : Plan du tube de Pitot monté sur une conduite

L'installation de la sonde sur une conduite est réalisée grâce à un raccord de type « Serto ». Seul le tube rentre dans la veine fluide (Figure 81). Le corps de la sonde est monté dans un raccord spécialement modifié, et l'étanchéité entre la conduite et la sonde est réalisée au moyen d'une olive qui est sertie sur le corps de la sonde. Ce raccord a été choisi car il résiste à des températures élevées, et permet un réglage de la position angulaire et de l'enfoncement de la sonde avec sertissage.

III.2.6 Essais acoustiques de validation

III.2.6.1 Introduction et objectif de l'essai

La fonction de transfert acoustique du tube de Pitot a précédemment été caractérisée grâce à l'utilisation de simulations acoustiques en 3 dimensions. Toutefois, même si ces simulations ont été comparées à des modèles analytiques de référence de type quart d'onde, il est nécessaire de vérifier les résultats de simulations obtenus pour la sonde. La fabrication de la sonde a également pu entraîner un écart entre le modèle et la pièce fabriquée.

Une campagne d'essais acoustiques de la sonde a donc été lancée avec pour objectif de mesurer la fonction de transfert de la sonde. Lors de cette campagne d'essai, la fonction de transfert de la sonde a été caractérisée pour différentes configurations. Des essais ont également été conduits sur des tubes de référence et plusieurs configurations d'instrumentation ont été testées.

III.2.6.2 Description de l'essai

L'essai acoustique permettant de mesurer la fonction de transfert de la sonde est très similaire aux simulations acoustiques 3D. Un bruit blanc a été généré dans une conduite droite grâce à un haut-parleur (Figure 82). L'autre extrémité de la conduite est ouverte, entraînant une réflexion d'onde. Le diamètre de la conduite a été choisi pour que l'hypothèse de propagation d'onde plane soit valable. L'instrumentation est composée de deux microphones. Le premier est placé à la paroi de la conduite au niveau de la section d'entrée de l'élément à caractérisé. Le second est placé au niveau du capteur de pression rapide. Cette expérience a été réalisée dans une chambre semi-anéchoïque au CRITT M2A pour limiter les sources de bruit externes qui pourraient polluer les mesures. La température ambiante est également mesurée par une sonde PT100. Durant l'essai, la température est maintenue stable et comprise entre 20,4°C et 20,6°C. Aucune correction de la fréquence par la température ne sera utilisée dans les résultats.

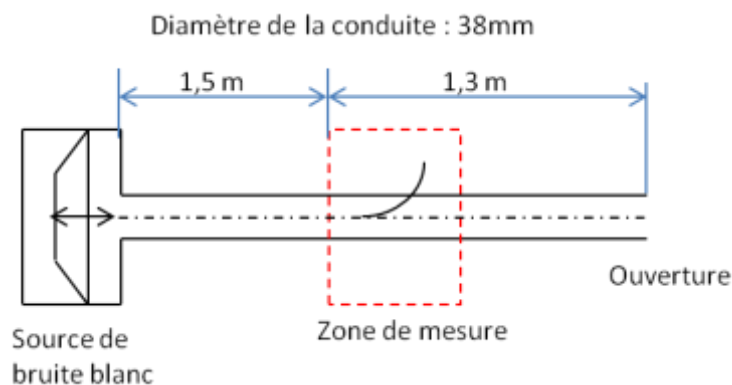


Figure 82 : Schéma d'implantation du tube de Pitot dans la veine fluide

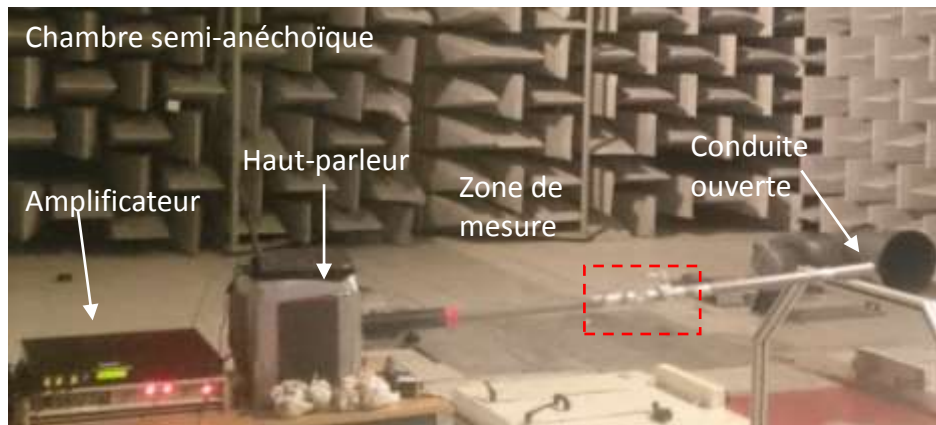


Figure 83 : Photo du montage expérimental de la mesure de la fréquence de résonance du tube de Pitot

Le bruit blanc est généré sur une plage de fréquence de 25Hz à 20kHz par un haut-parleur connecté à un amplificateur (Figure 83). L'acquisition des informations des microphones est réalisée par un module Pack de Müller BBM et grâce au logiciel « Testlab ». La fréquence d'acquisition des microphones est fixée à 10kHz. L'acquisition est réalisée pendant 30 secondes, puis les résultats sont moyennés. Le gain et la phase entre les deux capteurs de pression sont ensuite calculés.

III.2.6.3 Comparaison des référentiels de mesures

Dans un premier temps, nous avons cherché à vérifier que cette expérience permettait bien de calculer la fonction de transfert acoustique d'un élément. Pour cela, nous avons testé cette expérience sur trois dispositifs de quart d'onde. La fonction de transfert des quarts d'onde mesurée est également comparée à la fonction de transfert obtenue de manière analytique par le modèle obtenu dans le chapitre II.1.2. Le premier objectif de ces trois essais est de vérifier que la fréquence de résonance mesurée est bien celle d'un résonateur quart d'onde. Pour cela, deux résonateurs de longueurs et de diamètres différents ont été testés. Les deux dispositifs de montage sont présentés sur la Figure 84 et la Figure 85:

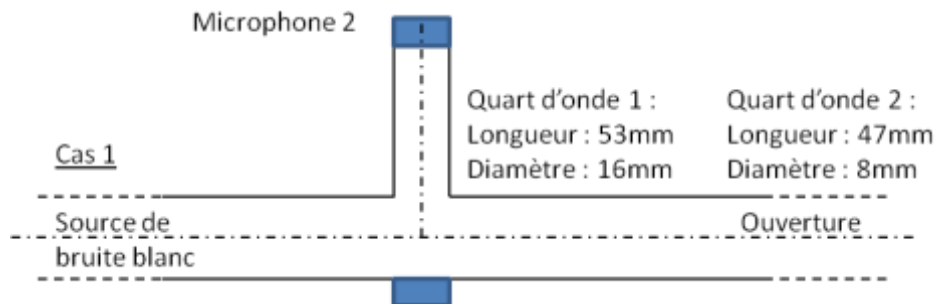


Figure 84 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 1

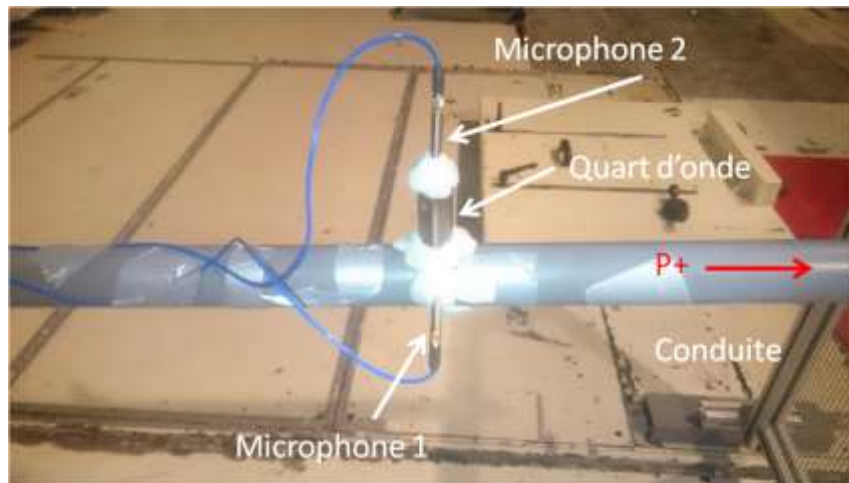


Figure 85 : Photo du montage de la configuration 1

Pour les deux dispositifs quarts d'onde mesurés, on peut remarquer que le modèle analytique donne un résultat proche du résultat expérimental notamment au niveau de la valeur du gain (Figure 86). On peut noter un léger écart entre la fréquence de résonance mesurée et la fréquence calculée. Cela peut être dû à un effet de bord au niveau de la jonction entre la conduite et le résonateur, pouvant entraîner une petite erreur sur la longueur réelle du résonateur quart d'onde.

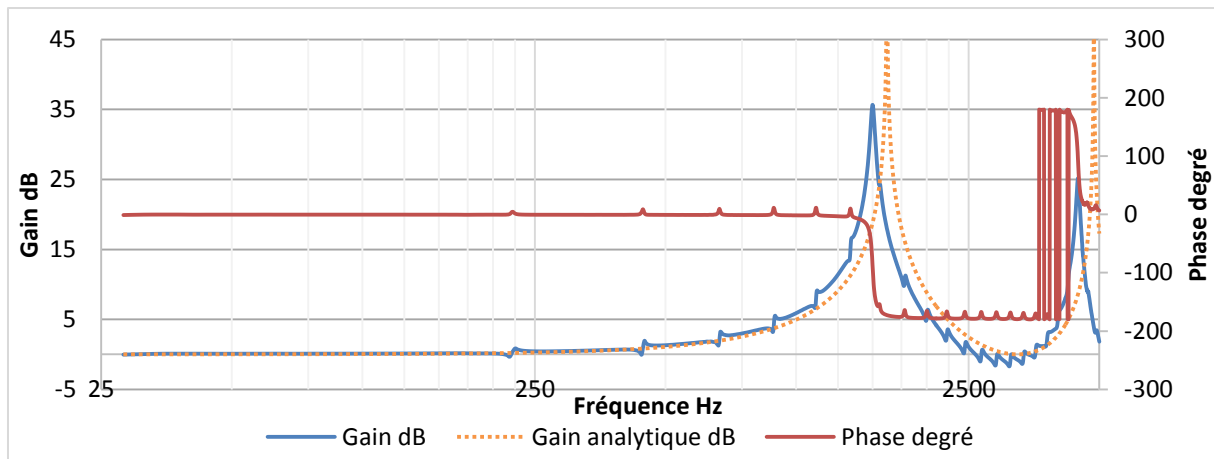


Figure 86 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde mesurée

Afin de vérifier l'impact de la section des deux résonateurs, le diagramme de Bode en fréquence corrigée par la longueur des quarts d'ondes a également été étudié (Figure 87). On observe une superposition quasi parfaite des deux gains. Un écart de gain est à noter au niveau des pics de résonance. On vérifie également que la section du quart d'onde n'influence pas la fonction de transfert de celui-ci.

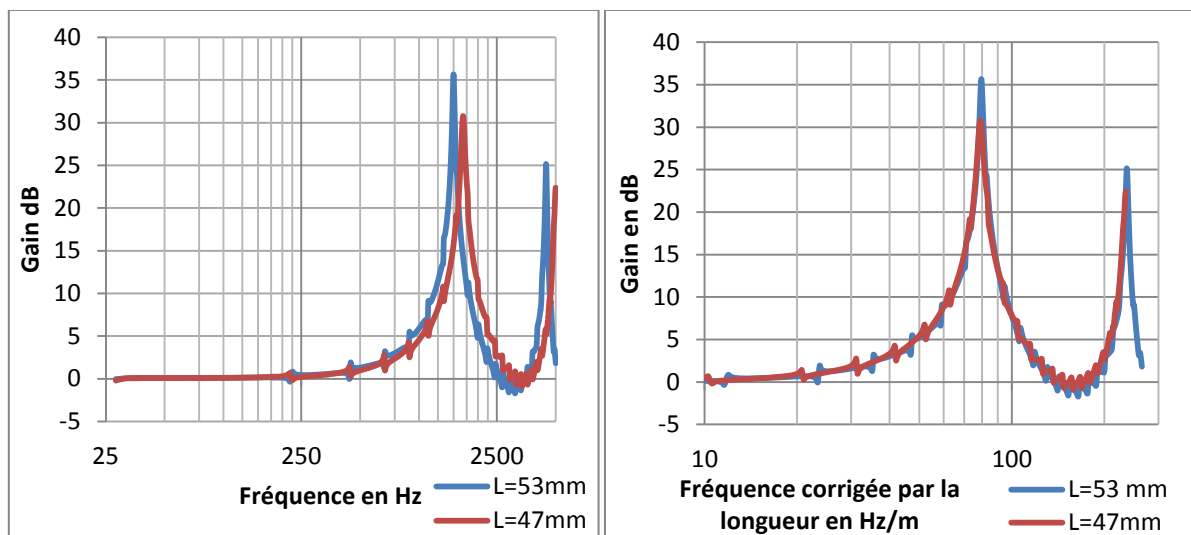


Figure 87 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde en fréquence et en fréquence corrigée, configuration testée 1

Le second objectif est de vérifier que la position du microphone, placé à l'extrémité du quart d'onde, ne modifie pas l'évaluation de la fonction de transfert. En effet, dans les deux cas précédents, la réflexion de l'onde dans le résonateur se produit sur le capteur. Si celui-ci n'est pas parfaitement rigide, sa fréquence de résonance peut être affectée. Pour ce cas, le quart d'onde est placé à l'extrémité de la conduite, mais sur la périphérie du résonateur. Le montage correspondant est présenté Figure 88 et Figure 89 :

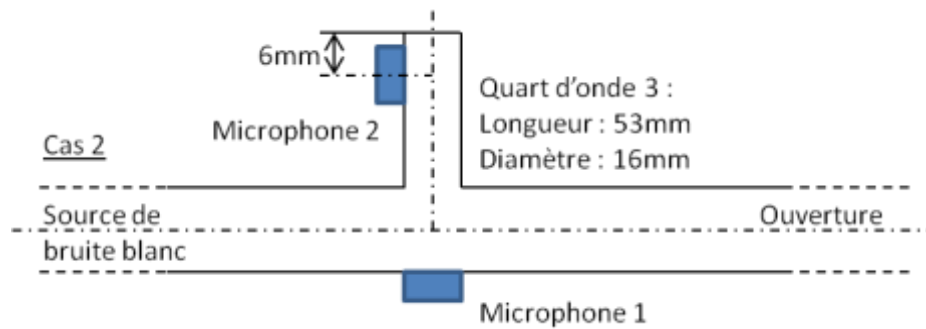


Figure 88 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 2

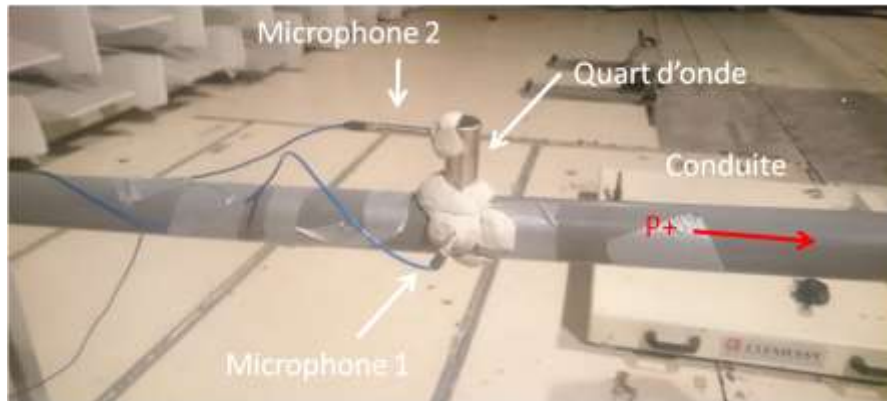


Figure 89 : Photo du montage de la configuration 2

On peut remarquer que le modèle analytique donne des résultats proches de l'expérience (Figure 90). Les valeurs des gains sont très proches; on note cependant un léger écart de la fréquence de résonance. Cet écart est très similaire à celui observé pour les deux expériences précédentes.

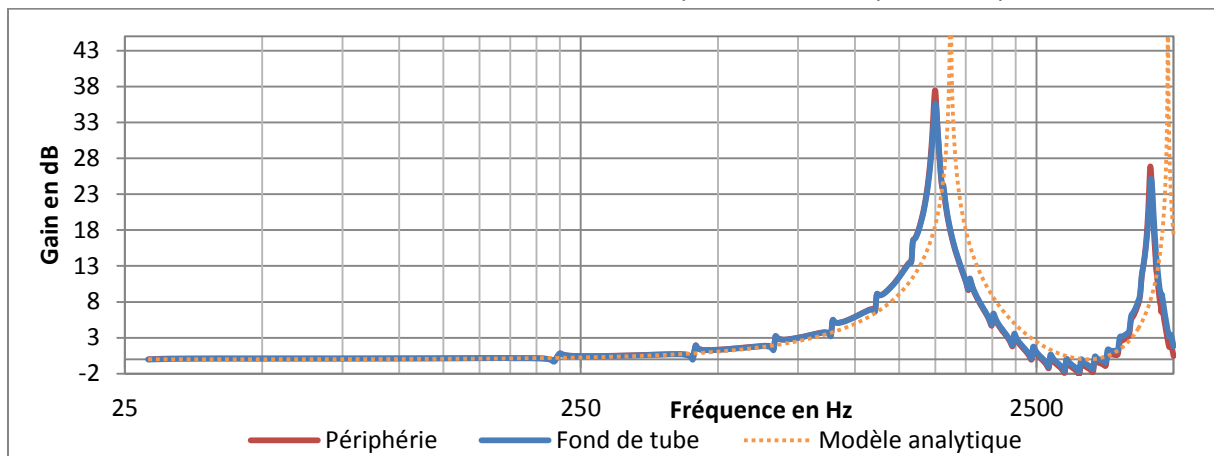


Figure 90 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde en fréquence, configuration testée 2

On remarque également que les deux résonateurs ont la même fréquence de résonance. On en déduit que la position du microphone n'influence pas la fréquence de résonance du système.

III.2.6.4 Bilan des essais

Lors de ces premières expériences, nous avons pu mettre en évidence que la réponse acoustique des quarts d'onde que nous avons testés, est proche des modèles analytiques que nous avons développés. Un écart sur la fréquence de résonance subsiste entre les expérimentations et les modèles analytiques. Cet écart peut être dû à deux facteurs :

- L'installation des résonateurs sur le banc d'essai peut modifier la longueur du résonateur.
- L'absorption qui n'est pas prise en compte pour les modèles analytiques.

Cette étude a également mis en évidence que la position du capteur de pression à l'extrémité du quart d'onde ne modifiait pas la fréquence de résonance de ce dernier. Le microphone peut ainsi être assimilé à une paroi rigide.

III.2.6.5 Résultats obtenus par le tube de Pitot et comparaison avec les simulations

Suite à ces premiers résultats, nous avons testé la réponse acoustique du tube de Pitot sur un montage similaire à celui qui a été précédemment présenté. Deux cas ont été examinés. Le cas 3, présenté sur la Figure 91 et la Figure 92, correspond à un montage du tube de Pitot à l'extérieur de la conduite, avec une prise de pression normale à l'axe de celle-ci. Ce montage est similaire à celui du résonateur quart d'onde précédemment testé.

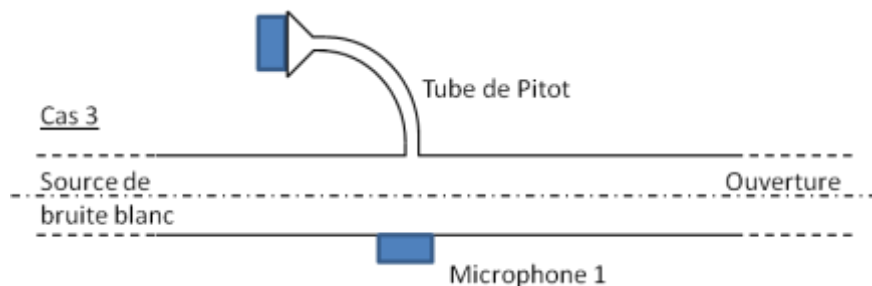


Figure 91 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 3

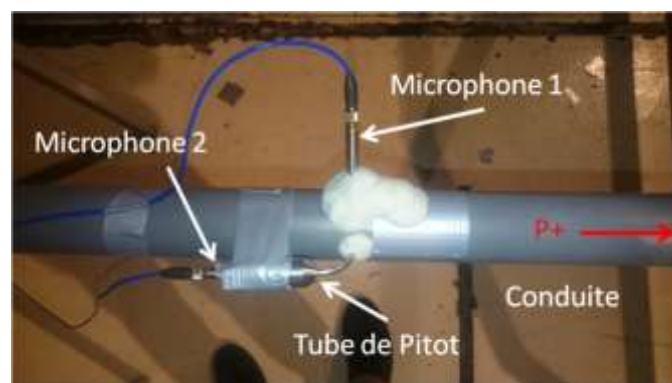


Figure 92 : Photo du montage de la configuration 3

Le cas de la configuration 4 correspond à un montage du tube de Pitot en configuration de mesure de la vitesse dans la veine fluide, avec une prise de pression dans l'axe de la conduite (Figure 93 et Figure 94). Ce montage est similaire à l'installation du tube de Pitot dans une conduite obtenir une mesure de la vitesse.

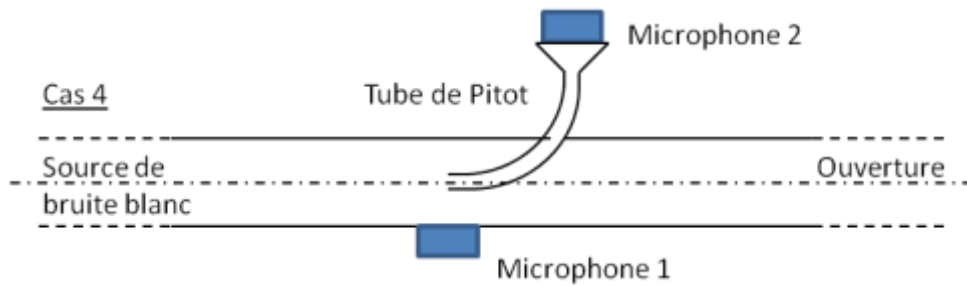


Figure 93 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 4

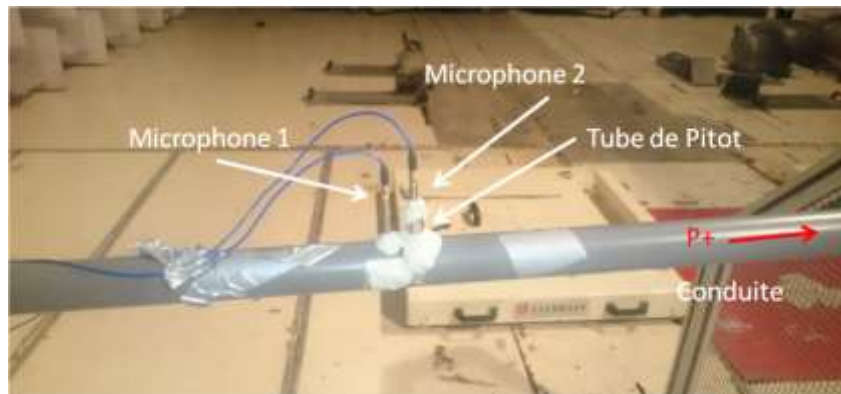


Figure 94 : Photo du montage de la configuration 4

Les expérimentations se sont déroulées de la même manière et dans les mêmes conditions que les expériences précédentes. On peut remarquer sur la Figure 95 que les résultats obtenus sont très semblables, que ce soit du point de vue de la fréquence de résonance que du gain. On observe juste un léger décalage de la phase, qui est dû au fait que celle-ci est calculée sur $\pm 180^\circ$.

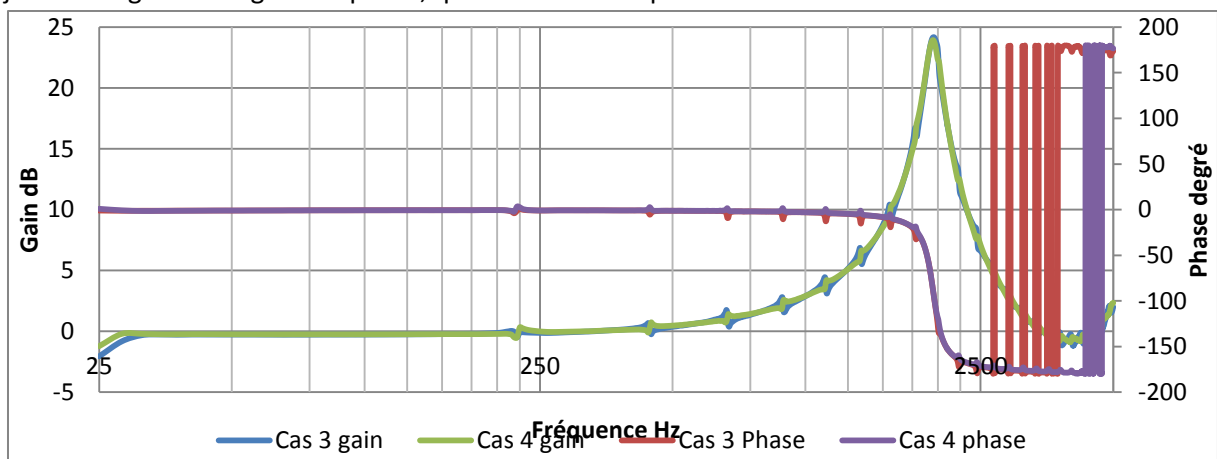


Figure 95 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert du tube de Pitot pour les cas 3 et 4

Ces résultats sont ensuite extrapolés à des températures différentes grâce à la température corrigée présentée dans le chapitre II.1.1 (Figure 96). Ces résultats expérimentaux sont également comparés aux résultats obtenus par simulation 3D acoustique.

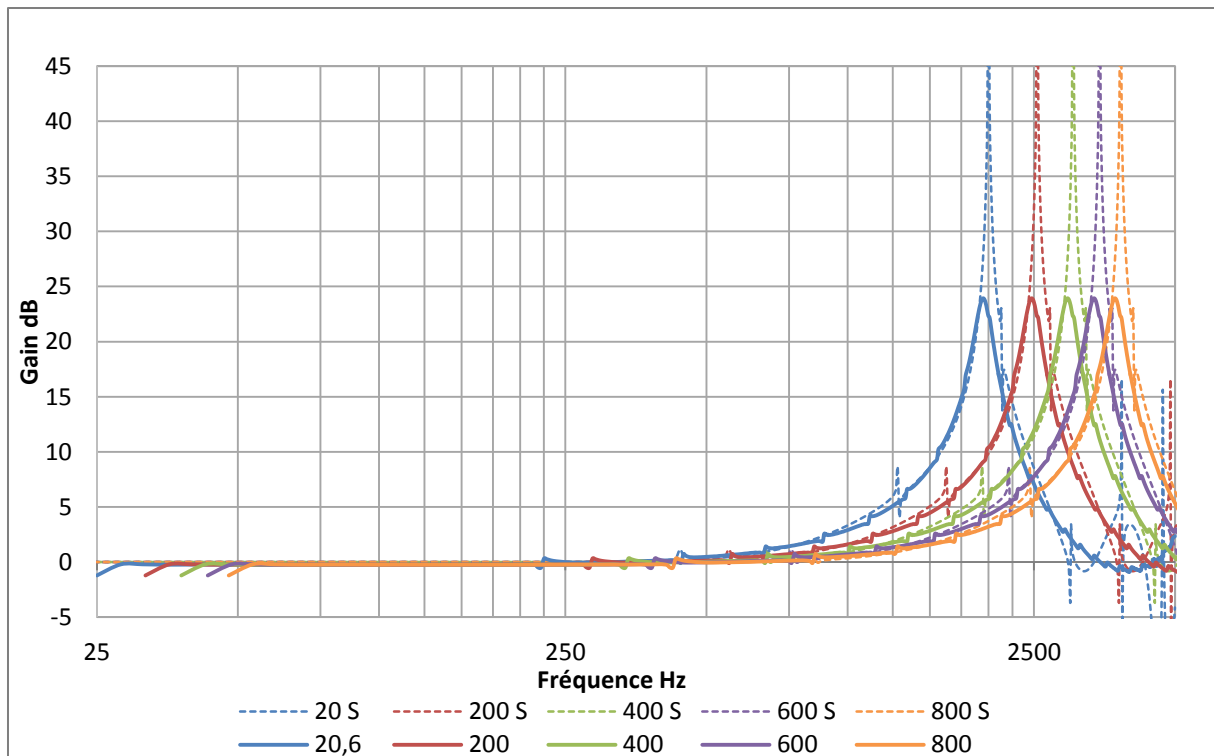


Figure 96 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert du tube de Pitot extrapolée à différentes températures

On peut remarquer une très bonne concordance entre les résultats obtenus par simulation et ceux obtenus par l'utilisation du tube de Pitot, pour lesquelles les fréquences de résonance sont très proches. On peut seulement noter un écart au niveau de la valeur du gain au niveau de la résonance. Les résultats obtenus montrent également que la zone des fréquences excitée par le tube de Pitot ne se superpose que très peu avec la plage de fréquence à mesurer. A base température, une petite partie des fréquences à mesurer devra être filtrée. A partir d'une température d'essai de 200°C, la plage de fréquence complète pourra être correctement mesurée.

III.2.7 Post-traitement et filtrage des mesures

D'après les résultats obtenus lors des simulations, puis confirmé par les essais acoustiques, la mesure des harmoniques moteur jusqu'à 3000rpm est envisageable par la sonde de Pitot. Toutefois, compte tenu de la géométrie de la sonde, une résonance acoustique va se produire à une fréquence trop élevée pour coïncider avec les fréquences que l'on souhaite mesurer. Cette fréquence de résonance va être mesurée par le capteur de pression et va donc perturber le signal temporel. Il est nécessaire lors du post-traitement de filtrer ces fréquences sans modifier la plage des fréquences moteur.

Le diagramme de Bode d'un filtre classique de type passe-bas se caractérise par une atténuation du gain après la fréquence de résonance, ainsi que par une modification de la phase. Le filtre qui doit être utilisé dans ce cas doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Le gain et la phase doivent être stables avant la fréquence de résonance,
- Le gain doit être nul avant la fréquence de résonance (en tout cas sur une partie importante de la plage).
- Le gain doit permettre d'atténuer complètement la résonance du tube de Pitot.
- Le déphasage doit être nul sur l'ensemble de la plage.

L'ensemble de ces quatre contraintes ne peut pas être pris en compte par l'adjonction d'un simple filtre. Il a donc été choisi de se baser sur l'utilisation d'un filtre passe bas de type « Butterworth ». Celui-ci possède notamment un gain nul et stable sur une bonne partie de la plage de fréquence avant la fréquence de résonance. Toutefois, si on observe son déphasage, on peut observer qu'il varie fortement avant la résonance. L'impact de l'utilisation de ce type de filtre sur le signal est non négligeable. Une technique particulière permet de filtrer un signal sans déphasage. Elle est présentée sur la Figure 97. Dans un premier temps, le signal est filtré, il est ensuite retourné, et filtré à nouveau par le même filtre, et finalement retourné. Cette méthode entraine un doublement du gain du filtre. La phase quant à elle s'annule. Ce filtre n'est pas causal, mais il peut être utilisé lors du post-traitement d'un signal.

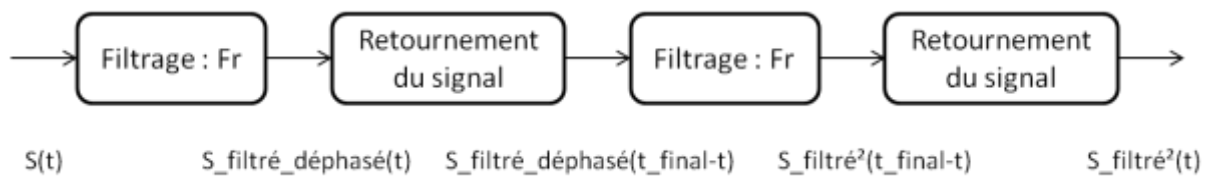


Figure 97 : Méthode de filtrage sans déphasage

Cette technique a été testée sur un signal de type bruit blanc et comparée au filtrage obtenu en utilisant un simple filtrage. Le filtre utilisé est un filtre passe bas de « Butterworth » d'ordre 2 avec une fréquence de coupure de 1000Hz. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 98. On peut alors observer que le gain du filtre sans phase est bien doublé par rapport à celui du simple filtre. Son déphasage, quant à lui, est nul sur l'ensemble de la plage de fréquence, alors que celui du simple filtrage variait de 180°.

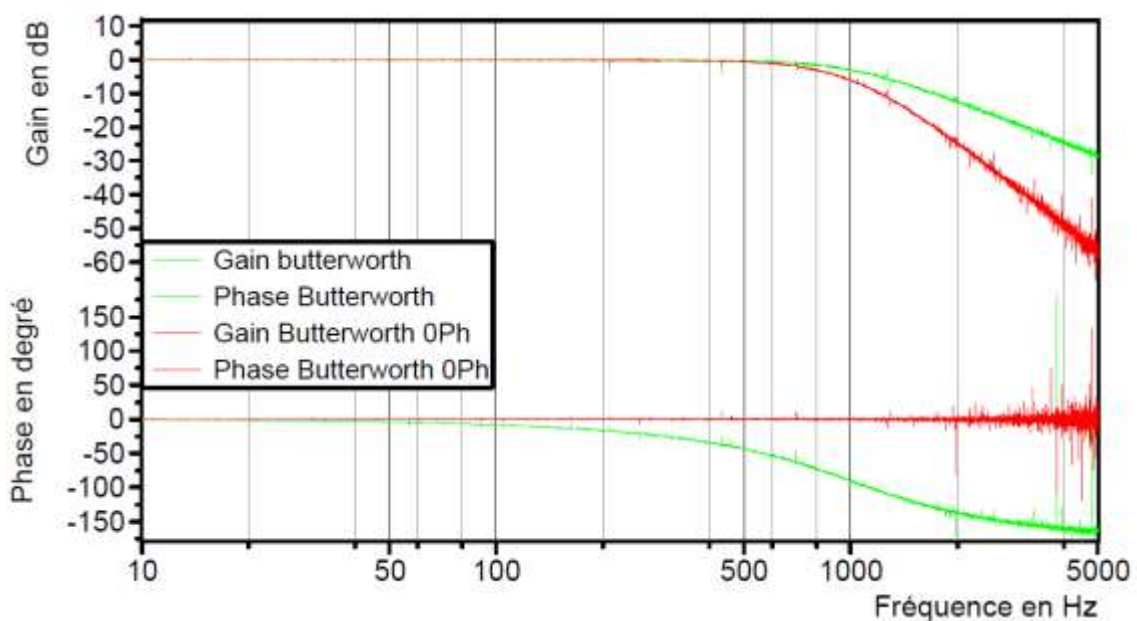


Figure 98 : Diagramme de Bode du filtre de Butterworth passe bas d'ordre 2 avec une fréquence de résonance de 1000Hz

Cette technique de filtrage a été également testée sur un signal de pression statique moteur. On observe que le filtrage simple entraine bien un déphasage du signal temporel par rapport au signal mesuré. Le filtrage sans déphasage garde bien la bonne synchronisation avec le signal mesuré (Figure 99).

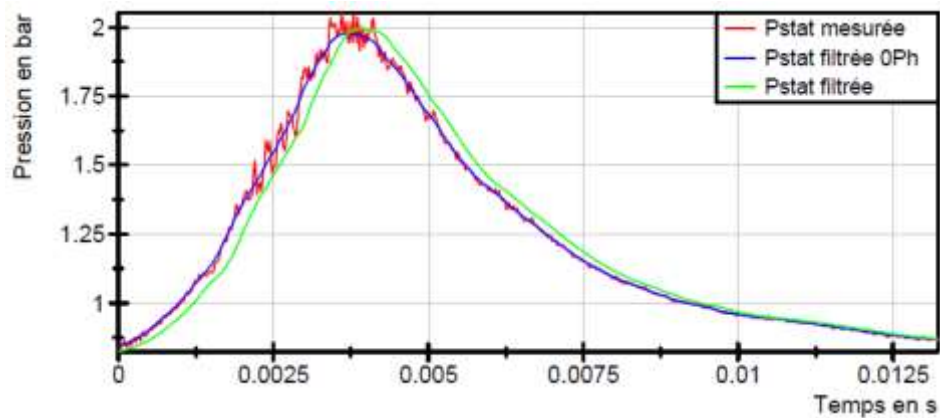


Figure 99 : Impact du filtrage sur le signal de pression échappement du moteur à 2000 rpm

Le filtre sans phase doit toutefois être adapté à la fréquence de résonance du tube de Pitot qui dépend de la température, ainsi qu'à l'amplification qu'il crée. Dans le cas d'un essai à 600°C, l'utilisation d'un filtre passe bas sans phase de type « Butterworth » d'ordre 4, avec une fréquence de résonance de 1200Hz, permet d'atténuer complètement la résonance du tube de Pitot, tout en concevant un gain quasi nul sur l'ensemble de la plage des fréquences utiles (Figure 100).

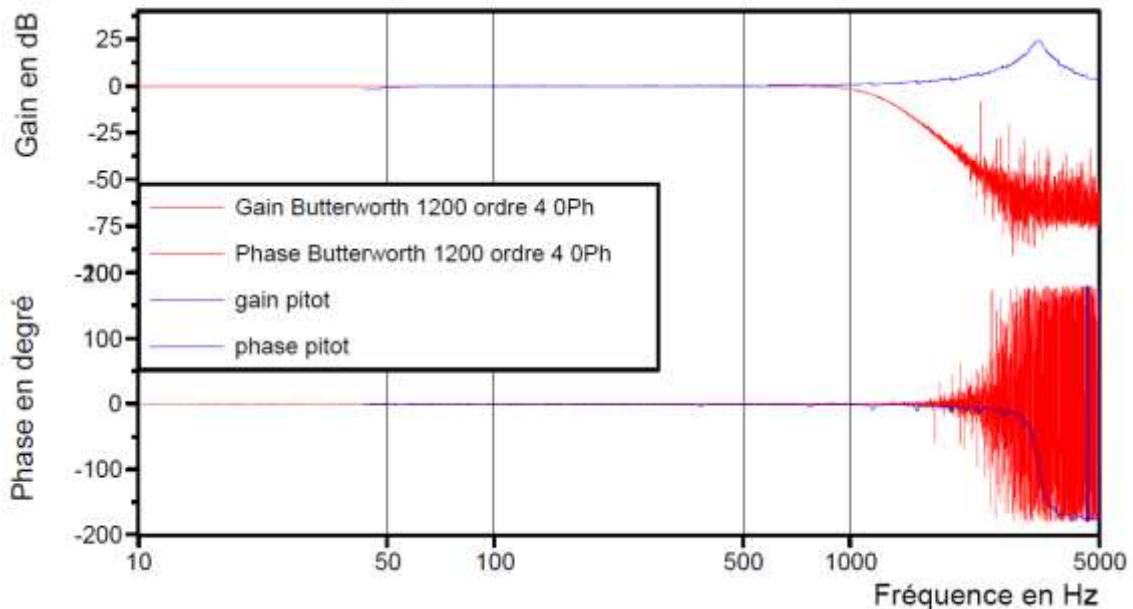


Figure 100 : Diagramme de Bode de la fonction du tube de Pitot et du filtre de Butterworth passe bas d'ordre 4 avec une fréquence de résonance de 1200Hz.

III.2.8 Bilan de l'étude acoustique

Lors de l'étude acoustique du tube de Pitot, nous avons mis au point une sonde permettant de mesurer la pression totale dans la veine fluide à haute température. Pour cela, un premier dimensionnement a été réalisé à partir de la modélisation d'un résonateur quart d'onde. La modification et l'optimisation de la géométrie a ensuite été validée par des simulations acoustiques en 3 dimensions grâce au logiciel « VaOne ». Grâce à ces simulations, la géométrie de la sonde a été modifiée afin que la fréquence de résonance de la sonde soit bien supérieure aux fréquences caractéristiques que l'on cherche à mesurer. Une fois la sonde construite, une étude acoustique

expérimentale a permis de valider son bon fonctionnement ainsi celui issu des résultats des simulations. Finalement une méthode de filtrage a été ajustée afin d'atténuer la fréquence de résonance de la sonde de Pitot tout en concevant un déphasage nul sur l'ensemble de la plage de mesure.

Cette sonde permet ainsi de mesurer la pression totale en régime transitoire dans la veine fluide à des températures élevées, jusque 800°C environ, et pour des fréquences atteignant 1000Hz.

III.2.9 Mesure du débit en transitoire

III.2.9.1 Introduction

L'utilisation du tube de Pitot, placé dans la volute entrée turbine, permet une mesure de la pression totale. Cette mesure permet dans un premier temps de caractériser, grâce à la pression sortie turbine, le rapport de détente de cette turbine. L'objectif du tube de Pitot est également de mesurer la vitesse locale, notamment via une mesure de pression statique. Cette mesure de vitesse peut, sous certaines conditions, permettre d'évaluer le débit dans la conduite.

III.2.9.2 Calcul du débit en transitoire

Le tube de Pitot permet de mesurer la pression totale dans une conduite. Il permet également de déduire la vitesse locale d'un fluide. Dans un premier temps, on fait l'hypothèse d'un fluide incompressible, c'est-à-dire que le nombre de Mach est inférieur à 0,3. Cette hypothèse sera vérifiée par la suite. L'hypothèse que l'air est un gaz parfait est également faite. On peut écrire l'équation de Bernoulli dans la veine fluide :

$$P_{tot_0} = P_{tot_1} = P_{stat_0} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot z$$

Avec ρ la masse volumique, g la constante de gravitation, z la différence de hauteur. Dans ce cas, la différence de hauteur z entre les deux capteurs est très faible et les effets sur la mesure de la pression sont insignifiants. On peut alors obtenir la vitesse par la formule suivante :

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{tot} - P_{stat})}$$

Avec :

$$\rho = \frac{P_{stat}}{R \cdot T}$$

Le débit massique dans la veine fluide passant par la section S peut être défini par la formule suivant :

$$Qm = \iint \rho \cdot v \cdot dS = \iint \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_{tot} - P_{stat})} \cdot dS$$

Si on fait l'hypothèse que le profil de vitesse est uniforme dans la conduite, on peut écrire :

$$Qm = \rho \cdot v \cdot S = S \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_{tot} - P_{stat})}$$

Dans le cas d'un régime transitoire, on peut écrire la relation suivante :

$$P_{tot_0}(t) = P_{stat_0}(t) + \frac{1}{2} \cdot \rho(t) \cdot v^2(t)$$

De plus, grâce, à l'étude acoustique réalisée dans le chapitre précédent, nous avons montré que dans une certaine plage de fréquence, nous avons la relation :

$$P_{tot_1}(t) = P_{tot_0}(t + \Delta t)$$

Avec Δt le temps que met l'onde de pression pour parvenir de l'entre du tube (point 0), jusqu'au capteur de pression (point 1). Ce retard peut être calculé par la relation :

$$\Delta t = \frac{L}{c} = \frac{L}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}}$$

Avec L : la longueur du tube, c la vitesse du son. On observe également que plus la température est élevée, plus le retard est faible. L'ordre de grandeur des retards est donné dans le Tableau 13:

T en °C	c en m/s	L en mm	Delta t en s	Retard angle °V à 2000rpm
20	343	40	0.00011655	0.13985
200	436	40	9.17E-05	0.11008
400	520	40	7.69E-05	0.09229
600	592	40	6.75E-05	0.08103
800	656	40	6.09E-05	0.07309
600	592	50	8.44E-05	0.10129

Tableau 13 : Tableau des retards de mesure de la pression totale dans le tube de Pitot

On peut remarquer ces retards sont faibles et représentent donc un faible écart d'angle vilebrequin à 2000rpm.

Afin de quantifier l'impact des différents paramètres permettant la mesure du débit, la méthodologie d'essai a été évaluée sur un cas d'école particulier. Les évolutions des grandeurs physiques sont définies sur 180 degré vilebrequin (une pulsation), de la manière suivante :

- Débit : $Qm(a) = 40 \cdot (\sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{a-45}{180}\right) + 1)$ en g/s
- Pression statique : $P_{stat}(a) = 50000 \cdot (\sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{a-45}{180}\right) + 100000)$ en Pa
- La température moyenne est fixée à 600°C. La température instantanée est calculée à partir de la pression moyenne en considérant une détente isentropique.

$$T(a) = T_{moy} \left(\frac{P_{stat}(a)}{P_{stat_{moy}}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

- La masse volumique : $\rho(a) = \frac{P_{stat}(a)}{R \cdot T(a)}$ en kg/m³
- La vitesse : $v(a) = \frac{Qm(a)}{S \cdot \rho(a)}$ en m/s
- La pression totale : $P_{tot}(a) = P_{stat}(a) + \frac{1}{2} \cdot \rho(a) \cdot v(a)^2$
- La section : $S = 0,000687 \text{ m}^2$

L'évolution des différentes grandeurs est tracée dans la Figure 101 et Figure 102. Ces évolutions sont représentatives de celle que l'on pourrait trouver en entrée de la turbine.

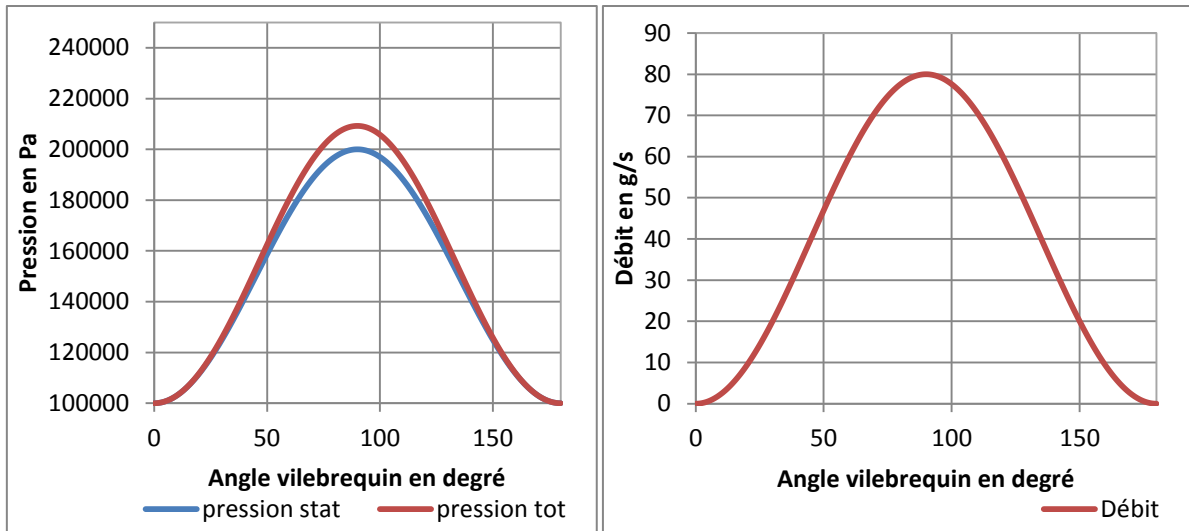


Figure 101 : Evolution des différents paramètres sur une pulsation : les pressions statique et totale à gauche, le débit massique à droite

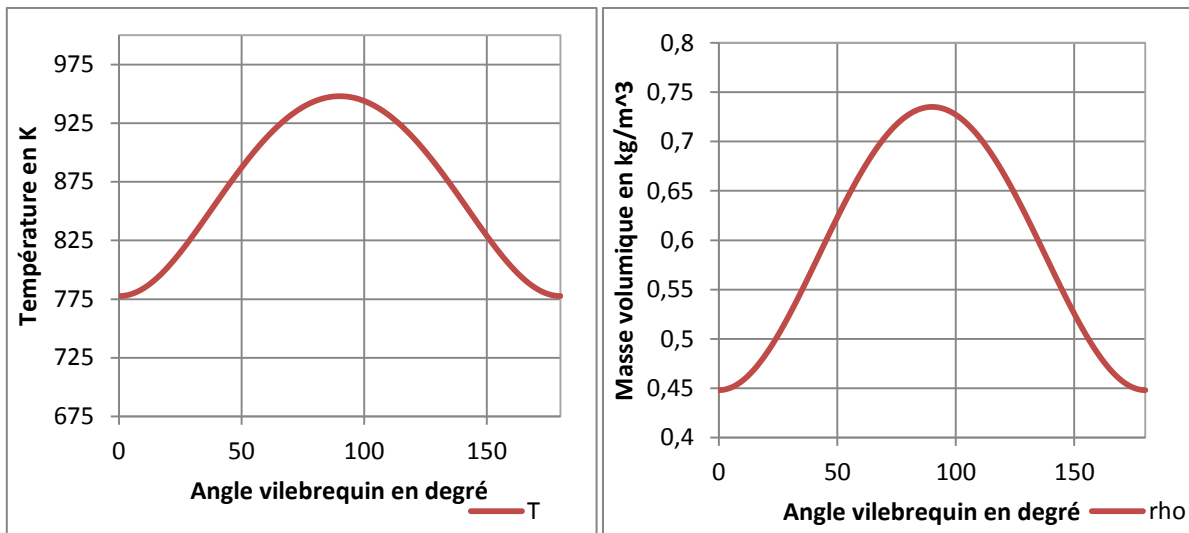


Figure 102 : Evolution des différents paramètres sur une pulsation : la température à gauche, la masse volumique à droite

Habituellement, la mesure de vitesse par un tube de Pitot est réalisée par un capteur de pression différentielle, mesurant directement la différence de pression entre la pression totale et la pression statique. L'avantage de ce montage est que le capteur de pression différentielle utilisé n'a pas besoin d'avoir une très grande plage de mesure, ce qui permet d'améliorer la précision de celle-ci. Dans le cas présent, il n'existe pas de capteur de pression différentielle pouvant se monter en paroi et pouvant résister à la température. La conséquence est directement quantifiable sur la mesure de vitesse.

Dans notre cas, les capteurs permettant la mesure de la vitesse ont les caractéristiques suivantes :

- Pression totale : P_{tot} , plage : 0-5 bar, précision : $\pm 0.1\%$ -> $\delta P_{tot} = 1000 \text{ Pa}$
- Pression statique : P_{stat} , plage : 0-5 bar, précision : $\pm 0.1\%$ -> $\delta P_{stat} = 1000 \text{ Pa}$
- Température : T , plage : 0-1000°C, précision : $\delta T = 2^\circ\text{C}$.

Dans le cas où la mesure de la pression différentielle peut être mesurée directement par un capteur, celui-ci doit avoir les caractéristiques suivantes:

- Pression différentielle : P_{diff} , plage : 300 mbar, précision : $\pm 0.1\%$ -> $\delta P_{diff} = 60 \text{ Pa}$

La mesure de la vitesse du fluide est une mesure indirecte. Dans le cas où les paramètres ne sont pas liés, l'incertitude se calcule avec la formule suivante :

$$\delta(v) = \sqrt{\sum_i^n \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \delta^2(x_i)}$$

Ici, on peut écrire :

$$\delta(v) = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial P_{tot}} \right)^2 \cdot \delta^2 P_{tot} + \left(\frac{\partial v}{\partial P_{stat}} \right)^2 \cdot \delta^2 P_{stat} + \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)^2 \cdot \delta^2 T}$$

Le même calcul est réalisé pour le montage avec le capteur de pression différentielle. Ces calculs d'incertitude sont ensuite appliqués dans le cas développé précédemment. Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 103. La courbe noire représente l'évolution de la vitesse du fluide mesurée par le tube de Pitot. Les erreurs en rouge sont calculées dans le cas du montage avec un capteur de pression différentielle, les erreurs en bleu sont calculées dans le cas d'un montage avec deux capteurs de pression absolue.

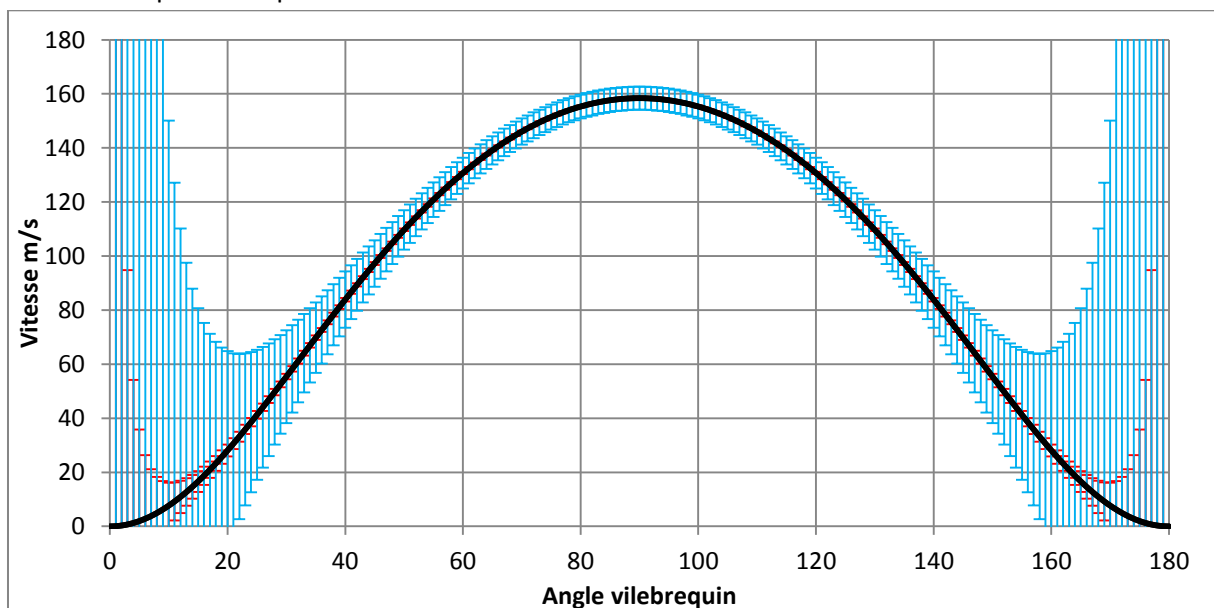


Figure 103 : Erreur de mesure de la vitesse sur une pulsation

On remarque que l'utilisation d'un montage avec un capteur de pression différentiel donne une incertitude de mesure beaucoup plus faible, même si celle-ci augmente fortement lorsque la vitesse tend vers 0. Dans le cas d'un montage à deux capteurs, l'incertitude de mesure reste assez élevée, même au niveau du pic de vitesse. Cette erreur est principalement due au fait que l'on cherche à mesurer une faible différence de pression avec ces deux capteurs, sur une grande plage de pression. L'erreur sur la mesure de la masse volumique reste, elle, très faible devant l'erreur sur la mesure de pression.

III.2.9.3 Correction de la mesure du débit

Comme on vient de le montrer, l'incertitude sur la mesure de la vitesse dans la veine fluide est trop importante pour obtenir des résultats de bonne qualité. Si on fait l'hypothèse que les capteurs de pression rapide ont une linéarité parfaite, et aucune hystérésis, on peut déduire que l'erreur des capteurs de pression est une erreur de type « offset ». On peut alors écrire que :

$$Qm(t) = \rho(t).v(t).S = S.\sqrt{2.\rho(t).(P_{tot}(t) - P_{stat}(t) + Er)}$$

Avec Er : l'erreur sur la mesure de pression.

Il est donc nécessaire de corriger cette différence de pression. La mesure la plus fiable de débit turbine que nous avons pu obtenir est celle qui est mesurée par le débitmètre massique de la chaudière du banc. La mesure réalisée par ce débitmètre est une mesure stabilisée. Elle ne permet donc pas de suivre les fluctuations de débit en entrée turbine. Cette mesure sera donc utilisée pour corriger la mesure du débit en transitoire.

$$Qm_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T \rho(t).v(t).S. dt = \frac{1}{T} \int_0^T S.\sqrt{2.\rho(t).(P_{tot}(t) - P_{stat}(t) + Er + Cor)}. dt$$

Avec Qm_{moy} la mesure du débit turbine en conditions stabilisées, et Cor : l'offset de pression de correction.

Grâce à la mesure du débit moyen, il est possible de calculer un offset de pression qui est utilisé dans le calcul du débit instantané. On peut ainsi obtenir :

$$Qm(t) = \rho(t).v(t).S = S.\sqrt{2.\rho(t).(P_{tot}(t) - P_{stat}(t) + Cor)}$$

Cette méthode de correction du débit instantané sera utilisée durant tous les cas de post-traitement des résultats d'essais.

III.2.9.4 Etude de la sensibilité de la mesure du débit

La correction du débit est nécessaire pour obtenir une valeur fiable du débit instantané en entrée turbine. Toutefois, l'utilisation de ce type de correction n'est pas sans conséquence. Une étude de l'impact de cette correction sur la mesure du débit doit donc être réalisée en tenant compte des différentes sources d'erreur. Cette étude a été réalisée sur le cas d'école précédemment développé. Dans un premier temps, le débit est calculé en prenant en compte l'erreur. Puis, le débit est à nouveau calculé avec l'ajout de l'« offset » de pression. Les résultats obtenus pour les paramètres testés sont présentés ci-dessous :

- Erreur d'offset sur la mesure de pression totale

Le débit instantané peut s'écrire

$$Qm(t) = \rho(t).v(t).S = S.\sqrt{2.\rho(t).(P_{tot}(t) - P_{stat}(t) + Er)}$$

Et :

$$Qm_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T \rho(t).v(t).S. dt = \frac{1}{T} \int_0^T S.\sqrt{2.\rho(t).(P_{tot}(t) - P_{stat}(t) + Er + Cor)}. dt$$

Dans ce cas, la correction de l'offset sur la mesure de la pression totale peut être simplement calculée. On obtient alors :

$$Cor = -Er$$

Pour ce cas, la correction sur le débit instantané est parfaite.

- Erreur d'offset sur la mesure de la pression statique

La méthode de correction a été testée dans le cas d'une erreur de type offset de ± 1000 Pa sur la mesure de la pression statique. Les résultats sont présentés dans le Tableau 14 et dans les Figure 104 et Figure 105.

Mesure	Valeur	
Erreur de pression statique Pa	-1000	1000
Correction pression Pa	1000	-1000
Débit moyen référence en g/s	40	40
Débit moyen mesuré en g/s	48.9	33.0
Débit moyen corrigé en g/s	39.9	40.1

Tableau 14 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur la mesure de la pression statique

On peut remarquer l'erreur de pression modifie fortement la mesure du débit. La correction par l'offset de pression permet bien d'obtenir un débit moyen corrigé proche de 40g/s. Le débit instantané corrigé est également très proche du débit de référence. L'erreur est plus important dans le cas de faible vitesse d'air, mais ne dépasse cependant pas 0,5%, ce qui est acceptable.

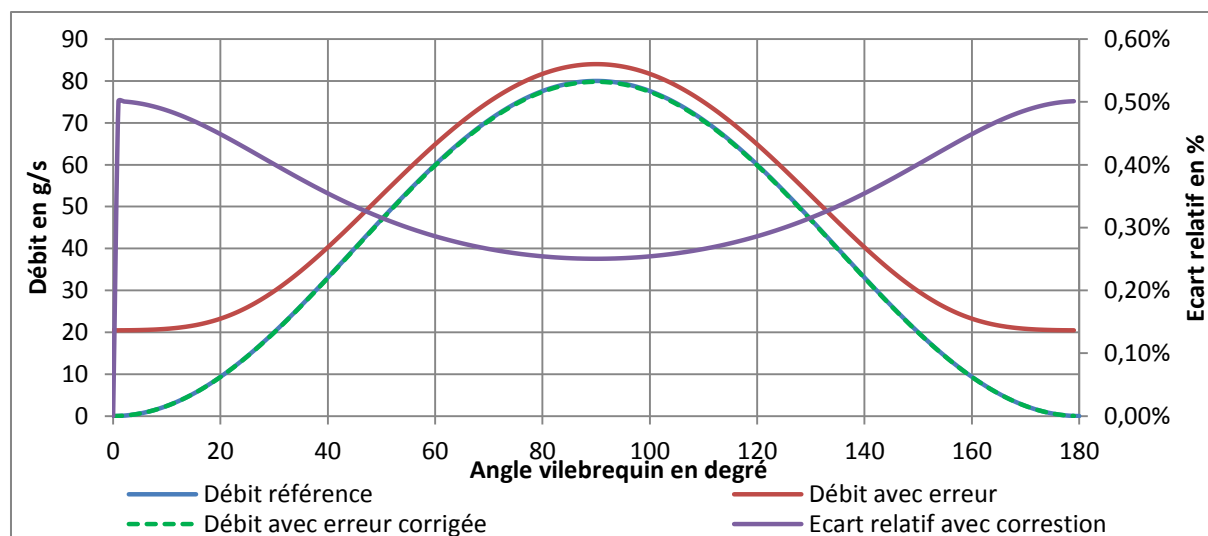


Figure 104 : Impact de la correction de la mesure du débit dans le cas d'un offset de pression de 1000 Pa

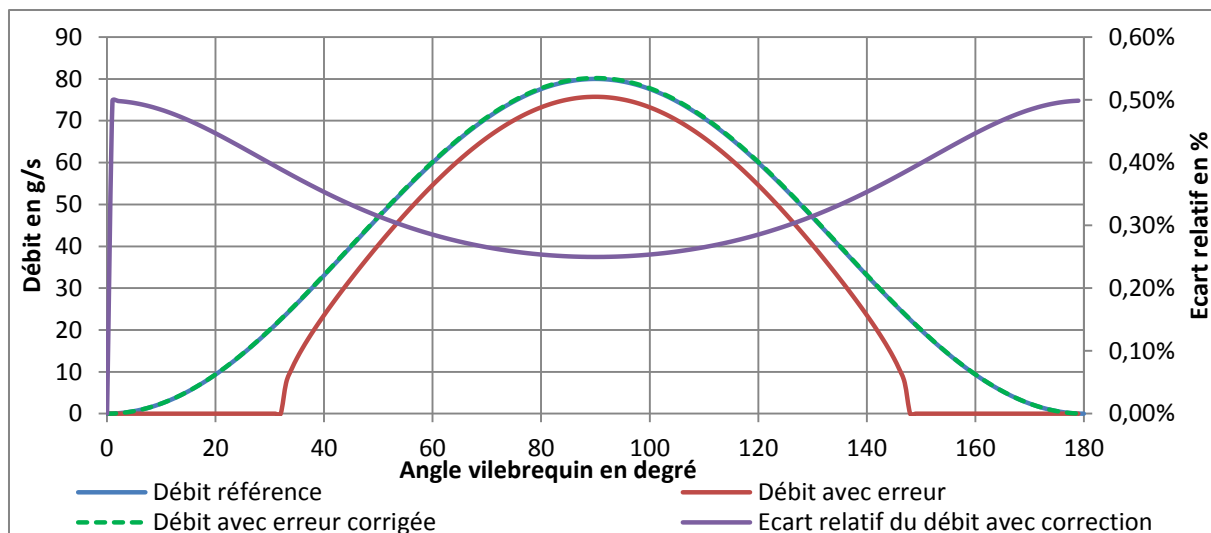


Figure 105 : Impact de la correction de la mesure du débit dans le cas d'un offset de pression de -1000 Pa.

La correction par offset de pression permet une bonne correction de la mesure de débit en régime transitoire dans le cas d'une erreur de mesure du capteur de pression statique. L'offset permet de corriger la pression cinétique mais pas l'erreur sur la masse volumique ce qui n'affecte que faiblement la mesure de débit.

- Erreur sur la mesure de la section de passage

La méthode de correction du débit est ici appliquée dans le cas d'une erreur de +5% et -10% sur la mesure de la section. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 15 et les Figure 106 et Figure 107 .

Mesure	Section -10%	Section +5%
Section référence en m ²	0.000687	0.000687
Section en m ²	0.000653	0.0007212
Correction pression Pa	145	-185
Débit moyen référence en g/s	40	40
Débit moyen mesuré en g/s	38	42
Débit moyen corrigé en g/s	40.0	40.0

Tableau 15 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur la mesure de la section de passage dans la conduite

L'erreur sur la mesure de la section entraîne une erreur sur la mesure du débit qui n'est pas négligeable. En effet, cette erreur est directement proportionnelle avec la section utile.

En cas où la section est surévaluée, on peut remarquer que l'utilisation de l'offset de pression permet bien d'obtenir une mesure du débit moyen correcte. Toutefois, elle entraîne une

forte erreur sur le profil de débit en transitoire. A bas débit, la pression cinétique calculée peut devenir nulle voir inférieure à 0, ce qui entraine des erreurs de calcul. En cas de pression cinétique inférieure à 0, la valeur de la vitesse et du débit sont ramenés à 0. Ce cas se produit sur le graphique ci-dessous lors des 20 premiers et derniers degrés de rotation moteur. Au niveau du maximum de débit, le débit transitoire n'est quasiment pas modifié.

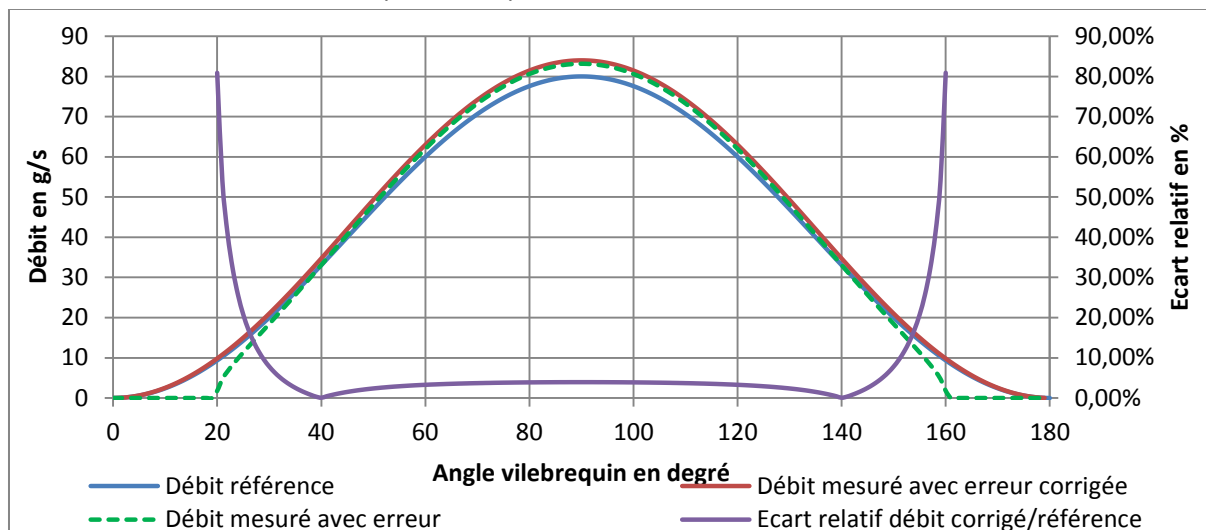


Figure 106 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur la mesure du débit de +5%

De même, dans le cas où la valeur de section de la conduite est sous-évaluée, le débit instantané à bas débit est obtenu avec une forte erreur. Du fait de l'offset, la pression cinétique ne peut jamais être nulle, et il en est de même pour le débit instantané. A haut débit, l'erreur sur le débit instantané n'est presque pas modifiée.

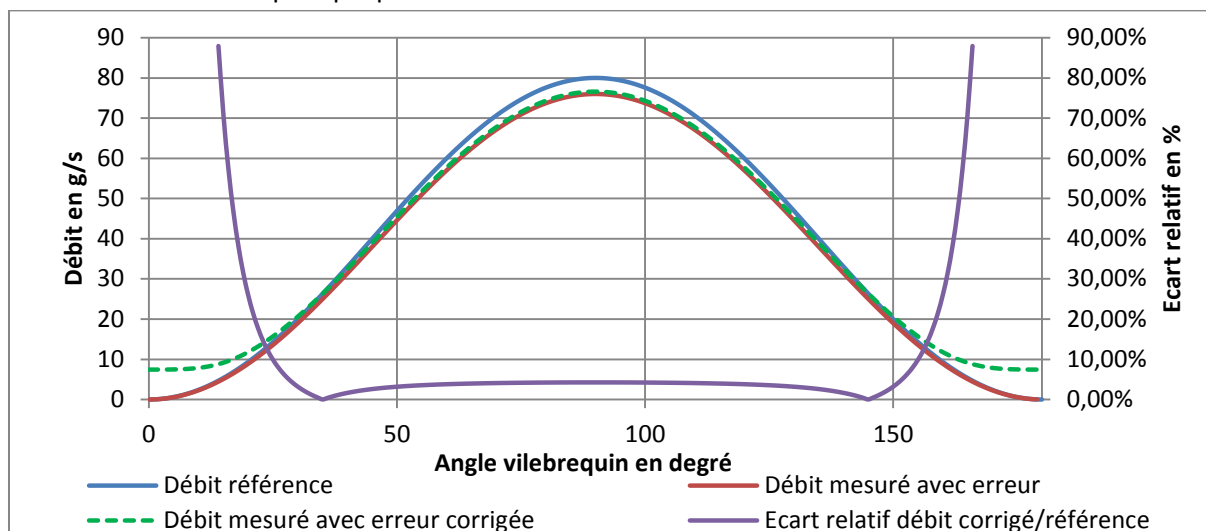


Figure 107 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur la mesure du débit de -10%

- Erreur sur l'angle de positionnement du Pitot

La méthode de correction du débit est ici appliquée dans le cas d'une erreur de $\pm 20^\circ$ sur la mesure de la section. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 16 et la Figure 108 .

Mesure	Valeur
Ecart angulaire en degré	20
Correction pression Pa	70
Débit moyen référence en g/s	40
Débit moyen mesuré en g/s	38.1
Débit moyen corrigé en g/s	40.0

Tableau 16 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur le positionnement angulaire de la sonde dans la conduite

L'erreur liée au positionnement angulaire du tube de Pitot vis-à-vis de la direction de l'écoulement, entraîne une erreur sur la mesure de la pression totale qui dépend du cosinus de l'angle. Dans le cas d'angles assez faibles, cette erreur n'influence pas fortement la mesure de la pression totale. Toutefois, lorsque l'angle est de 20°, on commence à observer une erreur non négligeable sur la mesure du débit moyen. La correction par offset de pression de cette erreur ne permet pas d'obtenir des résultats satisfaisants sur la mesure du débit instantané. Dans le cas où le débit est proche de 0, le débit corrigé conservera un offset. Dans le cas où le débit instantané est élevé, la correction n'influence le débit mesuré que de manière négligeable.

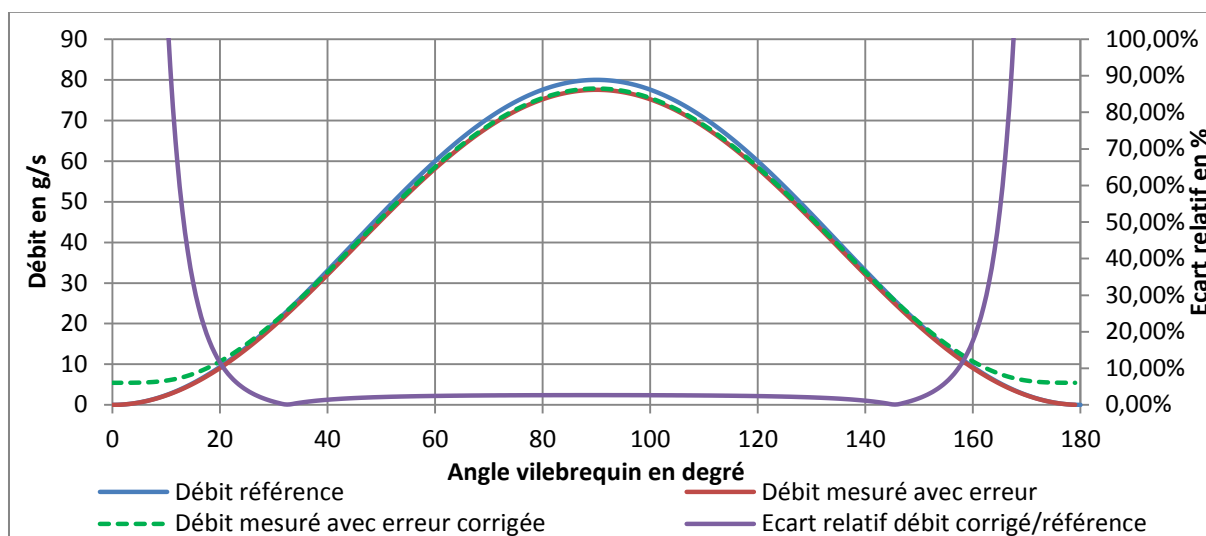


Figure 108 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur le positionnement angulaire de la sonde dans la conduite

La correction par offset de pression ne permet pas de mesurer fidèlement le débit instantané dans le cas d'une erreur de positionnement de la sonde, notamment à bas débit.

III.2.9.5 Bilan

La mesure de la pression totale par le tube de Pitot permet, en soustraction de la mesure de la pression statique, de calculer la vitesse du fluide grâce à la formule de Bernoulli. Dans le cas où cette mesure de pression cinétique est effectuée par un capteur de pression différentielle avec une faible tolérance, l'erreur sur la mesure de la vitesse est faible, même à basse vitesse. Toutefois, dans notre cas, nous sommes obligés d'utiliser deux capteurs de pression. Cette architecture

d'instrumentation est une source d'erreur de mesure importante notamment à basse vitesse, principalement à cause de l'erreur absolue des capteurs qui est bien plus importante.

On peut faire l'hypothèse que cette erreur est principalement due à une erreur de type offset des capteurs de pression rapide. Dans ce cas l'utilisation de la mesure du débit moyen par la chaudière du banc peut permettre de corriger cette offset. Toutefois, ce type de correction peut entraîner de fortes erreurs sur l'évolution du débit instantané, dans le cas où cette erreur est due à d'autres facteurs tels que la section de mesure, ou la position angulaire du tube de Pitot. Une attention particulière devra être portée au montage de la sonde dans la conduite. De même, la section de mesure de la conduite devra être mesurée avec précision, ce qui n'est pas évident compte tenu des géométries complexes des volutes.

III.2.10 Essais de validation par comparaison avec un fil chaud

Suite au développement de la sonde de débit, il est nécessaire de valider son comportement en conditions d'essai. Pour cela, une expérimentation a été mise au point. L'objectif de cet essai est de tester le comportement du débitmètre en condition transitoire, et de comparer la mesure à une sonde de référence.

- Le moyen d'essai :

L'étalonnage en régime transitoire du tube de Pitot a été effectué sur le banc pulsé réalisé au cours de la thèse. Ce banc a été installé en sortie de la chaudière d'un banc d'essai de turbocompresseur. Durant l'essai, la chambre de combustion de la chaudière n'a pas été allumée, le débitmètre et les vannes de régulation de la chaudière ont toutefois permis la mesure et le contrôle du débit moyen. Seules deux des soupapes du banc pulsé ont été reliées au tube de mesure où est placé le tube de Pitot et la sonde référence. L'utilisation du banc pulsé permet d'étalonner la sonde dans un environnement très similaire à celui dans lequel va être utilisé le tube de Pitot. Le montage est présenté dans la Figure 109 :

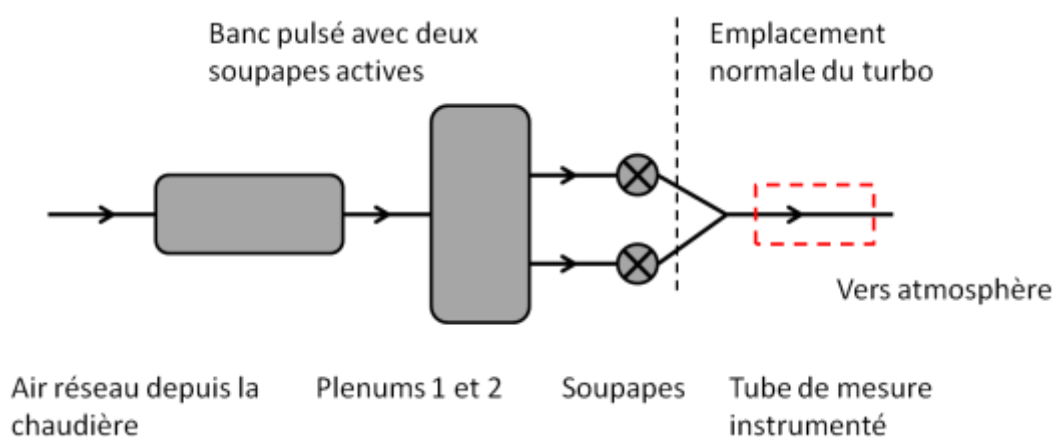


Figure 109 : Schéma du banc d'essai en écoulement pulsé pour l'étalonnage du tube de Pitot

- Principe de l'essai :

L'essai consiste en une comparaison entre la mesure de débit obtenue par le système à tube de Pitot, et la mesure obtenue par une sonde de type fil chaud. Le débitmètre fil chaud est installé dans la veine fluide à proximité de l'extrémité de la sonde de Pitot, dans un tube de mesure spécialement conçu. Cet essai est réalisé en deux étapes.

Dans un premier temps, la sonde fil chaud est positionnée et étalonnée en vitesse dans la veine fluide grâce au tube de Pitot en régime d'écoulement stabilisé (Figure 111 et Figure 112). Lors de cette étape, la pression cinétique ($P_{tot} - P_{stat}$) au niveau du fil chaud est mesurée par un capteur de pression différentielle. La pression statique est mesurée par un capteur de pression absolue, et la température est mesurée par une sonde PT100. Comme présenté précédemment, ce montage permet d'obtenir une bonne précision de mesure de la vitesse. L'erreur de mesure de la vitesse est donnée dans la Figure 110 :

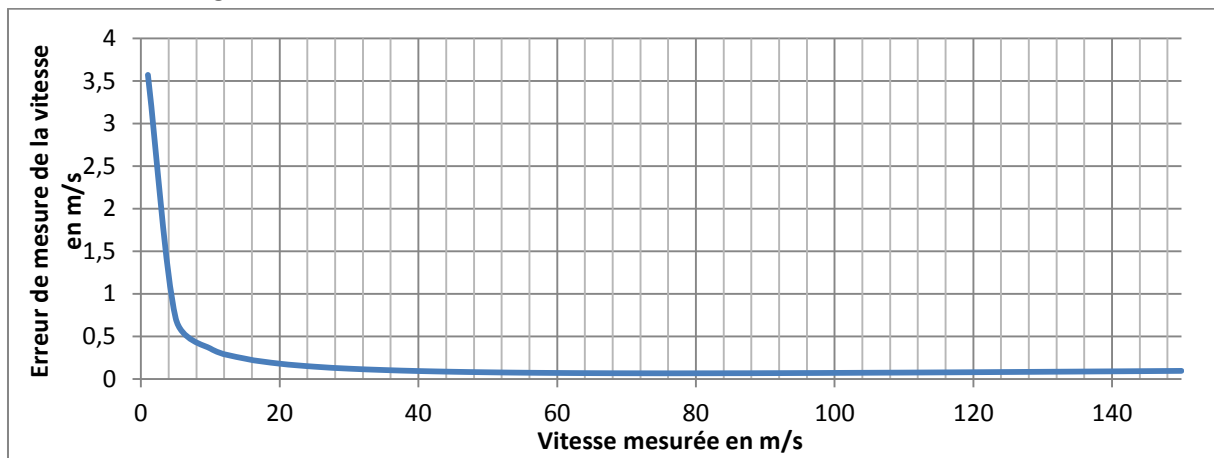


Figure 110 : Erreur de mesure de la vitesse mesurée par le tube de Pitot en condition stabilisé et dans le cas de l'utilisation d'un capteur de pression stabilisé

Pour le positionnement de la sonde fil chaud, une mesure de vitesse est réalisée à chaque degré de rotation de la sonde. L'ensemble des résultats permet d'établir la position à laquelle le fil de la sonde est perpendiculaire à l'écoulement de l'air.

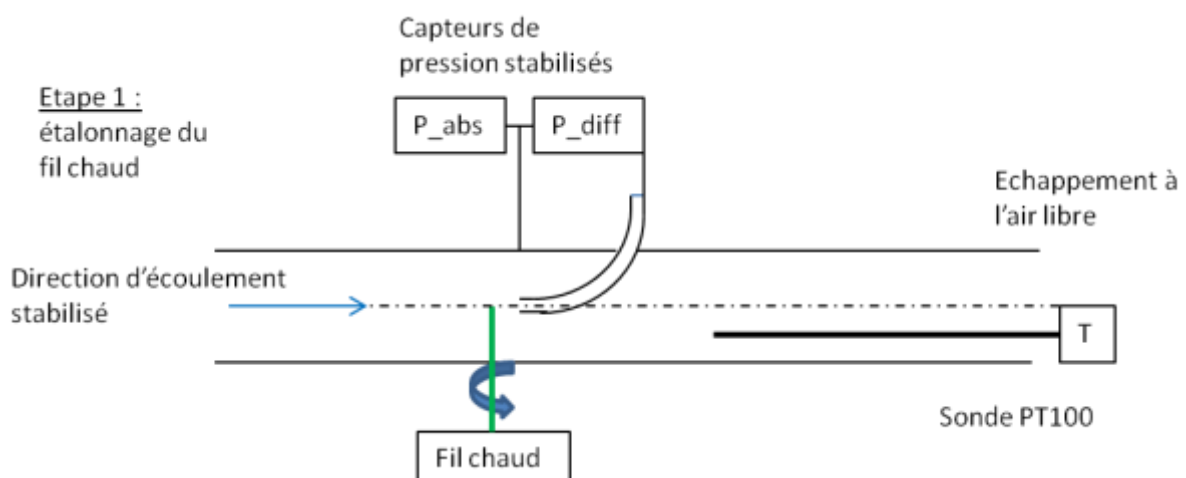


Figure 111 : Schéma du montage de l'étalonnage du fil chaud par le tube de Pitot en régime stabilisé

Une fois le positionnement réalisé, l'étalonnage en vitesse de la sonde par le tube de Pitot a pu être réalisé. Malheureusement, les fils chauds ont été détruits. En effet à deux reprises, les fils chauds ont cessé de fonctionner à partir d'environ 40m/s. Après observation au microscope, et compte tenu l'allure de la chute de tension des sondes, il semblerait que les fils aient brûlé probablement à cause de gouttes d'huile provenant du banc d'essai. En conséquence, l'essai n'a donc pas pu avoir lieu.

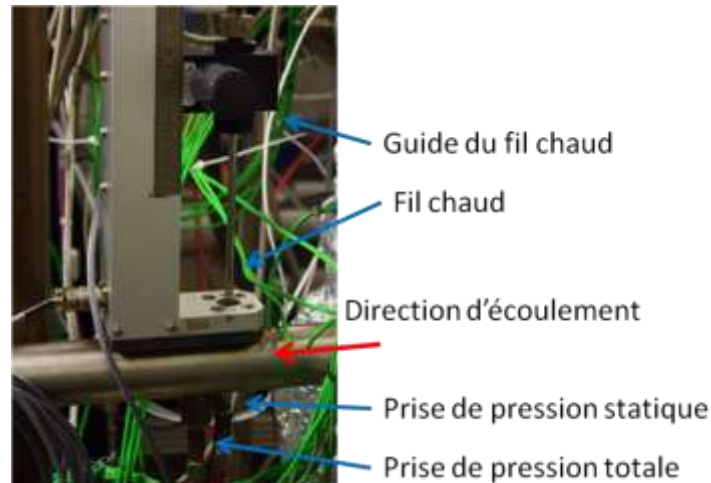


Figure 112 : Photo du montage du fil chaud et du tube de Pitot sur le tube de mesure

La seconde étape consistait en un étalonnage en régime pulsé du tube de Pitot par la sonde fil chaud. Pour cela, les capteurs de pression stabilisés ont été remplacés par des capteurs de pression rapide (Figure 113). L'objectif était de reproduire les pulsations générées lors des essais avec turbocompresseur. Plusieurs cas de débit, de pression et de fréquences ont été envisagés. Ils n'ont malheureusement pas pu être testés.

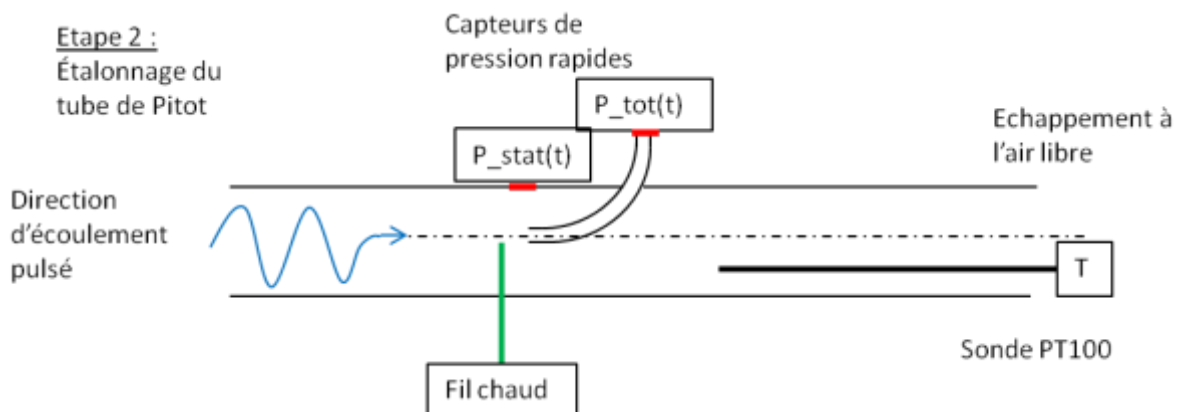


Figure 113 : Schéma du montage de l'étalonnage du tube de Pitot par le fil chaud en régime pulsé

III.2.11 Bilan et limites de l'utilisation de la sonde

Lors de cette étude, une sonde de Pitot a été adaptée pour permettre la mesure de la pression totale en régime transitoire. L'adaptation a principalement portée sur l'optimisation de la fréquence de résonance acoustique de la sonde. En effet, la modélisation acoustique de la sonde a permis de mettre en évidence qu'un phénomène de résonance des ondes de pression dans le tube de Pitot entraînait une augmentation de la pression à l'extrémité du tube, au niveau du capteur de

pression. Grâce à des simulations acoustiques en trois dimensions, la géométrie de la sonde a été modifiée pour que la résonance de la sonde n'affecte pas la mesure de la pression totale sur la plage de fréquence excitée par le moteur. Une fois la sonde construite, les résultats de simulation ont été validés par des essais sur cette même sonde. Les résultats ont montré une très bonne corrélation entre les résultats de simulation et les données expérimentales. Par la suite, un système de filtre sans déphasage a été mis au point permettant l'atténuation des fréquences excitées par le tube de Pitot, en ayant un impact quasi nul sur la plage des fréquences à mesurer.

La mesure du débit à partir de la mesure des pressions totale et statiques instationnaires a pu être élaborée. Une étude de la propagation des erreurs a montré que l'incertitude de cette mesure est trop importante. La cause des erreurs est liée à l'architecture de l'instrumentation, qui n'utilise pas de mesure de pression différentielle pour la mesure de la pression cinétique. Afin de palier à ce défaut, une méthodologie de correction de la mesure instationnaire utilisant une mesure moyenne du débit a été testée. Dans le cas où l'erreur vient bien de la mesure de la pression, cette technique reste efficace. Toutefois, elle peut entraîner de grosses erreurs sur la mesure du débit pulsé en cas de mauvaise évaluation de la section de mesure et de la désorientation de la sonde. Lors de l'utilisation de cette sonde, un soin particulier devra être porté à son installation. Une validation expérimentale de la mesure du débit instationnaire a été tentée par comparaison avec la mesure d'un fil chaud. L'expérience n'a pas pu aboutir à cause de la casse à deux reprises des fils chauds lors de l'étalonnage.

III.3 Mesure de la température en transitoire

Un travail important a consisté à développer une mesure de la température instationnaire à partir de thermocouple que j'ai développé spécifiquement en écoulement pulsé. Tout ce développement, ainsi que les algorithmes de post-traitement sont présentés en annexe A. Le bilan et les limites d'utilisation de ces thermocouples sont donnés ci-après :

Dans un premier temps, la géométrie du micro-thermocouple a été optimisée pour permettre de diminuer l'inertie thermique de la sonde tout en conservant une bonne résistance mécanique. Pour cela, une méthodologie de soudage a également été développée.

Dans un second temps, les thermocouples ont été testés et étalonnés. Cela a permis de mettre en évidence que la réponse dynamique des thermocouples ainsi conçus, suit bien la modélisation développée dans la bibliographie. Ces essais ont également permis de valider la résistance de la sonde à des vitesses moyennes d'air pouvant atteindre 110m/s, tout en conservant une constante de temps inférieure à 10ms. Ces performances s'approchent du cahier des charges que nous nous étions fixé.

Dans un troisième temps, des algorithmes de post-traitement permettant de recalculer l'évolution de la température réelle du gaz ont été programmés. Ces algorithmes ont notamment été appliqués en tenant compte des caractéristiques des thermocouples que nous avons conçus. Ces simulations ont permis de vérifier que les six algorithmes testés permettent bien de retrouver des résultats proches du signal de température initialement introduit dans la simulation. Des solutions pour améliorer la qualité de leurs résultats ont notamment été proposées (voir annexe A).

Finalement, une méthodologie de reconstruction du signal de température différente et innovante a été proposée en se basant sur l'utilisation d'un micro-thermocouple couplé à une sonde de vitesse de type tube de Pitot précédemment développée.

Pour conclure cette partie dédiée au développement d'un capteur de mesure de température instationnaire, il faut noter malheureusement, dès la première installation sur le banc pulsé, dans les conditions de hautes températures, les sondes ont rapidement été détruites pour des problèmes de vibrations du banc dont les niveaux d'accélération importants ont pu être mesurés, les valeurs de ces derniers sont indiquées dans le prochain chapitre. Les tests effectués en stationnaire pour des vitesses de l'ordre de 110m/s, et des températures avoisinant les 900°C, avaient montré que ces sondes restaient intactes.

Pour la suite des campagnes d'essai et dans tout ce qui suit concernant les essais en pulsé, la température instationnaire est reconstituée à partir de la mesure de la pression totale instationnaires. Ce qui implicitement implique un déphasage nul entre pression et température en un point donné.

Il reste donc à espérer que cette méthodologie mise en œuvre pour obtenir des températures en régime pulsé, puisse un jour être utilisée pour fournir une information directe et fiable de la température instantanée.

Chapitre IV - Essais d'un turbocompresseur en régime pulsé

Le banc d'essai et l'instrumentation précédemment conçus et présentés ont été assemblés sur un banc d'essai de turbocompresseur au CRITT M2A. Les objectifs de cette campagne d'essai sont nombreux. Dans un premier temps, ils doivent permettre de tester le banc d'essai turbo ainsi que son instrumentation en conditions réel d'essai, c'est-à-dire en haute pression et haute température. Cette phase peut être considérée comme une phase de réception du banc d'essai. La campagne d'essai doit également permettre de mettre au point une méthodologie de post-traitement des données d'essai afin d'en déduire les performances du turbocompresseur en régime pulsé. Finalement, les performances calculées en différents point de fonctionnement seront comparées entre elles et analysées dans le but d'étudier le comportement du turbocompresseur pour différents points de fonctionnement entre les conditions de régime stationnaire et pulsé.

Cette campagne d'essai a été réalisée en utilisant, comme cas test, un turbocompresseur « du commerce » actuellement utilisé sur un moteur Renault H5F. Ce moteur possède les caractéristiques suivantes :

- Puissance : 85kW (115 chevaux),
- 4 cylindres, 4 temps,
- Cylindrée : 1,2L,
- Carburant : essence,
- Turbocompresseur : MHI-H5F-400

IV.1 Présentation du banc d'essai

IV.1.1 Le turbocompresseur MHI

Le turbocompresseur qui a été utilisé pour cet essai est un MHI-H5F-400. Les données de la géométrie de ce turbocompresseur sont présentées ci-dessous :

- Etage compresseur :

Le diamètre d'entrée de la roue compresseur est de 30mm, et le diamètre extérieur est de 40mm. Des photos de la roue compresseur et de la volute du compresseur sont présentées dans la Figure 114 et la Figure 115.

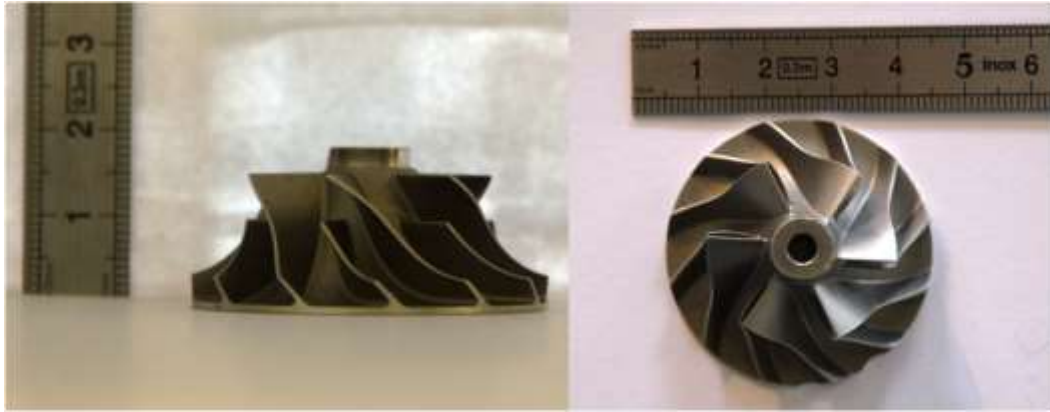


Figure 114 : Roue compresseur



Figure 115 : Carter compresseur

- Etage turbine :

Le diamètre de sortie de la roue turbine est de 30mm, et le diamètre extérieur est de 35.5mm. Des photos de la roue turbine et de la volute de la turbine sont présentées dans la Figure 116 et la Figure 117. On peut remarquer que le carter turbine et le collecteur d'échappement sont réalisés en une seule pièce.



Figure 116 : Roue turbine



Figure 117 : Carter turbine

IV.1.2 L'instrumentation

L'instrumentation « classique » autour du turbocompresseur peut être schématisée par la Figure 118. Les prises de pression et de température sont situées à une distance de 350 mm du turbocompresseur.

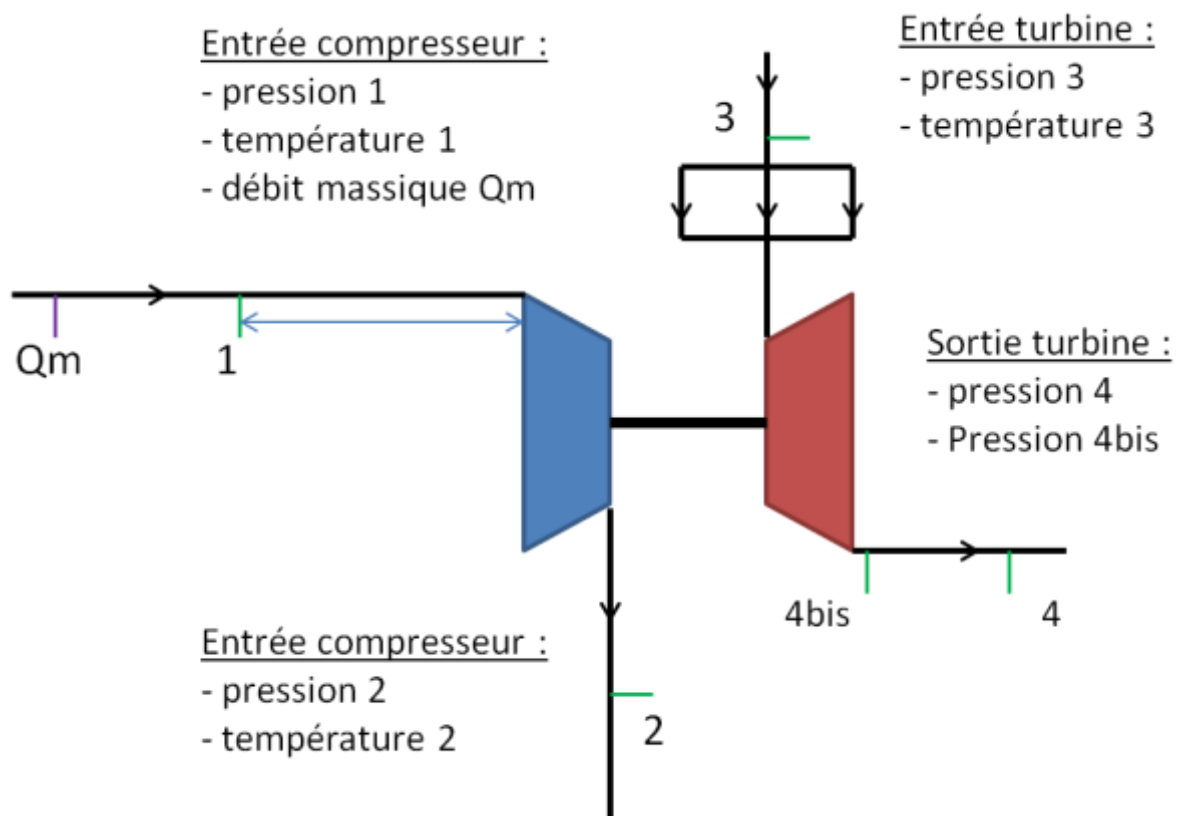


Figure 118 : Schéma de l'instrumentation autour du turbocompresseur

Les mesures de pression statiques sont obtenues via une bague piézométrique. Les températures sont mesurées par un ensemble de trois thermocouples en entrée de la turbine, et par trois sondes PT100 sur la ligne d'air compresseur.

IV.1.2.1 Ligne d'air compresseur

La ligne d'air compresseur est présentée sur la Figure 119. Le diamètre du tube de mesure en entrée du compresseur est de 30mm, et celui du tube de mesure en sortie du compresseur est de 40mm. Le tube de mesure en sortie du compresseur est orienté verticalement. Dans les calculs du rapport de compression, la différence de hauteur entre le tube de mesure en entrée, et le tube de mesure en sortie du compresseur ne sera pas prise en compte car tout à fait négligeable.

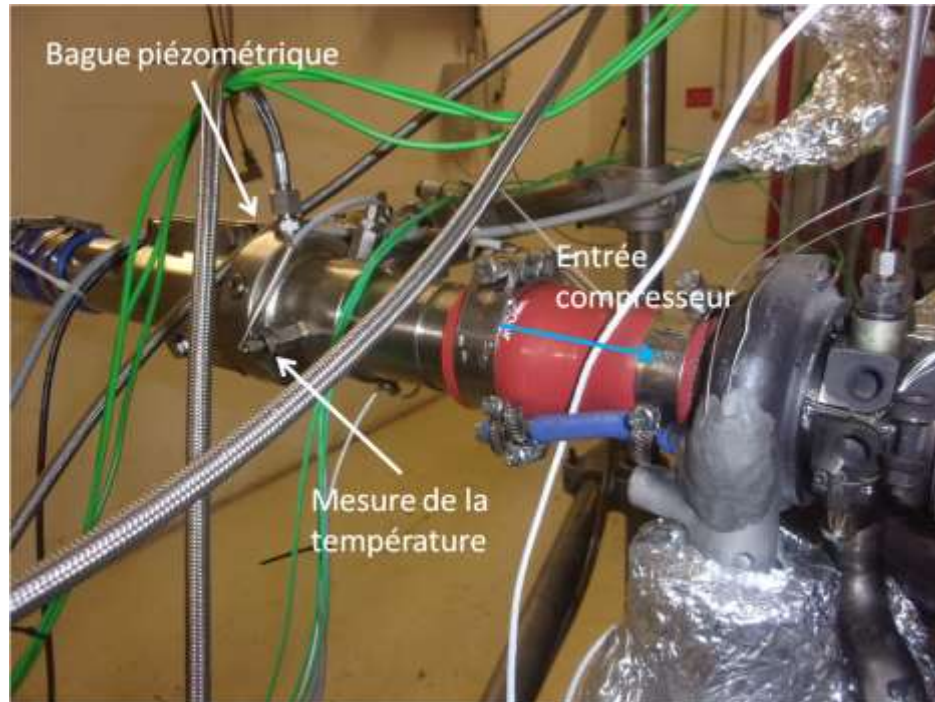


Figure 119 : Photo de l'instrumentation en amont du compresseur

IV.1.2.2 Ligne d'air turbine en régime stabilisé

La Figure 120 est une photo du montage de l'essai en conditions stabilisé. On peut noter que les tubes de mesure en sortie du compresseur, en entrée et en sortie de la turbine sont thermiquement isolés.

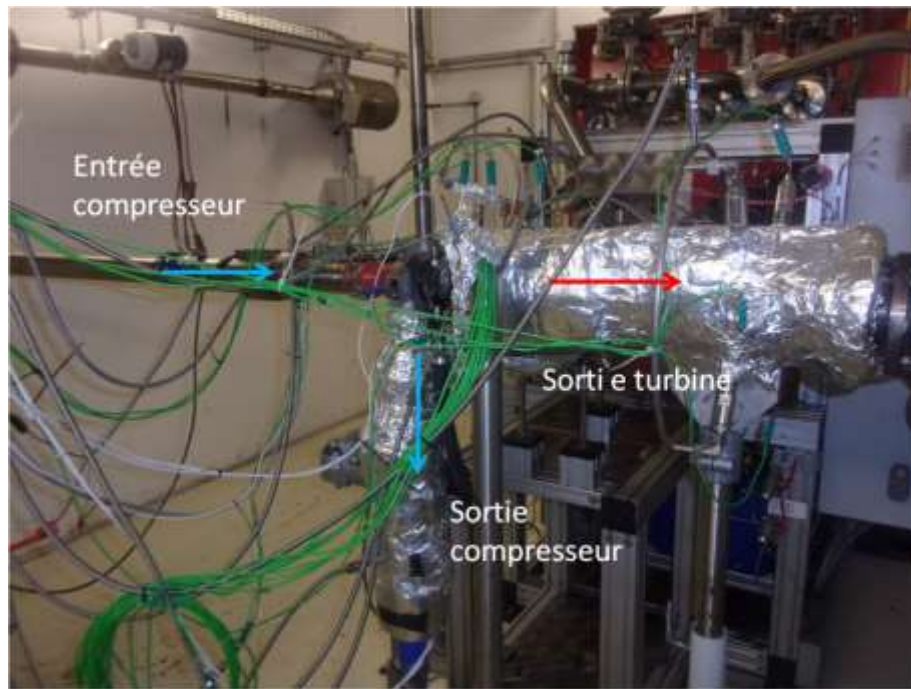


Figure 120 : Photo de l'instrumentation du turbocompresseur

IV.1.2.3 Circuit d'huile

Sur la Figure 121, on peut observer le turbocompresseur avec son instrumentation du circuit d'huile. Les prises de température d'huile sont placées au plus proche de l'entrée et de la sortie du turbocompresseur. La prise de température de l'huile en sortie du carter central est placée dans un « col de cygne » afin de séparer l'huile des éventuels gaz de « blow by » (gaz venant du compresseur ou de la turbine et entrant dans le circuit d'huile).

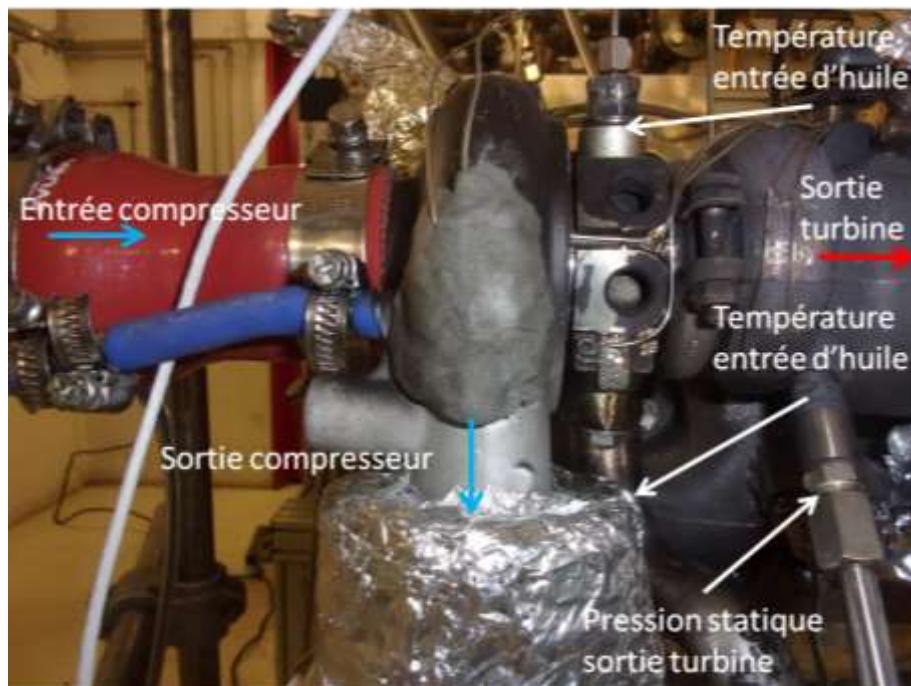


Figure 121 : Photo de l'instrumentation sur le turbocompresseur et notamment du circuit d'huile

IV.1.2.4 Ligne d'air turbine en régime pulsé

Les Figure 122, Figure 123 et Figure 124 sont des photos du montage du turbocompresseur sur le banc d'essai. Le banc d'essai pulsé est connecté directement à la sortie de la chaudière du banc d'essai stabilisé. L'ensemble du banc d'essai pulsé a été isolé afin de réduire les pertes thermiques entre la sortie de la chaudière et l'entrée du turbocompresseur.

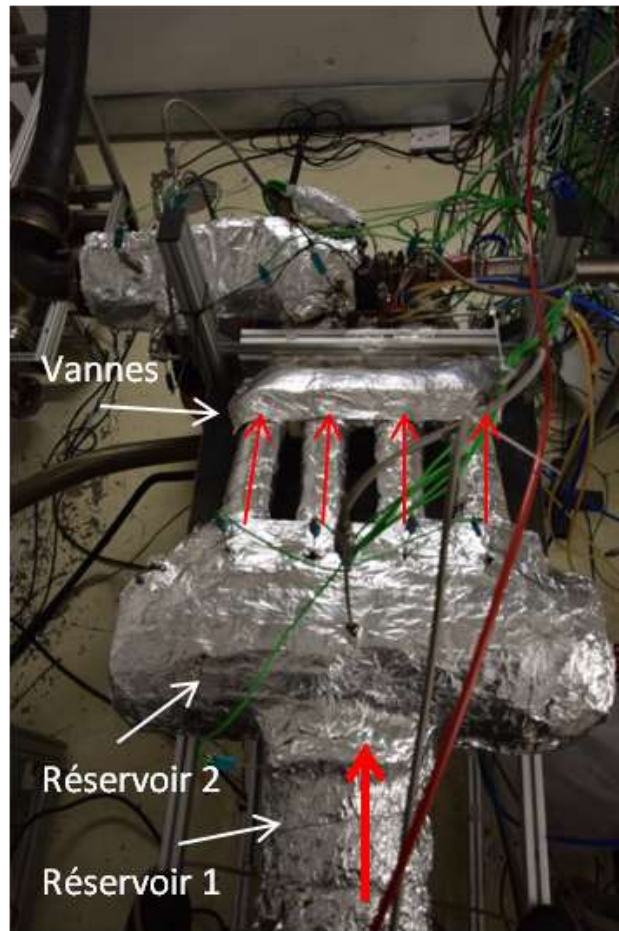


Figure 122 : Photo du banc d'essai pulsé vue du dessus

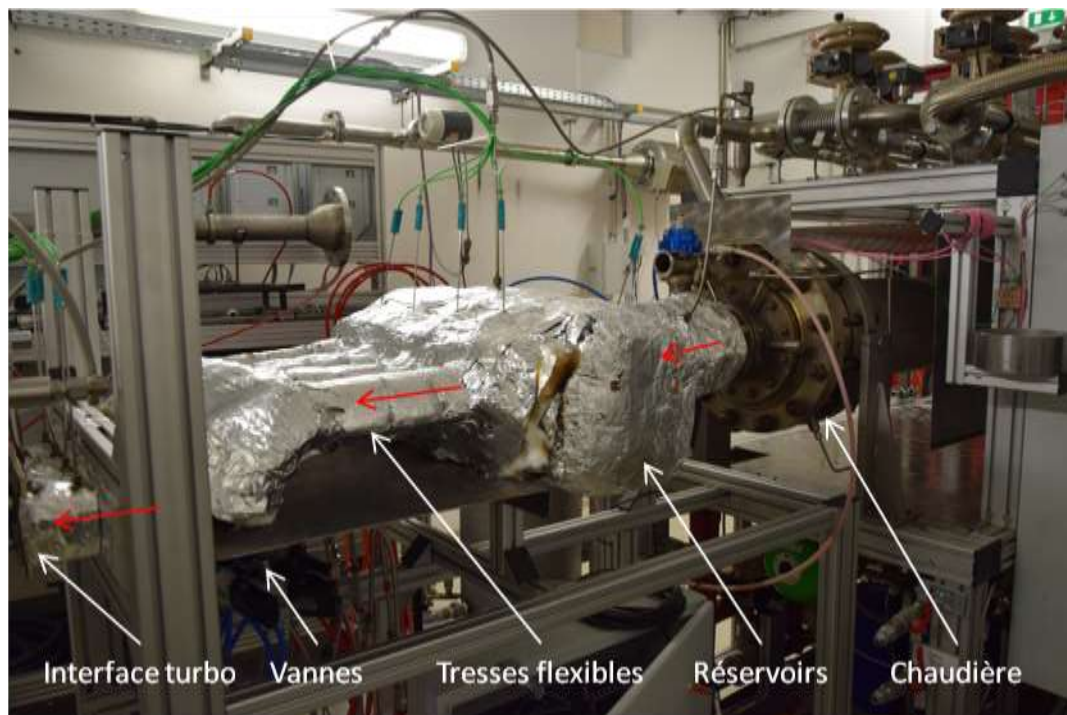


Figure 123 : Photo du banc d'essai vue de côté

Sur la Figure 124, on peut noter que la distance entre l'entrée du collecteur échappement et les vannes est réduite. Cette distance est similaire à celle que l'on peut trouver dans un moteur, entre les soupapes et le collecteur d'échappement.

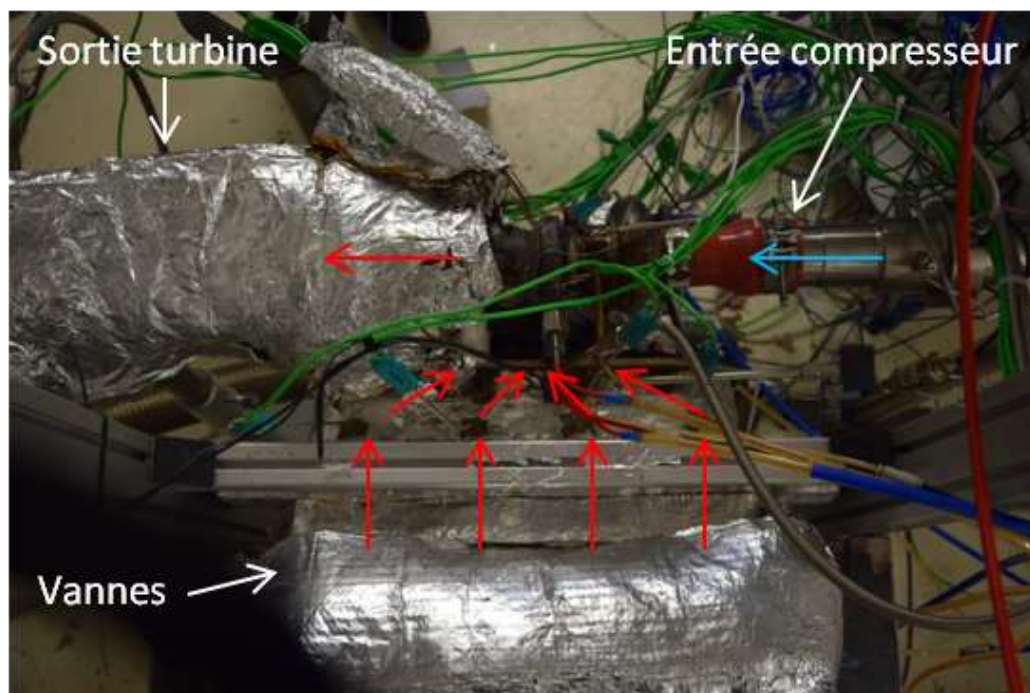


Figure 124 : Photo du banc d'essai pulsé vue du dessus 2

La Figure 125 est un schéma présentant la position des mesures instationnaires montées sur la turbine.

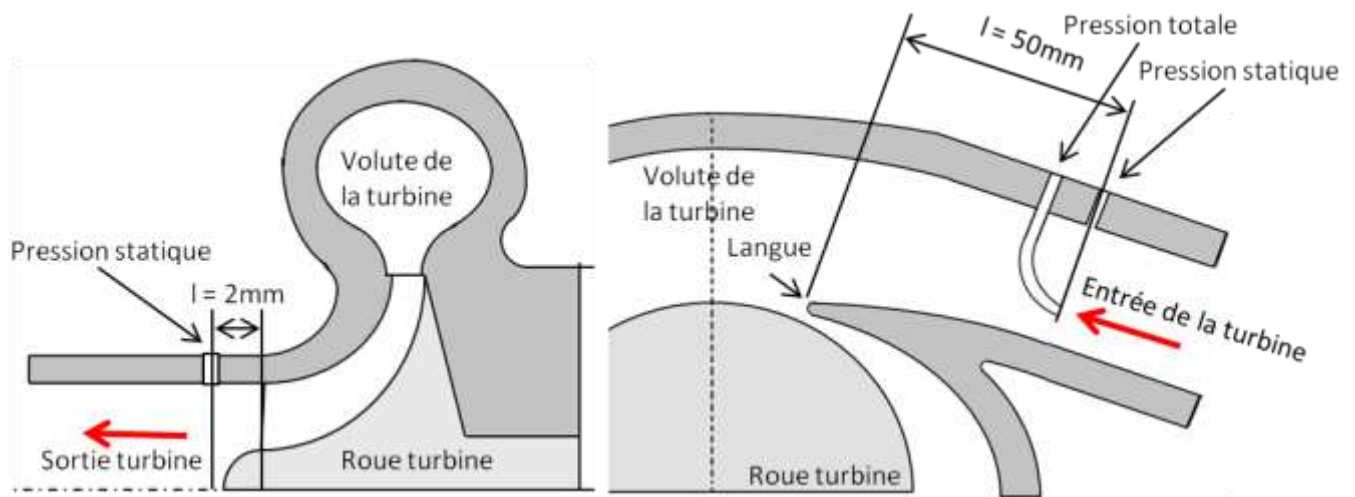


Figure 125 : Schéma de l'instrumentation instationnaire de l'étage turbine

IV.2 Validation du fonctionnement du banc pulsé

Un premier stade de validation a consisté à tester le fonctionnement du banc d'essai pulsé en conditions normales. Pour cela, trois critères liés au fonctionnement du banc pulsé ont été retenus :

- L'impact du banc d'essai pulsé et de son instrumentation sur le fonctionnement et sur les performances du turbocompresseur.
- Le niveau de vibration généré par le banc d'essai, et la propagation des vibrations à la chaudière et au turbocompresseur
- La synchronisation de la génération des pulsations

IV.2.1 Impact du banc pulsé sur le comportement du turbocompresseur

L'ajout du dispositif de pulsation entre la chaudière et l'entrée de la turbine entraîne une modification notable du comportement de la ligne d'air entrée turbine. La géométrie de la ligne d'air ainsi que la position de l'instrumentation diffèrent fortement par rapport au montage habituel. Il est donc nécessaire de vérifier que les performances mesurées du turbocompresseur ne sont pas influencées par la modification de la géométrie du banc d'essai en régime pulsé.

Une cartographie du turbocompresseur a donc été mesurée avec les deux lignes d'air en entrée turbine et présentée dans le chapitre IV.1.1. Les vannes du banc d'essai en écoulement pulsé ont été maintenues ouvertes lors de cet essai, qui représente alors celui d'un écoulement équivalent non pulsé. L'instrumentation de la ligne d'air compresseur est restée la même. Il n'a malheureusement pas été possible de réaliser ces deux essais dans les mêmes bancs d'essai de turbocompresseur. Une différence au niveau du diamètre de la conduite contenant le débitmètre à film chaud est à prendre en compte. Elle est présentée dans le chapitre IV.1.2.

Méthodologie et conditions d'essai :

L'essai a été « conduit » par le compresseur, c'est-à-dire que les points de fonctionnement du compresseur ont été fixés et mesurés. Les points de fonctionnement de la turbine sont donc une résultante du point de fonctionnement du compresseur. La température en entrée de la turbine a été fixée à 600°C.

La cartographie du compresseur a été mesurée sur 6 isovitesse corrigées, avec 7 points de mesures par iso-vitesse. Ces points sont répartis entre la limite de pompage et une limite de rendement compresseur de 50%. La valeur des iso-vitesse corrigées choisies sont présentées dans le Tableau 17 :

Vitesse périphérique (m/s)	Vitesse de rotation corrigée (rpm)	Nombre de points par isovitesse
188	90000	7
251	120000	7
313	150000	7
377	180000	7
440	210000	7
503	240000	7

Tableau 17 : Isovitesse de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'essai avec la ligne d'air du banc pulsé en régime stabilisé

Une iso-vitesse supplémentaire a été retenue pour l'essai avec le banc stabilisé ($U_{redC} = 126\text{m/s}$, Vitesse de rotation corrigée = 60000rpm, 7 points par iso-vitesse).

Les conditions du circuit d'huile sont :

- Type d'huile : 5W30
- Pression en entrée du carter central : 2,5 bars (relatif)
- Température en entrée du carter central : 100°C

Comparaison des résultats obtenus :

La Figure 126 représente la cartographie de l'étage compresseur obtenue pour les deux configurations en entrée de la turbine. On peut remarquer que les iso vitesses de fonctionnement du compresseur sont quasiment superposées. On peut toutefois observer un non recouvrement des courbes au niveau de la limite de pompage. Comme cela a été précisé au paragraphe précédent, les deux essais se sont déroulés en utilisant deux cellules d'essai différentes, possédant une ligne d'air en entrée du compresseur dont le diamètre diffère. Cette différence entraîne une modification de la pression en entrée du compresseur compte tenu des pertes de charges qui évoluent différemment avec l'augmentation du débit. Cet écart décale naturellement la limite de pompage de l'étage compresseur.

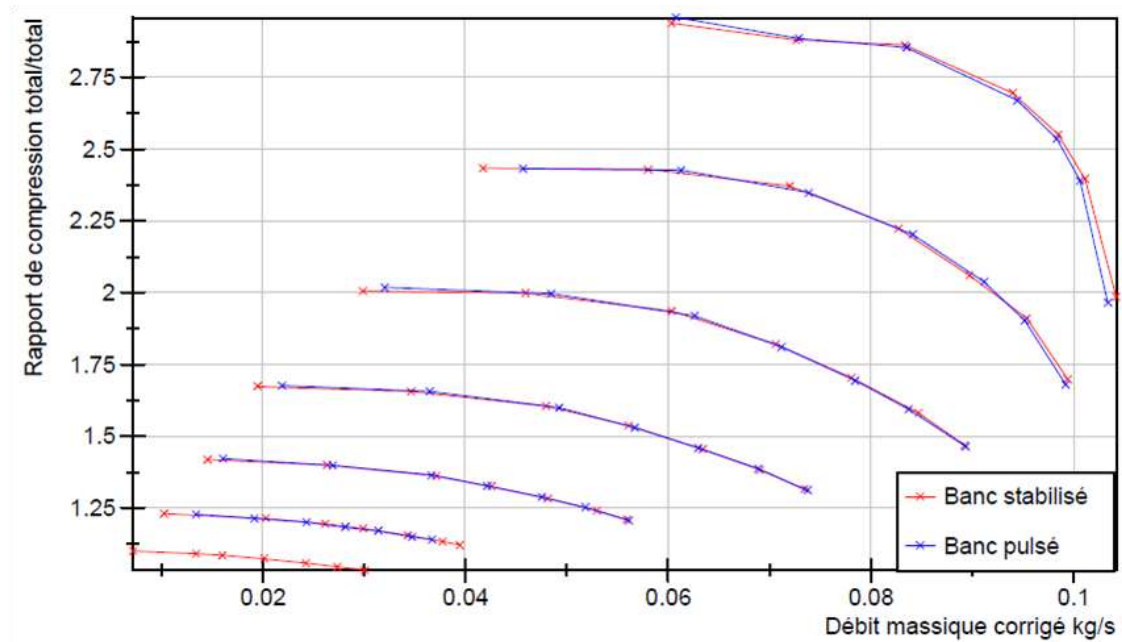


Figure 126 : cartographie de l'étage compresseur mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé

Pour ce qui concerne la cartographie de la turbine de la Figure 127, on peut remarquer que les points de fonctionnement ne se superposent pas. Dans cette configuration, la ligne d'air en entrée de la turbine du banc d'essai pulsé impacte fortement la mesure du comportement de la roue turbine.

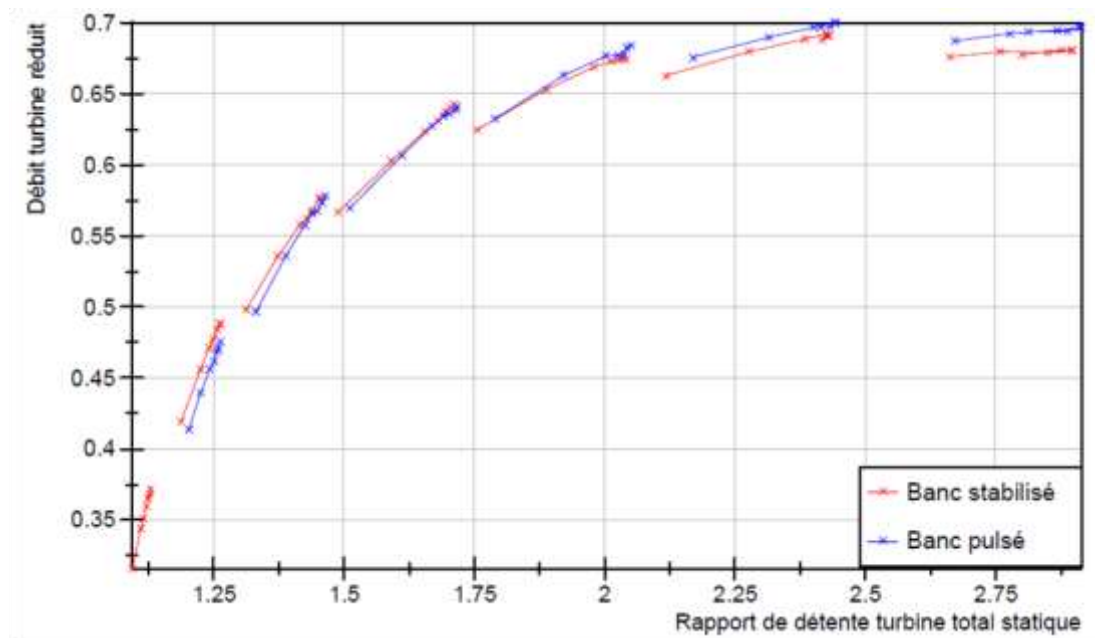


Figure 127 : cartographie de l'étage turbine mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé

La Figure 128 représente l'évolution du débit passant par la turbine en fonction de la pression en entrée de celle-ci, pour les deux configurations de ligne d'air. On peut remarquer que les deux courbes se croisent pour une pression entrée turbine comprise entre 0,7 et 1 bar de pression relative. Si l'on prend pour référence les données mesurées par le banc stabilisé, on peut observer

que lorsque que la pression en entrée de la turbine est faible, et pour un même point de fonctionnement du compresseur, le débit turbine est sous-estimé. Ce phénomène est inverse lorsque la pression en entrée de la turbine est élevée, et s'annule pour une pression comprise entre 0,7 et 1 bar. Ce phénomène est caractéristique d'un débit de fuite en amont de la turbine vers un volume dont la pression est comprise entre 0,7 et 1 bar.

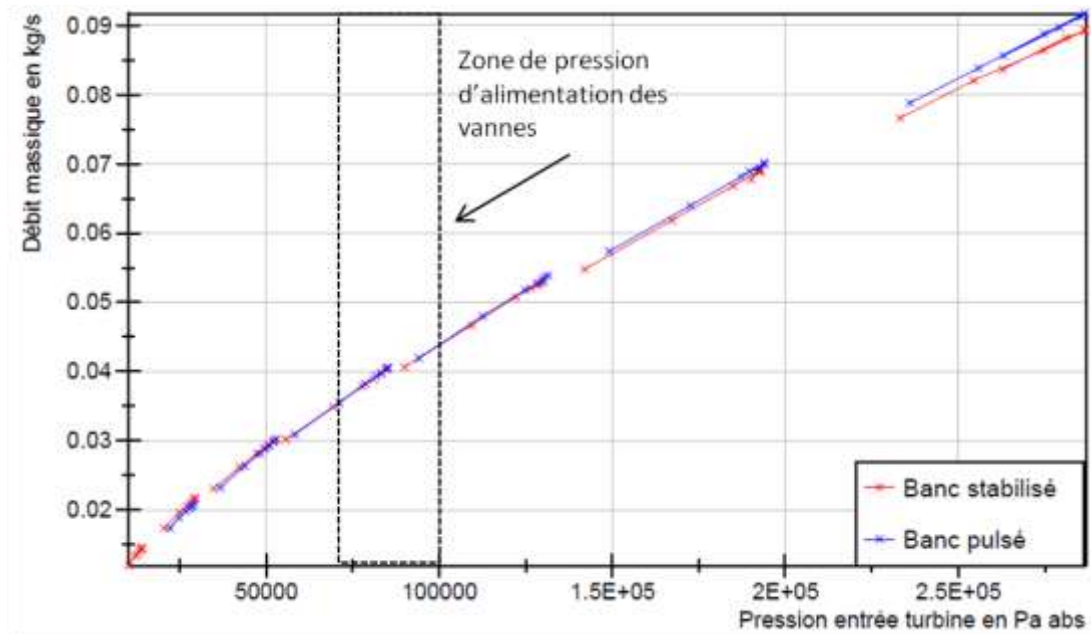


Figure 128 : Evolution du débit massique turbine en fonction de la pression entrée turbine, mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé

Nous avons conclu que cette fuite avait probablement lieu au niveau des vannes du banc pulsé. En effet, lors de cet essai, la pression de commande des « wastegates » était d'environ 0,8 bar.

Mesure du débit de fuite de la « wastegate » :

Afin de valider l'hypothèse précédente, le débit de fuite d'une « wastegate » a été recherché. Pour une pression pression dans la chambre basse fixée, le débit de fuite a été mesuré par un rotamètre à bille (Figure 129).

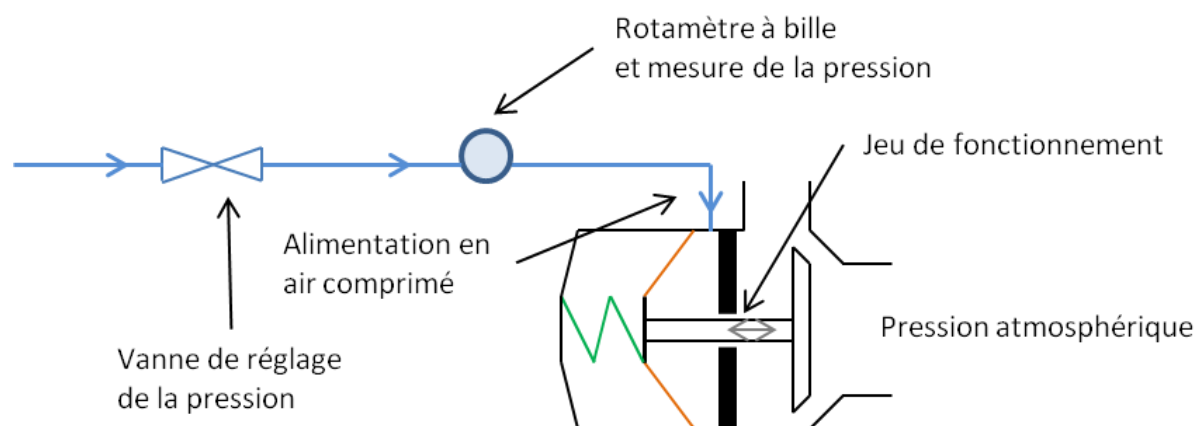


Figure 129 : Schéma de l'instrumentation pour la mesure du débit de fuite de la "wastegate"

Cet essai a été réalisé sur une « wastegate » neuve, ainsi que sur une « wastegate » usée d'environ 15h. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 18 :

Wastegate		Usagée	Neuve
Pression de service	Bar abs	3	3
Température	K	298,15	298,16
Débit massique	g/s	0,574	0,3718

Tableau 18 : Débit de fuite mesuré dans les "wastegates"

Le débit de fuite n'est donc pas négligeable pour une pression de service de 3 bar, et augmente avec l'usure de la « wastegate. Dans la configuration précédente, le banc d'essai pulsé est composé de quatre vannes, multipliant d'autant les possibilités de débit de fuite. Dans le cas où la pression en entrée turbine est supérieure à la pression de commande de la « wastegate », le débit de fuite s'inverse. Ce cas de figure n'a pas pu être testé, mais ce phénomène s'observe lors des essais sur banc pulsé, comme le montre le Figure 127.

Conséquence sur la mesure du débit en entrée de la turbine :

Afin d'évaluer les conséquences de cette fuite sur la mesure du débit en entrée de la turbine en écoulement pulsé, on peut calculer le débit de fuite en faisant les hypothèses suivantes :

- La loi d'ouverture d'une vanne se décompose en une phase ouverte de 180°V, et d'une phase fermée de 540°V,
- La pression de service de commande des vannes est de 3 bars absolus,
- Les effets transitoires de l'écoulement ne sont pas pris en compte.

Deux cas de pression en entrée turbine seront fixés afin de représenter les deux cas extrême :

- Cas 1 : la pression est égale à la pression atmosphérique,
- Cas 2 : la pression est de 3 bars absolus.

Le débit de fuite d'une vanne usée est calculée sur cycle moteur à partir des débit de fuite mesurée en régime stabilisé (Tableau 18).

On aura ainsi pour les deux cas de position de vannes :

Vanne ouverte :

Cas 1 :

$$Q_{o1} = \frac{180}{720} \cdot 0,574 = 0,1435 \text{ g/s}$$

Cas 2 :

$$Q_{o2} = \frac{180}{720} \cdot 0 = 0 \text{ g/s}$$

Vanne fermée :

Cas 1 :

$$Q_{f1} = \frac{540}{720} \cdot 0 = 0 \text{ g/s}$$

Cas 2 :

$$Q_{f2} = \frac{540}{720} \cdot -0,574 = -0,4305 \text{ g/s}$$

Les cas extrêmes sont calculés comme suit :

$$Q_{max} = Q_{o1} + Q_{f1} = 0,1435 \text{ g/s}$$

$$Q_{min} = Q_{o2} + Q_{f2} = -0,4305 \text{ g/s}$$

Dans ce cas, l'incertitude sur le débit est donc :

$$\Delta Q = |Q_{max} - Q_{min}| = 0,574 \text{ g/s}$$

Pour un montage à quatre vannes, l'erreur atteint donc 2,296 g/s. Cette valeur est importante car elle peut représenter une incertitude de $\pm 5\%$ sur la mesure du débit en entrée de la turbine. Ce cas reste très extrême, car il ne prend pas en compte les fluctuations de pression en entrée de la turbine. Cet effet a pour conséquence de réduire la différence de pression moyenne entre la chambre de la « wastegate » et l'entrée de la turbine, réduisant ainsi le débit de fuite. Les phases transitoires de remplissage et de vidange de la chambre de la « wastegate » ne sont pas, non plus, prises en compte. Elles ont pour conséquence de retarder l'établissement de l'écoulement de fuite, et donc de limiter le débit de celui-ci.

IV.2.2 Etude de la synchronisation des « wastegates »

L'ouverture et la fermeture des vannes sont contrôlées par un circuit pneumatique, lui-même commandé par des distributeurs électriques. Dans le chapitre II.2.1.2, nous avons présenté une « wastegate » instrumentée avec deux accéléromètres afin de déterminer le temps d'ouverture et de fermeture de la soupape. Cette expérience a également permis de remarquer la présence d'un retard entre le signal de la commande du distributeur et le mouvement de la soupape. Si ce retard n'est pas le même pour les quatre vannes et pour tous les points de fonctionnement, un déphasage des pulsations en entrée de la turbine peut avoir lieu. Il sera alors nécessaire d'annuler ce déphasage en modifiant la loi d'ouverture de chaque vanne.

Afin de quantifier ce déphasage, le banc d'essai a été instrumenté avec quatre accéléromètres (Figure 130). Ils ont été placés sur le chapeau de chacune des « wastegates », comme sur le schéma ci-dessous. Ils sont positionnés au niveau de la butée de la soupape et mesurent l'accélération selon l'axe vertical (orienté vers le bas). Ils permettent de détecter le moment où la soupape est ouverte.

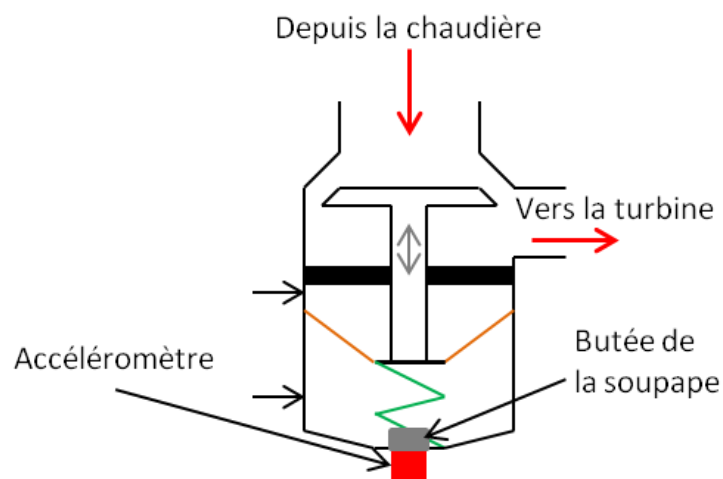


Figure 130 : Schéma de l'instrumentation de la "wastegate" pour la mesure de la synchronisation des vannes

La Figure 131 présente les résultats des mesures obtenues grâce aux quatre accéléromètres dans le cas d'une vitesse moteur de 1000 tours/minutes à titre d'exemple.

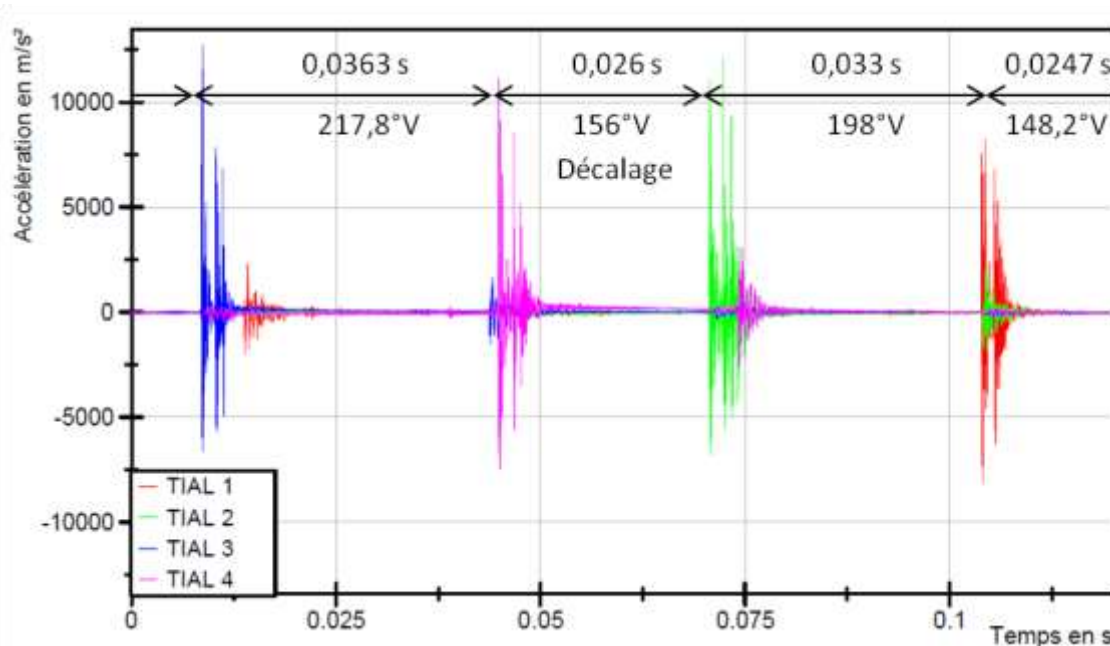


Figure 131 : Mesure du niveau de vibration sur le chapeau des quatre "wastegates"

Sur la Figure 131, on peut observer les pics d'accélération mesurés, lors de l'impact de la soupape avec sa butée. Sur ce même graphique, l'écart temporel et l'équivalent en angle vilebrequin sont mesurés entre chaque impact. On peut observer que les écarts ne sont pas constants entre eux. On peut en déduire que l'ouverture des « wastegates » n'est pas parfaitement synchronisée.

On peut également noter que le choc est important, les accélérations relevées dépassent 10000 m/s², ce qui est très important. Une des conséquences a occasionné, par exemple, la destruction d'un accéléromètre durant cette expérience. Cette expérimentation a donc été limitée à une seule mesure.

On peut conclure, à partir de ces résultats, qu'il est nécessaire d'avoir une mesure de position de chacune des vannes afin de pouvoir remettre en phase l'ouverture et la fermeture des vannes en adaptant leurs lois de commande respectives .

IV.2.3 Etude vibratoire du banc pulsé

Lors des essais précédemment réalisés (Figure 130), une mesure du niveau vibratoire sur le carter turbine du turbocompresseur a également été effectué pour une vitesse moteur de 1000 tours/minute. Un accéléromètre a été placé sous le carter turbine pour obtenir une mesure de l'accélération selon l'axe vertical orienté ici vers le bas.

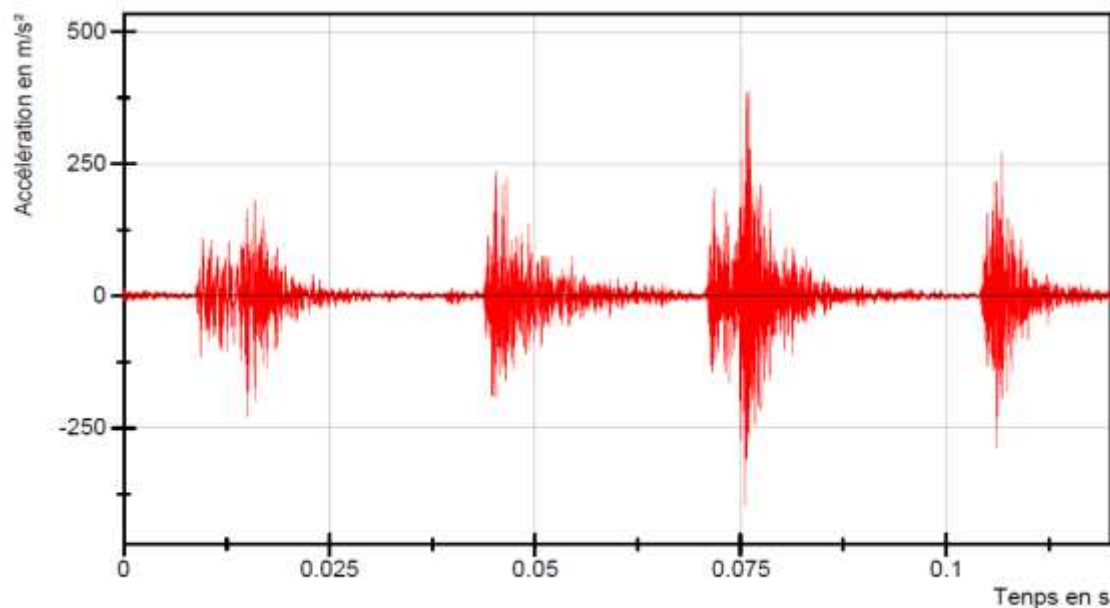


Figure 132 : Mesure du niveau de vibration sur le carter turbine selon l'axe vertical

Sur la Figure 132, on peut clairement identifier les vibrations causées par les vannes. Le niveau vibratoire relevé sur le carter turbine est assez élevé, puisqu'il peut dépasser les 250 m/s².

Une conséquence supposée de ces vibrations est la destruction constatée des thermocouples à réponse rapide placés initialement en entrée de la turbine. En effet, d'après les mesures effectuées en régime stabilisé, ces thermocouples résistent bien aux vitesses d'écoulement jusqu'à plus de 100 m/s. Or, lors des essais de ces sondes montées sur carter turbine, et en écoulement pulsé, leur destruction est survenue quasi instantanément. De même, plusieurs capteurs de pression à réponse rapide ont eu une durée de vie assez restreinte lors des essais, sans autre cause évidente que celle évoquée ici.

IV.3 Caractéristique des mesures et méthodologie de post-traitement

IV.3.1 Caractéristiques des mesures

Les mesures effectuées lors des essais sur le turbocompresseur en régime pulsé ont été acquises sur plusieurs cycles du moteur pour permettre de vérifier la répétabilité de celles-ci. Pour chaque point de fonctionnement, l'acquisition de 100 cycles a été retenue pour chaque mesure.

De plus, quelle que soit la vitesse de rotation équivalente du moteur à reproduire, le pas d'acquisition a été fixé sur l'équivalent d'un pas d'angle vilebrequin. En conséquence, la fréquence d'acquisition dépend de la vitesse de rotation du moteur à reproduire. Dans le cas présent, le pas d'acquisition est fixé à 0,2° vilebrequin. Le Tableau 19 présente la fréquence d'acquisition utilisé pour chaque vitesse de rotation du moteur testée.

Vitesse de rotation moteur en rpm	Fréquence d'acquisition en Hz
1000	30000

1250	37500
1500	45000
1750	52500
2000	60000

Tableau 19 : Equivalence entre les fréquences d'acquisition et la fréquence de rotation moteur pour un pas d'acquisition de 0,2° vilebrequin

Les grandeurs instantanées mesurées sont :

- La pression statique dans la volute : P3 volute stat
- La pression totale dans la volute par le tube de Pitot : P3 volute tot
- La pression statique en sortie de la roue turbine : P4 stat
- La vitesse de rotation de l'arbre

Compte tenu des destructions probables de certains équipements fragiles, les mesures de température ont été effectuées par des thermocouples classiques.

IV.3.2 Post-traitement des différentes mesures en écoulement pulsé

Afin de pouvoir analyser les mesures instationnaires réalisées en écoulement pulsé, une méthodologie de post-traitement a été mise en place. Les différentes étapes de cette méthodologie sont présentées sur un essai réalisé à une vitesse de rotation moteur de 1000 tours/minute. Les mesures ont été effectuées comme cela a été déjà précisé, sur 100 cycles moteurs, avec un pas de 0,2° vilebrequin. Un exemple de pression totale, mesurée par le tube de Pitot est présenté dans la Figure 133. Sur ce graphique, seul un cycle moteur est tracé (720°V).

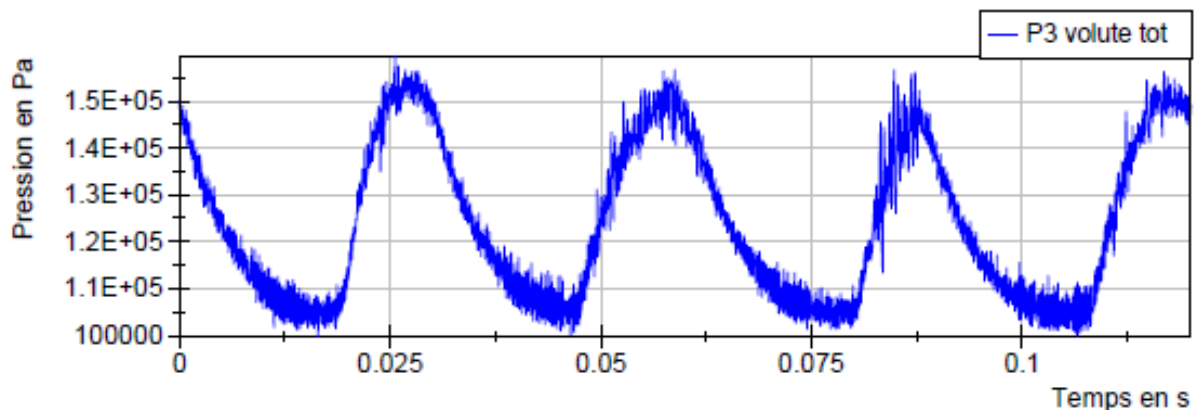


Figure 133 Mesure de la pression totale en entrée de la turbine

Les étapes de post-traitement des mesures sont :

- Filtrage des grandeurs mesurées :

L'ensemble des mesures ont été filtrées avec un filtre sans déphasage présenté au chapitre 2.2.7. Ce filtre permet notamment de supprimer les effets de résonance qui ont lieu dans le tube de Pitot. En effet, dans le chapitre 2.2, il a été montré qu'une analyse de la fonction de transfert acoustique du tube de Pitot montre un phénomène de résonance à 3500Hz, pour une température de 600°C. Dans le cas présent, cette même étude a été réalisée entre la mesure de pression statique,

et la mesure de pression totale. Le diagramme de Bode de la Figure 134 montre les résultats de cette fonction de transfert acoustique.

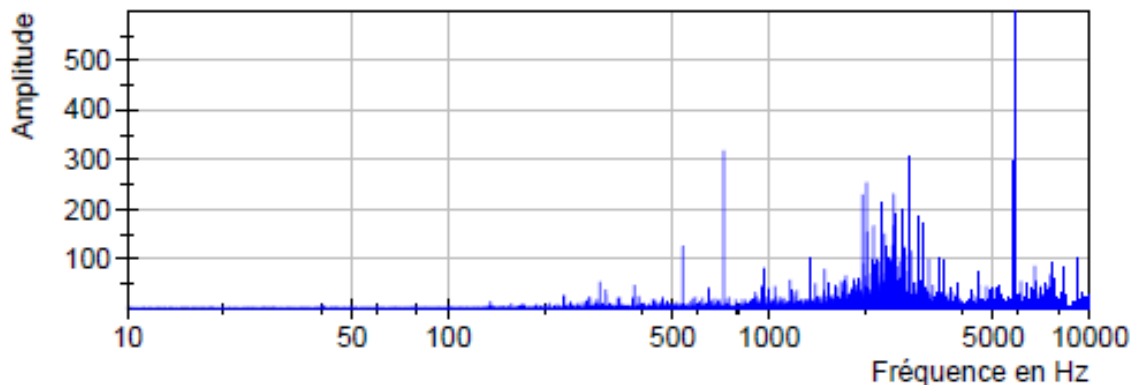


Figure 134 : Analyse fréquentielle de la mesure de la pression totale en entrée de la turbine

Les résultats obtenus permettent d'évaluer la fréquence de résonance du tube de Pitot à environ 2400Hz, ce qui est bien inférieur aux résultats obtenus par simulation et par essais acoustiques. On peut faire l'hypothèse que cet écart est dû à une différence de position dans le tube de Pitot de la partie active du capteur. En effet, si cette zone de mesure est reculée dans le tube, la valeur de la fréquence de résonance va diminuer.

- Moyenne des résultats sur un cycle moteur (720°V) :

Suite au filtrage, l'ensemble de mesures sont moyennées sur un cycle moteur. Cette moyenne est notamment possible car l'acquisition et la synchronisation des mesures sont réalisés sur une base d'angle vilebrequin. Les résultats obtenus après le filtrage (courbe bleue), et après moyenne sur 720°V (courbe rouge) sont présentés sur la Figure 135.

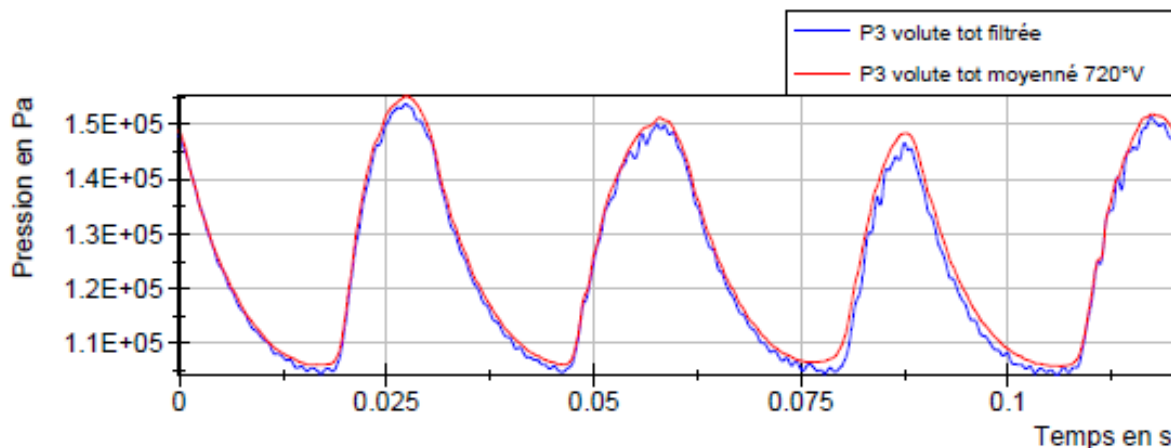


Figure 135 : Pression totale en entrée de la turbine après filtrage, et après moyenne du signal sur un cycle moteur (720° vilebrequin)

On observe que les résultats moyennés sont très proches de cet échantillon de mesures filtrées, ce qui valide l'utilisation de résultats moyennés sur un cycle moteur.

- Moyenne des résultats sur une pulsation (180°V) :

Une moyenne des mesures a également été effectuée sur une pulsation. Compte tenu des déphasages des vannes mis en évidence au chapitre IV.2.2, la pertinence de cette moyenne doit être

vérifiée. De plus, la distance entre les vannes et l'entrée de la turbine n'est pas constante car les branches du collecteur ne sont pas de la même longueur. Pour valider ce post-traitement, le signal précédent a été divisé en quatre signaux de 180°V. Ces quatre signaux sont superposés sur la Figure 136. La moyenne de ces quatre signaux sur 180°V est également tracée.

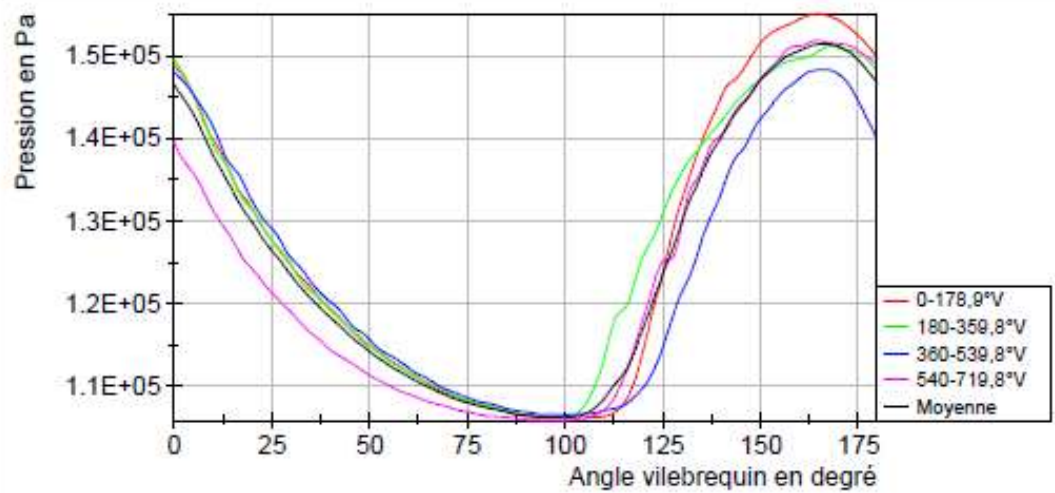


Figure 136 : Pression totale en entrée de la turbine après moyenne du signal sur une pulsation (180° vilebrequin)

On peut observer que les amplitudes des quatre pulsations de pression sont proches. L'écart maximal relevé sur ce graphique est de 0,1 bar, ce qui représente environ 20% de l'amplitude de la pulsation. On peut également noter que les quatre pulsations ne sont pas trop déphasées, puisque le déphasage maximal est d'environ 15°V, ce qui représente moins de 10% de la plage de mesure. Suite à ces résultats, l'ensemble des mesures en écoulement pulsé seront étudiées, par la suite, à l'échelle d'une pulsation.

- Calcul de la température et du débit instantané :

Comme cela a été dit auparavant, les sondes de température à réponse rapide, développées au chapitre 3, n'ont malheureusement pas résisté aux conditions d'essai. Toutefois, la mesure de la température instantanée reste nécessaire pour le calcul des performances de la turbine. Habituellement, cette température n'est pas mesurée. Elle est calculée en faisant l'hypothèse que la fluctuation de la température est une conséquence de la variation de la pression. Si on considère la variation de la pression comme isentropique, on peut écrire la relation suivante :

$$T(t) = T_{moyenne} \left(\frac{p(t)}{p_{moyenne}} \right)^{\frac{R}{c_p}}$$

Ce calcul de la température instantanée est généralement utilisé pour des faibles températures, et n'a pas été vérifié pour une température moyenne de 600°C. Faute d'alternative, cette technique sera utilisée.

Par la suite, la masse volumique et le débit instantané sont calculés suivant la méthodologie expliquée dans le chapitre 2.2.9. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 137.

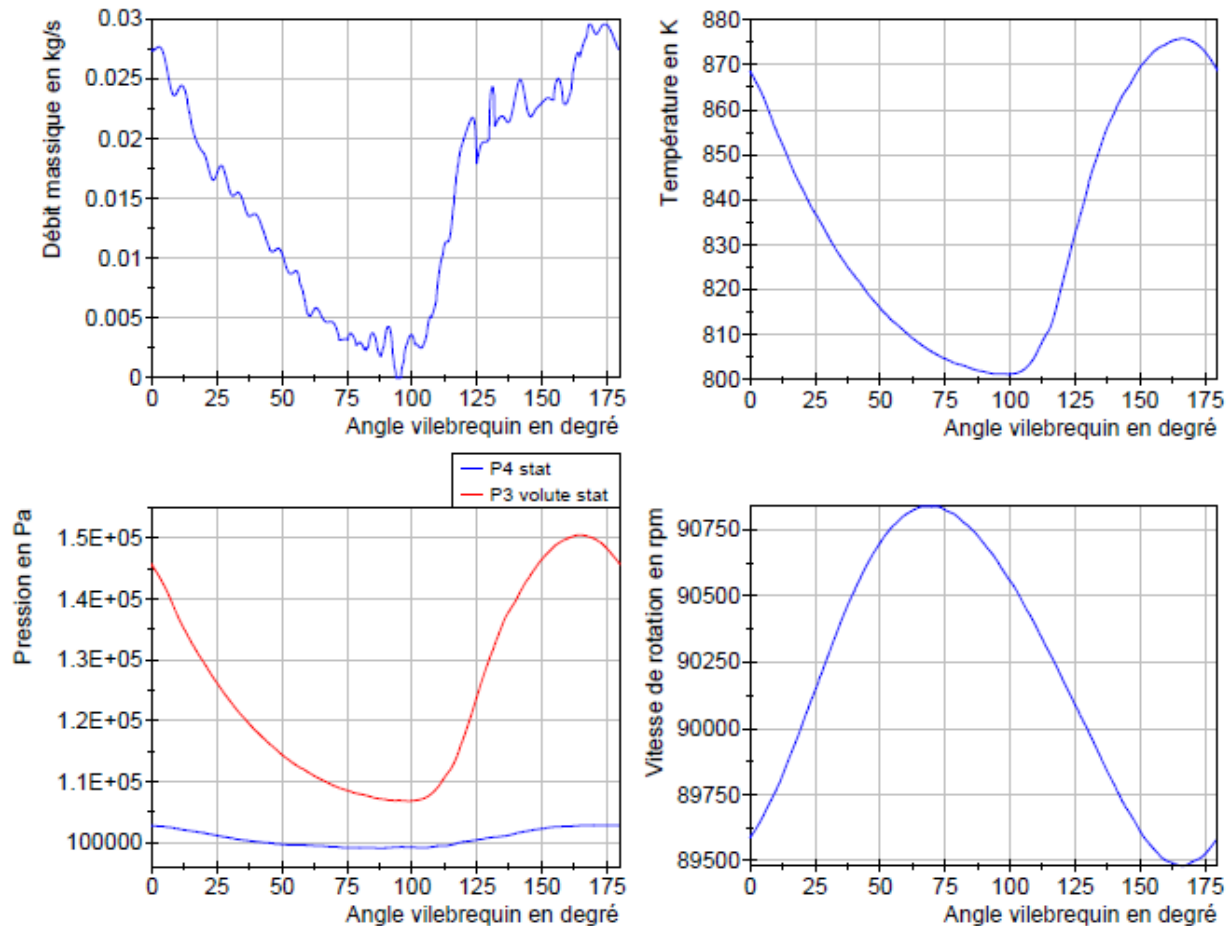


Figure 137 : Evolution instantané du débit (en haut à gauche), de la température (en haut à droite), de la pression statique en entrée et sortie de la turbine (en bas à gauche), et de la vitesse de rotation (en bas à droite) en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation

Dans un premier temps, on peut remarquer que le débit massique évolue de manière assez similaire avec les fluctuations de la pression statique et totale. Au creux de la pulsation, le débit massique instantané est proche de zéro. La température calculée évolue de manière similaire à celle de la pression totale, ce qui est normal compte tenu des hypothèses faites.

On peut noter que son amplitude est de plus de 75 K. On peut également noter que les pressions statiques dans la volute et en sortie de la turbine évoluent de la même manière que la pression totale. L'amplitude de la pression en sortie de la turbine, bien que faible n'est pas négligeable. On peut enfin également remarquer que la vitesse de rotation de l'ensemble tournant n'est pas constante. Elle est modifiée par la pulsation mais évolue avec un déphasage par rapport à l'évolution de la pression. L'amplitude de la vitesse de rotation est de l'ordre de 1250 tours/minute pour ce cas, ce qui représente 1,4% de la vitesse de rotation moyenne. Etude du comportement d'un turbocompresseur en écoulement pulsé

IV.3.3 Plan d'expérience

Pour étudier le comportement du turbocompresseur en régime pulsé, un plan d'expérience a spécifiquement été mise en place. Il comporte plusieurs étapes qui permettent de prendre en

compte différents facteurs reconnus pour leurs influences sur le comportement du turbocompresseur tels que les effets thermiques et les effets des pulsations en entrée de la turbine. L'objectif est de pouvoir comparer le comportement et les performances de la turbine en plusieurs points de fonctionnement, dans le cas d'un régime stabilisé, et dans le cas d'un régime pulsé en entrée de la turbine.

Etape1 : Mesure des performances du turbocompresseur à 600°C en entrée turbine en régime stabilisé.

Cette courbe va donc servir de référence dans la suite de l'étude, notamment pour la comparaison avec les résultats en écoulement pulsé. Les points de fonctionnement sont définis dans le Tableau 20 Tableau 22. L'essai a été conduit en contrôlant le point de fonctionnement du compresseur, et en maintenant une température de 600°C en entrée de la turbine.

Vitesse périphérique compresseur (m/s)	Vitesse de rotation corrigée (rpm)	Nombre de points par isovitesse
126	60000	7
188	90000	7
251	120000	7
313	150000	7
377	180000	7
440	210000	7
503	240000	7

Tableau 20 : Isovitesses de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'étape 1

Par ailleurs, les conditions de lubrification sont :

- Pression d'huile entrée : 2,5 bars
- Température d'huile entrée : 100°C

Etape 2 : Mesure des performances du turbocompresseur en conditions adiabatiques en régime stabilisé.

Les points de fonctionnement sont définis dans le Tableau 21. L'essai a été conduit en contrôlant le point de fonctionnement du compresseur manuellement afin de reproduire les points de fonctionnement compresseurs testés lors de l'étape 1. Le turbocompresseur a été complètement isolé par rapport à l'extérieur. La température en entrée de la turbine a été fixée égale à la température sortie du compresseur. Ceux sont ces conditions qui définissent le caractère adiabatique en régime stabilisé.

Vitesse périphérique (m/s)	Vitesse de rotation corrigée (rpm)	Nombre de points par isovitesse
126	60000	7
188	90000	7
251	120000	7

313	150000	7
377	180000	6

Tableau 21 : Isovitesses de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'étape 2

Les conditions de lubrification sont :

- Pression d'huile entrée : 2,5 bars,
- Température d'huile moyenne entre l'entrée et la sortie égale à la température entrée turbine, et à la température sortie compresseur. Cette condition est toutefois limitée par une température minimale de 20°C (pas de refroidissement du circuit d'huile), et par une température maximale de 135°C.

La Figure 138 représente les évolutions des températures en sortie du compresseur (et donc en entrée de la turbine), ainsi que la moyenne des températures d'huile. On peut noter que pour les trois isovitesses supérieures, les trois températures considérées sont parfaitement superposées. Cela veut bien dire que l'objectif de réaliser un essai en condition adiabatique est atteint. On peut toutefois noter un écart sur les deux iso-vitesses les plus basses pour la température d'huile. Cet écart sur la valeur de la température d'huile est dû à la limite basse de la température d'entrée d'huile qui ne peut être inférieure à la température ambiante du fait de l'absence de système refroidissement.

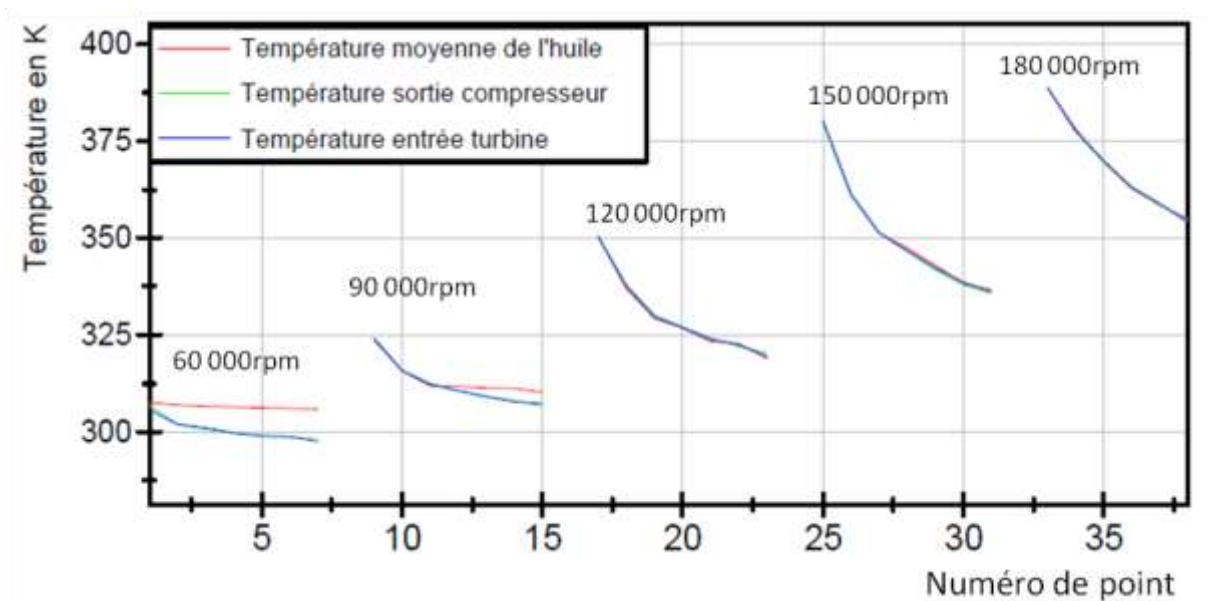


Figure 138 : Mesure de la température en entrée de la turbine, de la sortie compresseur, et de la moyenne entrée/sortie du circuit d'huile lors de l'essai en condition adiabatique.

Le numéro du point d'essai porté en abscisse correspond au point d'essai compresseur situé sur les courbes de la Figure 138. Pour chaque iso-vitesse, l'ordre croissant du numéro du point correspond à l'ordre croissant du débit.

La limite de température maximale de l'huile a également pour conséquence de limiter les points de fonctionnement testés et ne permet pas de mesurer, dans des conditions adiabatiques, les plus hautes iso-vitesses de rotation du turbocompresseur.

Etape 3 : Mesure des performances du turbocompresseur à 600°C en entrée turbine en régime pulsé.

L'essai a été conduit en contrôlant le point de fonctionnement du compresseur, et en maintenant une température de 600°C en entrée de la turbine. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 139.

La courbe verte représente les points de fonctionnement du compresseur relevés sur un banc d'essai moteur, lors d'un essai pleine charge. Les vitesses de rotation du moteur sont référencées en vert sur le graphique.

Les points de mesure retenus pour ces essais sont situés sur quatre iso-vitesses mesurées lors des étapes 1 et 2, correspondantes à 90000rpm, 120000 rpm, 150000rpm et 180000rpm. Ils sont présentés sur la carte de performance du compresseur ci-dessous, repérés par des croix bleues.

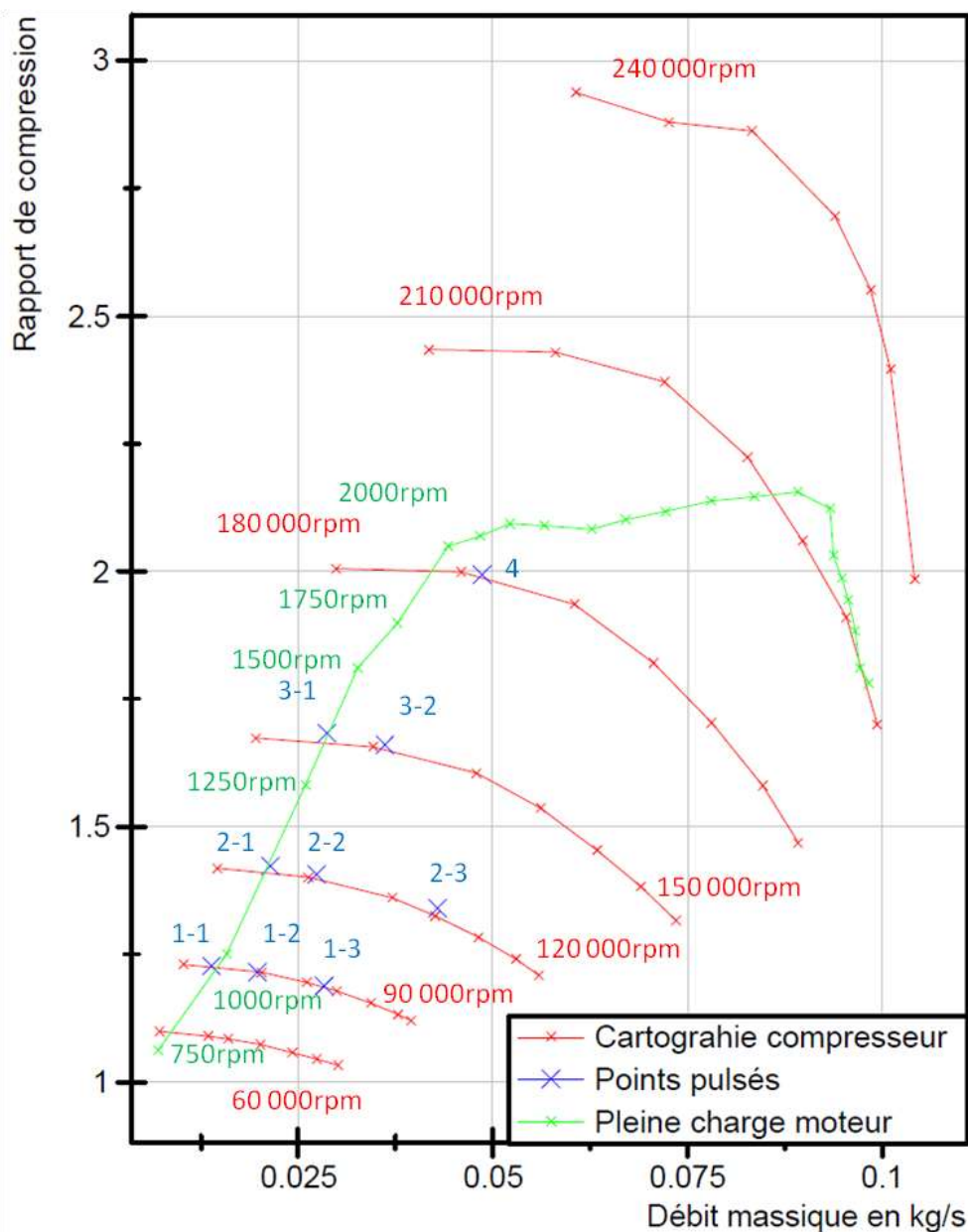


Figure 139 : Cartographie du compresseur mesurée lors de l'étape 1, et représentation des points de fonctionnement du compresseur lors d'un essai en pleine charge sur moteur et lors de l'essai en condition pulsé sur banc turbocompresseur

Le choix de certains de ces points de fonctionnement, pour les plus faibles débits, correspond à ceux situés sur la ligne de pleine charge d'un moteur. Ces points ont été obtenus pour plusieurs fréquences de pulsations. Les fréquences testées ont été choisies inférieures à la fréquence de rotation du moteur du point de la ligne pleine charge supérieur. Leurs valeurs apparaissent dans le Tableau 22:

Régime moteur reproduit		1000rpm	1250rpm	1500rpm	2000rpm
Points de fonctionnement pulsés	1-1	x	x	x	x
	1-2	x	x	x	x
	1-3	x	x	x	x
	2-1		x	x	x
	2-2		x	x	x
	2-3		x	x	x
	3-1			x	x
	3-2			x	x
	4				x

Tableau 22 : Fréquences de pulsation équivalente mesurée pour chacun des points de fonctionnement mesurés

Le point 1-3 a également fait l'objet d'un essai supplémentaire pour un régime moteur de 1750rpm ; le point 2-2 pour un régime supplémentaire moteur de 1800rpm.

Les conditions de lubrification sont :

- Pression d'huile entrée : 2,5 bars
- Température d'huile entrée : 100°C

IV.3.4 Post-traitement des résultats

Le post-traitement des résultats obtenus est organisé en deux étapes. Dans un premier temps, les essais réalisés en régime stabilisé ont été analysés afin de connaître les performances énergétiques du turbocompresseur. Dans un deuxième temps, une démarche similaire a été réalisée sur les mesures en régime pulsé. Finalement, les deux bilans énergétiques ont été comparés.

IV.3.4.1 Etude du turbocompresseur en régime stabilisé

IV.3.4.1.1 Etude énergétique

L'objectif de cette première étape est d'évaluer le comportement énergétique du turbocompresseur. En effet, il est montré dans le chapitre 1 que les échanges thermiques ont pour effet d'altérer les performances mesurées. La mesure de la puissance du compresseur est notamment faussée par le fait que l'instrumentation ne permet de mesurer que la transformation composée d'une compression, et d'un échange thermique. Cette erreur de mesure entraîne une surévaluation de la puissance compresseur qui est relativement plus importante pour les isovitesse les plus faibles. En conséquence, les performances de la turbine, et notamment son rendement, sont

faussées. L'essai réalisé à l'étape 2 n'est pas soumis à cette condition thermodynamique du fait que les échanges thermiques au sein du turbocompresseur sont considérés comme négligeables.

Afin de corriger les performances énergétiques mesurées lors de l'étape 1, une interpolation de la puissance compresseur de chaque point de mesure a été réalisée par les mesures de puissance compresseur obtenues lors de l'essai en conditions adiabatiques. La Figure 140 représente les cartographies du compresseur obtenues dans chacun des cas. La zone colorée représente la puissance du compresseur mesurée dans le cas de l'essai en conditions adiabatiques. Compte tenu des points de fonctionnement mesurés dans ces conditions particulières, seules les cinq premières isovitesses de rotation du turbocompresseur ont été interpolées. La valeur de la puissance adiabatique au niveau du point de pompage de l'isovitesse 180 000rpm a été extrapolée pour obtenir l'isovitesse complète. La puissance adiabatique du compresseur, obtenue par cette méthode, est notée :

$$P_{C_adia}$$

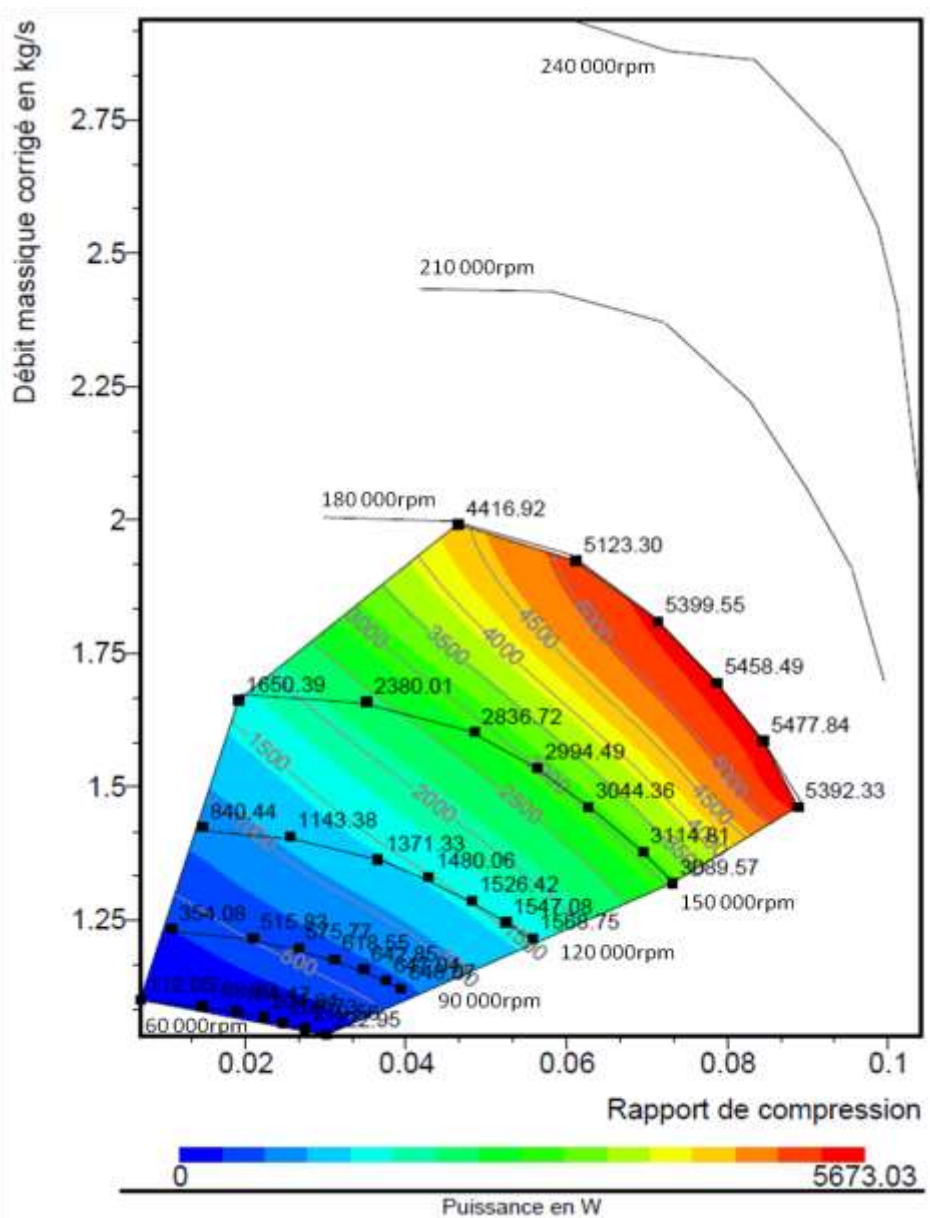


Figure 140 : Cartographie du compresseur en fonction de sa puissance mesurée en conditions adiabatiques

Le rendement isentropique du compresseur en condition adiabatique peut également être défini par la relation suivante :

$$\eta_{tt,C,is_adia} = \frac{\dot{m}_C \cdot \Delta h_{tt,C,is}}{P_{C_adia}}$$

La Figure 141 montre l'évolution du rendement compresseur en fonction du débit massique corrigé pour plusieurs isovitesse de rotation. On peut remarquer que pour les faibles isovitesse, le rendement calculé lors de l'essai à 600°C (Essai 600°C) est bien inférieur de 35 points, à celui mesuré en conditions adiabatiques. On voit clairement que l'impact des transferts thermiques sur le rendement du compresseur n'est pas du tout négligeable, notamment pour les faibles valeurs des isovitesse. Par contre, le rendement calculé à partir de la puissance adiabatique (Essai 600°C adiabatique), permet bien de retomber sur le rendement mesuré en conditions adiabatiques. On peut toutefois noter un léger écart de l'ordre de 1 à 2 point pour les plus faibles isovitesse. Cette différence peut être due par une approximation de P_{C_adia} réalisée lors de l'interpolation.

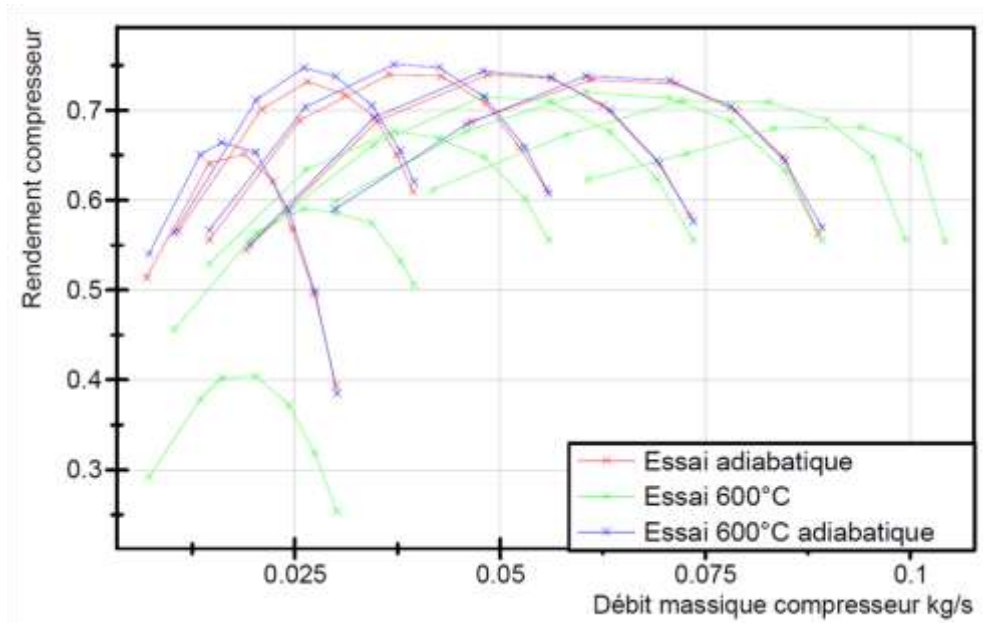


Figure 141 : Impact des échanges thermiques sur le rendement du compresseur pour différentes conditions d'essai

Sur la Figure 142, on représente la cartographie de la turbine mesurée dans le cas d'un essai à 600°C en entrée de la turbine (Essai 600°C), et dans le cas d'un essai en conditions adiabatiques (Essai adiabatique). Cette cartographie représente l'évolution du débit réduit (mass flow parameter : MFP), en fonction du rapport de détente. On peut observer sur ce graphique que les deux résultats ne se superposent pas. Cela s'explique par le fait que les vitesses de rotations présentées sur le graphique ne sont pas affichées en termes de vitesse réduite turbine, mais en termes de vitesse corrigé compresseur. Lorsque l'on porte les vitesses de rotation corrigées, $N/\sqrt{T}$, on retombe bien sur les courbes caractéristiques habituellement rencontrées. Il peut toutefois subsister de petits écarts dus aux effets thermiques.

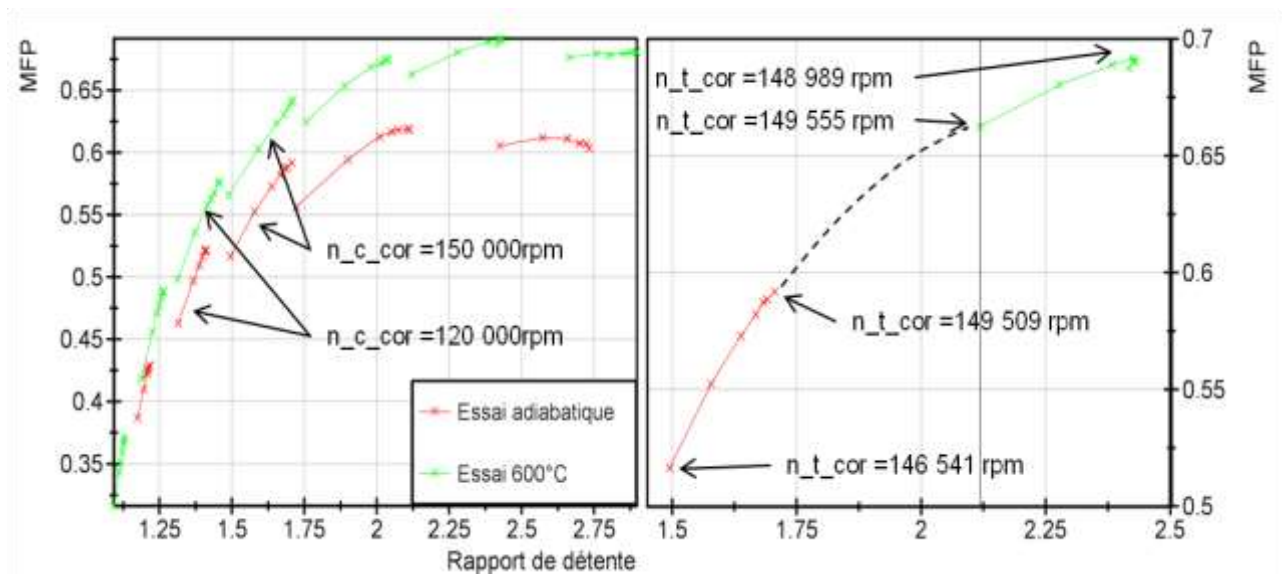


Figure 142 : Impact des conditions d'essai sur la cartographie de la turbine

Le rendement de la turbine lors de l'essai à 600°C est également recalculé à partir de la puissance adiabatique du compresseur par la formule suivante :

$$\eta_{ts,TM,is} = \frac{P_{C_adia}}{\dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}}$$

La Figure 143 représente l'évolution du rendement de la turbine en fonction du rapport de détente de la turbine. On remarque que le rendement calculé lors de l'essai à 600°C est très surestimé par rapport à celui calculé à partir de la puissance compresseur adiabatique, et ceux principalement pour les basses isovitesses. On peut noter que l'impact de l'erreur de la mesure de la puissance du compresseur a de fortes conséquences, même sur l'évaluation des performances de la turbine.

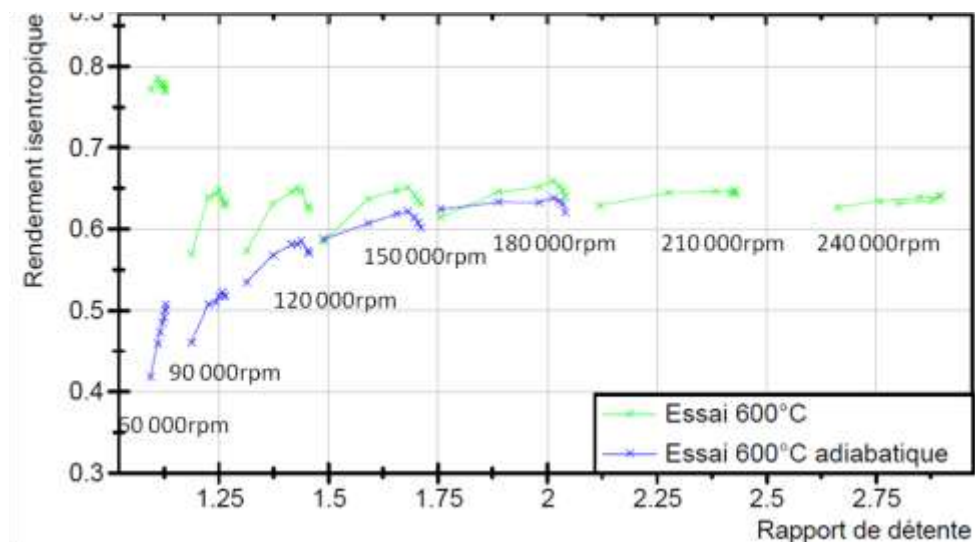


Figure 143 : Impact des échanges thermiques sur le rendement de la turbine pour différentes conditions d'essai

IV.3.4.1.2 Impact de la position de l'instrumentation en pression en sortie de la turbine

Les performances de la turbine du turbocompresseur sont caractérisées par rapport de détente défini par le rapport :

$$\Pi_{ts,T} = \frac{p_{t3}}{p_{s4}}$$

La pression utilisée en sortie de la turbine est une pression statique. Afin de mesurer les pulsations de pression en sortie de la turbine, l'instrumentation en pression rapide a été placée le plus proche possible de la roue turbine. La section de la conduite à cet endroit est bien plus faible qu'au point de mesure standard de la pression en sortie turbine. Dans l'hypothèse d'un écoulement incompressible ($Ma < 0,3$) sans perte de charge, la pression en sortie de la roue turbine a été recalculé à partir de la pression mesurée dans le tube de mesure. Cette valeur a ensuite été comparée la mesure de la pression statique au niveau de la roue turbine mesurée lors du même essai. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 144.

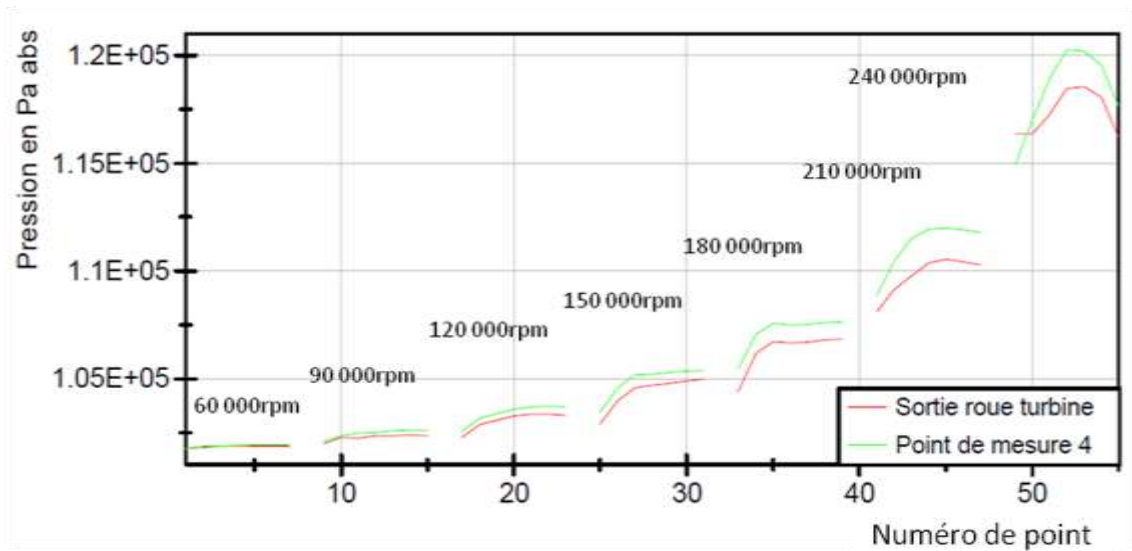


Figure 144 : Mesure de la pression statique en sortie de la turbine pour deux positions de mesure

Le numéro du point d'essai porté en abscisse correspond au point d'essai compresseur situé sur les courbes de la Figure 138. Pour chaque isovitesse l'ordre croissant du numéro du point correspond à l'ordre croissant du débit.

On note que la pression au niveau de la roue turbine reste supérieure à la pression recalculée, et que cet écart croît avec la vitesse de rotation du turbocompresseur. L'hypothèse retenue de l'absence des pertes de charge ne semble pas réalisée. Par contre, une évaluation des pertes de charges entre les deux positions de mesures suffit à expliquer les écarts constatés sur cette figure. Afin d'éviter toute erreur lors de la comparaison des mesures obtenues en écoulement stabilisé, et celles obtenus lors des essais pulsés, l'ensemble des performances de la turbine a toujours été recalculé à partir de la mesure de la pression en sortie de la roue turbine (Point de mesure 4) et la pression totale amont turbine via le tube de Pitot (Figure 125).

IV.3.4.2 Etude du turbocompresseur en régime pulsé

Dans le chapitre IV.3.2, une méthodologie de post-traitement a été mise en place pour permettre de d'évaluer l'évolution des grandeurs physiques qui régissent le comportement d'un

turbocompresseur de suralimentation automobile en régime pulsé. Suite à cette étude, une méthodologie permettant l'étude du comportement du turbocompresseur en régime pulsé a été mise en place.

Dans le chapitre 1, on a pu observer que certaines mesures, réalisées en régime transitoire, sont bien déphasées entre elles en un point donné. Une correction de ce déphasage pourrait être calculée en prenant en compte la vitesse du son locale, et la vitesse du fluide dans la conduite par rapport à la distance entre l'instrumentation en amont et en aval de la turbine. Généralement, cette distance est estimée en prenant en compte une partie de la longueur de la volute. Dans notre cas, la distance entre les deux instrumentations est faible du fait de leur implémentation dans le carter turbine. L'impact de la longueur à prendre en compte est donc relativement très faible. La température d'essai étant élevée en entrée turbine, la vitesse du son devient également importante, de l'ordre de 600m/s. Ces deux effets ont pour conséquence de réduire fortement le temps de déphasage à prendre en compte. De plus, la distance à prendre en compte pour le calcul de ce déphasage est fortement dépendant du choix de la longueur équivalente de la volute. En conséquence, aucune correction de déphasage n'a été prise en compte lors du calcul des performances de la turbine. Par exemple, le rapport de détente a été calculé avec la formule suivante :

$$\Pi_{ts,T}(t) = \frac{p_{t3}(t)}{p_{s4}(t)}$$

De même, le travail isentropique et la puissance isentropique de la turbine ont été calculés à partir des mesures instantanées sans correction du déphasage :

$$\Delta h_{ts,T,is}(t) = c_{p,3} \cdot T_{t3}(t) \cdot \left(\Pi_{ts,T}(t)^{\frac{R}{c_{p,3}}} - 1 \right)$$

$$P_{ts,T,is}(t) = \dot{m}_T(t) \cdot \Delta h_{ts,T,is}(t)$$

La valeur de la capacité calorifique a été considérée comme indépendante du temps.

Le BSR a également été calculé à partir des grandeurs instantanées :

$$BSR(t) = \frac{u_3(t)}{c(t)}$$

$$c(t) = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{ts,T,is}(t)}$$

Les performances instantanées de la turbine ont finalement été obtenues en utilisant des grandeurs réduites évaluées comme suit :

$$MFP(t) = \dot{m}_T(t) \cdot \frac{\sqrt{T_{t3}(t)}}{p_{t3}(t)}$$

$$SP(t) = \frac{N(t)}{\sqrt{T_{t3}(t)}}$$

Dans le paragraphe précédent, l'impact de la température d'essais sur la mesure du comportement d'un turbocompresseur en régime stabilisé a été également rappelé, en particulier sur les effets de transferts thermiques. On rappelle que l'ensemble des essais conduits en régime pulsé en entrée de la turbine sont été réalisés à 600°C. Afin de pallier aux effets des transferts thermiques sur la mesure de la performance du compresseur et de la turbine, la mesure de la puissance adiabatique du compresseur a été réalisée par interpolation des points de fonctionnement du compresseur sur la cartographie (débit corrigé, rapport de compression, puissance) obtenue lors de l'essai en condition adiabatique.

La puissance thermomécanique instantanée de la turbine a été calculée en prenant en compte les effets d'inertie de l'ensemble tournant.

$$P_{TM}(t) = \left(\frac{2 \cdot \pi}{60}\right)^2 I \cdot N(t) \frac{dN(t)}{dt} + P_{C_adia}$$

Le rendement instantané de la turbine est obtenu en appliquant la formule suivante :

$$\eta_{ts,TM,is}(t) = \frac{P_{TM}(t)}{\dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}(t)}$$

La Figure 145 représente l'évolution des différentes grandeurs calculées pour le point de fonctionnement 1-3 (Tableau 22). Ce point de fonctionnement a été testé pour plusieurs fréquences de pulsations équivalentes à une vitesse de rotation du moteur allant de 1000rpm à 2000rpm. Lors de cet essai, la loi d'ouverture des vannes est restée la même. Comme on pouvait s'y attendre, on remarque que l'amplitude des fluctuations de pression tend à diminuer avec l'augmentation de la fréquence. Cette remarque est également valable pour l'évolution du débit massique instantané.

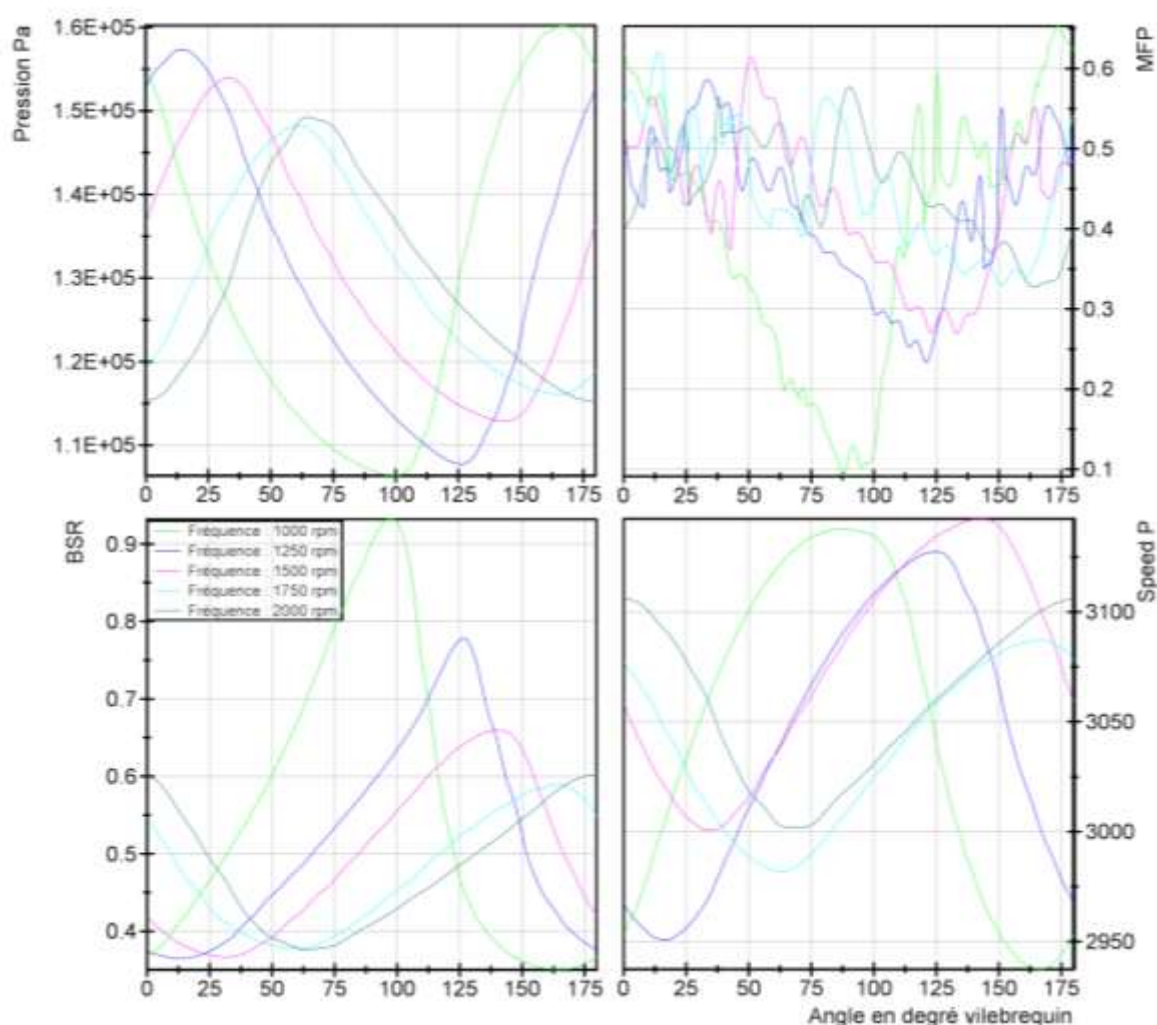


Figure 145 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, de la pression entrée turbine (en haut à gauche), du débit massique (en haut à droite), du BSR (en bas à gauche), et de la vitesse de rotation réduite(en bas à droite) en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

En conséquence, il paraît normal que l'amplitude de la fluctuation de la vitesse de rotation réduite soit plus forte pour des basses fréquences de pulsation. On peut également observer un léger écart de la moyenne de ces vitesses réduites, dû à un décalage entre les points de fonctionnement testés. La plage du BSR, balayée par la roue turbine, est très importante à basse fréquence de rotation.

Elle tend à se réduire avec l'augmentation de la fréquence de rotation. Cette conclusion était attendue compte tenu des amplitudes de fluctuation de pression constatées en entrée de la turbine.

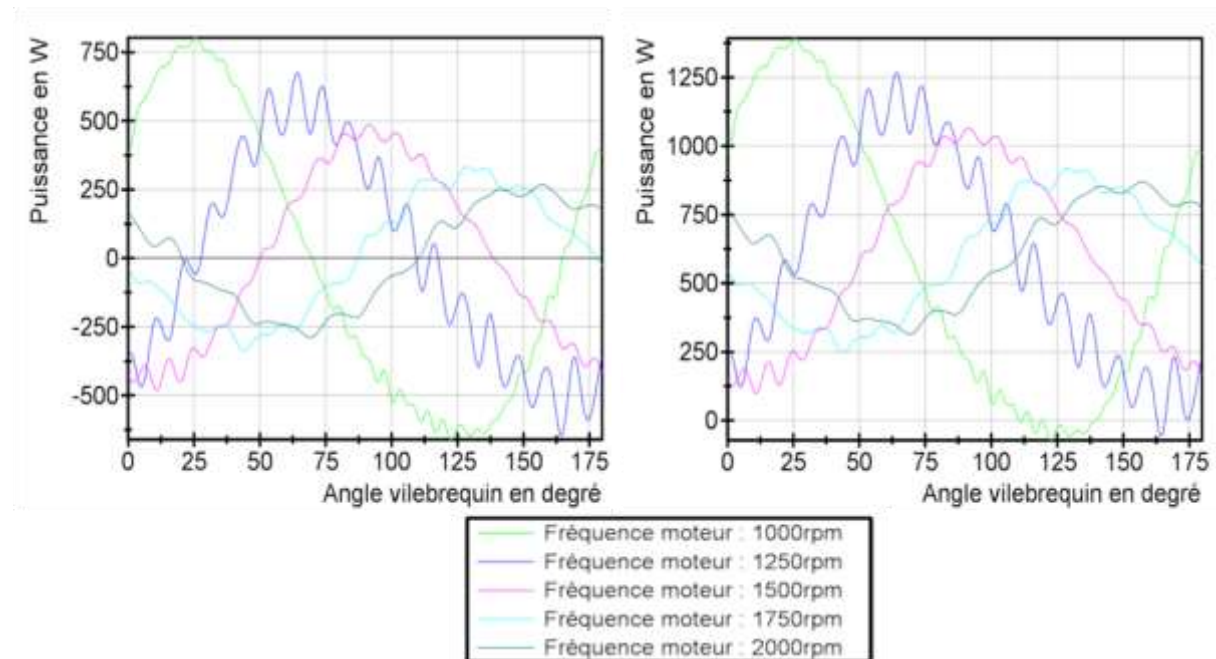


Figure 146 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, de la puissance liée au terme d'inertie (à gauche), et de la puissance thermomécanique de la turbine (à droite), en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

Sur la Figure 146 est représentée (à gauche) l'évolution de la puissance liée au terme d'inertie qui est emmagasinée et restituée à chaque accélération et décélération de l'ensemble tournant. On peut remarquer que cette puissance évolue de manière quasi sinusoïdale autour de zéro. Sur le graphique de droite, on peut observer l'évolution de la puissance thermomécanique de la turbine. On peut noter, pour les basses fréquences moteur, que la puissance instantanée est proche voire inférieure à zéro. Les valeurs inférieures à zéro peuvent provenir, cependant, d'une possible erreur de mesure due aux oscillations. Une autre cause physique peut être due à la part d'énergie dissipée dans les frottements de l'arbre dans les paliers. Finalement, une erreur dans l'interpolation de la mesure de la puissance adiabatique compresseur peut également avoir une influence sur l'obtention de la puissance turbine. L'augmentation de la fréquence des pulsations tend à diminuer l'amplitude de la fluctuation de la puissance liée à l'inertie de l'arbre, Il en est bien sûr de même pour la puissance thermomécanique de la turbine. Celle-ci est alors recentrée sur sa valeur moyenne qui correspond à la puissance adiabatique compresseur. Les oscillations que l'on voit sur quelques courbes sont directement liées à l'approximation faite sur le calcul de la dérivé de la vitesse de rotation dans le terme d'inertie.

Ces points de fonctionnement ont ensuite été positionnés sur les graphiques ci-dessous représentant respectivement l'évolution du débit réduit (MFP) et du rendement isentropique, en fonction du rapport de détente. Sur le premier graphique (Figure 147), on retrouve également, en couleur rouge, les performances de la turbine mesurées en régime stabilisé pour plusieurs iso vitesses de rotation de la turbine. Le point de couleur bleue, placé sur l'iso vitesse considérée, correspond donc au point de fonctionnement que la turbine aurait eu si elle avait fonctionné en régime stabilisé. On peut remarquer que la zone de fonctionnement représentant les points de fonctionnement balayés par la turbine en régime pulsé suit l'allure générale des iso vitesses mesurées en régime stabilisé. Quelle que soit la fréquence des pulsations en entrée de la turbine, on

peut observer que les points de fonctionnement balayés pour une pulsation sont situés sur un « 8 incliné » dont le point de croisement se situe à proximité du point turbine équivalent en régime stabilisé. La zone de fonctionnement balayée par la turbine, dépend également de la fréquence des pulsations. Ainsi, plus la fréquence est élevée, plus zone balayée est restreinte. Cette conclusion paraît évidente compte tenu du comportement des variables de la figure précédente.

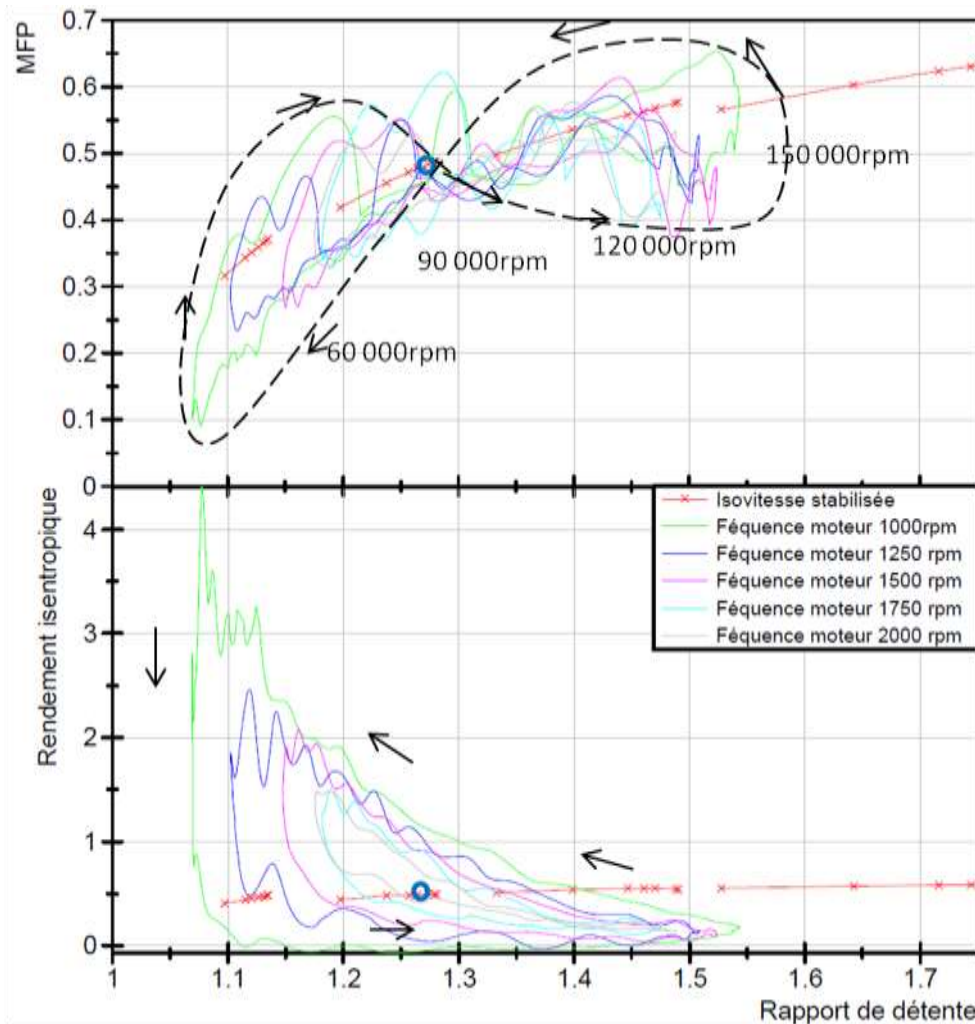


Figure 147 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

Pour ce qui est de la deuxième courbe (Figure 147), on peut noter que pour un faible rapport de détente, le rendement instantané peut être très supérieur à 1. Plus la fréquence de pulsation est faible, plus la valeur maximum du rendement est importante. La valeur du rendement est nulle voire légèrement négative pour quelques points de fonctionnement obtenus pour une faible fréquence de rotation moteur de 1000 rpm. Cette valeur est directement liée au fait que la puissance thermomécanique de la turbine avait une valeur locale légèrement négative. Il est alors normal que cela se retrouve sur la valeur du rendement. Finalement, on peut remarquer que, quelle que soit la fréquence de pulsation testée, le point de fonctionnement équivalent en régime stabilisé se retrouve à l'intérieur de la boucle formée lors d'une pulsation.

Sur le graphique ci-dessous (Figure 148), on peut voir l'évolution du rendement de la turbine en fonction du BSR. Comparativement à la plage de BSR mesurée lors de l'essai en conditions

stabilisée, la plage utilisée sur une pulsation est bien plus importante. Bien que cette plage diminue avec l'augmentation de la fréquence des pulsations, on peut remarquer qu'elle reste supérieure à la plage testée en conditions stabilisée même à 2000rpm. La plage de faible BSR est utilisée en conditions pulsées, mais jamais lors de l'essai en conditions stabilisés.

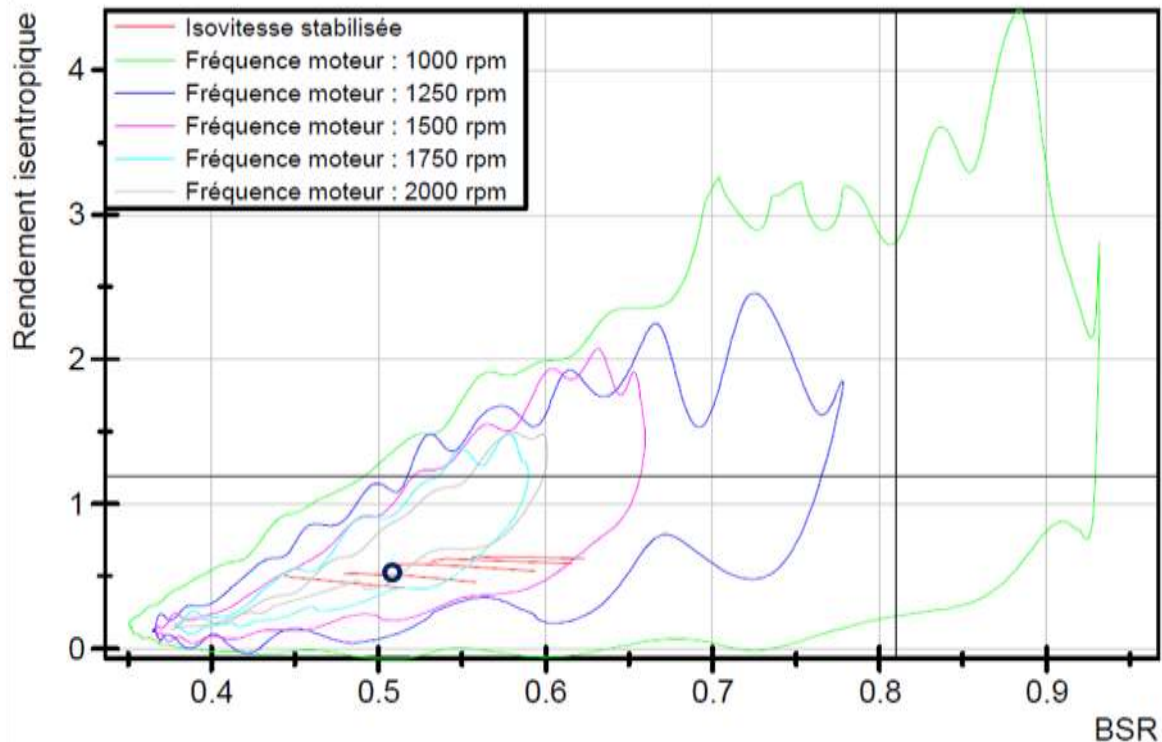


Figure 148 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, du rendement isentropique de la turbine en fonction BSR, à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

Le graphique ci-dessous (Figure 149) est similaire au graphique (Figure 148), mais pour un autre point de fonctionnement du compresseur (point 2-3). Le point de fonctionnement que la turbine aurait eu en conditions stabilisée est, là encore, représenté par un point de couleur bleue sur les graphiques. Les courbes obtenues ressemblent aux résultats obtenus pour le point 1-3. On peut toutefois remarquer que la boucle en « 8 » est plus inclinée notamment pour des fréquences de pulsations plus élevées. Ceci peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la fréquence des pulsations tend à lisser l'évolution du débit en entrée de la turbine. On peut également remarquer que le « lobe droit du 8 » se réduit avec l'augmentation de la fréquence. Même si ce n'est pas évident à distinguer sur le graphique ci-dessous, pour une fréquence de pulsation équivalente moteur de 2000rpm, la forme de la boucle en 8 a complètement disparue et se réduit à une boucle unique. On observe juste une forme « ovale » tournant dans le sens des aiguilles d'une montre.

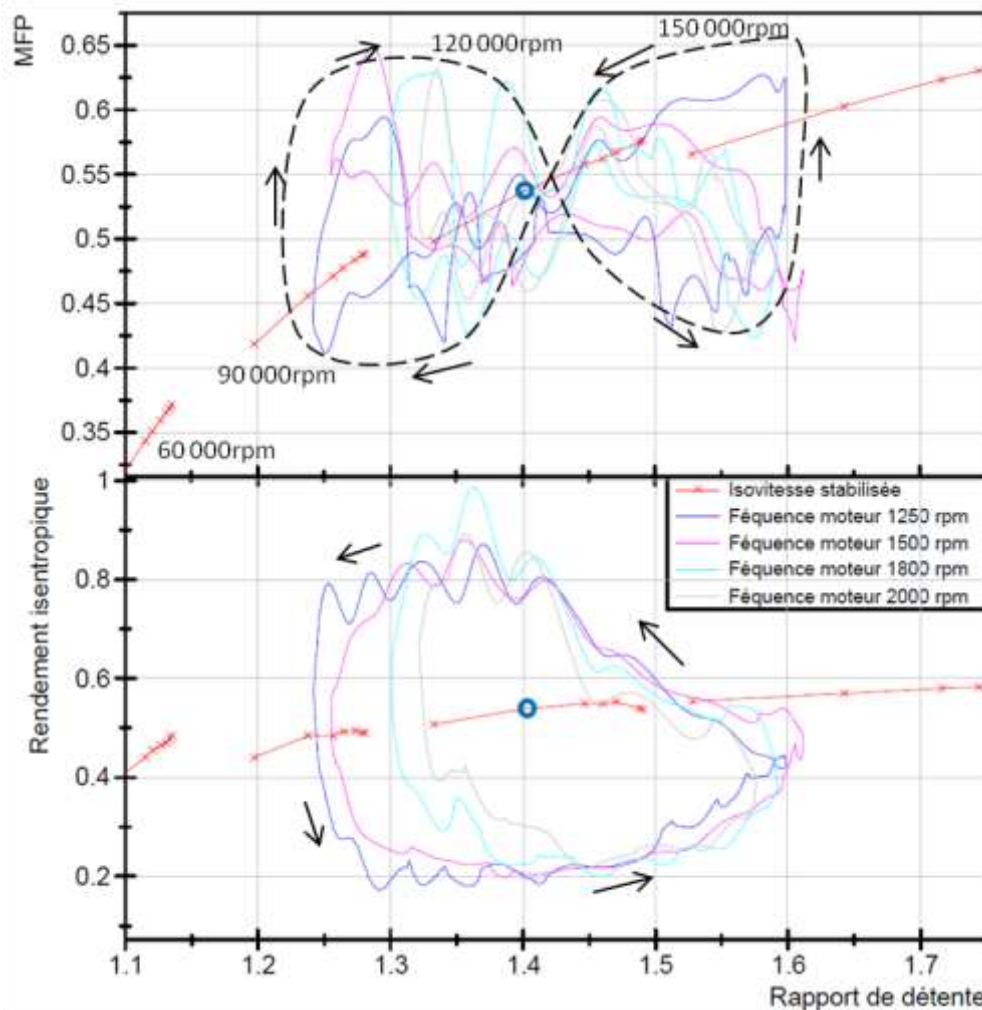


Figure 149 : Evolution instantané au point de mesure 2-3, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

Sur le graphique ci-dessus (Figure 149), on peut observer l'évolution du rendement instantané de la turbine en fonction du rapport de détente de la turbine pour ce point de fonctionnement. Le point de fonctionnement testé possède une puissance adiabatique compresseur plus élevée que celle du point 1-3. Ceci réduit la part d'influence de la puissance liée au terme d'inertie pour le calcul de la puissance thermomécanique de la turbine. En conséquence, le rendement calculé évolue sur une plage moins importante que pour le point 1-3. Par ailleurs, on ne constate pas de valeur de rendement instantané supérieure à l'unité. On peut finalement observer que l'augmentation de la fréquence des pulsations entraîne une légère diminution de la taille de la boucle qui se produit surtout vers les faibles rapports de détente.

Le graphique ci-dessous (Figure 150) est similaire aux autres graphiques présentés précédemment. Il représente l'évolution du point de fonctionnement au point de mesure 3-1 de la figure. On peut observer que les points de fonctionnement de la turbine ne forment plus une boucle en « 8 » comme pour les points 1-3 et 2-3, mais une simple boucle. Son évolution reste toutefois autour du point de fonctionnement stabilisé correspondant.

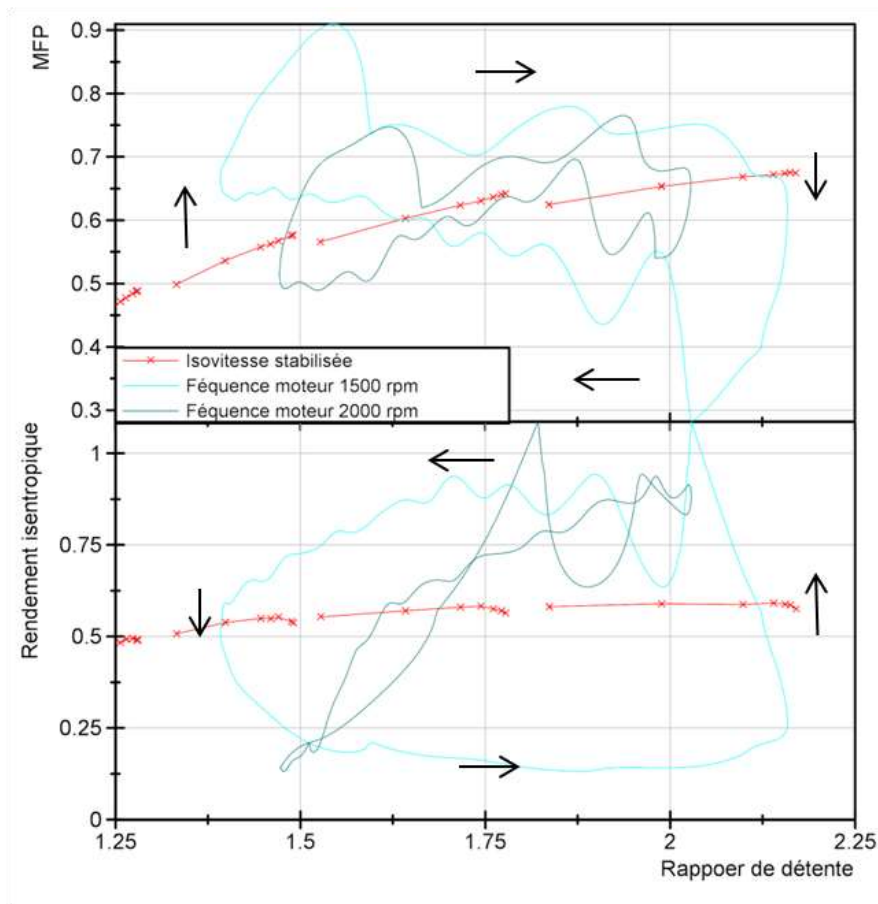


Figure 150 : Evolution instantanée au point de mesure 3-1, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation

Pour ce qui est du rendement instantané (Figure 150), on observe le même phénomène que pour le point 2-3. La plage d'évolution du rendement est similaire au point l'essai à une fréquence moteur équivalente à 1500rpm. Le résultat obtenu à une fréquence de 2000rpm semble assez singulier, notamment pour la valeur du débit en entrée de la turbine.

IV.3.5 Analyse des résultats

Suite aux observations précédentes, une analyse plus poussée a été réalisée sur le calcul du rendement instantané de la turbine.

IV.3.5.1 Evolution temporelle des grandeurs physiques

Afin de mieux comprendre comment évoluent les grandeurs physiques lors d'une pulsation, une étude des conséquences de déphasages de l'évolution de plusieurs paramètres a été réalisée. Cette étude a été faite pour plusieurs points de fonctionnement positionnés sur les iso vitesses de rotation turbine.

Sur la Figure 151 (à gauche) sont tracées les évolutions de 7 grandeurs pour le cas du point 1-3 et pour trois vitesses de rotation croissantes différentes :

- La pression totale en entrée de la turbine,
- La pression statique en entrée de la turbine,
- La pression statique en sortie de la turbine,
- Le débit massique en entrée de la turbine,
- La vitesse de rotation de l'axe du turbocompresseur,
- La puissance isentropique de la turbine,
- La puissance thermomécanique de la turbine.

Ces grandeurs ont été étudiées en pourcentage de leurs valeurs maximales respectives. L'intérêt de ces courbes est que l'on peut observer l'évolution des déphasages entre les paramètres. Sur le graphique de droite est tracé l'évolution de la puissance isentropique de la turbine, ainsi que la puissance thermomécanique de la turbine. L'intérêt de ce graphique est de pouvoir comparer le déphasage entre ces deux paramètres tout en tenant compte de la valeur intrinsèque des paramètres. L'objectif est de mieux comprendre l'allure de l'évolution de rendement isentropique de la turbine.

Dans un premier temps, on peut observer, quel que soit le point de fonctionnement, que la pression statique et la pression totale en entrée de la turbine évoluent en phase. Elles serviront de position de référence dans la suite de cette étude. Il en est de même pour le débit massique en entrée de la turbine, ce qui est normal compte tenu des hypothèses retenues. Dans le cas d'une fréquence de pulsation de 1000 rpm moteur, on peut observer que la pression en sortie de la turbine n'est quasiment pas déphasée. Cette remarque tend à valider l'hypothèse faite sur les déphasages faite dans le chapitre 4.4.2. Le décalage augmente toutefois avec l'accroissement de la fréquence de pulsation, mais reste faible. La vitesse de rotation du turbocompresseur est quant à elle fortement en retard par rapport à l'évolution de la pression, on peut parler d'opposition de phase pour les trois cas ci-dessous.

La conséquence de ces déphasages sur l'évolution du rendement de la turbine est importante. En effet, le rendement de la turbine est calculé comme le rapport de la puissance thermomécanique de la turbine et de la puissance isentropique. On peut constater que la puissance isentropique est en phase avec le débit massique et la pression en entrée de la turbine. La puissance thermomécanique est calculée à partir de la vitesse de rotation du turbocompresseur, et de sa dérivée par rapport au temps. Elle est déphasée par rapport à la pression en entrée de la turbine.

Sur le graphique de droite (Figure 151) on peut observer que la puissance thermomécanique est quelquefois supérieure à la puissance isentropique, et ce quelle que soit la fréquence des pulsations. On peut donc comprendre pourquoi, pour ces zones, le calcul d'un rendement turbine soit bien supérieur à l'unité.

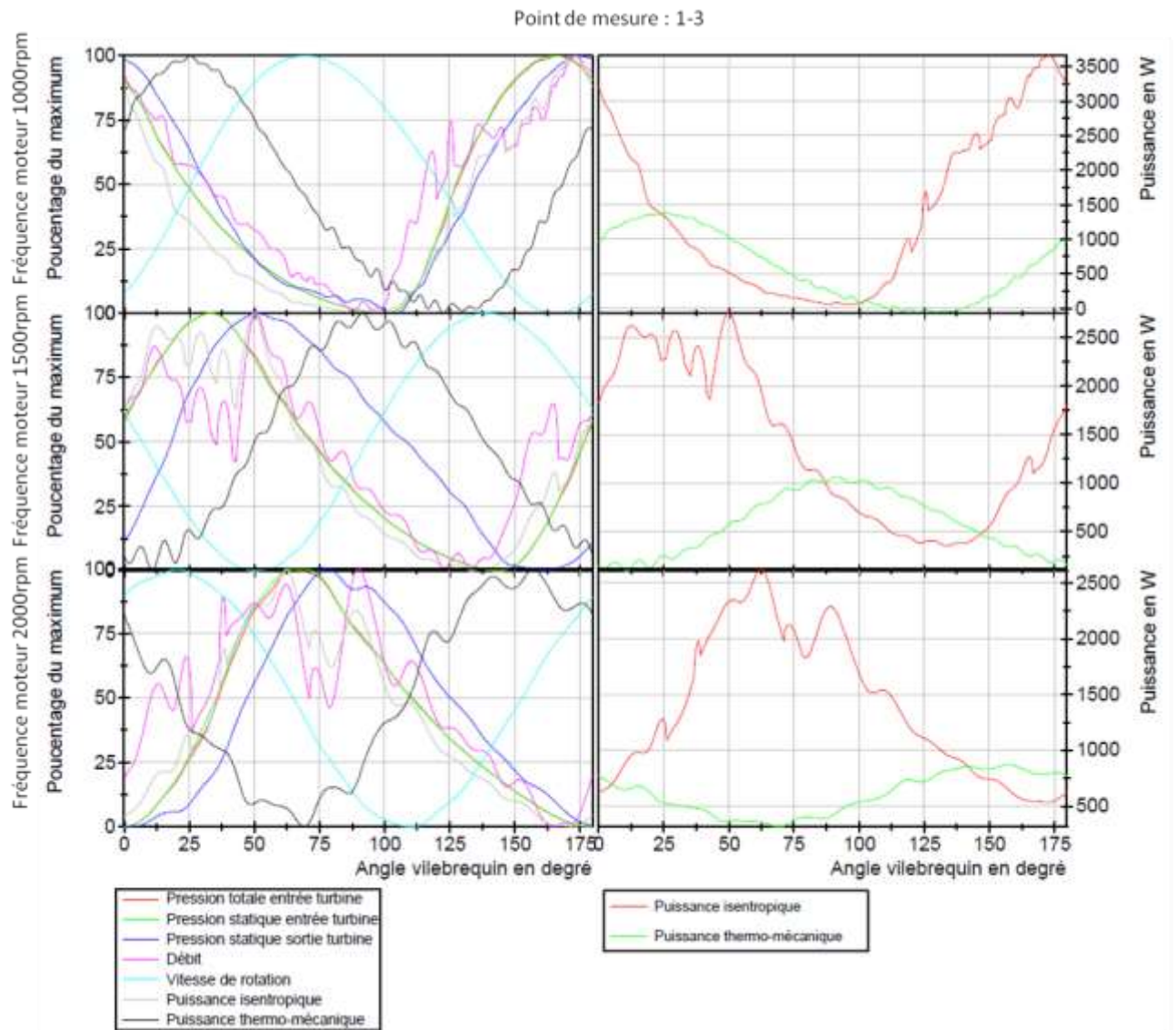


Figure 151 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 1-3

Sur le graphique ci-dessous (Figure 152) on peut observer les résultats des déphasages pour un autre point de fonctionnement (2-3). La pression en sortie de la turbine reste légèrement déphasée par rapport à la pression d'entrée, et ce déphasage croît avec l'augmentation de la fréquence des pulsations. La vitesse de rotation est, quant à elle, toujours en opposition de phase avec la pression entrée turbine. Pour ce qui est de l'évolution des puissances, on remarque que le déphasage entre ces deux paramètres est toujours présent. On peut toutefois remarquer qu'il n'y a pas de zones pendant lesquelles la puissance isentropique est inférieure à la puissance thermomécanique. En conséquence le rendement isentropique de la turbine est toujours ici, inférieur à l'unité.

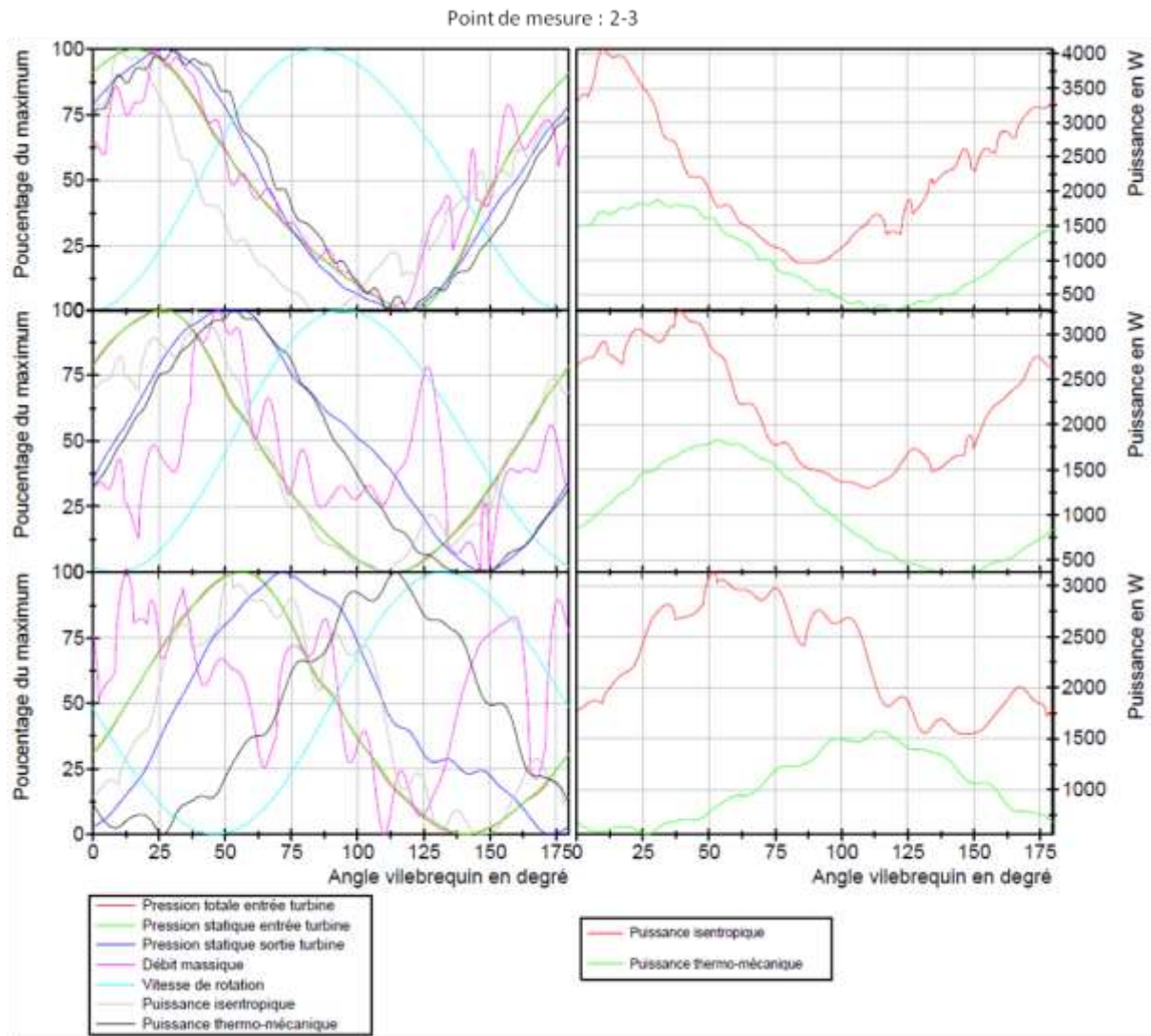


Figure 152 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 2-3

Les remarques précédentes sont également valables pour les points de fonctionnement 3-1 et 4. En revanche, on remarque que le déphasage entre les pressions en entrée, et la pression en sortie de la turbine augmente. On peut également remarquer que la pression en sortie de la turbine évolue en phase avec la puissance isentropique. Enfin, on voit que pour le point 4 (Figure 153), la puissance isentropique est quelquefois inférieure à la puissance thermomécanique, entraînant les mêmes conséquences, à savoir un rendement instantané de la turbine supérieur à l'unité.

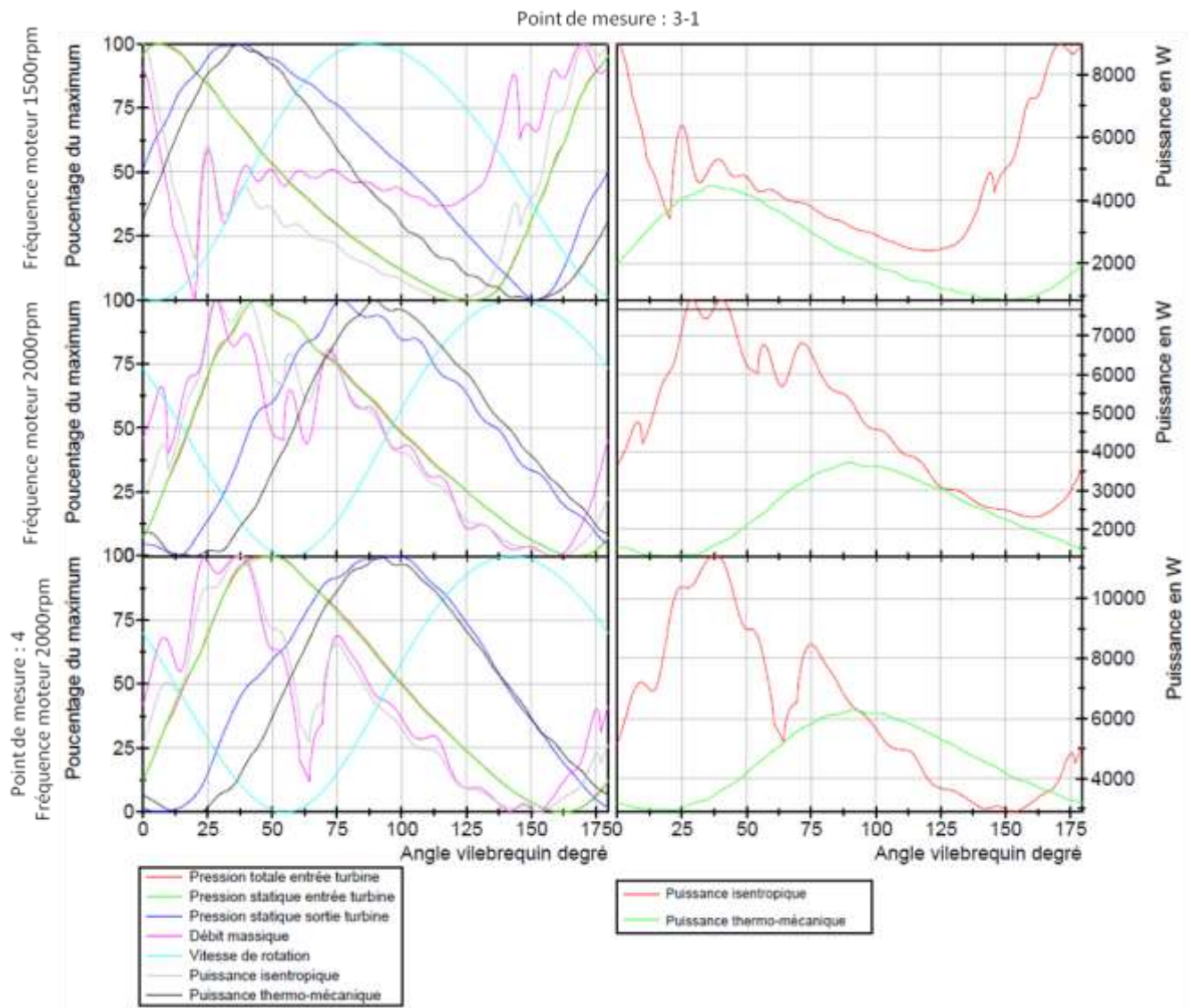


Figure 153 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 3-1 et 4

On peut conclure de cette étude que la méthode de calcul du rendement instantané peut entraîner une valeur instantanée du rendement supérieure à l'unité. Ce résultat vient du déphasage entre l'évolution de puissance isentropique, et l'évolution de la puissance thermomécanique. Si une mesure instantanée de la température en sortie de la turbine était possible, et en faisant l'hypothèse que cette température soit en phase avec la pression en sortie de la turbine, il ne paraît pas évident que la puissance adiabatique de la turbine soit en phase avec la puissance thermomécanique. On pourrait, par exemple obtenir, qu'elle soit en phase avec la puissance isentropique. L'allure du rendement ainsi calculé serait donc bien différente de celle précédemment obtenue.

IV.3.5.2 Bilan énergétique des points de fonctionnement testés

Afin de s'affranchir des problèmes de phase entre le rendement isentropique et thermomécanique, un rendement thermomécanique moyen a été calculé. Il est défini par la formule suivante :

$$\eta_{ts,TM,is,moyen} = \frac{\int P_{TM}(t).dt}{\int \dot{m}_T \cdot \Delta h_{ts,T,is}(t).dt}$$

Ce rendement représente le rapport de l'intégrale de la puissance thermomécanique sur une pulsation, par rapport à l'intégrale de la puissance isentropique sur une pulsation. Ce rendement a été calculé pour l'ensemble des points de fonctionnements de la turbine.

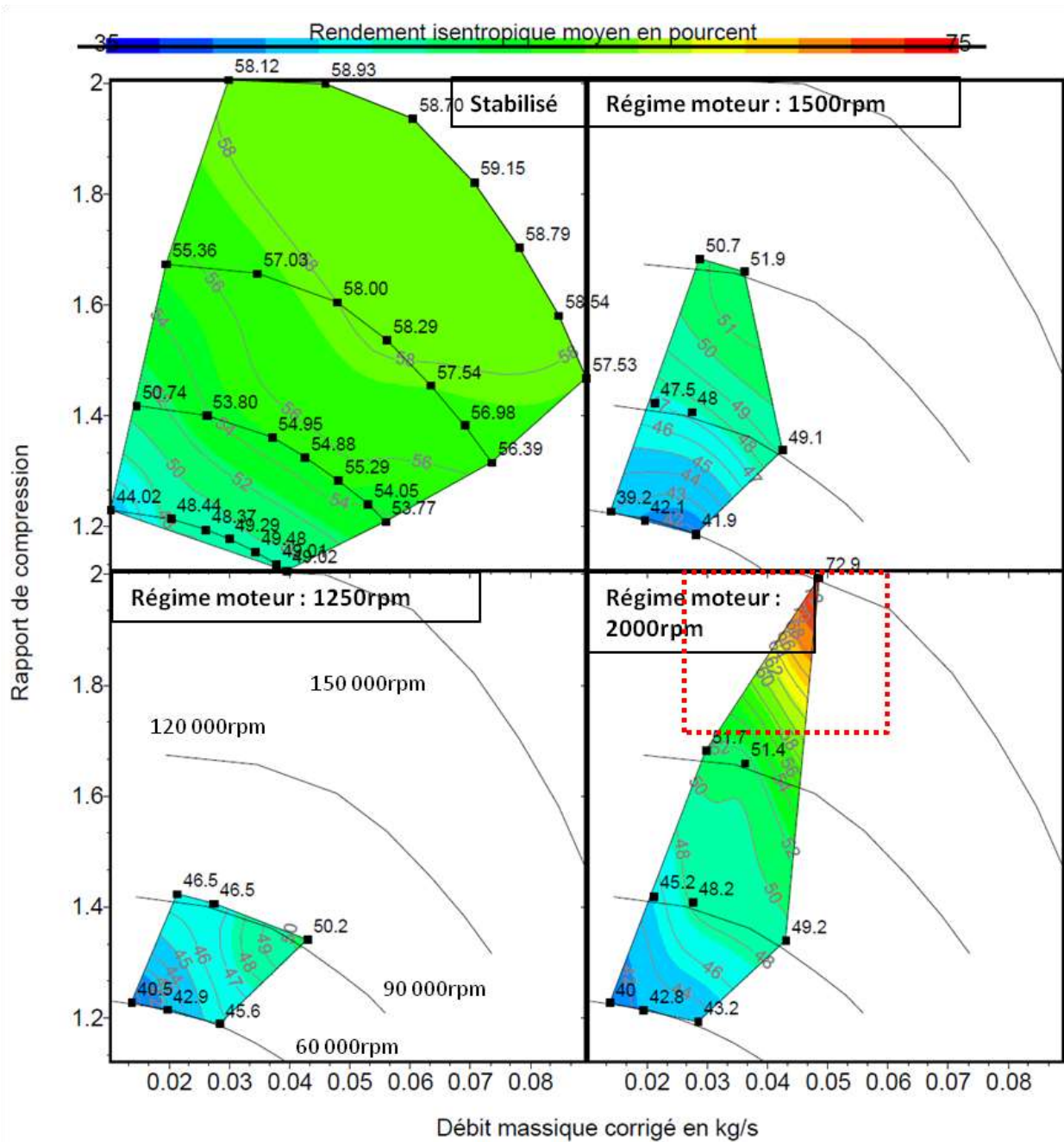


Figure 154 : Cartographie des performances de l'étage compresseur en fonction du rendement moyen isentropique de la turbine, pour quatre cas de fréquence de pulsation en entrée de la turbine

Les résultats obtenus ont été tracés sous forme d'iso valeurs en couleur sur la cartographie du compresseur. En effet, c'est le point compresseur qui a servi de référence durant l'ensemble de l'essai. Cette méthode de présentation des résultats a été appliquée dans le cas de l'essai en condition stabilisé de la turbine, puis dans les cas d'essai en conditions de régime pulsé. Sur les résultats des mesures en condition pulsée sont également tracées les iso vitesses mesurées en régime stabilisé.

Sur la figure ci-dessus (Figure 154), on peut observer que dans la majorité des cas, le rendement de la turbine mesuré en conditions pulsées est inférieur de quelques points au rendement de la turbine fonctionnant en régime stabilisé. Ce résultat est vérifié pour l'ensemble des points de fonctionnement testés sauf 1 (voir ci-après), et ce, quelle que soit la fréquence des pulsations.

Ces mesures semblent montrer que la turbine est moins efficace en écoulement pulsé qu'en écoulement stabilisé. On observe toutefois un phénomène inverse pour un point de fonctionnement (zone encadrée en rouge). En effet, au point de mesure 4, la turbine possède un rendement supérieur en conditions de régime pulsé. Ce résultat ne peut malheureusement pas être corroboré avec les mesures obtenues à ce jour. Il serait donc nécessaire de refaire ce point de fonctionnement et des points voisins pour confirmer ou non un tel résultat et ce pour différentes fréquences de pulsations et plusieurs isovitesses avec une plage de débit plus étendue. Cela est tout à fait possible, compte tenu de la flexibilité de conception du banc actuel, moyennant une augmentation du nombre de capteurs de pression et un effort de développement spécifique de mesures de températures instantanées, entrepris dans le cadre de cette thèse, mais qui n'a pas pu aboutir dans le cadre des travaux effectués.

On peut seulement suggérer une autre piste pour expliquer ce résultat particulier. Lors de la mesure de ce point de fonctionnement, un phénomène de résonance acoustique a été constaté dans la tubulure située en amont de l'entrée du compresseur. Ce phénomène n'a pas pu être enregistré, car l'instrumentation existante en entrée du compresseur ne le permettait pas. Toutefois, le bruit important généré par ces instabilités était très clairement audible. La présence de ces instabilités en entrée du compresseur pourrait avoir entraîné une erreur de la mesure des performances du compresseur et par conséquent une erreur dans l'évaluation de la puissance adiabatique du compresseur. Au stade actuel des mesures obtenues, cette zone encadrée en rouge n'est donc pas à prendre en compte et des actions complémentaires doivent être envisagées pour essayer de comprendre un tel résultat, s'il était confirmé.

Chapitre V - Conclusion générale

Les objectifs qui avaient été ceux de mes travaux de thèse étaient de disposer d'un banc d'essai turbo à chaud et en écoulement pulsé simulant au mieux le fonctionnement réel d'un moteur à combustion sans avoir la contrainte d'une installation directe sur véhicule. Les impératifs de l'installation d'un tel banc devaient répondre à des objectifs scientifiques liés aux problématiques des effets d'un écoulement pulsé sur le fonctionnement d'un turbocompresseur automobile, mais également à des objectifs techniques compte tenu des moyens qui devaient être mis en œuvre et disponibles pour adapter le dispositif expérimental correspondant. En effet, le déroulement des travaux a été conditionné par différents points de contraintes évidentes pour ce type de travaux et pour lesquels il a fallu faire naturellement face.

Les moyens d'essais pouvant répondre aux besoins dictés par l'étude sont difficiles à mettre en place dans le contexte d'un labo de recherche universitaire. Par conséquent, j'ai bénéficié des collaborations existantes entre labo de recherche et organismes et/ou centres d'essais, comme le CRITT M2A, reconnus par la profession automobile afin de concevoir un dispositif expérimental permettant de remplir des fonctionnalités manquantes pour le cas des bancs turbocompresseur alimentés en écoulements instationnaires.

Ces objectifs scientifiques ont été également jugés intéressants pour renforcer les moyens des centres d'essais par une adaptation des moyens existants et permettre d'obtenir d'autres types de résultats pour les industriels de la profession.

Le cahier des charges initialement prévu devait permettre de :

- disposer d'un outil expérimental dont les paramètres peuvent être modifiés de façon indépendante pour couvrir une gamme de fonctionnement la plus large possible.
- pouvoir générer une banque de données expérimentale fiable et la plus complète possible à des fins d'analyse expérimentales, de modélisation et numériques plus poussées dans le futur

Pour parvenir au résultat qui fait l'objet de ce mémoire, il a fallu prendre en compte des contraintes de disponibilités des moyens d'essais compte tenu des impératifs techniques du centre d'essais afin de satisfaire des objectifs de recherche. Par contre, j'ai pu trouver de réels avantages pour pouvoir :

- disposer des moyens techniques et humains du centre
- disposer des moyens financiers attribués
- disposer du savoir-faire acquis sur les bancs d'essais existants et enfin
- connaître les besoins des industriels.

Une grande partie des objectifs fixés ont été atteints pour ce qui concerne la mise en place des moyens d'essais adaptés aux bancs existants sur le site du CRITT M2A. Les capacités et la flexibilité du banc « pulsé » ont été évaluées et la mise en place des techniques de mesures souhaitées ont pu partiellement aboutir compte tenu de l'environnement vibratoire et thermique habituellement non rencontrées dans des installations de laboratoire. Seules les mesures de température à réponse rapide nécessitent encore un développement spécifique pour être correctement adaptées aux

contraintes mécaniques rencontrées ; cela n'exclue pas de tenter par ailleurs, de diminuer les niveaux vibratoires au niveau du turbocompresseur en isolant plus efficacement les sources de vibration des « westgates »

Le travail effectué sur les outils de contrôle et d'acquisition que j'ai pu mettre en place a également porté ses fruits : par une programmation adéquate de tout le système d'acquisition en pulsé, il est possible de choisir la fréquence de pulsation à générer (équivalent à une vitesse de rotation moteur) tout en adaptant la loi d'ouverture des soupapes générant les fluctuations de pression afin d'en moduler leurs formes. Avec le banc ainsi créé, on peut affirmer qu'il est nettement plus flexible que les dispositifs actuels de bancs turbo pulsés. Par exemple, en désactivant le mouvement d'une des « westgates », il est tout à fait possible de simuler expérimentalement le comportement à l'échappement d'un moteur 3 cylindres.

Au niveau de l'exploitation des mesures, différents types d'essais ont permis de faire la part des effets thermiques pour reconstituer une performance turbine en écoulement pulsé de façon cohérente.

Toutes les possibilités offertes par le banc pulsé et les conséquences sur les résultats n'ont cependant pas pu être exploitées, faute de temps, dans le cadre imparti pour cette thèse. En particulier le fait de répéter quelques points de mesures en haute fréquence et sur les plus hautes isovitesses.

Une reconstitution de la carte de performances en régime pulsé a pu être faite et comparée à la carte habituellement obtenue en régime stationnaire. Cette reconstitution est basée sur une méthodologie et des hypothèses jugées plus pertinentes, ou en tous les cas mieux définies et plus détaillées que ce que l'on trouve habituellement dans la littérature ouverte. Cela devrait permettre de constituer des banques de données importantes pour servir de base, entre autres, aux comparaisons issues de différentes simulations numériques

Annexe A : Etude dédiée au développement de la technique de mesure de la température instationnaire en vue d'une utilisation sur banc pulsé.

1. Introduction, bibliographie

1. Introduction et problématique

L'évaluation de la température en entrée et sortie du compresseur, ainsi qu'en entrée de la turbine est une mesure importante car elle permet de décrire le point de fonctionnement du turbocompresseur. Sur banc d'essai, en conditions stabilisées, la température peut varier de 50°C, à 1100°C à l'entrée de la turbine. L'utilisation de sondes de température de type thermocouple K est alors préconisée car elles permettent une mesure de température sur l'ensemble de la plage d'essai. L'utilisation d'un thermocouple s'appuie sur l'effet Seebeck. Dans un circuit fermé constitué de conducteurs métalliques différents, la différence de température entre les jonctions des deux matériaux crée un courant circulant dans le circuit. La mesure de la différence de potentiel entre les deux jonctions est directement liée à la différence de température des deux jonctions (Figure 155).

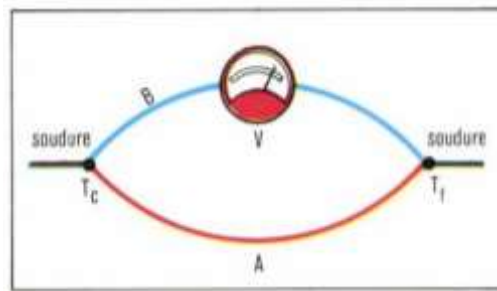


Figure 155 : Schéma du fonctionnement d'un thermocouple

On a :

$$V = S (T_c - T_f)$$

Où V est la différence de potentiel mesurée entre les deux jonctions, T_c est la température de la jonction chaude et T_f est la température de la jonction froide. S est le coefficient de Seebeck relatif au couple de matériau utilisé. Le coefficient S peut être assimilé à une constante qui ne dépend que du couple de matériaux utilisés. Différents couples de matériaux peuvent être utilisés selon la plage de température et la précision recherchée. Certains sont explicités dans la Figure 156 avec leurs caractéristiques techniques :

Type	Métal A (+)	Métal B (-)	Limites théoriques	Coef. Seebeck α ($\mu\text{V}/^\circ\text{C}$) à $T^\circ\text{C}$	Erreur standard	Erreur Mini
B	Platine 30% Rhodium	Platine 6% Rhodium	0 à 1820°C	5,96 μV à 600°C	0,5%	0,25%
E	Nickel 10% Chrome	Constantan	-270 à 1000°C	58,67 μV à 0°C	1,7% à 0,5%	1% à 0,4%
J	Fer	Constantan	-210 à 1200°C	50,38 μV à 0°C	2,2% à 0,75%	1,1% à 0,4%
K	Chromel	Alumel	-270 à 1372°C	39,45 μV à 0°C	2,2% à 0,75%	1,1% à 0,2%
N	Nicrosil	Nisil	-270 à 1300°C	25,93 μV à 0°C	2,2% à 0,75%	1,1% à 0,4%
R	Platine 13% Rhodium	Platine	-50 à 1768°C	11,36 μV à 600°C	1,5% à 0,25%	0,6% à 0,1%
S	Platine 10% Rhodium	Platine	-50 à 1768°C	10,21 μV à 600°C	1,5% à 0,25%	0,6% à 0,1%
T	Cuivre	Constantan	-270 à 400°C	38,75 μV à 0°C	1% à 0,75%	0,5% à 0,4%

Figure 156 : Caractéristique des couples de matériaux pouvant servir à la fabrication de thermocouple

Si on maîtrise ou que l'on contrôle correctement la température de la jonction froide, la mesure de V nous permet de calculer la température de la jonction chaude.

$$T_c = \frac{V}{S} + T_f$$

Pratiquement, on mesure la différence de température entre la jonction chaude et la jonction froide grâce au thermocouple. On ajoute ensuite à cette mesure la température de la jonction froide mesurée par une autre sonde, le plus souvent une sonde PT100.

Dans les faits, lorsque l'on plonge un thermocouple dans une veine fluide, on ne mesure donc pas directement la température de la veine fluide, on mesure la température de la soudure chaude. Dans le cas où la température de la soudure chaude est à la même température que la veine fluide, cela ne pose évidemment pas de soucis. Toutefois, dans le cas d'une variation de la température de la veine fluide, les échanges thermiques entre le fluide et la sonde n'étant pas instantané, la température de la soudure chaude peut différer de celle du fluide. La température mesurée par la sonde n'est donc pas celle du fluide, la mesure de la température est alors faussée.

Sur les moyens d'essais présents au CRITT M2A, la mesure de la température en entrée de la turbine est réalisée par des thermocouples de diamètre 3 mm dont le couple thermoélectrique est chemisé dans une gaine. Cette sonde ne permet pas de suivre des fluctuations transitoires de température à des fréquences élevées, car son inertie thermique est trop importante. Une des étapes de cette thèse est d'étudier et de concevoir une chaîne de mesure et de post-traitement permettant de mesurer les fluctuations de température régissant les régimes pulsés que l'on peut trouver à l'échappement d'un moteur à combustion interne. Cette étude débutera par un état de l'art de la mesure de la température en régime transitoire. Elle sera ensuite poursuivie par l'essai d'une solution de sonde de température, ainsi que par la comparaison d'algorithmes de post-traitement.

2. Bibliographie

1. Les techniques de mesure de la température en régime transitoire

La mesure de température de gaz en régime transitoire rapide peut aujourd'hui être réalisée par différentes techniques. Les méthodes les plus rapides sont basées sur des mesures optiques qui ont l'avantage de ne pas être intrusives dans une veine fluide. On peut citer la « Coherent Anti-Stokes Spectroscopy », méthode basée sur l'analyse fréquentiel de signaux optiques obtenus après

réflexion sur un échantillon. Toutefois cette méthode, utilisée pour des mesures de température de combustion et de flamme, est difficile à mettre en place dans le cas présent car elle demande une installation très complexe et très onéreuse.

Une autre méthodologie basée sur des mesures acoustiques permet d'évaluer la température. Cette technique développée par Bauer et al [42], est basée sur la mesure de la vitesse du son au travers d'une conduite ou d'une chambre de combustion. La vitesse du son étant dépendante directement de la température par la relation $c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$. Cette solution, bien qu'intéressante, reste très sujette au bruit de mesure ainsi qu'aux vibrations très présentes sur banc moteur ou banc pulsé. De plus, la mise en œuvre de cette technique reste complexe et demande une instrumentation très spécifique.

Finalement, une alternative à ces méthodologies reste l'utilisation de thermocouples de petits diamètres. Le principal inconvénient de cette technique est que la température mesurée par le thermocouple est la température de sa jonction chaude, et non la température du flux d'air dans lequel il se trouve. La difficulté de cette méthode consiste dans un premier temps à modifier la géométrie du thermocouple afin de minimiser l'écart entre ces deux températures. Puis, cette température mesurée doit être corrigée par des modèles afin de s'approcher plus encore de la température réelle du gaz.

2. Problématique de la mesure de température par des thermocouples

Afin d'étudier la problématique de la mesure de la température en transitoire par des sonde de type thermocouple, il est nécessaire de réaliser un bilan des échanges thermiques appliqués à la soudure chaude du thermocouple. Ce développement réalisé par Robert Kee [43], [44], et permet de mieux comprendre la problématique du temps de réponse des thermocouples.

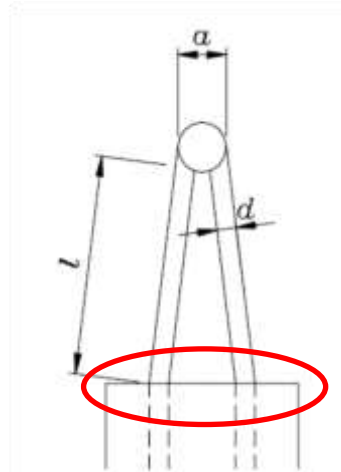
Bilan des échanges thermiques en transitoire :

$$(T_g - T_m)h \cdot d = \frac{\rho_m \cdot c_m \cdot d^2}{4} \frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{k_m \cdot d^2}{4} \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} + \varepsilon \cdot \sigma \cdot d(T_g^4 - T_p^4)$$

Convection = Inertie – Conduction + Radiation

En régime établi, on peut écrire le bilan thermique de la manière suivante :

$$T_g - T_m = -\frac{k_m \cdot d}{4 \cdot h} \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon \cdot \sigma}{h} (T_g^4 - T_p^4)$$



Zone de chauffe du thermocouple

Figure 157 : Schéma d'un thermocouple réalisé par Robert Kee [43], [44]

De cette équation, on peut établir que l'écart entre la température de la sonde peut être lié à un problème de conduction thermique dans la sonde, car la température du gaz dépend directement de la conductivité k_m et du diamètre d du fil. Afin de quantifier ces erreurs de conduction, Robert Kee [43], [44] a quantifié l'erreur de mesure du thermocouple obtenu lors de la chauffe de la racine. Ces calculs ont été effectués pour différentes géométrie de thermocouples, placés dans un flux d'air à vitesse de 20m/s. De même, une étude de l'impacte de la radiation sur l'erreur de mesure a été réalisée. Les résultats ont été tracés dans les graphiques suivant :

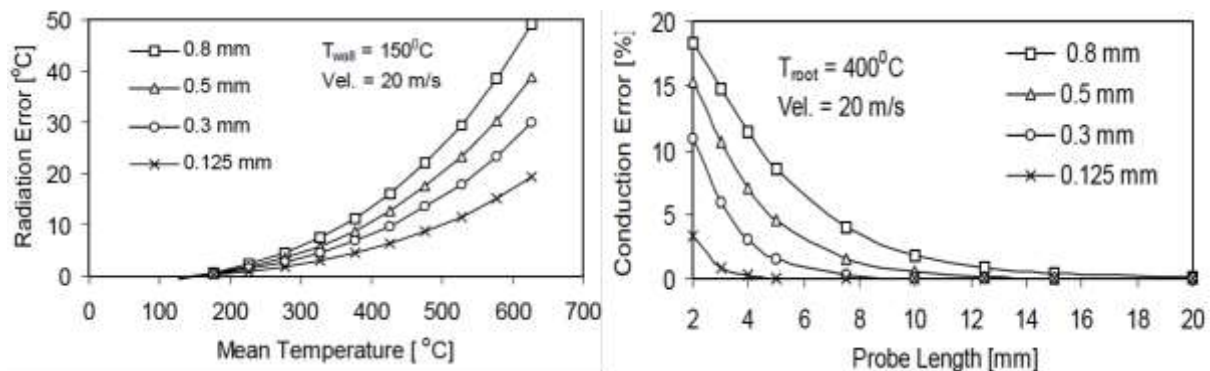


Figure 158 : Etude de l'impacte de la radiation et de la conduction sur la mesure par micro-thermocouple [43], [44]

La radiation étant n'évoluant pas de manière linéaire avec la température, les résultats ne peuvent pas être appliqués directement à notre cas d'étude. Il est toutefois possible de trouver des correspondances pour une température de 600°C en considérant un même facteur d'échange, et une même émissivité du matériau :

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot d(T_{g \text{ biblio}}^4 - T_{p \text{ biblio}}^4) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot d(T_{g \text{ essai}}^4 - T_{p \text{ essai}}^4)$$

En fixant $T_{g \text{ essai}} = 600^\circ\text{C}$, $T_{g \text{ biblio}} = 150^\circ\text{C}$, on peut ainsi trouver une correspondance entre $T_{p \text{ biblio}}^4$ et $T_{p \text{ essai}}^4$.

On obtient alors les correspondances suivantes (Tableau 23):

Température essai en degré C		Température biblio en degré C	
TCK	Paroi	Paroi	TCK
600	400	150	526.054532
600	450	150	490.360389
600	500	150	438.149831
600	550	150	353.48598
600	590	150	218.0912

Tableau 23 : Equivalence des effets de la radiation à basse et haute température

On peut ainsi tirer de cette étude que le fil du thermocouple doit être le plus fin et le plus long possible afin de limiter le phénomène de conduction entre le point de soudure chaude, et le corps du thermocouple. Le phénomène de conduction ne génère toutefois une grande erreur sur la mesure de la température du gaz. En revanche, on peut noter que la radiation entre la sonde et les parois de la veine fluide peut générer une erreur non négligeable dans notre cas, principalement à cause des températures d'essai bien supérieures à celle de l'article. Afin de limiter ce phénomène de radiation, il est nécessaire de diminuer le diamètre du fil du thermocouple, ainsi que de limiter autant que possible l'écart entre la température de la paroi et celle du thermocouple.

Suite à cette étude, l'auteur néglige les phénomènes de conduction et de radiation dans le bilan des échanges thermiques précédemment écrit. On obtient alors l'équation suivante :

$$T_g = T_m + \frac{\rho_m \cdot c_m \cdot d}{4 \cdot h} \frac{\partial T_m}{\partial t}$$

Qui peut s'écrire sous la forme d'une équation différentielle du premier ordre :

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{4 \cdot h}{\rho_m \cdot c_m \cdot d} (T_g - T_m)$$

Dont la constante de temps est :

$$\tau = \frac{\rho_m \cdot c_m \cdot d}{4 \cdot h}$$

Le coefficient de convection h et alors évalué grâce à une corrélation de Nusselt :

$$Nu = C_0 \cdot Re^m \cdot Pr^n = \frac{h \cdot d}{k_g}$$

$$Re = \frac{V_g \cdot d}{\nu_g}$$

$$Pr = \frac{\mu_g \cdot c_p}{k_g}$$

La constante de temps du thermocouple est alors obtenue :

$$\tau = \frac{\rho_m \cdot c_m \cdot d^{2-m} \cdot \nu_g^m \cdot k_g^n}{4 \cdot k_g \cdot C_0 \cdot V_g^m \cdot \mu_g^n \cdot c_p^n}$$

Elle est également écrite de la manière suivante :

$$\tau = K \cdot d^{2-m} \cdot V_g^{-m} = \frac{H}{V^m}$$

Avec K qui varie peu. On peut ainsi en déduire que la constante de temps d'un thermocouple varie en fonction de la vitesse du fluide lorsqu'elle est placée dans un écoulement transitoire.

$$\tau(t) = \frac{K \cdot d^{2-m}}{V^m(t)} = \frac{H}{V^m(t)}$$

D'après [43], [44] , la constante m peut être fixé à 0,5, ce qui donne :

$$\tau = K. \sqrt{\frac{d^3}{V_g}}$$

Le bilan de des échanges thermiques en régime transitoire appliqué au thermocouple peut ainsi être modélisé par une équation différentielle du premier ordre dont la constante de temps est également fonction du temps. Ce modèle a également été utilisé par Kenneth Kar [45], [46].

$$\tau(t). \frac{dT_m}{dt} = T_g(t) - T_m(t)$$

Afin d'évaluer la constante de temps de ses thermocouples, Robert Kee [3] a appliqué la méthode proposée par Scadron et Warshawsky [47]. Cette méthode consiste à placer un thermocouple dans une veine fluide de vitesse connue, puis à réchauffer le thermocouple en faisant passer un courant électrique à travers celui-ci. Par la suite, le courant électrique est coupé, et le refroidissement du thermocouple est mesuré. L'intérêt de cette méthode est que le thermocouple subit bien un échelon de température à vitesse constante et connue. En observant la courbe de refroidissement du thermocouple (Figure 159), l'auteur mesure la constante de temps en considérant que τ est atteinte lorsque la température a diminué de 63,2% de l'amplitude maximale.

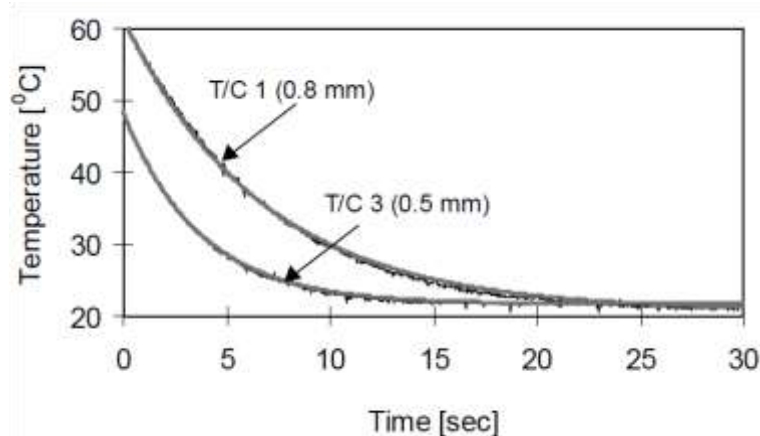


Figure 159 : Courbe de refroidissement d'un micro-thermocouple [3]

Les courbes ci-dessus représentent la mesure de la température de thermocouple suite à un échelon de température. Ces essais ont été réalisés par Robert Kee [43], [44]. D'après l'auteur, ils permettent bien de valider que l'utilisation d'un modèle du premier ordre représente les échanges thermiques dans un thermocouple. Cette mesure de constante de temps a ensuite été appliquée pour différentes vitesses de fluide, ainsi que pour différents diamètre de thermocouple. Les résultats obtenus sont présenté dans les graphiques ci- dessous (Figure 160).

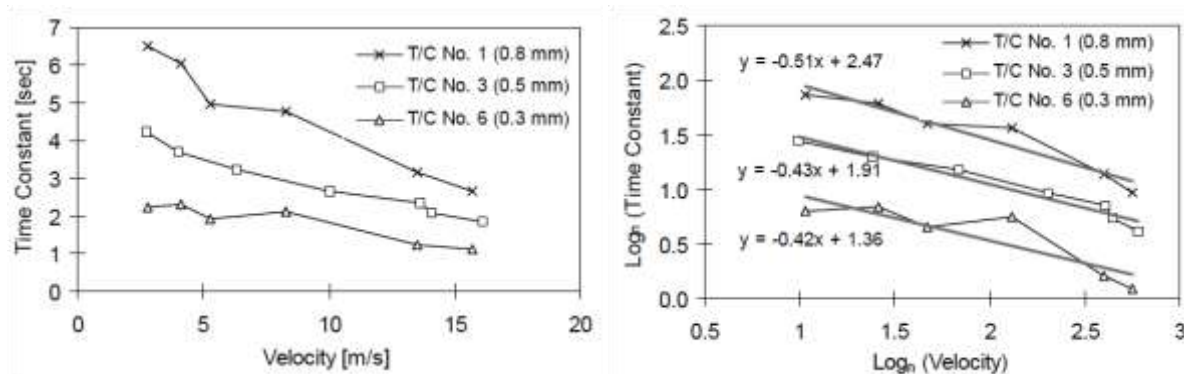


Figure 160 : Evolution de la constante de temps d'un micro-thermocouple en fonction de la vitesse de l'air[43], [44]

L'auteur a notamment tracé $\log_n(\tau)$ en fonction de $\log_n(V_g)$ afin d'obtenir la valeur des coefficients H et m de l'expression :

$$\tau(t) = \frac{H}{V^m(t)}$$

D'après ces résultats, l'auteur (Robert Kee [43], [44]) valide que le modèle précédemment expliqué est représentatif du comportement d'un thermocouple en placé dans une veine fluide dont la température varie. Ceci étant, on peut également déduire que mesurer la température d'un fluide en régime transitoire avec un thermocouple entraine une erreur de mesure. L'écart entre la mesure et la température du fluide dépend du produit entre la constante de temps du thermocouple et la fréquence à laquelle évolue la température. De plus, on peut également observer que cette constante de temps dépend de la vitesse de du fluide, qui, en régime pulsé dans un collecteur d'échappement n'est en aucun cas constante. En conséquence, la constante de temps varie en fonction du temps, et ne peut pas être évaluée simplement.

3. Algorithme de compensation de l'inertie des thermocouples

a. Présentation des structure

Afin de palier au problème de la constante de temps des thermocouples, des techniques de post-traitement ont été mises au point. Les principales techniques de compensation des constantes de temps sont utilisées dans l'article de Kenneth Kar, *Cycle-by-cycle Variations in Exhaust Temperatures Using thermocouple Compensation Techniques* [45]. Dans cet article, l'auteur fait l'hypothèse que le thermocouple se comporte comme un système du premier ordre. Cette hypothèse a été vérifiée dans le paragraphe précédent, et sera utilisée dans la suite de cette étude.

La température du thermocouple peut ainsi être modélisée par l'équation suivant qui a été précédemment définie.

$$\tau(t) \cdot \frac{dT_m}{dt} = T_g(t) - T_m(t)$$

Avec,

$$\tau(t) = \frac{K \cdot d^{2-m}}{V^m(t)}$$

Un des principaux enjeux pour évaluer la température du gaz, est donc d'évaluer la constante de temps $\tau(t)$.

Les méthodes de reconstruction de température qui vont être décrites par l'auteur s'appliquent à un signal d'entrée composé de deux mesures de température effectuées par des thermocouples présentant des temps de réponse différents. Les deux thermocouples effectuant la mesure sont placés de manière à ce qu'ils observent la même température, et sont soumis à la même vitesse de gaz. Cependant comme ils présentent des temps de réponse différents, bien qu'ils observent le même phénomène, les mesures enregistrées par les deux thermocouples sont différents. La température des deux thermocouples, 1 et 2 peut ainsi être évaluée par les équations suivantes :

$$\tau_1(t) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt} = T_g(t) - T_{m1}(t) \quad \text{et} \quad \tau_2(t) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt} = T_g(t) - T_{m2}(t)$$

On peut réécrire les équations de la manière suivante :

$$T_g(t) = T_{m1}(t) + \tau_1(t) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt} = T_{m2}(t) + \tau_2(t) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt}$$

On remarque que si les deux thermocouples ont le même temps de réponse, les deux équations seront identiques. C'est pourquoi il est nécessaire que les temps de réponse soient différents. Pour cela, des thermocouples de diamètres différents sont utilisés par l'auteur. A partir des équations ci-dessus, des algorithmes de calcul de ont été mis au point afin de résoudre ces équations, et ainsi de calculer $T_g(t)$.

Ces algorithmes sont basés sur la discrétisation des équations précédentes, et sont étudiées sous forme matricielle. L'auteur obtient alors le système suivant :

$$T_g(k) = T_{m1}(k) + \tau_1(k) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt}(k) = T_{m2}(k) + \tau_2(k) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt}(k)$$

Afin de résoudre ce système, deux structures matricielles ont été proposées par [N]:

- Structure CT (continuous time)

On a :

$$T_{m1}(k) - T_{m2}(k) = \tau_2(k) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt}(k) - \tau_1(k) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt}(k)$$

On obtient donc en écriture matricielle :

$$T_{m1}(k) - T_{m2}(k) = \begin{bmatrix} -\frac{dT_{m1}}{dt}(k) & \frac{dT_{m2}}{dt}(k) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tau_1(k) \\ \tau_2(k) \end{bmatrix}$$

Ce que l'on peut résumer en : $\mathbf{Y}(k) = \mathbf{X}^T(k)\boldsymbol{\theta}$

- Structure DE (differential equation)

On a :

$$T_{m2}(k) - T_{m2}(k-1)$$

$$= [T_{m1}(k) - T_{m1}(k-1) \quad T_{m1}(k-1) - T_{m2}(k-1)] \cdot \begin{bmatrix} \frac{1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_2(k)}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_1(k)}\right)} \\ 1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_2(k)}\right) \end{bmatrix}$$

Une nouvelle fois, il est possible d'écrire cette équation sous la forme : $\mathbf{Y}(k) = \mathbf{X}^T(k)\boldsymbol{\theta}$ avec ts, le pas de temps entre deux mesure

b. Comparaison des structures

Cette équation est la suivante : $\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\theta}$, où $\mathbf{Y}$ est une matrice de dimension (n, 1), $\mathbf{X}$ une matrice de dimension (n, 2) et $\boldsymbol{\theta}$ une matrice de dimension (2, 1). L'indice n correspond au nombre de données de mesure.

En fonction de la structure considérée les éléments $\mathbf{X}$, $\mathbf{Y}$ et $\boldsymbol{\theta}$ ne font pas référence à la même chose. Le tableau ci-dessus (Tableau 24) montre ce que valent $\mathbf{Y}$, $\mathbf{X}$ et $\boldsymbol{\theta}$ en fonction de la structure considérée.

	CT	DE
Y(k)	$T_{m1}(k) - T_{m2}(k)$	$T_{m2}(k) - T_{m2}(k-1)$
X(k)	$[-\frac{dT_{m1}}{dt}(k); \frac{dT_{m2}}{dt}(k)]$	$[T_{m1}(k) - T_{m1}(k-1) \quad T_{m1}(k-1) - T_{m2}(k-1)]$
θ(k)	$\begin{bmatrix} \tau_1(k) \\ \tau_2(k) \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_2(k)}\right) \\ 1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_1(k)}\right) \\ 1 - \exp\left(-\frac{ts}{\tau_2(k)}\right) \end{bmatrix}$

Tableau 24 : Tableau récapitulatif des matrices pour les différents algorithmes et structures

Quel que soit la structure considérée, les algorithmes qui seront décrits dans la suite de ce chapitre fonctionnent toujours de la même manière. En entrée des algorithmes, on retrouve les matrices **X** et **Y** et en sortie le vecteur **θ**.

c. Description des trois algorithmes

Afin de résoudre ces deux systèmes matriciels et ainsi d'obtenir les valeurs des matrices **θ**, trois algorithmes ont été utilisés par les auteurs [43], et [44].

Les trois algorithmes fonctionnent de la manière suivante : en entrée, ils reçoivent les matrices **X** et **Y** et en sortie, ils évaluent **θ** dont on déduit τ_1 et τ_2 . Ils permettent d'évaluer les temps de réponse respectifs de chaque thermocouple de manière différente.

- Algorithme des moindres carrés global

L'algorithme des moindres carrés global récupère en entrée l'ensemble des données provenant des deux mesures des thermocouples. Les données de l'ensemble des mesures nous donnent les vecteurs **X** et **Y** correspondant.

L'algorithme des moindres carrés global calcul une évaluation du vecteur **θ** à partir de la formule suivante :

$$\boldsymbol{\theta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}$$

L'inconvénient majeur de cet algorithme est qu'il traite l'ensemble des données de mesure en une fois et ne donne donc qu'un seul résultat pour **θ**. Il est donc impossible de prendre en compte les variations des temps de réponse au cours du temps avec cet algorithme. Dans le cadre de l'observation de la température en entrée d'une turbine, on sait que les temps de réponse des thermocouples varient parce que la vitesse des gaz varie. Par conséquent l'algorithme ne pourra pas rendre compte des variations dynamiques de la température correctement. Cependant cet algorithme présente un avantage, qui est sa bonne stabilité.

L'utilité de cet algorithme est avant tout de venir évaluer les temps de réponse en première approche. On utilise ensuite cette première évaluation pour les calculs des deux autres algorithmes comme nous le verrons par la suite.

- Algorithme des moindres carrés local

L'idée de cet algorithme est d'appliquer le même calcul que pour l'algorithme précédent mais de le faire, non pas sur l'ensemble des données, mais de sectionner les données et d'appliquer l'algorithme plusieurs fois indépendamment sur des paquets de données plus petits. En entrée de l'algorithme, il y a donc les mesures de température par les deux thermocouples sur l'ensemble du temps d'acquisition.

La première étape de l'algorithme consiste à faire un découpage des données. Pour cela on commence par calculer la durée de la fenêtre de temps qui servira au découpage. L'auteur [43], [44] se base pour cela sur les temps de réponse qui ont été estimés par l'algorithme précédent, τ_1 et τ_2 . A partir de ces temps de réponse, on calcule la taille de fenêtre tf par la formule suivante :

$$tf = 1,5 \cdot \min(\tau_1, \tau_2)$$

Le découpage est réalisé de la manière suivante :

On forme un premier paquet de données avec les mesures de température réalisées dans la première fenêtre de temps tf . On calcule ensuite les matrices $\mathbf{X}$ et $\mathbf{Y}$ qui correspondent à ce premier paquet de données. On évalue alors le vecteur $\boldsymbol{\theta}$ correspondant à la première fenêtre de temps à partir de la même formule que pour l'algorithme précédent :

$$\boldsymbol{\theta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}$$

A partir de $\boldsymbol{\theta}$ on déduit les temps de réponse correspondant aux données de la première fenêtre de temps. On continue en isolant la deuxième fenêtre de temps et on applique la même méthode jusqu'à épuisement des données.

A la fin de l'algorithme, on obtient une estimation des temps de réponse des thermocouples en fonction du temps $\tau_1(t)$ et $\tau_2(t)$. Le principal inconvénient de cet algorithme est qu'il est sensible aux variations locales de température et donc au bruit de mesure mais il permet de rendre compte des variations des constantes de temps en dynamique, ce qui n'était pas possible avec l'algorithme précédent.

- Estimateur de Kalman

L'estimateur de Kalman permet d'évaluer les temps de réponse des thermocouples en dynamique. Cependant son fonctionnement est différent de l'algorithme des moindres carrés puisqu'il évalue les temps de réponse en chaque point et qu'il le fait de manière récursive.

L'estimateur de Kalman, utilise les vecteurs $\mathbf{X}$ et $\mathbf{Y}$ en entrée. Il calcule le vecteur $\boldsymbol{\theta}$ et sa covariance $\boldsymbol{\sigma}$. Comme il est récursif, il est nécessaire de l'initialiser. Pour cela, le vecteur $\boldsymbol{\theta}$ est initialisé avec le résultat obtenu par l'algorithme des moindres carrés global et la covariance est initialisée par la matrice identité.

Le but des calculs est de comparer l'évaluation de $\boldsymbol{\theta}$ à l'indice précédent aux valeurs réelles des vecteurs $\mathbf{X}$ et $\mathbf{Y}$ à l'indice considéré. Plus les écarts entre les estimations et les valeurs réelles sont grandes, plus il est nécessaire d'ajuster la valeur de $\boldsymbol{\theta}$. L'estimateur agit donc de manière récursive en calculant la nouvelle estimation de $\boldsymbol{\theta}$ à partir de la précédente estimation et des nouvelles données de mesure $\mathbf{X}$ et $\mathbf{Y}$. A partir de chaque estimation de $\boldsymbol{\theta}$ on calcule les estimations des temps de réponse des thermocouples à l'indice considéré τ_1 et τ_2 .

En sortie de l'algorithme on a donc deux vecteurs $\tau_1(t)$ et $\tau_2(t)$. L'inconvénient majeur de cet algorithme est qu'il est très sensible au bruit de mesure, cependant il permet bien de suivre l'évolution des temps de réponse des thermocouples à chaque instant.

d. Méthode de reconstruction de température

Une fois la constante de temps de chacun des thermocouples évaluée, il est alors possible de recalculer la température du gaz à chaque instant. Pour cela, on utilise l'estimation du temps de réponse du thermocouple $\tau_1(t)$ ainsi que la température mesurée par le premier thermocouple $T_{m1}(t)$ à partir de laquelle on calcule la dérivée discrète $\frac{dT_{m1}}{dt}$. Comme on fait l'hypothèse que le thermocouple est un système du premier ordre, la température du gaz peut alors être calculée à partir des données du premier thermocouple $T_{g1}(t)$ de la manière suivante :

$$T_{g1}(t) = T_{m1}(t) + \tau_1(t) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt}(t)$$

De la même manière, on recalcule la température du gaz à partir des données du thermocouple 2. On appelle $T_{g2}(t)$ cette reconstruction :

$$T_{g2}(t) = T_{m2}(t) + \tau_2(t) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt}(t)$$

On calcule finalement une troisième reconstruction de la température du gaz en moyennant les reconstructions obtenues à partir des données de chaque thermocouple. On appelle $T_g(t)$ cette reconstruction moyenne. On a :

$$T_g(t) = \frac{T_{g1}(t) + T_{g2}(t)}{2}$$

e. Problèmes liés au bruit

La mesure de température par thermocouple étant une mesure de très faible tension, cette mesure est souvent assez bruitée. De plus, on constate que l'ensemble des algorithmes fonctionnent mal lorsque le niveau de bruit est élevé par rapport au signal à mesurer. C'est en particulier la dérivée discrète qui peut être à l'origine de ce problème. En effet, ce calcul de dérivée discrète intervient au moment de la reconstruction finale de température mais également lors de l'estimation des temps de réponse des thermocouples. On constate dans tous les cas que nos méthodes de reconstruction de température à partir des mesures de deux thermocouples ne fonctionnent pas si le bruit de mesure est trop important.

Pour résoudre ce problème, l'utilisation de filtre est nécessaire particuliers est nécessaire. Kenneth Kar [44], [45] a notamment développé l'utilisation de filtre de Gauss pour le débruitage des signaux de température. Ce filtre fonctionne en effectuant la convolution du signal à lisser avec la fonction $g(t) = \exp(-\lambda t^2)$. D'après les résultats de l'article [44], [45], on peut calculer λ à partir de la fréquence de coupure f_c et de la fréquence d'échantillonnage f_s à partir de la formule suivante :

$$\lambda = \left(\frac{f_c}{c f_s} \right)^2$$

4. Conception d'une sonde de température de type thermocouple K

Contrairement aux sondes thermocouples classiquement utilisées dans l'industrie pour la mesure de température en régime stabilisé, les sondes « rapides » se doivent d'avoir une inertie thermique la plus faible possible. Pour cela, les couples thermoélectriques sont créés par des fils de diamètre très fin, jusque $0,5\mu\text{m}$. Pour pouvoir assembler ces fils et ainsi créer le point de soudure chaud du thermocouple, plusieurs techniques ont été mises au point. Les principales techniques d'assemblage des thermocouples sont développées dans l'article de Laurent Thierry [48].

Les techniques de soudage des micro-thermocouples à fils sont basées sur la décharge d'un condensateur dans un circuit électrique contenant le thermocouple. En effet, compte tenu de la faible taille des fils, les techniques usuelles basées sur le soudage par chalumeau, laser, ou bain de mercure ne sont pas recommandées. La technique de la décharge capacitive est basée sur la création d'un arc électrique entre les deux fils. Cet arc électrique permet d'obtenir une fusion instantanée et localisée. Elle s'approche de la soudure par point.

Pratiquement deux solutions sont possibles. La première consiste à mettre en contact les deux fils formant le couple de matériaux, puis à fermer le circuit électrique contenant le condensateur afin de le décharger dans le circuit. La résistance électrique du circuit étant maximale au point de contact des deux fils, un fort échauffement local se crée par effet Joule soudant ainsi les deux fils. Cette technique (Figure 161) nécessite toutefois un bon état de surface au point de jonction des fils. Cette solution est décrite sur le schéma suivant.

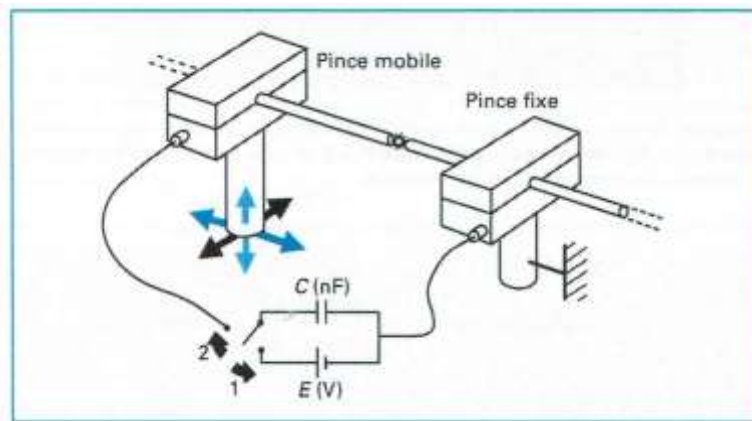


Figure 161 : Technique de soudage des micro-thermocouples par décharge capacitive [47]

L'autre solution (Figure 162) consiste à placer un condensateur chargé aux bornes du thermocouple sans mettre en contact les deux fils. Ce montage représente donc un circuit électrique ouvert au niveau des fils. Il suffit ensuite de rapprocher l'extrémité des deux jusqu'à obtenir un contact. Dès lors, un arc électrique se forme au point de contact des fils permettant ainsi la soudure des deux fils. Cette technique nécessite toutefois un système permettant de déplacer les fils de manière précise. Cette technique est décrite par le schéma suivant.

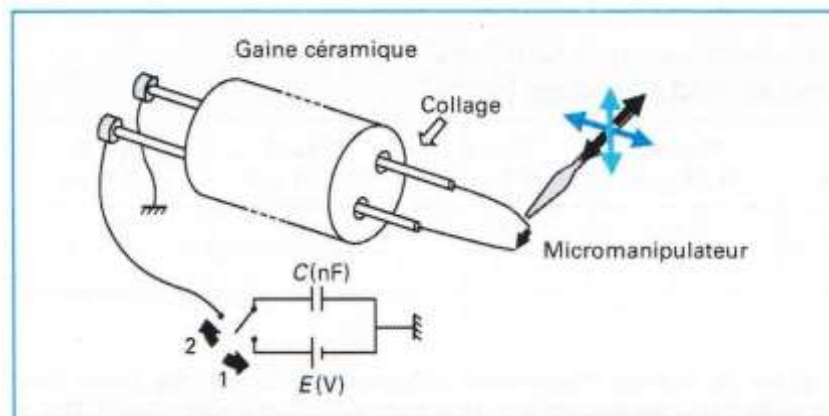


Figure 162 : Technique de soudage des micro-thermocouples par décharge capacitive [47]

Ces deux méthodes d'assemblage utilisent la décharge capacitive comme source d'énergie. Compte tenu des faibles diamètres des fils, il est important de bien doser cette énergie afin de réaliser une soudure de qualité, et de ne pas brûler les fils. Les valeurs des couples tension sont données par [45] dans le tableau suivant (Figure 163).

Couple thermoélectrique	Type K Ø 50 µm	Type K Ø 25,4 µm	Type K Ø 12,7 µm	Type K Ø 7,6 µm	Type S Ø 5 µm	Type S Ø 1,27 µm	Type S Ø 0,5 µm
E (V continu)	200	200	200	200	80	80	80
Capacité (nF)	500	250	125	75	4	2	1

Figure 163 : Valeur des couples tension/capacité pour le soudage de micro-thermocouples de différents diamètres [47]

Ces techniques de soudure par décharge capacitive permettent de souder des thermocouples de faible diamètre avec une grande précision. Toutefois, ces sondes pouvant atteindre 0,5µm de diamètre ne permettent pas de par leur architecture et la finesse de leur diamètre de résister à des vitesses d'air élevé (Figure 164). Elles sont généralement utilisées pour des mesures de température locale en convection naturelle.

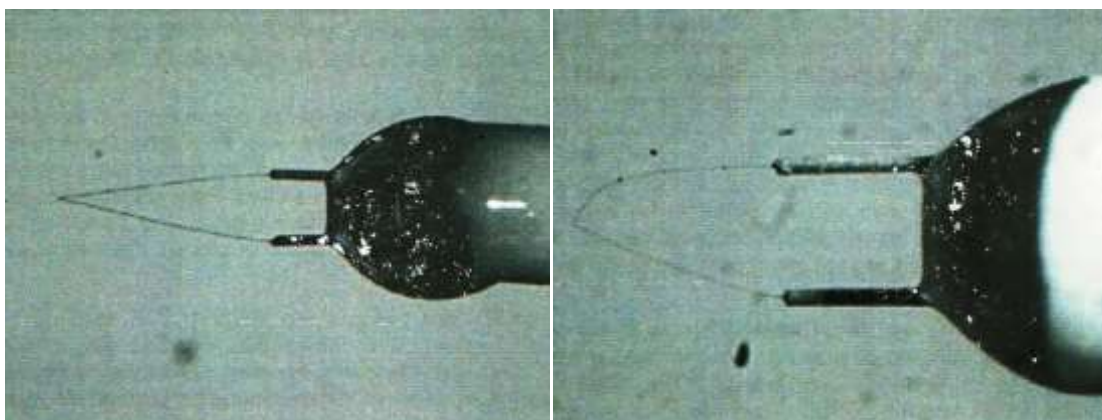


Figure 164 : Micro-thermocouple de 5µm (gauche) et 1,3µm (droite) [47]

On peut constater que la construction d'un dispositif de mesure de cette rapidité est complexe et coûteux et que les dispositifs construits ayant un temps de réponse convenable ne résisteraient pas aux vitesses des gaz en entrée de turbine qui vont jusqu'à 120 m/s.

5. Bilan et conséquences

Dans l'étude bibliographique précédemment réalisée, nous avons vu qu'il existe différentes techniques qui permettent de mesurer la température d'un gaz en régime transitoire. Toutefois, bien que plus limité en performance dynamique, le thermocouple reste la sonde dont l'installation et l'utilisation reste la plus simple dans notre cas d'étude. De plus, certaines conditions du point de vue de l'architecture de la sonde sont à prendre en compte afin de garantir une mesure correcte. En effet, le point de soudure chaud doit rester suffisamment éloigné du corps de la sonde pour limiter les échanges de chaleur par conduction. De même, l'écart de température entre la sonde et son environnement extérieur doit rester proche pour limiter les transferts de chaleur par rayonnement. Finalement, le diamètre du fil du thermocouple doit être suffisamment fin pour limiter son inertie thermique, et donc favoriser sa réponse dynamique. En revanche, la sonde doit être suffisamment solide pour pouvoir résister aux fluctuations de vitesse.

Cette étude bibliographique a également montré que l'inertie thermique du thermocouple est toujours problématique pour la mesure de la température du gaz. Afin de palier à cette problématique, des algorithmes permettant de compenser cette inertie ont été développés. Ils permettent grâce à l'utilisation de plusieurs thermocouples de diamètre différents, de reconstruire l'évolution de la température du gaz.

Finalement, les différentes techniques de fabrication de microsondes thermocouple ont été testées, ainsi que leurs conditions d'utilisation standard, et leurs limites.

La conséquence que l'on peut tirer de cette étude est que le développement d'une sonde thermocouple rapide doit se faire selon plusieurs axes. Dans un premier temps, une architecture de microsonde doit être conçue pour minimiser l'inertie thermique de la sonde et donc améliorer sa réponse dynamique tout en permettant de résister à des vitesses d'air de l'ordre de 120m/s. Ensuite, la réponse dynamique de cette sonde doit être caractérisée et testée pour vérifier que son comportement thermique dynamique suit toujours les modèles proposés dans la bibliographie. Finalement, des algorithmes de reconstruction de la température du gaz doivent être programmés, étudiés, puis comparés à des signaux réels pour valider leurs fonctionnements. Des améliorations pourront ainsi être envisagées.

Il y a donc deux parties majeures dans cette étude. D'abord la construction de thermocouples à faible temps de réponse et ensuite le développement de méthode de post traitement pour évaluer, en dynamique, les temps de réponse des thermocouples.

2. Développement de la sonde

1. Architecture standard des thermocouples, limites et améliorations

Les thermocouples communément utilisés au CRITT M2A sont des couples de type K (alume chromel), ils permettent de mesurer des températures sur une plage allant de 0 à 1200°C. Le couple est constitué de fils de diamètres approximativement 0,5mm enrobés dans une pâte céramique, et chemisés dans une gaine métallique dont le diamètre extérieur est de 3mm. Compte tenu de l'étude bibliographique précédemment réalisée, il paraît clair que ces sondes ne permettent pas une mesure de la température en transitoire du fait de leur constante de temps trop importante. De plus, les effets de conduction thermique interne dans le thermocouple peuvent fausser la mesure. En revanche, ces thermocouples résistent parfaitement aux vitesses élevées supérieures à 100m/s.

Les microsondes thermiques présentées dans l'article de L. Thiéry [47] ont des constantes de temps extrêmement faibles. Elles peuvent parfois être inférieures à la mini-seconde dans le cas de l'utilisation de fils de diamètre inférieur à $1,3\mu\text{m}$. Dans ce cas, la fréquence de coupure serait alors de 880Hz en convection naturelle ce qui permettrait de mesurer l'évolution de la température sur l'ensemble de la plage des fréquences utiles. L'utilisation de ces sondes reste toutefois restreinte aux mesures de la température des fluides en convection naturelle, c'est-à-dire à vitesse proche de 0m/s. Cela n'étant pas notre cas d'étude, l'utilisation de ces sondes n'est donc pas envisageable.

Une solution intermédiaire pourrait consister à réaliser des « mini-sondes » de température, similaire aux microsondes de température, mais avec des diamètres de fil supérieur. Cette solution a été testée par Robert Kee [44]. Les thermocouples qu'il a utilisés ont été réalisés à partir de fils de diamètre 0,3mm. La constante de temps de ce thermocouple a été mesurée en convection forcée jusqu'à des vitesses de 15m/s. Pour ce point de fonctionnement, la constante de temps a été mesurée à environ 1s. Ce résultat ne permet donc pas de satisfaire notre cahier des charges.

Afin de réduire le temps de réponse des thermocouples, tout en conservant une résistance des fils pour une vitesse supérieure à 100m/s, l'architecture même de la sonde doit être modifiée. On peut faire un parallèle avec les sondes anémométrique à fil chaud (Figure 165). En effet, dans le cas où ces sondes sont utilisées dans un montage à courant constant, les effets d'échange thermique entre le fil et le fluide sont similaires. De plus, grâce à l'architecture de la sonde, ce système permet de mesurer des vitesses supérieures à 500m/s, tout en ayant une fréquence de coupure de l'ordre de 100Hz.

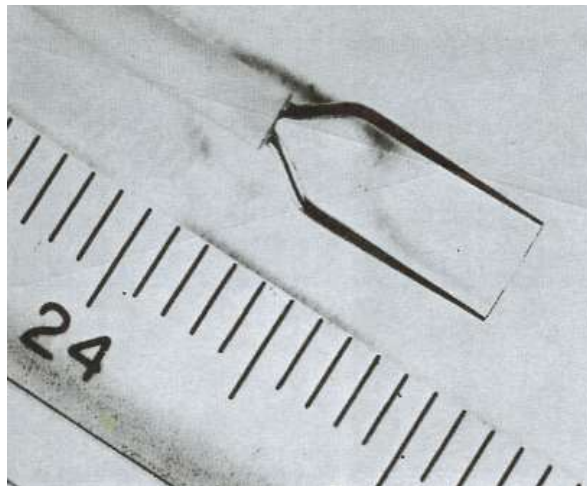


Figure 165 : Photo d'un fil chaud

On peut donc escompter que réaliser un thermocouple avec ce genre d'architecture permettrait de résister aux mêmes conditions de vitesse, tout en ayant une fréquence de coupure assez élevée.

2. Méthodologie de fabrication des thermocouples à fils fins

1. Le support de sonde

Afin de réaliser des micro-thermocouples dont l'architecture ressemble à une sonde anémométrique à fil chaud, nous nous sommes basés sur l'utilisation de thermocouples K chemisés

standards habituellement utilisés sur nos bancs d'essais. Ci-dessous, un exemple de sonde avant modification (Figure 166).



Figure 166 : Thermocouple de type K chemisé

La modification de ces sondes porte donc sur l'extrémité du thermocouple qui est dénudée afin de laisser apparaître les deux de Chromel et d'Alumel. L'extrémité des deux fils sont polis pour obtenir un bon état de surface afin de pouvoir souder la jonction chaude du thermocouple. Ci-dessous, la sonde-support qui sera utilisée pour souder les micro-fils du thermocouple. Le but est de souder un fil fin de Chromel sur le « branche » en Chromel du thermocouple, de réaliser la même opération sur la « branche » en Alumel, puis de souder les deux fils fin pour obtenir la jonction soudure chaude du thermocouple ainsi formé (Figure 167).

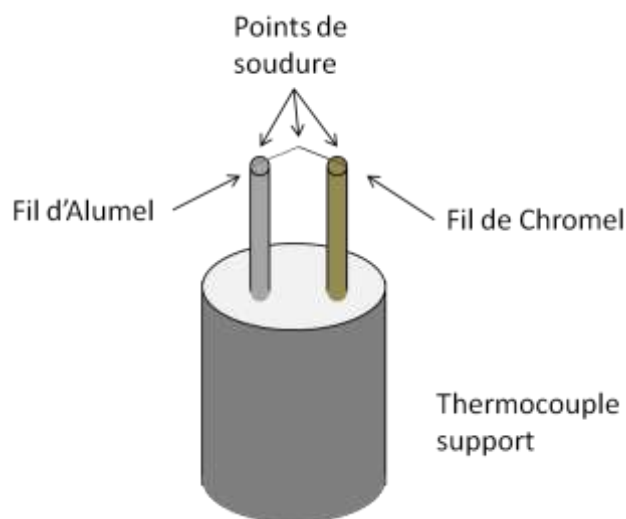


Figure 167 : Architecture de micro-thermocouples réalisés en interne

2. Les paramètres de soudage des fils

Afin de souder les différentes parties du micro-thermocouple, nous nous sommes basés sur la méthodologie de soudage par décharge capacitive présentée en bibliographie. En effet, nous avons fait l'hypothèse que l'énergie nécessaire pour obtenir la soudure des fils devait être la même pour des fils de diamètre équivalent. Les valeurs des capacités, et tensions donnée dans l'article de [47], permettent de calculer l'énergie, et le courant nécessaire pour la soudure de chaque diamètre

de fil (Tableau 25). Des thermocouples constitués de trois diamètres de fil ont été créés : 25,4µm, 50,7µm et 76,2µm. Ce sont les trois fils les plus fins que nous avons pu nous procurer.

diamètre de fil	Valeurs conseillées			
	capacité	tension	Energie	Intensité
12.7	1.25E-07	200	2.50E-03	1.25E-05
25.4	2.50E-07	200	5.00E-03	2.50E-05
51	5.00E-07	200	1.00E-02	5.00E-05
76	7.50E-07	200	1.50E-02	7.50E-05

Tableau 25 : Valeur des couples tension/capacité et énergie nécessaire pour le soudage des fils de micro-thermocouples

Ne possédant pas d'alimentation capable de fournir 200V, ainsi qu'une quantité de capacité restreinte, nous avons recalculé la tension nécessaire pour obtenir la soudure de chacun des couples capacité/diamètre de fil. Les résultats surlignés en jaune sont les solutions que nous pouvons réaliser, et les résultats surlignés en rouge sont les solutions qui ont le mieux fonctionnées (Tableau 26).

Capacité	tension				Intensité	tension max
	fil de 12,7	fil de 25,4	fil de 51	fil de 76		
470.0E-9	103	146	206	253	2.42E-05	63
1.0E-6	71	100	141	173	3.54E-05	63
2.2E-6	48	67	95	117	5.24E-05	63
4.7E-6	33	46	65	80	7.66E-05	50
10.0E-6	22	32	45	55	1.12E-04	35
22.0E-6	15	21	30	37	1.66E-04	35
47.0E-6	10	15	21	25	2.42E-04	35
100.0E-6	7	10	14	17	3.54E-04	35
220.0E-6	5	7	10	12	5.24E-04	35
470.0E-6	3	5	7	8	7.66E-04	35
1.0E-3	2	3	4	5	1.12E-03	16
1.0E-3	2	3	4	5	1.12E-03	35

Tableau 26 : Valeur des couples tension/capacité et énergie testés et utilisés pour le soudage des fils de micro-thermocouples

3. La méthodologie de soudage des fils

La méthode que nous avons choisie pour réaliser les soudures reprend les principes de base du soudage par décharge capacitive présentés dans la bibliographie. Toutefois, compte tenu du matériel dont nous disposons, la méthodologie présentée a été adaptée. Le processus de fabrication est expliqué étape par étape :

- Les pointes du thermocouple support sont poncées afin d'obtenir un bon état de surface, et de retirer les éventuelles couches d'oxyde.

- Le condensateur ainsi que sa tension de charge sont choisis en fonction du diamètre des fils de thermocouple à souder. Le condensateur est alors placé aux bornes du générateur pour être chargé (Figure 168).



Figure 168 : Capacité utilisée pour le soudage des micro-thermocouples

- Les deux fils de thermocouple de 5mm environ sont découpés et placés en contact.
- Les pattes du condensateur sont placées sur chacun des fils, le condensateur peut alors se décharger permettant la soudure des deux fils au point de contact (Figure 169).



Figure 169 : Soudure obtenue entre deux fils de thermocouple

- L'ensemble soudé est ensuite placé sur le thermocouple support. Le fil en Alumel doit être placé sur la pointe support de même matériaux. Il en est de même pour le fil en Chromel.
- Le condensateur est alors rechargé mais avec une tension légèrement supérieure d'environ 2V.
- L'une des pattes du condensateur chargé est alors placée sur le support du thermocouple. L'autre est ensuite placée en contact avec le fil, ce qui décharge le condensateur et permet la soudure du fil au support.
- Cette opération est répétée sur l'autre fil, et l'autre support du thermocouple.
- Le thermocouple est alors testé pour vérifier que les soudures sont bonnes.



Figure 170 : Micro-thermocouple de 25 μ m assemblé

Après de (très) nombreux essais, il est apparu qu'il était difficile avec le matériel dont nous disposions, de réaliser des soudures en plaçant les deux fils face à face. C'est-à-dire de réaliser la soudure sur les sections circulaires des fils. En effet il est très difficile de placer les fils dans cette configuration et de venir décharger le condensateur dans les deux fils sans déplacer ceux-ci. Lors des très nombreux essais effectués, nous avons également essayé de faire des soudures en faisant se toucher les fils de côté, par le contour du cylindre. Il se trouve que ce type de soudure crée une jonction de taille plus importante et aussi plus fragile.

La configuration que nous avons retenue pour faire les soudures et de placer le fils comme sur la photo ci-dessous. On vient mettre en contact une section circulaire d'un fil avec le contour de l'autre. De cette manière, on obtient une jonction assez solide et dont les dimensions correspondent davantage à celle de la section circulaire. Un autre avantage de cette configuration est qu'il est alors possible de différencier le fil de Chromel du fil d'Alumel même s'ils viennent à se déplacer. C'est un avantage important car les fils ont facilement tendance à se déplacer, soit par un effet de ressort, soit par réaction à un arc électrique.

Certains algorithmes de post traitement nécessitent d'acquérir deux mesures d'un même signal de température avec deux thermocouples de temps de réponse différents. Afin d'avoir des temps de réponse différents, on utilise des fils de diamètres différents. Comme on veut mesurer le même signal de température, il est nécessaire de construire des jonctions chaudes qui soient très rapprochées. Pour cela, on a utilisé une ancienne sonde de température contenant deux thermocouples. Le résultat est visible sur la photographie ci-dessous (Figure 171). Cette sonde permet d'acquérir le même signal de température à l'aide de deux thermocouples de diamètres différents.



Figure 171 : Thermocouple de type K double composé d'un thermocouple soudé à l'aide de fils de 25 μm et d'un autre soudé à l'aide de fils de 50 μm

3. Mesure de la constante de temps de la sonde dans un écoulement

1. Introduction et objectifs

Une fois les micro-thermocouples fabriqués, il est nécessaire de les tester afin d'évaluer leur comportement thermique en transitoire, et leur constante de temps. En effet, d'après l'étude bibliographique, nous avons vu que lorsqu'un thermocouple est placé dans un flux d'air, il est possible, à partir de similitude de lier constante de temps du thermocouple soumis à un échelon de température. La constante de temps du thermocouple est alors donnée par la formule :

$$\tau(t) = \frac{K \cdot d^{2-m}}{V^m(t)}$$

Où $\tau(t)$ est le temps de réponse du thermocouple, $v(t)$ est la vitesse du gaz en entrée de turbine, d le diamètre du fil et K et m sont des constants par rapport à la vitesse.

L'objectif est de pouvoir vérifier que cette relation est valable pour un thermocouple donné, lorsque la vitesse v varie entre 10 et 110 m/s. Pour cela, 4 micro-thermocouples ont été réalisées, deux de diamètre 25 μm , un de 50 μm , et un de 76 μm . Ces thermocouples ont été testés sur un échelon de température à vitesse constante.

2. Description de l'essai

Afin de tester les micro-thermocouples, nous avons mis au point un essai permettant la mesure de la constante de temps des sondes pour différentes vitesses de flux d'air. Cette méthodologie est basée sur l'étude du refroidissement d'un thermocouple soumis à un échelon de température dans une veine fluide à la vitesse connue.

- Principe de l'essai :

Le principe de l'essai est de soumettre le thermocouple à un échelon de température, et de mesurer le refroidissement du thermocouple. La mesure de la température du thermocouple est obtenue directement par la mesure de la tension aux bornes de celui-ci (V). Dans notre cas, cet échelon est obtenu par effet Joule. En effet, pendant la phase de chauffe, le thermocouple est placé dans un relié au bornes d'un générateur électrique à tension variable (G). Le schéma électrique du montage est donné ci-dessous (Figure 172). Un interrupteur est placé entre le générateur et le circuit de mesure afin d'obtenir une coupure franche de la tension dans le circuit. En effet, nous nous sommes aperçus que l'utilisation de l'interrupteur du générateur entraînait une décharge des bobines de celui-ci dans le circuit dont la constante de temps était supérieure à celle du thermocouple à tester. Cela ne permettant pas d'obtenir un échelon parfait de température au niveau du thermocouple. La tension est réglée pour que la jonction chaude du thermocouple soit chauffée au rouge. La limite de tension est de 10V car le système d'acquisition ne peut supporter plus. Une attention doit être portée au circuit électrique pour limiter au maximum la résistance du circuit notamment dans le cas du thermocouple de diamètre 76 μ m.

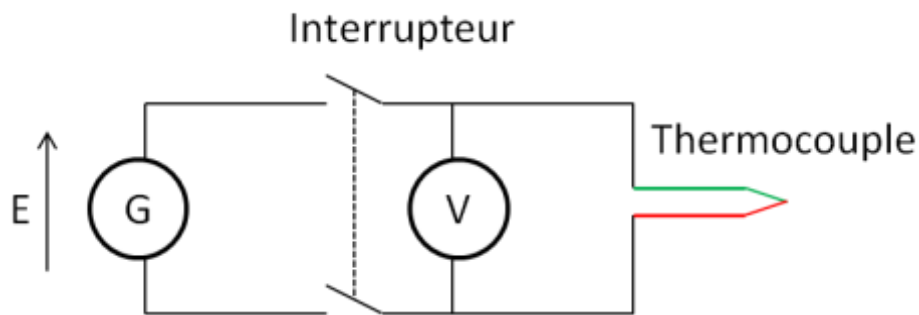


Figure 172 : Schéma électrique de la chauffe du thermocouple

- Le banc d'essai :

Le thermocouple à tester est placé au centre de la veine fluide et est fixé à un tube de Pitot. Celui-ci permet de mesurer la vitesse locale du fluide à l'endroit exacte du thermocouple. Le schéma du montage est donné ci-dessous (Figure 173, Figure 174) :

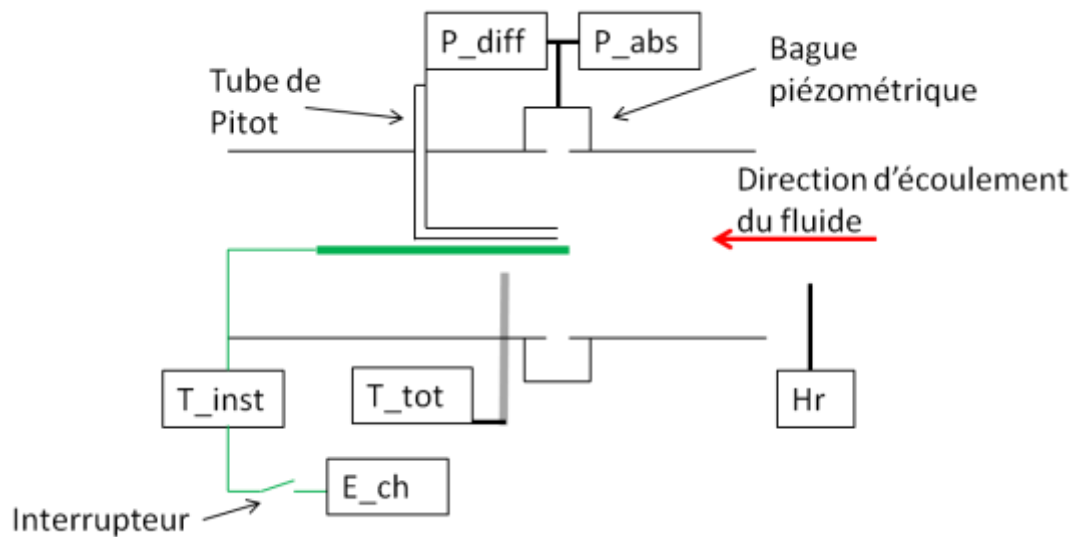


Figure 173 : Schéma l'installation du micro-thermocouple dans la veine fluide

La mesure de la vitesse est calculée grâce à l'équation de Bernoulli, dans le cas d'un écoulement incompressible ($Ma < 0.3$). La vitesse est obtenue par la formule suivante :

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{diff}}{\rho}}$$

Avec P_{diff} , la valeur de la pression différentielle entre la pression au tube de Pitot, et la pression à la bague piézométrique. La masse volumique ρ est calculée à partir de la formule suivante :

$$\rho = \frac{1}{287,06 \cdot (T_{tot} + 273,15)} \left(P_{abs} - 230,617 \cdot Hr \cdot e^{\left(\frac{17,5043 \cdot T_{tot}}{241,2 + T_{tot}} \right)} \right)$$

Avec T_{tot} , la température mesurée par une sonde PT100, P_{abs} la pression statique dans la veine fluide mesurée par un capteur de pression absolue, P_{diff} la pression différentielle entre la mesure à l'extrémité du tube de Pitot, et la pression statique, et Hr la mesure de l'hygrométrie en entrée de la veine fluide.

Le banc d'essai est composé de quatre soufflantes permettant par aspiration de générer une vitesse d'air pouvant atteindre 120m/s.

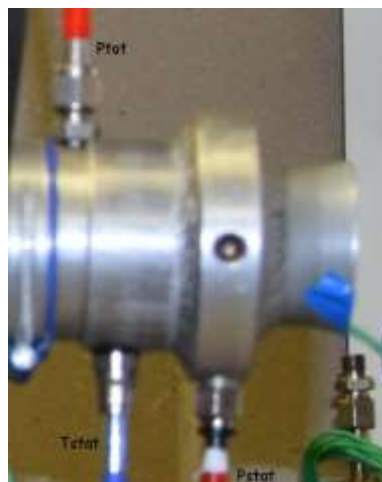


Figure 174 : Photographie du dispositif de mesure de vitesse

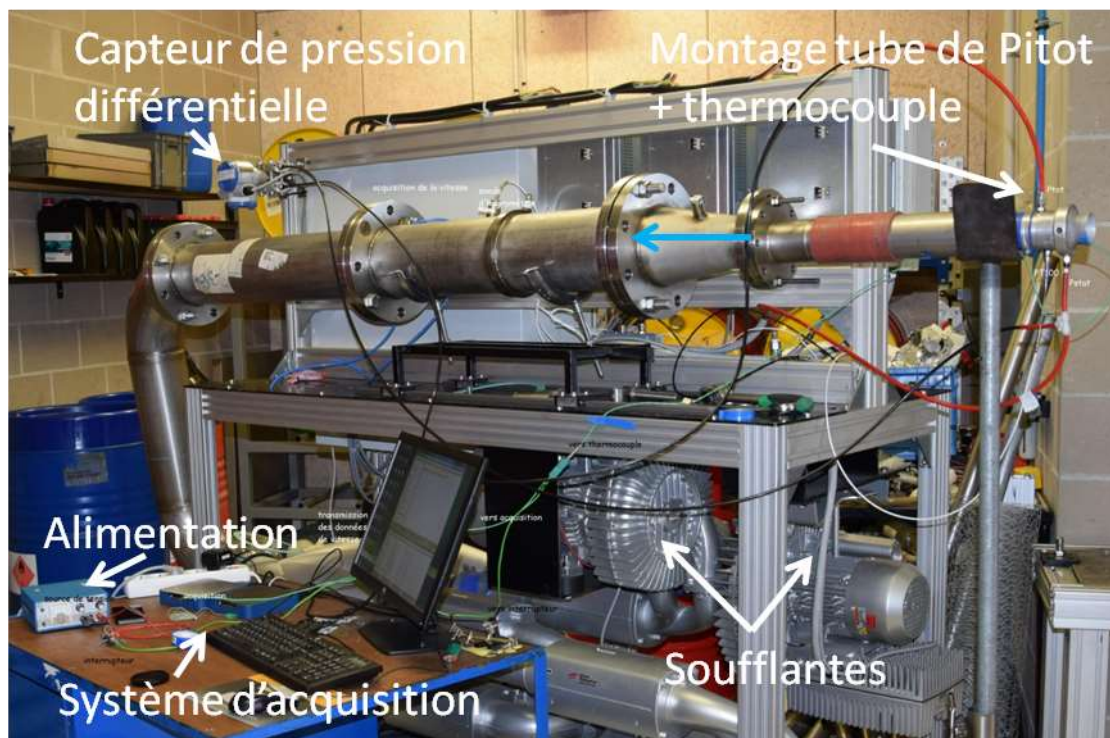


Figure 175 : Photo du banc d'essai pour la mesure de la constante de temps des micro-thermocouples

Le banc d'essai est contrôlé par un programme réalisé au CRITT M2A, sous Labview. Ce programme est lancé sur un système d'acquisition et de contrôle National Instrument contenant une carte d'acquisition PXI 6363. Cette carte permet au programme de contrôler les quatre soufflantes qui génèrent le débit d'air en temps réel. De même, le système réalise les acquisitions de tous les capteurs servant à la mesure de la vitesse de l'air dans la veine fluide. Ces mesures sont réalisées en temps réel et la vitesse est calculée directement. Ces mesures et calculs sont faits à une fréquence de 10Hz, car nous travaillerons toujours sur des points de vitesse stabilisée. Finalement, la température du thermocouple est également mesurée par la carte d'acquisition mais à une fréquence bien plus importante : 10kHz.

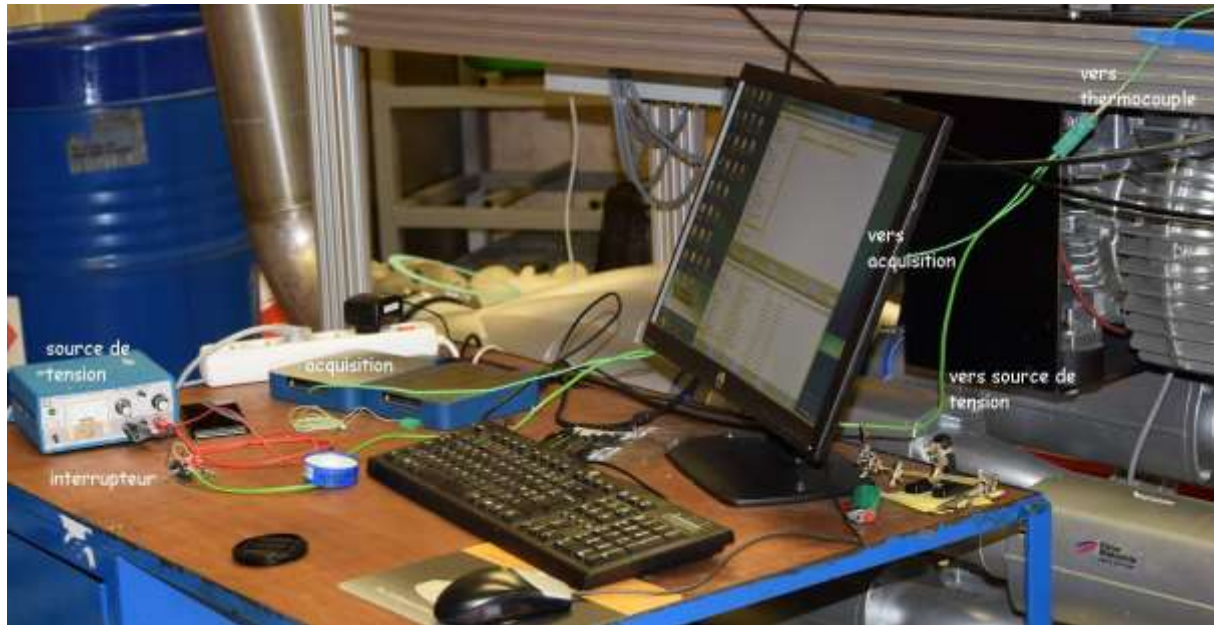


Figure 176 : Photographie du dispositif de chauffe par effet Joule

- Déroulement de l'essai :

Afin de mesurer les temps de réponse du thermocouple, l'essai se déroule de la manière suivante :

- Le thermocouple est installé à l'extrémité du tube de Pitot afin que la vitesse d'air mesurée soit bien celle à laquelle est soumise le thermocouple.
- Le thermocouple est connecté au système d'acquisition ainsi qu'au générateur de tension.
- La soufflante est mise en marche et réglée afin que la vitesse du fluide à mesurée par le tube de Pitot soit la vitesse escomptée.
- La tension aux bornes du générateur est ajustée pour que la jonction chaude du thermocouple commence à devenir rouge.
- L'acquisition de la température du thermocouple est alors lancée.
- Immédiatement après, le générateur de tension est coupé.
- Au bout de 3 secondes, l'acquisition est arrêtée.

Cette mesure est réalisée 4 fois par palier de vitesse d'air, et par thermocouples pour valider la respectabilité de la mesure.

Cet essai a été réalisé sur quatre thermocouples de diamètre $25\mu\text{m}$ (deux spécimens), $50\mu\text{m}$, et $76\mu\text{m}$. On effectue la même démarche à différentes vitesses entre 10 et 110 m/s, tout les 10 m/s environ. L'ensemble des résultats est ensuite post-traité sous Excel.

- Post-traitement des essais :

Compte tenu de la procédure d'essai, les résultats doivent être découpés un par un. Comme on peut le voir sur le graphique ci-dessous, obtenu pour un thermocouple de 25 μ m à une vitesse de 100m/s, l'évolution de la température peut être décomposée en plusieurs phases. Dans la phase où le thermocouple est chauffé, une tension est appliquée aux bornes de celui-ci. Cette tension est également mesurée par le système d'acquisition à la place de la température du thermocouple. Cette tension étant très supérieure à la tension que peut générer le thermocouple, le système de mesure de la température sature, et donne une valeur de 3400°C. Puis, une fois le circuit ouvert, la tension mesurée par le système d'acquisition correspond à la tension générée par le thermocouple. La transition entre les phases se remarque très bien sur le graphique ci-dessous. Une nouvelle référence de temps est prise au temps de l'ouverture de l'interrupteur. On peut ainsi mesurer la température initiale du thermocouple.

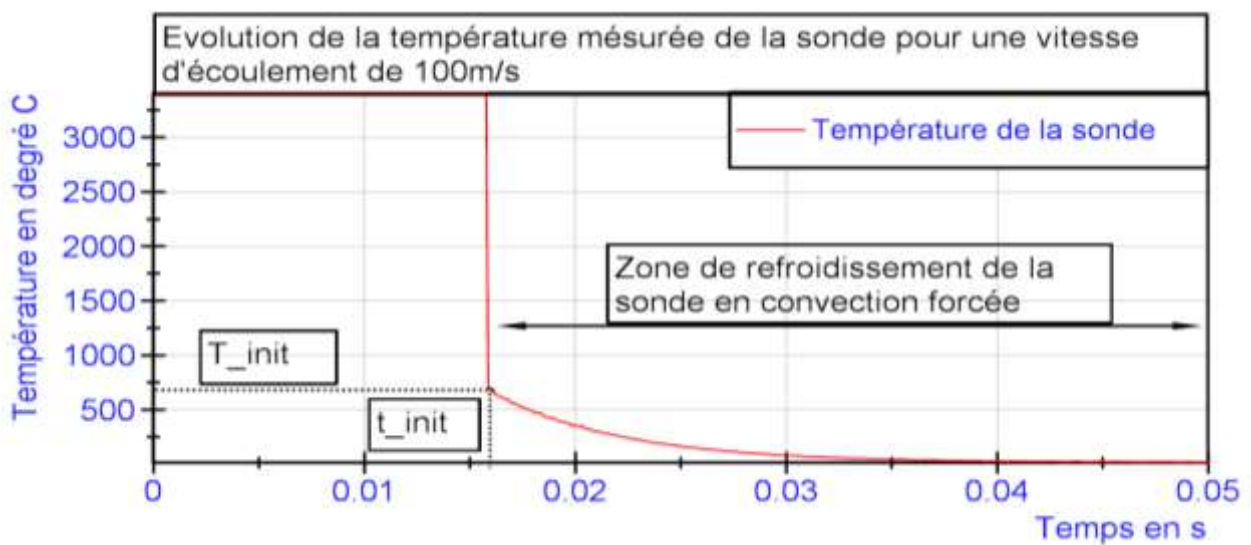


Figure 177 : Mesure de la température aux bornes du thermocouple

La première phase de mesure est alors supprimée, seule la phase de refroidissement est conservée. De même, une fois que le thermocouple a atteint sa valeur finale, les données de régime établi sont également découpées. Nous obtenons alors le graphique suivant :

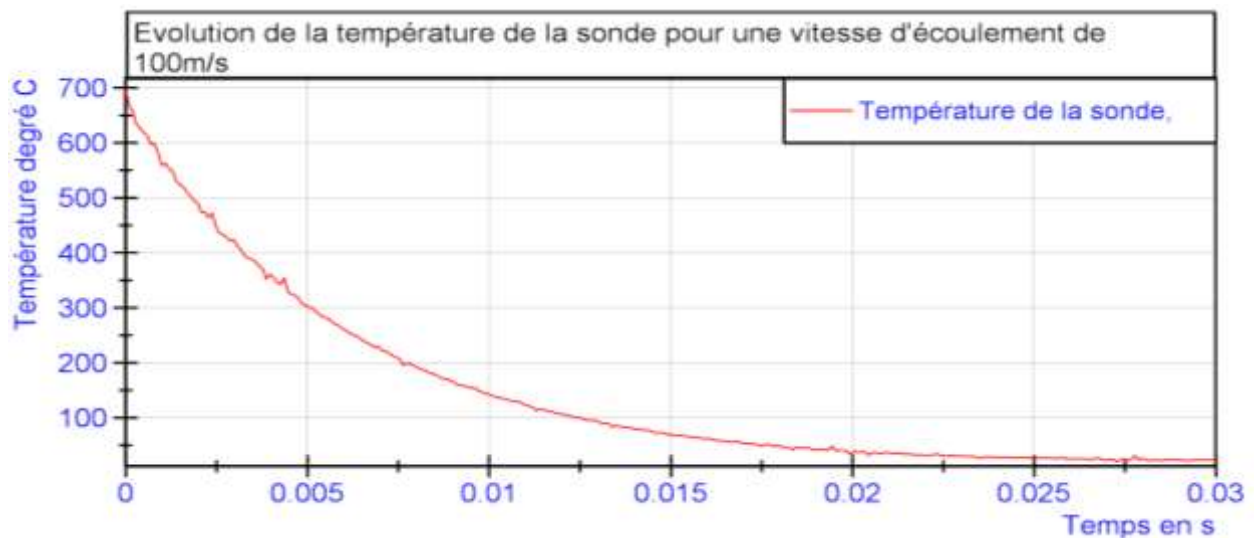


Figure 178 : Mesure du refroidissement du micro-thermocouple

Les résultats tracés ci-dessus (Figure 177, Figure 178) sont des résultats bruts, mis à par le découpage. Aucun filtrage n'a été appliqué. Le but est de déterminer la constante de temps du thermocouple. Si on fait hypothèse que le refroidissement du thermocouple soumis à un échelon est un système du premier ordre, on peut ainsi écrire que :

$$T(t) = (T_{init} - T_{fin}) \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) + T_{fin}$$

On peut ainsi écrire que :

$$\frac{t}{\tau} = -\ln\left(\frac{T(t) - T_{fin}}{T_{init} - T_{fin}}\right)$$

On trace alors la courbe $\frac{t}{\tau}$ à partir des résultats précédents. On peut ainsi faire une régression affine sur l'ensemble de la plage.

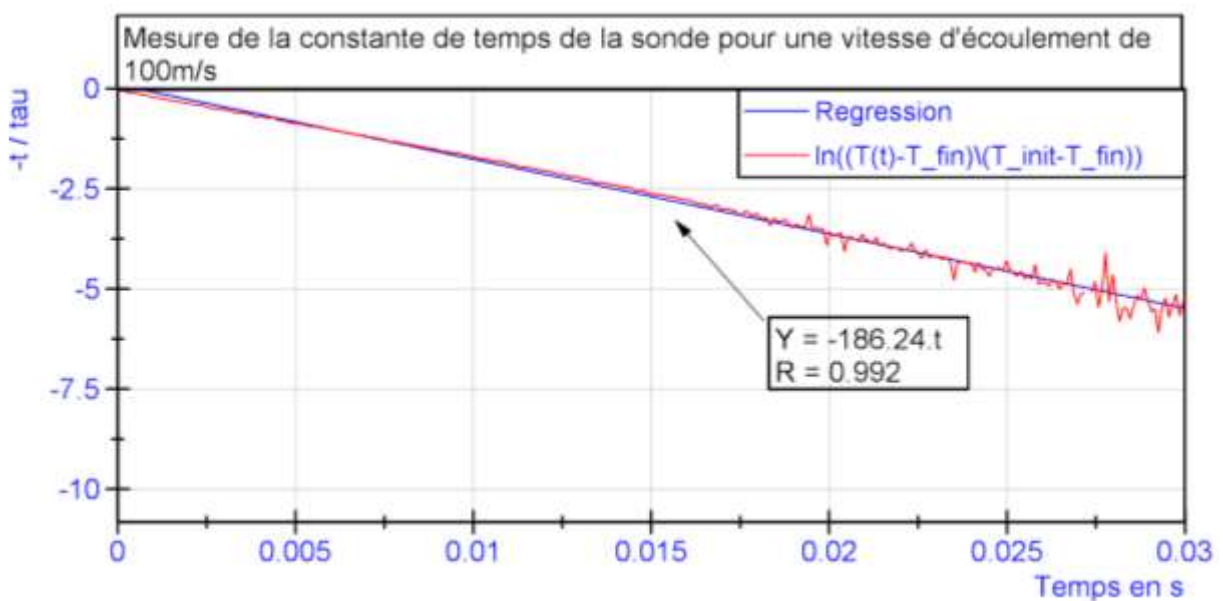


Figure 179 : Evaluation de la constante de temps du thermocouple lors du refroidissement

On peut observer que la régression affine représente bien la courbe car le coefficient de régression est $R=0,992$. On alors calculer la constante de temps τ :

$$-\frac{t}{\tau} = -186,24 \cdot t$$

On obtient ainsi :

$$\tau = 0,00536 \text{ s}$$

Ce post-traitement est appliqué pour chaque essai réalisé pour une même vitesse d'air. Ces quatre résultats sont dans un premier temps comparés afin de détecter des erreurs de mesure ou des résultats aberrant. Par la suite, les résultats sont alors moyennés.

Finalement, cette méthodologie est réalisée pour l'ensemble des thermocouples et des points de vitesse. Les résultats obtenus pour le thermocouple de $25\mu\text{m}$ est placé dans le tableau ci-dessous avec les coefficients de régression obtenue en chaque point. On peut observer que les résultats sont bons. Cela permet de valider la pertinence du modèle du premier ordre appliqué au refroidissement d'un thermocouple en convection forcée, et ce, sur l'ensemble de la plage de vitesse et de température. Il est important de montrer que la régression est valide sur l'ensemble du refroidissement car la température est très élevée à $t(0)$, et il aurait été normal de remettre en question l'hypothèse que le rayonnement est négligeable.

Vitesse (m/s)	Constante de temps Tau (s)	Coefficient de régression affine R^2
0,0	0,0264	0,9995
10,7	0,0124	0,9997
14,6	0,0113	0,9997
23,3	0,0095	0,9998
43,8	0,0075	0,9998
57,5	0,0069	0,9963
67,3	0,0064	0,9962
75,0	0,0062	0,9935
79,8	0,0061	0,9993
89,9	0,0057	0,9935
100,2	0,0055	0,9964
116,5	0,0051	0,9994

Tableau 27 : Tableau récapitulatif de la mesure de la constante de temps pour différentes vitesse d'air

Le Tableau 27 regroupe l'ensemble des résultats pour un thermocouple de type K de $25\mu\text{m}$ de diamètre. La valeur du temps de réponse pour une vitesse nulle n'est ici qu'à titre indicatif. En effet, le modèle que l'on cherche à valider n'est valable qu'en convection forcée. Néanmoins on constate que placer le thermocouple dans un flux d'air diminue la constante de temps du thermocouple de manière significative. On constate également le bon fonctionnement de l'estimation du temps de réponse puisque les coefficients de corrélation sont tous très proches de 1.

3. Résultats obtenus et analyse des résultats

Précédemment, la constante de temps des quatre thermocouples que nous avons conçu à été mesurée expérimentalement. De plus, nous savons d'après l'étude bibliographique que la constante de temps peut s'écrire sous la forme :

$$\tau = \frac{H}{v^m}$$

On peut également écrire :

$$\ln(\tau) = -m \cdot \ln(v) + \ln(H)$$

On trace alors dans le graphique suivant $\ln(\tau)$ en fonction de $\ln(v)$ pour chaque thermocouple :

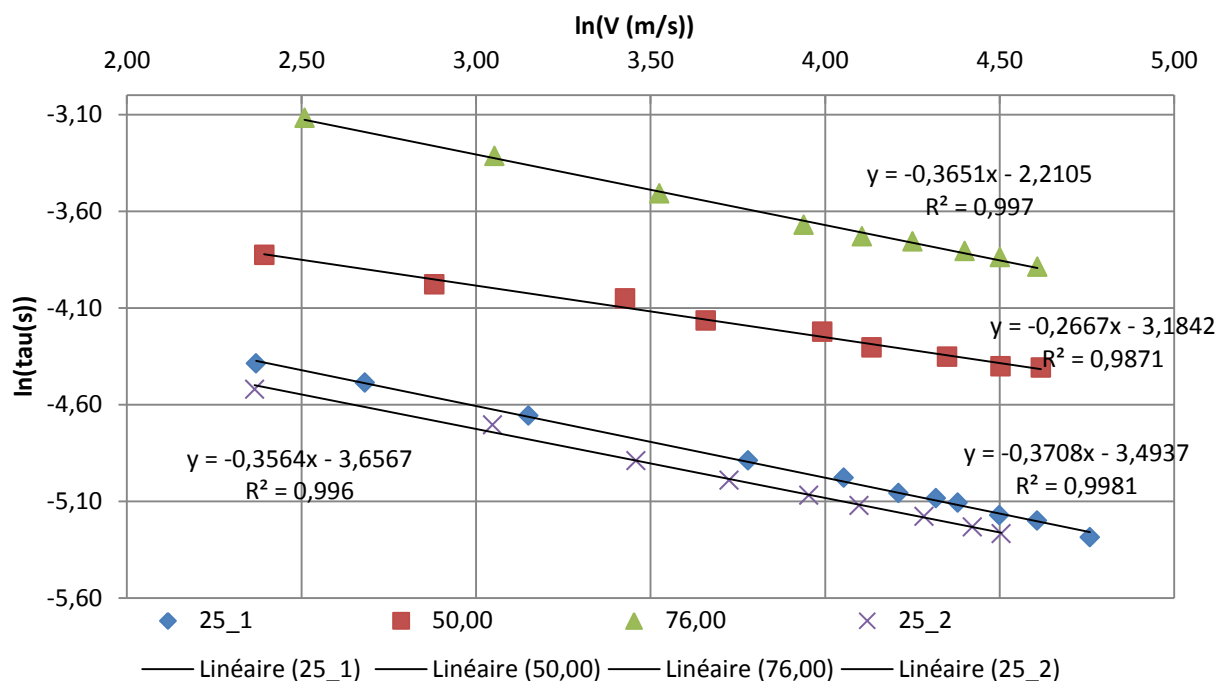


Figure 180 : Logarithme du temps de réponse en fonction du logarithme de la vitesse pour quatre thermocouples différents

On réalise ensuite une régression linéaire pour chaque thermocouple, ce qui nous permet d'évaluer la valeur des constante m et H (Figure 180). Dans un premier temps, on constate que le coefficient de corrélation est proche de 1 pour les quatre thermocouples et que par conséquent la modélisation par une droite est acceptable. On peut également remarquer que pour les thermocouples de $25\mu\text{m}$, et le thermocouple de $76\mu\text{m}$, les coefficients sont assez proches. Toutefois, la valeur du coefficient H diffère, et cela même pour les deux thermocouples de $25\mu\text{m}$.

De plus, d'après Robert Kee [43], la constante de temps peut également s'écrire sous la forme suivante :

$$\tau = K d^{2-m} v^{-m}$$

On peut ainsi calculer les coefficients K pour chaque thermocouple par la formule suivante :

$$H(tck) = K(tck)d^{2-m(tck)}$$

Les résultats sont donnés dans le Tableau 28 :

Thermocouple	diamètre	m	ln(H)	H	K
1	0.000025	0.3564	-3.6567	0.0258	945934.728
2	0.000025	0.3708	-3.4937	0.0304	955831.869
3	0.00005	0.2667	-3.1842	0.0414	1180578.32
4	0.000076	0.3651	-2.2105	0.1096	594908.132

Tableau 28 : Evaluation des caractéristiques des constantes de temps des micro-thermocouples

On peut observer que la constante K qui est d'après le modèle de Robert Kee [43], définie comme une constante ne l'est pas dans notre cas. En effet, on peut observer une très grande dispersion selon les thermocouples que nous avons testés. D'après la bibliographie, cette constante est obtenue lors de l'application de la corrélation de Nusselt. Or, cette corrélation dépend de nombreux facteurs géométriques entraînant la modification des coefficients C_0 , m et n de la relation suivante.

$$Nu = C_0 \cdot Re^m \cdot Pr^n = \frac{h \cdot d}{k_g}$$

Le coefficient m est déterminé lors de la régression linéaire de la fonction :

$$\ln(\tau) = -m \cdot \ln(v) + \ln(H)$$

Toutefois, les coefficients C_0 , n ne sont pas déterminés ici. De plus, les thermocouples ont été fabriqués en interne avec une méthode qui ne permet pas de créer des thermocouples qui soient géométriquement parfaitement répétables.

4. Bilan de l'étude

Cette étude nous a permis d'étudier le comportement des micro-thermocouples que nous avons fabriqués en interne. En effet, dans un premier temps, nous avons pu valider la résistance des sondes à des vitesses d'air élevées, de l'ordre de 110m/s. Cette étape est importante car ces vitesses sont représentatives des vitesses d'air que l'on peut trouver en entrée de la turbine. On peut également remarquer que la constante de temps des thermocouples est inférieure à 10ms pour les thermocouples de 25µm dès lors que la vitesse de l'air est supérieure à 23m/s. On peut ainsi estimer que la fréquence de coupure de ce thermocouple est supérieure à 100Hz dans ce cas. Cela permet ainsi de penser que le thermocouple est capable de suivre l'évolution de la température en entrée de la turbine (en tout cas le fondamental).

Nous avons également validé que la température de la jonction chaude d'un thermocouple fin peut être modélisée par un modèle du premier ordre. Ceci a été validé sur les quatre thermocouples réalisés en interne dont la géométrie diffère. De plus, nous avons également validé que la constante de temps d'un micro-thermocouple dépend de la vitesse du fluide et des caractéristiques géométriques de la sonde selon un modèle connu. Toutefois, nous n'avons pas réussi à valider l'impact de la géométrie sur son temps de réponse. Cela est certainement dû au fait que les thermocouples que nous avons testés ne sont pas géométriquement répétables. De ce fait, les coefficients liés à la géométrie ne peuvent être comparés. Il est alors impossible dans notre cas de prévoir l'évolution de la constante de temps en connaissant la géométrie du thermocouple.

4. Etude des algorithmes de post-traitement

1. Architecture des algorithmes

Afin d'évaluer le fonctionnement des algorithmes permettant de reconstruire l'évolution de la température des gaz en transitoire dans notre cas d'étude, les méthodes précédemment expliquées ont été programmées sous Matlab.

Ces méthodes commencent par l'observation d'une même température de gaz à l'aide de deux thermocouples de temps de réponse différents et l'enregistrement des mesures de ces thermocouples en fonction du temps, $T_{m1}(t)$ et $T_{m2}(t)$.

L'étape suivante consiste à définir une structure. En fonction de la structure considérée on calcule deux vecteurs **X** et **Y** à partir des données de mesure. Deux structures sont utilisées, la structure CT (continuous time) et la structure DE (differential equation).

On vient ensuite appliquer 3 algorithmes différents aux données de mesure. Les algorithmes ont pour fonction d'estimer les temps de réponse des thermocouples. L'algorithme des moindres carrés global évalue une constante de temps pour chaque thermocouple en utilisant l'ensemble des données. L'algorithme des moindres carrés local évalue les temps de réponse par la même méthode mais en traitant plusieurs plages de données séparément. L'estimateur de Kalman évalue les temps de réponse des thermocouples de manière récursive et donne une évaluation des temps de réponse en chaque point.

Pour résumer il existe 6 méthodes d'évaluation des temps de réponse. Elles seront dénommées comme suit dans l'ensemble de l'étude :

- CTLSG : méthode d'évaluation à partir de la structure CT et de l'algorithme des moindres carrés global
- CTLSL : méthode d'évaluation à partir de la structure CT et de l'algorithme des moindres carrés local
- CTKF : méthode d'évaluation à partir de la structure CT et du filtre de Kalman
- DELSG : méthode d'évaluation à partir de la structure DE et de l'algorithme des moindres carrés global
- DELSL : méthode d'évaluation à partir de la structure DE et de l'algorithme des moindres carrés local
- DEKF : méthode d'évaluation à partir de la structure DE et du filtre de Kalman

Pour finir, à partir de l'évaluation du temps de réponse des thermocouples, la température réelle du gaz est reconstruite pour chaque méthode.

2. Etude des algorithmes et limites

a. Méthodologie d'essai des algorithmes

L'objectif de cette partie est de pouvoir évaluer la capacité des algorithmes à reconstruire un signal de température. Dans un premier temps, on travaillera sur des signaux analytiques et non bruités. Afin de tester les différentes techniques de reconstruction, une méthodologie d'essai a été mise en place à partir de signaux simulés. Dans un premier temps, les constantes de temps des thermocouples sont maintenues constantes, c'est-à-dire que nous nous plaçons dans le cas où la vitesse du fluide est constante.

- Procédure d'essai des algorithmes :

La méthode appliquée est la suivante :

- Le signal de température du gaz $T_{g_sim}(t)$ est créé.
- Les constantes de temps des deux thermocouples sont choisies. On a alors τ_1 et τ_2 , constantes respectives du thermocouple 1 (τ_{ck1}), et du thermocouple 2 (τ_{ck2}). Les deux constantes de temps sont considérées constantes car nous faisons l'hypothèse que la vitesse du gaz est constante dans la veine fluide.
- La température des deux thermocouples $T_{m1}(t)$ et $T_{m2}(t)$ est calculée. Comme on suppose que nos thermocouples se comportent comme des systèmes du premier ordre, avec le modèle suivant :
- $T_g(t) = T_{m1}(t) + \tau_1(t) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt}(t)$ et : $T_g(t) = T_{m2}(t) + \tau_2(t) \cdot \frac{dT_{m2}}{dt}(t)$
-
- Il est donc possible de calculer $T_{m1}(t)$ et $T_{m2}(t)$ grâce à la méthode d'Euler en prenant comme conditions initiales : $T_{m1}(0) = T_{m2}(0) = T_{g_sim}(0)$.
- Les 6 méthodes de reconstruction de la température précédemment étudiées ont été programmées sous Matlab. A partir des données $T_{m1}(t)$ et $T_{m2}(t)$, ces 6 algorithmes recalculé la température du gaz $T_g(t)$.
- Les résultats de $T_g(t)$ sont ensuite comparés au signal initial de $T_{g_sim}(t)$ pour chaque méthode de calcul. Sont alors calculé la moyenne de l'écart entre les deux signaux, ainsi que l'étendu et l'écart-type.
- Caractéristique du signal de température simulé :

Le signal de température $T_{g_sim}(t)$ est défini par la formule suivante :

$$T_{g_sim}(t) = 600 + 200 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$$

Ce signal de température est donc sinusoïdal et varie entre 400°C et 800°C à une fréquence f . Il est étudié sur 10 périodes avec dans un premier temps 500 points par période.

- Essai de la méthodologie :

Conditions d'essai des algorithmes :

- Le signal de température $T_{g_sim}(t)$ est simulé à une fréquence $f = 66,7\text{Hz}$, ce qui est équivalent à la fréquence des pulsations que l'on peut trouver en entrée de la turbine d'un moteur 4 cylindres, 4 temps, à une vitesse de 2000rpm.
- Les thermocouples ont une constante de temps fixée à $\tau_1 = 0,02\text{s}$ et $\tau_2 = 0,05\text{s}$ pour tout t (la vitesse du fluide est donc considérée constante au cours de la simulation).

La méthodologie d'essai est alors appliquée, dans un premier temps, on obtient l'évolution de la température des thermocouples en fonction du temps.

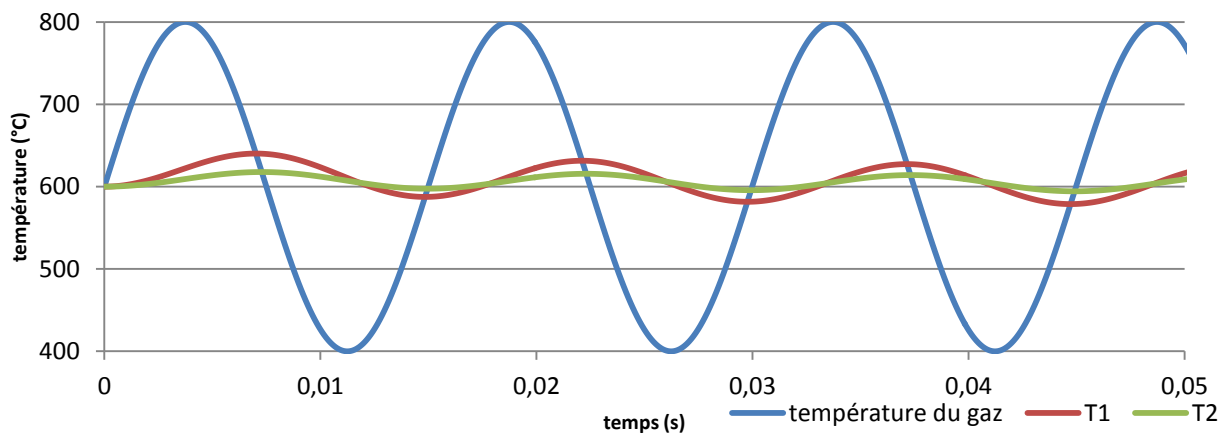


Figure 181 : Profil de température testé réponse des thermocouples

Sur le graphique ci-dessus (Figure 181), on observe le signal $T_{g_sim}(t)$ ainsi que la température des deux thermocouples tck1 et tck2. On peut remarquer que l'amplitude de leurs fluctuations en température est bien plus faible celle du signal $T_{g_sim}(t)$. Il est donc bien nécessaire d'appliquer une reconstruction afin d'obtenir une mesure réaliste de la température du gaz si on se place dans ces conditions d'essai.

Les 6 algorithmes sont ensuite appliqués aux signaux $T_{m1}(t)$ et $T_{m2}(t)$, et les résultats sont comparés au signal $T_{g_sim}(t)$. Les résultats de ces comparaisons sont inscrits dans le Tableau 29.

		Structure CT	Structure DE
Etendue	Moindres carrés global	1,214E-03	1,536E-02
	Moindres carrés local	3,258E-03	1,536E-02
	Kalman	5,102E-03	1,008E-01
Moyenne	Moindres carrés global	2,983E-04	-1,463E-04
	Moindres carrés local	2,330E-04	-1,463E-04
	Kalman	-3,313E-03	1,024E-03
Ecart type	Moindres carrés global	3,807E-04	5,398E-03
	Moindres carrés local	1,106E-03	5,398E-03
	Kalman	2,537E-02	9,712E-03

Tableau 29 : Bilan statistique des erreurs obtenues pour les différents algorithmes

On peut constater que l'écart type en °C est très faible (toujours inférieur à 0.1°C). On a donc montré la capacité de nos 6 méthodes à reconstruire un signal de température dans un cas simple. Nous pouvons donc chercher à mettre davantage à l'épreuve nos algorithmes en cherchant à nous rapprocher d'un signal en entrée de turbine ou en sortie de moteur.

b. Sensibilité des algorithmes

Lors de l'analyse fréquentielle des pressions en entrée de la turbine, nous avons observé que les fréquences notables n'excédaient pas 1000Hz pour un régime moteur de 2000rpm. On peut donc faire l'hypothèse que cette plage de fréquence est la même les fluctuations de température. De plus, on peut observer que les algorithmes permettant de recalculer les constantes de temps des thermocouples se basent sur la discrétisation des signaux. Il paraît ainsi nécessaire de connaître les limites des algorithmes en fonction de la fréquence du signal ainsi qu'en fonction de la fréquence d'acquisition. Pour cela, nous avons réalisé une étude de reconstruction de la température en se basant sur la méthodologie précédemment développée en modifiant la fréquence d'acquisition des signaux de température ainsi qu'en modifiant la fréquence des signaux de température.

- Condition d'essai :

Conditions d'essai des algorithmes :

- Le signal de température $T_{g_sim}(t)$ est défini par la formule suivante :
- $T_{g_sim}(t) = 600 + 200 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$
- Ce signal de température est donc sinusoïdal et varie entre 400°C et 800°C à une fréquence f . Il est étudié sur 10 périodes.
- Le signal de température $T_{g_sim}(t)$ est simulé pour plusieurs fréquences f ainsi que pour plusieurs fréquences d'acquisitions.
- La fréquence f varie comme suit : 1...9Hz (par pas de 1Hz), 10...90Hz (par pas de 10Hz), 100...900Hz (par pas de 100Hz), 1000...10000Hz (par pas de 1000Hz). Il y a donc 37 cas à tester
- La fréquence d'acquisition est définie par un nombre de point acquis par période de fluctuation de température. Le nombre de point varie comme suit : 10...90 pts/période (par pas de 10), 100...900 pts/période (par pas de 100), 1000...10000 pts/période (par pas de 1000). Il y a donc 28 cas à tester
- Les thermocouples ont une constante de temps fixée à $\tau_1 = 0,01s$ et $\tau_2 = 0,03s$ pour tout t (la vitesse du fluide est donc considérée constante au cours de la simulation).

Cette étude comporte ainsi $28 \times 37 = 1036$ cas d'étude.

- Résultats :

Ci-dessous le graphique (Figure 182) représentant la variation de l'écart type des reconstructions par l'estimateur de Kalman avec les deux types de structure CT et DE.

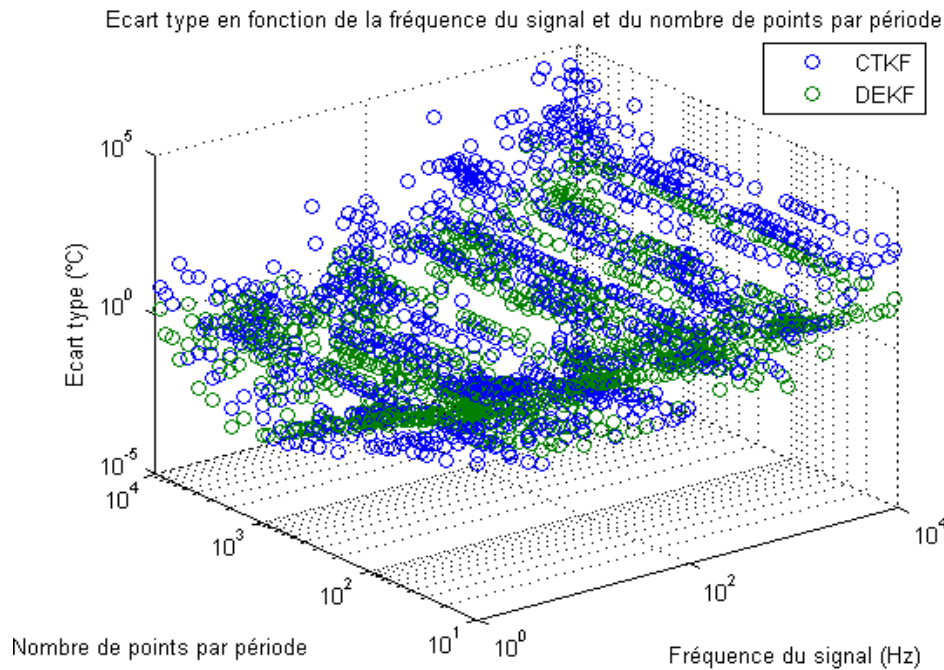


Figure 182 : Ecart types obtenus dans le cas de l'utilisation de l'estimateur de Kalman

On constate qu'il n'est pas possible de tirer des conclusions claires quant à la sensibilité de l'estimateur de Kalman par rapport à la fréquence du signal et au nombre de points par période. On peut toutefois remarquer que l'écart-type augmente fortement avec l'augmentation de la fréquence du signal de température, et ce peu importe le nombre de points par période de fluctuation de la température. Ces deux algorithmes semblent donc être limités dans notre cas d'utilisation car certaines fréquences à mesurer pourraient donner des résultats éloignés de la réalité.

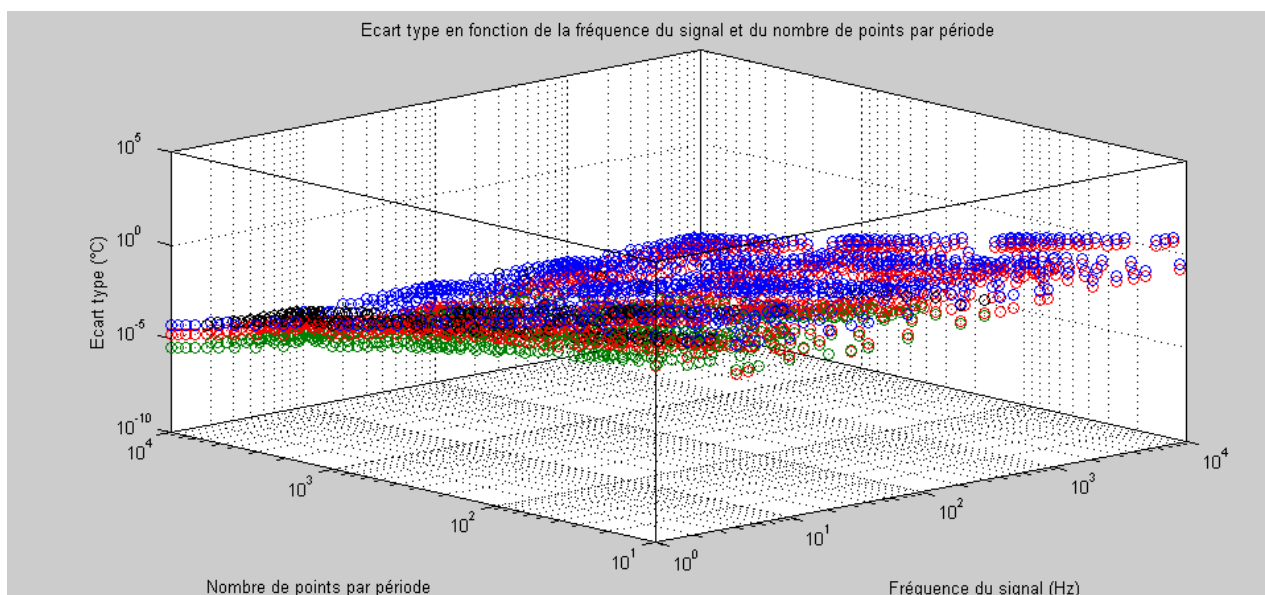


Figure 183 : Ecart types obtenus dans le cas de l'utilisation de la méthode des moindres carrés

Ci-dessus, un graphique (Figure 183) représentant l'évolution de l'écart type correspondant aux reconstructions par l'algorithme des moindres carrés en fonction de la fréquence et du nombre de points par période. Les reconstructions sont faites avec les deux types de structures différentes CT et DE et les deux algorithmes des moindres carrés, local et global. On constate pour les quatre méthodes de reconstruction que l'écart type diminue lorsqu'on augmente le nombre de points par période. Il est donc aisé de choisir les paramètres d'acquisitions pour obtenir une reconstruction du signal de bonne qualité.

Ces reconstructions ont été réalisées pour des thermocouples dont la constante de temps est constante. Il sera nécessaire par la suite de vérifier qu'il en est de même dans le cas où la vitesse du fluide varie au cours du temps. Ajoutons pour finir que l'ensemble de ces simulations auront durées en tout un peu plus de 80 heures.

5. Essais des algorithmes sur profils type

Comme on a constaté que nos méthodes de reconstructions fonctionnent bien sur un signal sinusoïdal, nous allons maintenant chercher à travailler sur des signaux de température qui se rapproche encore davantage d'un cas réel en utilisant des résultats données d'essai. L'évolution de la température a été calculée en se basant sur les fluctuations de pression, en considérant que les fluctuations de température et de pression sont liées par la formule suivant :

$$T_{inst} = T_{moy} * \left(\frac{P_{inst}}{P_{moy}} \right)^{\frac{R}{c_p}}$$

La pression instantanée statique ainsi que la vitesse du fluide ont été mesurées en entrée de la turbine lors d'un essai en conditions pulsée. La vitesse instantanée locale a été mesurée à l'aide de la sonde de Pitot précédemment développée. Les acquisitions ont été réalisées sur un cycle complet d'un moteur quatre temps et quatre cylindres, deux tours moteur. L'évolution de la température ainsi que la vitesse instantanée sont donnée dans la Figure 184 :

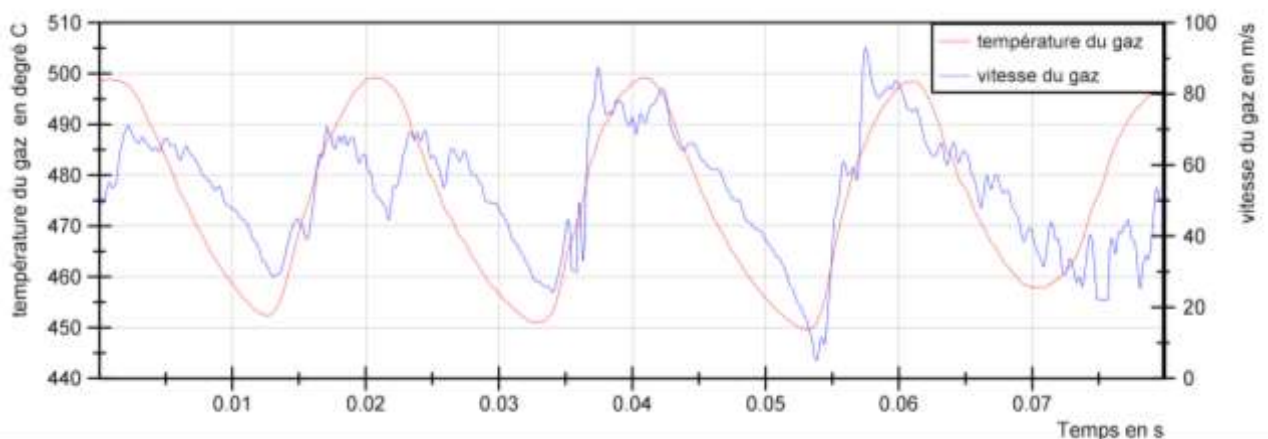


Figure 184 : Evolution de la température et de la vitesse de l'air en entrée turbine

Pour construire artificiellement des signaux de thermocouples, nous allons une nouvelle fois appliquer la méthode utilisée dans le chapitre précédent, toutefois au lieu de fixer la valeur de la constante de temps des thermocouples celle-ci sera calculée instantanément à partir des essais réalisés dans l'Annexe A.II.2.2, et en fonction de la vitesse instantanée des gaz.

Pour assigner un temps de réponse à chaque thermocouple, nous nous sommes basés sur les équations que nous avons caractérisées expérimentalement et qui relient le temps de réponse d'un thermocouple avec la vitesse des gaz. On a donc choisi de calculer le temps de réponse de chaque thermocouple en appliquant les formules suivantes qui donnent le temps de réponse d'un thermocouple en convection forcée :

$$\tau_1(t) = H_1 \cdot V^{-m_1}(t)$$

$$\tau_2(t) = H_2 \cdot V^{-m_2}(t)$$

Les constantes $H_1, m_1, H_2, et m_2$ sont issus des résultats d'essai des thermocouples tck₁ et tck₂. La constante de temps des thermocouples dans les conditions de vitesse et de température présentée sur la Figure 185 :

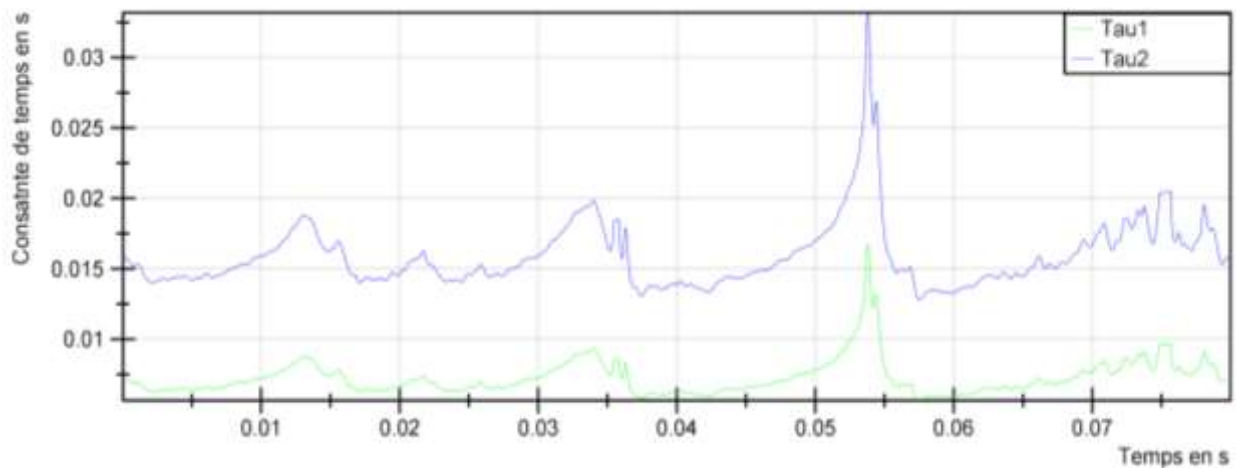


Figure 185 : Evolution de la constante de temps des thermocouples en entrée turbine

On peut ainsi observer que la constante de temps des thermocouples varie de manière non négligeable sur un cycle moteur. Cela permet de remettre en question l'utilisation du modèle des moindres carrés globaux utilisé pour le calcul de la constante de temps des thermocouples.

Comme dans l'annexe A.II.2.2, la température de la jonction chaude des thermocouples est recalculée à partir de l'équation différentielle, en appliquant la méthode d'Euler. La condition initiale de température des thermocouples a été fixée à $T_{m1}(0) = T_{m2}(0) = T_{g_sim}(0)$. La température des thermocouples est ainsi représentée dans la Figure 186 :

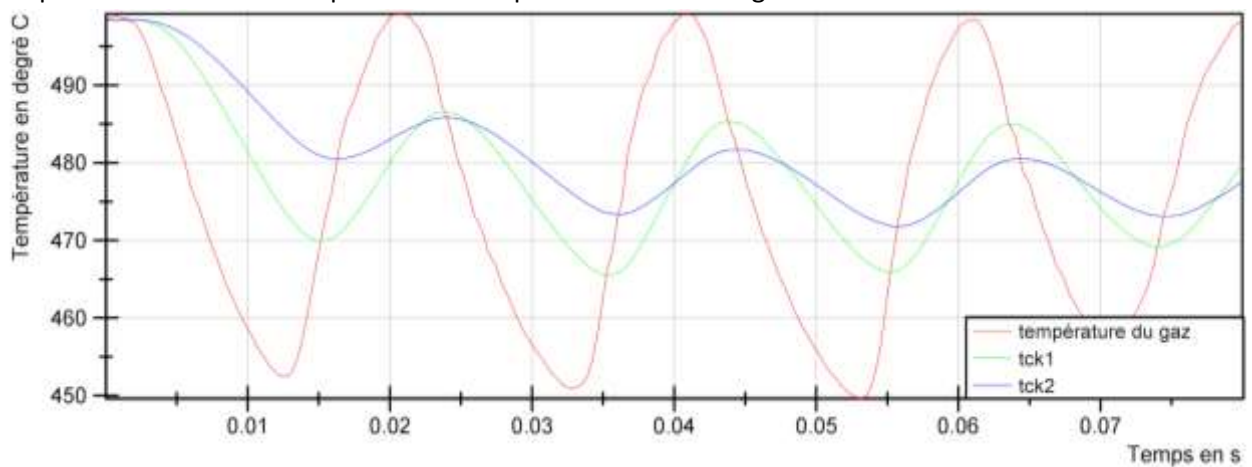


Figure 186 : Evolution de la température des thermocouples en entrée turbine

On peut observer que malgré l'utilisation de thermocouples de très faible diamètre, la température mesurée reste bien différente de la température si on se fie au modèle proposé, et qu'il

est donc bien nécessaire d'utiliser une méthodologie de post-traitement pour recalculer la température réelle du gaz. Les six algorithmes de reconstruction de la température sont appliqués à la température des deux thermocouples. Les constantes de temps calculées du sont tracées dans les graphiques suivants. Les résultats obtenus pour le thermocouple 2 ont une évolution similaire avec toutefois une moyenne plus élevée.

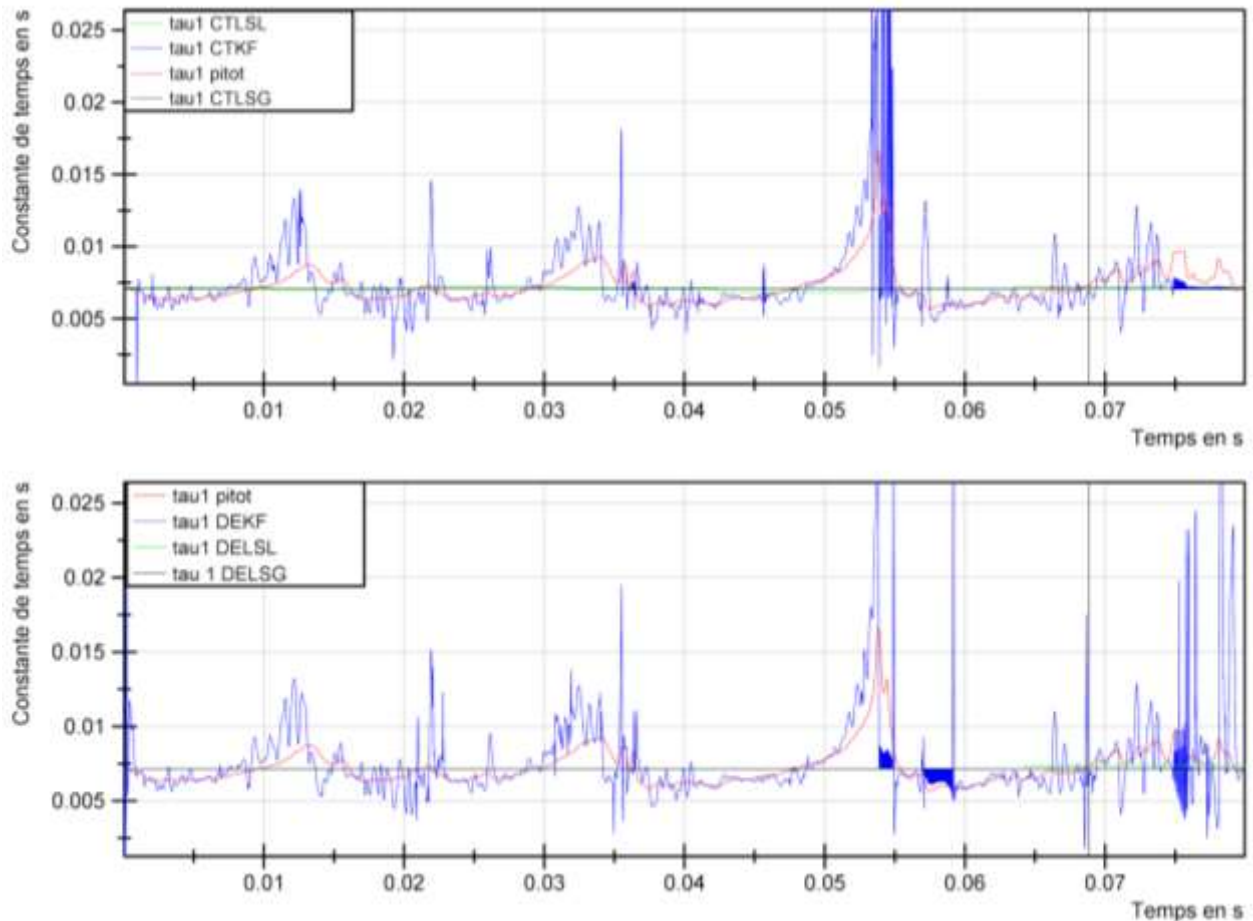


Figure 187 : Comparaison entre la constante de temps d'un thermocouple et son évaluation par les algorithmes

On peut remarquer que les résultats obtenus par les structures DE et CT sont assez proches, notamment pour les algorithmes des moindres carrés, globaux comme locaux (Figure 187). De même, l'utilisation de la méthode des moindres carrés locaux ne permet pas de suivre de manière fidèle l'évolution de la constante de temps. Ceci est notamment dû à l'utilisation de plage de découpage (tf) trop grande devant la période d'évolution de la température. En effet, on a :

$$tf = 1,5 \cdot \min(\tau_1, \tau_2) \approx \text{fréquence des pulsations}$$

En conséquence, la constante de temps calculée est très proche de celle calculée par les moindres carrés globaux. Les courbes sont d'ailleurs quasi superposées sur les graphiques ci-dessus.

On peut remarquer que l'utilisation de l'estimateur de Kalman permet de suivre l'allure de l'évolution de la constante de temps. L'utilisation de cet algorithme donne une constante de temps très « bruitée », et ce peu importe la structure utilisée.

Par la suite, la température du gaz est recalculée (Figure 188). Les constantes de temps obtenues par les deux structures étant proches, les températures reconstruites sont également proches, seules les mesures pour la structure CT sont tracées. De même, les constantes de temps obtenues avec les algorithmes des moindres carrés étant quasi similaires, on observe bien sur le graphique ci-dessous, que les températures reconstruites sont proches. On peut également

remarquer que les résultats obtenus pour ces deux algorithmes permettent de suivre de manière correcte l'évolution réelle de la température du gaz. Néanmoins, dans les phases où la constante de temps est surestimée, la température reconstruite est sous-estimée et inversement. L'utilisation de l'estimateur de Kalman reproduit assez bien l'allure de l'évolution réelle de la température, toutefois le signal reconstruit est instable à certains endroits.

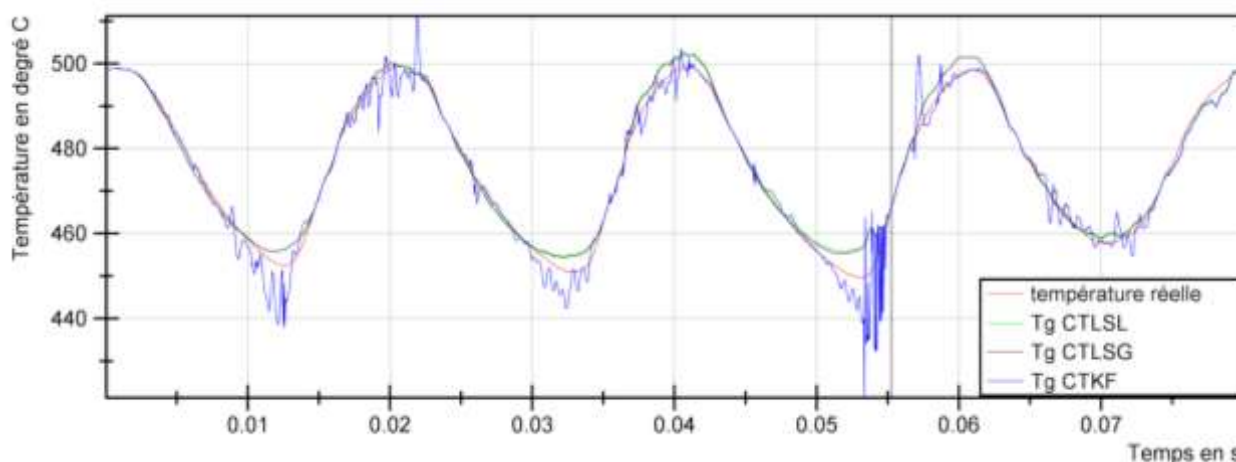


Figure 188 : Comparaison entre la température du gaz en entrée turbine et son évaluation par les algorithmes

Si on observe l'étude statistique réalisée (Tableau 30) sur la différence entre la température réelle, et les résultats des reconstructions, on remarque qu'en moyenne sur le cycle complet, c'est l'estimateur de Kalman qui donne les meilleurs résultats, et notamment lorsqu'il est appliqué à la structure DE. Les autres algorithmes donnent également de bons résultats puisque l'écart moyen sur un cycle complet reste inférieur au degré. On notera également que les écarts types sont inférieurs à 2°C dans le cas de l'utilisation de la méthode des moindres carrés. Ils sont légèrement supérieurs dans le cas de l'estimateur de Kalman. Cela est principalement dû aux zones de fortes instabilités, ce qui engendre une étendue de mesure beaucoup plus importante que pour les autres algorithmes dont l'étendue reste inférieure à 10°C.

		Structure CT	Structure DE
Etendue	Moindres carrés global	9,26	9,17
	Moindres carrés local	9,31	9,17
	Kalman	22,12	68,17
Moyenne	Moindres carrés global	-0,923	-0,901
	Moindres carrés local	-0,901	-0,889
	Kalman	-0,700	-0,184
Ecart type	Moindres carrés global	1,87	1,90
	Moindres carrés local	1,92	1,89
	Kalman	3,08	4,70

Tableau 30 : Etude statistique de l'erreur de obtenu sur l'évaluation de la température pour les 6 algorithmes

Pour ces conditions d'essai, on peut évaluer l'erreur maximale des algorithmes des moindres carrés 2%, ce qui est très correcte pour ce type de mesure. Pour la combinaison structure CT et estimateur de Kalman, l'erreur maximale est de 5% ce qui reste acceptable. Elle passe toutefois 15%

pour la combinaison structure DE et estimateur de Kalman. L'estimateur de Kalman reste intéressant car on peut observer que si on pouvait supprimer les quelques instabilités en filtrant la mesure de la vitesse du fluide, ou par lissage, l'erreur maximale devrait être bien plus faible, et cette technique pourrait devenir la plus pertinente.

Dans notre cas d'étude, la turbine se trouve dans un écoulement pulsé sur un point de fonctionnement stabilisé. On peut donc estimer que le signal se répète toutes les 4 pulsations (dans le cas d'un quatre cylindres). Un moyen des signaux pourra donc être envisagé, ce qui devrait permettre de diminuer fortement le bruit de mesure obtenue par l'estimateur de Kalman, et d'ainsi réduire l'étendue et l'écart type du résultat.

6. Solution alternative

Nous avons vu précédemment qu'il était possible d'étalonner la constante de temps des micro-thermocouples grâce à l'expérience du chapitre 2.2c.2. Cet étalonnage permet notamment d'établir une relation entre la constante de temps du thermocouple, et la vitesse de la veine fluide. Compte tenu des travaux réalisés dans le chapitre 2.1, il nous est possible de mesurer la vitesse dans en entrée de la turbine. Une alternative à l'utilisation de deux thermocouples peut être l'utilisation d'un micro-thermocouple et d'une sonde de Pitot instationnaires.

Les avantages de cette solution sont :

- la réduction du nombre de sondes fragiles,
- la constante de temps est calculée à chaque instant. Le résultat obtenu après reconstruction est donc plus précis que dans le cas des algorithmes utilisant les moindres carrés.
- le résultat est moins sujet au bruit de mesure. En effet, dans cette méthode il n'est nécessaire de réaliser qu'une seule dérivée discrète au moment de la reconstruction de la température. Les algorithmes utilisant l'estimateur de Kalman nécessite le calcul de la dérivée lors du calcul de la constante du temps des thermocouples, puis lors de la reconstruction des deux signaux de température.

En revanche, cette méthode nécessite l'étalonnage de chacun des thermocouples in situ. En effet, nous avons montré que la dispersion géométrique des sondes que nous obtenons lors de la fabrication ne permet pas de valider l'expression de la constante de temps des thermocouples sous la forme suivante :

$$\tau = K d^{2-m} v^{-m}$$

Ce type de méthodologie peut s'apparenter à l'utilisation d'un fil chaud pour la mesure de la vitesse. L'étalonnage de la sonde sur quelques points de vitesse en conditions stabilisées permettrait de mesurer les coefficients H et m de la relation suivante.

$$\tau(t) = \frac{H}{v(t)^m}$$

Par la suite, il est possible de calculer la température du gaz en utilisant l'équation différentielle régissant le comportement thermique du thermocouple.

$$T_g(t) = T_{m1}(t) + \tau_1(t) \cdot \frac{dT_{m1}}{dt}(t)$$

Liste des références.

- [1] WALLACE F J, ADGEY J M, BLAIR G P 1969 Performance of inward radial flow turbines under nonsteady flow conditions. *Proc I Mech E* **180** Pt 3J: 74-85
- [2] DALE A, WATSON N 1986 Vaneless radial turbocharger turbine performance. *Turbocharging and Turbochargers, I Mech E*, pp 65-76
- [3] DALE A 1990 Radial vaneless turbocharger turbine performance. Ph.D. Thesis, Imperial College, University of London
- [4] YEO J H, BAINES N C 1990 Pulsating flow behaviour in a twin-entry vaneless radial-inflow turbine. *Turbochargers and Turbocharging, I Mech E*, pp 113- 122
- [5] BAINES N C, YEO J H 1991 Flow in a radial turbine under equal and partial admission conditions. *Turbomachinery: Latest Developments in a Changing Scene, I Mech E*, pp 103-112
- [6] BAINES N C, HAJILOUY-BENISI A, YEO J H 1994 The pulse flow performance and modelling of radial inflow turbines. *Turbocharging and Turbochargers, I Mech E*, pp 209-220
- [7] BAINES N C 2005 Fundamentals of Turbocharging. Concepts NREC, Wilder, Vt.
- [8] CHEN H, WINTERBONE D E 1990 A method to predict performance of vaneless radial turbine under steady and unsteady flow conditions. *Turbocharging and Turbochargers, I Mech E*, pp 13-22
- [9] CHEN H, HAKEEM I, MARTINEZ-BOTAS R F 1996 Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions. *Proc I Mech E* 210: 397-408
- [10] ABIDAT M, HACHEMI M, HAMIDOU M K, BAINES N C 1998 Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine. *Proc I Mech E* 212 Pt A: 173-184
- [11] HENG T T 1993 Analysis of turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions. School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore
- [12] PUCHER H 2002 Overall engine process simulation – an important tool for the development of supercharged engines. *Turbochargers and Turbocharging, I Mech E* pp 155-166
- [13] Descombes. G., 1997, Contribution à l'étude des performances d'une petite turbine de suralimentation à géométrie variable » Thèse de Doctorat en Sciences et Technique, Université de Paris VI.
- [14] WINTERBONE D E, NIKPOUR B, ALEXANDER G I 1990 Measurement of the performance of a radial inflow turbine in conditional steady and unsteady flow. *Turbocharging and Turbochargers, I Mech E*, pp 153-162
- [15] WINTERBONE D E, NIKPOUR B, FROST H 1991 A contribution to the understanding of turbocharger turbine performance in pulsating flow. *I Mech E* paper C433/011
- [16] HU X 2000 An advanced turbocharger model for the internal combustion engine, Ph.D. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, IN
- [17] HU X, LAWLESS P B 2001 Predictions of on-engine efficiency for the radial turbine of a pulse turbocharged engine. SAE paper 2001-01-1238
- [18] HU X, LAWLESS P B 2001 A model for radial flow turbomachine performance in highly unsteady flows. ASME paper 2001-GT-0312
- [19] KING A J 2002 A turbocharger unsteady performance model for the GT-Power internal combustion engine simulation. Ph.D. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, IN
- [20] EHRLICH A D, LAWLESS P B, FLEETER S 1997 On-engine turbocharger turbine inlet flow characterization. SAE paper 971565
- [21] EHRLICH A D 1998 Characterization of unsteady on-engine turbocharger turbine performance, Ph.D. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, IN

- [26] LAM J K-W, ROBERTS Q D H, MCDONNELL G T 2002 Flow modelling of a turbocharger turbine under pulsating flow. *Turbocharging and Turbochargers*, I Mech E, pp 181-197
- [27] PALFREYMAN D, MARTINEZ-BOTAS R F 2004 The pulsating flow field in a mixed flow turbocharger turbine: an experimental and computational study. ASME paper GT2004-53143
- [24] HELLSTRÖM F, FUCHS L 2008 Numerical computations of pulsatile flow in a turbo-charger. AIAA 2008-073, 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 7-10 January 2008
- [25] HELLSTRÖM F, FUCHS L 2008 Effects of inlet conditions on the turbine performance of a radial turbine. ASME paper GT2008-51088
- [26] N C Baines, Turbocharger turbine pulse flow performance and modelling – 25 years on, Concepts NREC, USA
- [27] "Turbocharger Gas Stand Test Code" SAE, March 1995, SAE J 1826.
- [28] M. Capobianco and S. Marelli. Experimental investigation into the pulsating flow performance of a turbocharger turbine in the closed and open waste-gate region. Department of Thermal Machines Energy Systems and Transportation (DIMSET). University of Genoa – Italy, p.373-385.
- [29] M. Capobianco and S. Marelli Internal Combustion Engines Group (ICEG) Department of Thermal Machines Energy Systems and Transportation (DIMSET) University of Genoa – Italy
- [30] S. Marelli, M. Capobianco, 2010 "Steady and pulsating flow efficiency of a waste-gated turbocharger radial flow turbine for automotive application". *Energy Elsevier* 36 (2011) 459-495.
- [31] M. Capobianco, S. Marelli 2011 "Experimental analysis of unsteady flow performance in an automotive turbocharger turbine fitted with a waste-gate valve". *IMechE Vol. 225 Part D*. DOI: 10.177/0954407011403369.
- [32] K-H. Bauer & Al. The Next Generation of Gasoline Turbo Technology. Honeywell Transportation Systems. 33th Internationales Wiener Motorensymposium 2012.
- [33] Geoff Capon, Tim Morris. The effect of air inlet system features on automotive turbocharger compressor performance. 2010, 19 p.
- [34] Fredrik Westin. Simulation of turbocharged SI-engines - with focus on the turbine. Doctoral thesis KTH School of Industrial Engineering and Management. 2005. 285 p.
- [35] A. Romagnoli and R.F. Martinez-Botas. Turbine performance studies for automotive turbochargers. Part 2: unsteady analysis. Department of Mechanical Engineering Imperial College London, p.387-408.
- [36] Benson, R. S., and Scrimshaw, K. H., "An Experimental Investigation of Non-Steady Flow in a Radial Gas Turbine," *Proceedings Institution Mechanical Engineers*, Vol. 180, Part 3J, Paper 23, 1965-1966.
- [37] Benson R.S., Scrimshaw K.H., An experimental investigation of non-steady flow in radial gas turbine, Paper 23, *Instn Mech Engrs*, London, 1965
- [38] C. Couderc. CARACTERISATION EXPERIMENTALE ET MODELISATION DE L'INCIDENCE DES ECOULEMENTS PULSES SUR LE COMPORTEMENT D'UNE TURBINE DE SURALIMENTATION AUTOMOBILE. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale Nantes, 2012. Français. <tel-01208081>
- [39] Laurantzon, F., Tillmark, N., Alfredsson, P.H. 2010 A pulsating flow rig for analyzing turbocharger performances 9th int. conf. turbocharger and turbocharging 1920 Mai 2010, London, *ImechE*, pp.363-372
- [40] Références CTTM : <http://www.cttm-lemans.com/fr/acoustique-vibrations/produits/debimetre-instationnaire.html>

- [41] Références Va One : <https://www.esi-group.com/fr/solutions-logicielles/performance-virtuelle/vibro-acoustique>
- [42] Bauer, W., Tam, C., Heywood, J., Ziegler, C., Fast gas temperature measurement by velocity of sound for IC engine applications, SAE 972826
- [43] Robert J. Kee, Paul G. O'Reilly, Robert Fleck, Paul T. McEntee – Measurement of Exhaust Gas temperatures in a High Performance Two-Stroke Engine. SAE
- [44] Robert J. Kee, Peter Hung, Bryan Fleck, George Irwin, Robert Kenny, John Gaynor and Sean McLoone – Fast Response Exhaust Gas Temperature Measurement in IC Engines. SAE
- [45] Kenneth Kar, Akshya Swain, Robert Raine, Stephen Roberts, Richard Stone – Cycle-by-Cycle Variations in Exhaust Temperatures Using Thermocouple Compensation Techniques. SAE
- [46] Kenneth Kar, Stephen Roberts, Richard Stone, Martin Oldfield and Boyd French – Instantaneous Exhaust Temperature Measurements Using Thermocouple Compensation Techniques. SAE
- [47] M.D. Scadron and I. Warshawsky, "Experimental Determination of Time Constants and Nusselt Numbers for Bare- Wire Thermocouples in High Velocity Air Streams and Analytic Approximation of Conduction and Radiation Errors," NACA Technical Note 2599, pp. 81-85.
- [48] Laurent THIERY – Microsondes thermoélectriques. Techniques de l'ingénieur

Liste des figures

Figure 1 : Principe du fonctionnement du moteur à quatre temps (larousse.fr).....	11
Figure 2 : Schéma de fonctionnement d'un moteur suralimenté par un turbocompresseur.....	12
Figure 3 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge	19
Figure 4 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge, les traits discontinus correspondent à l'orientation angulaire des aubages respectivement en entrée et en sortie du rotor	20
Figure 5 : Diagramme enthalpie entropie d'une compression adiabatique	21
Figure 6 : Cartographie d'un étage compresseur.....	22
Figure 7 : Schéma d'un étage turbine centripète, sans prérotation	23
Figure 8 : Schéma de la géométrie d'un étage compresseur centrifuge, les traits discontinus correspondent à l'orientation angulaire des aubages respectivement en entrée et en sortie du rotor	24
Figure 9 : Diagramme enthalpie entropie d'une détente adiabatique	25
Figure 10 : Cartographie d'un étage turbine. Le graphique supérieur représente l'évolution du débit rendement thermomécanique en fonction du rapport de détente. Le graphique inférieur représente l'évolution du débit réduit en fonction du rapport de détente	26
Figure 11 : Schéma d'implantation d'un banc d'essai de turbocompresseur de type "gas stand"	28
Figure 12 : Effet de la fréquence de pulsation sur la boucle d'hystérésis (débit massique en entrée turbine en fonction du rapport des pressions de la turbine). [28], [29], [30], [31].	30
Figure 13 : Débit massique en fonction de l'angle vilebrequin à la sortie de la soupape d'échappement, à la sortie du collecteur et à l'entrée de la turbine. Réf [32]	31
Figure 14 : Rendement de la turbine et débit massique en entrée turbine en fonction de l'angle vilebrequin. Réf [34].	32
Figure 15: Impact de la fréquence du flux pulsé sur le rendement turbine en fonction du BSR. [28], [29], [30], [31].	33
Figure 16 : Rendement filtré de la turbine en fonction du BSR durant une pulsation. Réf [33].	33
Figure 17 : Rendement de la turbine en fonction du BSR pour un test en flux non pulsé. Réf [33].	34
Figure 18 : Rendement de la turbine en fonction du BSR sous flux pulsé (40 Hz) et non pulsé. Réf [34]	34
Figure 19 : Blade Speed Ratio et Rendement turbine en fonction de l'angle vilebrequin. Réf [32]	35
Figure 20 : Rendement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin selon la fréquence des pulsations. Réf [35].	36
Figure 21-Générateur d'impulsion à vanne rotative [28], [29], [30], [31].	37
Figure 22-L'évolution de la pression l'entrée et à la sortie de la turbine [28], [29], [30], [31].	38
Figure 23-Générateur d'impulsion à culasse [28], [29], [30], [31].	38
Figure 24-Bloc cylindre [28], [29], [30], [31].	38
Figure 25-Evolution de pression à l'entrée et à la sortie de la turbine [28], [29], [30], [31].	39
Figure 26-Générateur de pulsation à plaque [35]	40
Figure 27- Evolution de la pression à l'entrée de la turbine [35]	40
Figure 28-Système générateur de pulsation à vanne à boisseau [36], [37].	41
Figure 29-Vanne à boisseau [36], [37].	41
Figure 30-Evolution temporelle de la pression [36], [37].	42
Figure 31-Générateur de pulsations à Came [36], [37].	43

Figure 32-La pression à la sortie et à l'entrée de la turbine [36], [37].	43
Figure 33 : Schéma d'installation du banc d'essai pulsé	48
Figure 34 : Image de banc d'essai pulsé lors de sa conception sous CATIA V5.	49
Figure 35 : Image du banc d'essai pulsé pour différent écartement des vannes.	49
Figure 36 : Schéma montrant le fonctionnement de la vanne de type "wastegate" utilisée pour le banc pulsé dans sont utilisation tradditionnelle	50
Figure 37 : Schéma technique de la commande de la "wastegate"	51
Figure 38 : Photos illustrées du montage utilisé pour déterminer le temps d'ouverture/fermeture des "wastegate"	52
Figure 39 : Schéma d'implantation des accéléromètres sur la "wastegate pour la mesure du temps d'ouverture/fermeture.	53
Figure 40 : Photo d'ensemble de l'essai de mesure du temps d'ouverture/fermeture des "wastegates"	53
Figure 41 : Graphique représentant les mesures des accéléromètres implantés sur la "wastegate" ..	54
Figure 42 : Graphique présentant la mesure du temps d'ouverture/fermeture des "wastegate"	55
Figure 43 : Schéma de l'architecture de la ligne d'air en amont de la "wastegate"	57
Figure 44 : Evolution de la pression pour différents point de mesure de la ligne d'air en amont de la vanne	58
Figure 45 : Evolution du débit massique pour différents point de mesure de la ligne d'air en amont de la vanne	58
Figure 46 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=50$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	59
Figure 47 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume $V_1=50$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	59
Figure 48 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_2=50$ l, en fonction de V_1 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	60
Figure 49 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume $V_2=50$ l, en fonction de V_1 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	60
Figure 50 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	61
Figure 51 : Evolution de l'amplitude de fluctuation du débit massique pour un volume $V_1=5$ l, en fonction de V_2 , en différents points de la ligne d'air en amont de la vanne	61
Figure 52 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, en fonction de V_2 , au point 4, pour un fréquence de pulsation de 10 et 20 Hz	62
Figure 53 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, et $V_2=50$ l, au point 4, en fonction de la fréquence de pulsation de la vanne.....	62
Figure 54 : Evolution de l'amplitude de fluctuation de la pression pour un volume $V_1=5$ l, et pour $V_2=15$ l, $V_2=30$ l et $V_2=50$ l, pour différentes pression en entrée	63
Figure 55 : Schéma de l'architecture de la ligne d'air permettant de moduler la forme des pulsations en aval des "wastegates"	64
Figure 56 : Evolution de la pression en sortie de la vanne.....	64
Figure 57 : Evolution de la forme de la pulsation selon le diamètre du diaphragme placé en amont de la vanne	65
Figure 58 : Evolution de la forme de la pulsation selon le diamètre du diaphragme placé en aval de la vanne	65

Figure 59 : Evolution de la forme de la pulsation selon la distance entre le diaphragme et la vanne .	66
Figure 60 : Photo d'une sonde anémométrique à fils chauds croisés.....	68
Figure 61 : Photo d'une sonde de mesure de vitesse comprenant des tubes de Pitot et des anémomètres à fil chaud [39]	69
Figure 62 : Evolution du profil de vitesse d'un écoulement pulsé dans une conduite droite mesurée par [39]	70
Figure 63 : Schéma d'installation du débitmètre instationnaire dans une veine fluide [40]	70
Figure 64 : Comparatif de débit instationnaire mesuré par un anémomètre à fil chaud et la sonde acoustique [40].....	71
Figure 65 : Schéma d'un résonateur « quart d'onde »	72
Figure 66 : Diagramme de Bode du tube de Pitot pour différentes température	73
Figure 67 : Diagramme de Bode du tube de Pitot pour différentes longueur de tube à 600°C.....	74
Figure 68 : Schéma du tube de Pitot installé sur une conduite	74
Figure 69 : Schéma d'un résonateur de Helmholtz installé sur une conduite	75
Figure 70 : Photo du moteur au banc avec l'instrumentation en pression rapide	76
Figure 71 : Signaux de pression mesurés à 2000rpm pour 100% de charge moteur.....	77
Figure 72 : Analyse de Fourier FTT des signaux de pression mesurés à 2000rpm pour 100% de charge moteur.....	77
Figure 73 : Schéma de la simulation acoustique du tube de Pitot dans une conduite rigide	79
Figure 74 : Photos de la simulation acoustique réalisée sous Va One [41].....	79
Figure 75 : Réponse acoustique d'un quart d'onde obtenu par simulation acoustique et calcul analytique.....	80
Figure 76 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot pour différents effort d'excitation.....	81
Figure 77 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot à différentes température en fréquence à droite, et en fréquence corrigée à gauche.....	81
Figure 78 : Diagramme de Bode de la réponse acoustique du tube de Pitot pour différents effort d'excitation.....	82
Figure 79 : Résultat acoustique de la sonde de Pitot pour différentes températures.....	83
Figure 80 : Photo du tube de Pitot avec le capteur de pression	83
Figure 81 : Plan du tube de Pitot monté sur une conduite	84
Figure 82 : Schéma d'implantation du tube de Pitot dans la veine fluide	85
Figure 83 : Photo du montage expérimental de la mesure de la fréquence de résonance du tube de Pitot	85
Figure 84 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 1.....	86
Figure 85 : Photo du montage de la configuration 1.....	86
Figure 86 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde mesurée .	87
Figure 87 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde en fréquence et en fréquence corrigée, configuration testée 1	87
Figure 88 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 2.....	88
Figure 89 : Photo du montage de la configuration 2.....	88
Figure 90 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert des résonateurs quart d'onde en fréquence, configuration testée 2.....	88
Figure 91 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 3.....	89
Figure 92 : Photo du montage de la configuration 3.....	89

Figure 93 : Schéma d'implantation du résonateur dans la conduite : configuration testée 4.....	90
Figure 94 : Photo du montage de la configuration 4.....	90
Figure 95 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert du tube de Pitot pour les cas 3 et 4.....	90
Figure 96 : Diagramme de Bode de la fonction de transfert du tube de Pitot extrapolée à différentes températures.....	91
Figure 97 : Méthode de filtrage sans déphasage	92
Figure 98 : Diagramme de Bode du filtre de Butterworth passe bas d'ordre 2 avec une fréquence de résonance de 1000Hz	92
Figure 99 : Impact du filtrage sur le signal de pression échappement du moteur à 2000 rpm	93
Figure 100 : Diagramme de Bode de la fonction du tube de Pitot et du filtre de Butterworth passe bas d'ordre 4 avec une fréquence de résonance de 1200Hz.	93
Figure 101 : Evolution des différents paramètres sur une pulsation : les pressions statique et totale à gauche, le débit massique à droite	96
Figure 102 : Evolution des différents paramètres sur une pulsation : la température à gauche, la masse volumique à droite	96
Figure 103 : Erreur de mesure de la vitesse sur une pulsation	97
Figure 104 : Impact de la correction de la mesure du débit dans le cas d'un offset de pression de 1000 Pa	99
Figure 105 : Impact de la correction de la mesure du débit dans le cas d'un offset de pression de - 1000 Pa	100
Figure 106 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur la mesure du débit de +5%.....	101
Figure 107 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur la mesure du débit de -10%	101
Figure 108 : Impact de la correction de la mesure de débit dans le cas d'une erreur sur le positionnement angulaire de la sonde dans la conduite	102
Figure 109 : Schéma du banc d'essai en écoulement pulsé pour l'étalonnage du tube de Pitot	103
Figure 110 : Erreur de mesure de la vitesse mesurée par le tube de Pitot en condition stabilisé et dans le cas de l'utilisation d'une de capteur de pression stabilisé	104
Figure 111 : Schéma du montage de l'étalonnage du fil chaud par le tube de Pitot en régime stabilisé	104
Figure 112 : Photo du montage du fil chaud et du tube de Pitot sur le tube de mesure	105
Figure 113 : Schéma du montage de l'étalonnage du tube de Pitot par le fil chaud en régime pulsé	105
Figure 114 : Roue compresseur.....	110
Figure 115 : Carter compresseur	110
Figure 116 : Roue turbine.....	110
Figure 117 : Carter turbine	111
Figure 118 : Schéma de l'instrumentation autour du turbocompresseur	111
Figure 119 : Photo de l'instrumentation en amont du compresseur.....	112
Figure 120 : Photo de l'instrumentation du turbocompresseur	113
Figure 121 : Photo de l'instrumentation sur le turbocompresseur et notamment du circuit d'huile	113
Figure 122 : Photo du banc d'essai pulsé vue du dessus.....	114
Figure 123 : Photo du banc d'essai vue de côté.....	115
Figure 124 : Photo du banc d'essai pulsé vue du dessus 2.....	115
Figure 125 : Schéma de l'instrumentation instationnaire de l'étage turbine	116

Figure 126 : cartographie de l'étage compresseur mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé	118
Figure 127 : cartographie de l'étage turbine mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé	118
Figure 128 : Evolution du débit massique turbine en fonction de la pression entrée turbine, mesuré avec la ligne d'air turbine en écoulement stabilisé, et la ligne d'air turbine en écoulement pulsé ...	119
Figure 129 : Schéma de l'instrumentation pour la mesure du débit de fuite de la "wastegate"	119
Figure 130 : Schéma de l'instrumentation de la "wastegate" pour la mesure de la synchronisation des vannes	121
Figure 131 : Mesure du niveau de vibration sur le chapeau des quatre "wastegates"	122
Figure 132 : Mesure du niveau de vibration sur le carter turbine selon l'axe vertical	123
Figure 133 : Mesure de la pression totale en entrée de la turbine	124
Figure 134 : Analyse fréquentielle de la mesure de la pression totale en entrée de la turbine	125
Figure 135 : Pression totale en entrée de la turbine après filtrage, et après moyenne du signal sur un cycle moteur (720° vilebrequin)	125
Figure 136 : Pression totale en entrée de la turbine après moyenne du signal sur une pulsation (180° vilebrequin)	126
Figure 137 : Evolution instantané du débit (en haut à gauche), de la température (en haut à droite), de la pression statique en entrée et sortie de la turbine (en bas à gauche), et de la vitesse de rotation (en bas à droite) en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation	127
Figure 138 : Mesure de la température en entrée de la turbine, de la sortie compresseur, et de la moyenne entrée/sortie du circuit d'huile lors de l'essai en condition adiabatique.	129
Figure 139 : Cartographie du compresseur mesurée lors de l'étape 1, et représentation des points de fonctionnement du compresseur lors d'un essai en pleine charge sur moteur et lors de l'essai en condition pulsé sur banc turbocompresseur	130
Figure 140 : Cartographie du compresseur en fonction de sa puissance mesurée en conditions adiabatiques	132
Figure 141 : Impact des échanges thermiques sur le rendement du compresseur pour différentes conditions d'essai	133
Figure 142 : Impact des conditions d'essai sur la cartographie de la turbine	134
Figure 143 : Impact des échanges thermiques sur le rendement de la turbine pour différentes conditions d'essai	134
Figure 144 : Mesure de la pression statique en sortie de la turbine pour deux positions de mesure	135
Figure 145 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, de la pression entrée turbine (en haut à gauche), du débit massique (en haut à droite), du BSR (en bas à gauche), et de la vitesse de rotation réduite(en bas à droite) en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation	137
Figure 146 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, de la puissance liée au terme d'inertie (à gauche), et de la puissance thermomécanique de la turbine (à droite), en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation.....	138
Figure 147 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation.....	139
Figure 148 : Evolution instantané au point de mesure 1-3, du rendement isentropique de la turbine en fonction BSR, à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation	140

Figure 149 : Evolution instantané au point de mesure 2-3, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation.....	141
Figure 150 : Evolution instantané au point de mesure 3-1, débit réduit passant par la turbine (en haut), et du rendement isentropique de la turbine (en bas), en fonction du rapport de détente, et à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation.....	142
Figure 151 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 1-3	144
Figure 152 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 2-3	145
Figure 153 : Evolution instantanée des grandeurs physiques décrivant le comportement de la turbine en fonction de l'angle vilebrequin moteur à l'échelle d'une pulsation, pour plusieurs fréquences de pulsation au point de fonctionnement 3-1 et 4	146
Figure 154 : Cartographie des performances de l'étage compresseur en fonction du rendement moyen isentropique de la turbine, pour quatre cas de fréquence de pulsation en entrée de la turbine	147
Figure 155 : Schéma du fonctionnement d'un thermocouple	151
Figure 156 : Caractéristique des couples de matériaux pouvant servir à la fabrication de thermocouple.....	152
Figure 157 : Schéma d'un thermocouple réalisé par Robert Kee [43], [44].....	154
Figure 158 : Etude de l'impact de la radiation et de la conduction sur la mesure par micro-thermocouple [43], [44]	154
Figure 159 : Courbe de refroidissement d'un micro-thermocouple [3].....	156
Figure 160 : Evolution de la constante de temps d'un micro-thermocouple en fonction de la vitesse de l'air[43], [44]	156
Figure 161 : Technique de soudage des micro-thermocouples par décharge capacitive [47]	162
Figure 162 : Technique de soudage des micro-thermocouples par décharge capacitive [47]	163
Figure 163 : Valeur des couples tension/capacité pour le soudage de micro-thermocouples de différents diamètres [47]	163
Figure 164 : Micro-thermocouple de 5 μ m (gauche) et 1,3 μ m (droite) [47]	163
Figure 165 : Photo d'un fil chaud	165
Figure 166 : Thermocouple de type K chemisé	166
Figure 167 : Architecture de micro-thermocouples réalisés en interne	166
Figure 168 : Capacité utilisé pour le soudage des micro-thermocouples	168
Figure 169 : Soudure obtenue entre deux fils de thermocouple	168
Figure 170 : Micro-thermocouple de 25 μ m assemblé	169
Figure 171 : Thermocouple de type K double composé d'un thermocouple soudé à l'aide de fils de 25 μ m et d'un autre soudé à l'aide de fils de 50 μ m.....	170
Figure 172 : Schéma électrique de la chauffe du thermocouple	171
Figure 173 : Schéma l'installation du micro-thermocouple dans la veine fluide.....	172
Figure 174 : Photographie du dispositif de mesure de vitesse	172
Figure 175 : Photo du banc d'essai pour la mesure de la constante de temps des micro-thermocouples	173

Figure 176 : Photographie du dispositif de chauffe par effet Joule	174
Figure 177 : Mesure de la température aux bornes du thermocouple.....	175
Figure 178 : Mesure du refroidissement du micro-thermocouple	176
Figure 179 : Evaluation de la constante de temps du thermocouple lors du refroidissement.....	176
Figure 180 : Logarithme du temps de réponse en fonction du logarithme de la vitesse pour quatre thermocouples différents.....	178
Figure 181 : Profil de température testé réponse des thermocouples.....	182
Figure 182 : Ecart types obtenus dans le cas de l'utilisation de l'estimateur de Kalman	184
Figure 183 : Ecart types obtenus dans le cas de l'utilisation de la méthode des moindres carrés.....	184
Figure 184 : Evolution de la température et de la vitesse de l'air en entrée turbine	185
Figure 185 : Evolution de la constante de temps des thermocouples en entrée turbine	186
Figure 186 : Evolution de la température des thermocouples en entrée turbine	186
Figure 187 : Comparaison entre la constante de temps d'un thermocouple et son évaluation par les algorithmes.....	187
Figure 188 : Comparaison entre la température du gaz en entrée turbine et son évaluation par les algorithmes.....	188

Liste des tableaux

Tableau 1 : Récapitulatif des écarts sur le débit massique en entrée turbine et le rapport des pressions de la turbine en fonction de la fréquence du flux pulsé. [28], [29], [30], [31].....	31
Tableau 2: Récapitulatif des performances du générateur pulsation à vanne rotative	38
Tableau 3: Récapitulatif des performances du générateur de pulsation à culasse	39
Tableau 4 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsations à vanne à plaque rotative à orifice.....	40
Tableau 5 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsations à vanne à boisseau.....	42
Tableau 6 : Récapitulatif des performances du générateur de pulsation à came	44
Tableau 7 : Récapitulatif des performances estimées des bancs d'essais pulsés existants.....	44
Tableau 8: Evaluation du temps d'ouverture d'une soupape de moteur à combustion interne à différents régimes de fonctionnement	52
Tableau 9 : Tableau caractéristiques des conduites	57
Tableau 10 : Tableau caractéristiques des conduites du montage avec diaphragme	64
Tableau 11 : Tableau des points de fonctionnement moteur mesurés	76
Tableau 12 : Tableau récapitulatif des tailles de mailles testées.....	80
Tableau 13 : Tableau des retards de mesure de la pression totale dans le tube de Pitot	95
Tableau 14 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur la mesure de la pression statique	99
Tableau 15 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur la mesure de la section de passage dans la conduite	100
Tableau 16 : Tableau récapitulatif de l'erreur de mesure du débit massique après correction dans le cas d'une erreur sur le positionnement angulaire de la sonde dans la conduite	102
Tableau 17 : Isovitesse de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'essai avec la ligne d'air du banc pulsé en régime stabilisé	117
Tableau 18 : Débit de fuite mesuré dans les "wastegates".....	120
Tableau 19 : Equivalence entre les fréquences d'acquisition et la fréquence de rotation moteur pour un pas d'acquisition de 0,2° vilebrequin	124
Tableau 20 : Isovitesse de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'étape 1	128
Tableau 21 : Isovitesse de rotation du turbocompresseur mesurées lors de l'étape 2	129
Tableau 22 : Fréquences de pulsation équivalente mesurée pour chacun des points de fonctionnement mesurés.....	131
Tableau 23 : Equivalence des effets de la radiation à basse et haute température	155
Tableau 24 : Tableau récapitulatif des matrices pour les différents algorithmes et structures.....	159
Tableau 25 : Valeur des couples tension/capacité et énergie nécessaire pour le soudage des fils de micro-thermocouples.....	167
Tableau 26 : Valeur des couples tension/capacité et énergie testés et utilisés pour le soudage des fils de micro-thermocouples.....	167
Tableau 27 : Tableau récapitulatif de la mesure de la constante de temps pour différentes vitesse d'air.....	177
Tableau 28 : Evaluation des caractéristiques des constantes de temps des micro-thermocouples ..	178
Tableau 29 : Bilan statistique des erreurs obtenues pour les différents algorithmes	182
Tableau 30 : Etude statistique de l'erreur de obtenu sur l'évaluation de la température pour les 6 algorithmes.....	188

Evaluation des termes temporels permettant de décrire les transitoires rapides d'un turbocompresseur de suralimentation automobile.

RESUME :

Ce document propose une démarche expérimentale permettant de reproduire les écoulements pulsés, que l'on retrouve dans le collecteur d'échappement d'un moteur, sur les caractéristiques des performances d'un turbocompresseur de suralimentation.

Une étude comparative des différents moyens d'essais existants, permettant de reproduire les effets pulsés en entrée de la turbine d'un turbocompresseur, est présentée. Elle permet d'évaluer les avantages et les inconvénients de chacun pour définir un cahier des charges de fonctionnalité d'un nouveau banc d'essai

Les travaux permettant la mise en œuvre de l'instrumentation spécifique propre à répondre aux besoins de développement de ce moyen d'essai sont exposés. Le principal objectif est pouvoir obtenir une mesure du débit instantané ainsi que celle de la température instantanée.

Les premiers résultats obtenus avec les conditions d'essais utilisant le système mis en place pour simuler le régime pulsé, complétés par une analyse des différentes procédures d'exploitation, montrent qu'il est possible de restituer des essais cohérents en régime d'écoulement stationnaire et pulsé afin de les comparer.

Les possibilités d'exploiter d'autres résultats sont évoquées, compte tenu de la flexibilité du banc ; il est en effet possible faire varier de façon indépendantes plusieurs types de conditions d'écoulements pulsés pour simuler, par exemple, différents points de charge d'un moteur donné ou de simuler différentes valeurs du nombre de cylindres.

Mots clés : (Suralimentation, Turbocompresseur, Ecoulement pulsé, Performance)

Description and evaluation of fast transient effects in turbochargers for automobile application.

ABSTRACT :

The document presents the results of an experimental work devoted to create pulse flows, independently from a real car engine, equivalent to the exhaust pipe engine flow characteristics, on the overall performances of a turbocharger.

A comparative analysis on existing test stands that are able to perform such flow conditions is presented. This allows defining a new test stand which specific conditions that are not already covered by previous test stands.

All steps concerning the ability to set up of the new test stand and more specifically instrumentation development and acquisition systems are detailed. First set of results obtained with the test stand, in pulse conditions, are presented with some analysis on performance comparisons between steady and pulse inlet conditions at the turbocharger inlet section.

The new pulse test stand allows performing more flexible variations of inlet flow unsteady conditions, different thrust load values and number of motor cylinders as well.

Keywords : (Turbocharging, Pulsating flow, Performance)