



# **Conception et analyse thermodynamique d'une microturbine pour la production d'électricité**

**Mémoire**

**Fatemeh Abasian**

**Maîtrise en génie mécanique - avec mémoire**  
Maître ès sciences (M. Sc.)

Québec, Canada

## Résumé

Dans ce travail, un prototype de turbine activée par une décharge d'air comprimé a été produit et testé pour trouver sa géométrie optimale, et ce, sur la base d'un modèle thermodynamique. Un dispositif expérimental, a été spécialement conçu pour tester la turbine. Il comprend un système de piston et de valves servant à charger un réservoir d'air comprimé, ainsi qu'une valve de fin de course servant à déclencher la décharge du réservoir à travers la turbine. L'appareil expérimental permet la mesure directe de la pression et de la température dans le réservoir et utilise un système d'acquisition de données basé sur LabVIEW. Pour assurer une mesure précise de ces paramètres, des thermocouples à réponse rapide et des capteurs de pression sont utilisés.

Le modèle thermodynamique de charge et de décharge d'un réservoir est déterminé par un processus polytropique afin de prévoir la pression et la température de l'air à l'intérieur du réservoir.

De plus, l'influence des paramètres de la turbine, tels que la vitesse angulaire initiale de l'arbre de la turbine et les bords avant ou arrière des aubes du rotor et du stator, a été étudiée en fonction de ses performances. Les résultats montrent que la turbine avec une vitesse angulaire initiale peut fournir un rendement supérieur à chaque impulsion. De plus, la plus grande vitesse angulaire initiale de la turbine contribue à une puissance plus élevée. En outre, les angles appropriés peuvent limiter la probabilité de séparation sur la trajectoire du mouvement du fluide.

# Table des matières

<b>Résumés</b> .....	iii
<b>Table des matières</b> .....	iv
<b>Listes (tableau et figures)</b> .....	vi
<b>Tableau</b> .....	vi
<b>Figure</b> .....	vi
<b>Remerciements</b> .....	ix
<b>Introduction</b> .....	1
0.1 Mise en contexte .....	1
0.2 Revue de littérature .....	3
0.1.1 Source métabolique .....	3
0.1.2 Examen des dispositifs de récupération d'énergie .....	5
0.3 Proposition détaillée .....	10
0.4 Objectifs .....	15
0.5 Organisation du mémoire .....	15
<b>Chapitre 1 (Description du montage)</b> .....	17
1.1 Conception de la microturbine .....	17
1.2 Fabrication de la microturbine .....	23
1.3 Assemblage de la microturbine .....	25
1.4 Exerciseur expérimental .....	27
1.4.1 Description du montage .....	27
1.4.2 Instrumentation .....	33
1.4.3 Mesure des différents volumes .....	35

1.4.4 Acquisition de donnée .....	38
<b>Chapitre 2 (Modélisation thermodynamique) .....</b>	<b>42</b>
2.1 Charge du réservoir .....	42
2.2 Vidange du réservoir .....	48
2.3 Puissance mécanique fournie durant la compression .....	48
2.4 Puissance thermodynamique produite par la turbine.....	52
2.5 Puissance mécanique théorique extrait.....	54
2.6 Puissance électrique.....	57
2.7 Efficacité de l'exerciseur .....	57
<b>Chapitre 3 (Analyse des résultats) .....</b>	<b>59</b>
3.1 Charge de la Turbine .....	61
3.2 Vidange de la turbine.....	63
3.3 Puissance produite .....	65
<b>Conclusion .....</b>	<b>70</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>72</b>

## Listes (tableaux et figures)

### Tableaux

<b>Tableau 0.1</b> : Travail total effectué par les muscles de chaque articulation pendant .....	6
<b>Tableau 1.1</b> : Géométrie du rotor et du stator .....	19
<b>Tableau 1.2</b> : Composants principaux de l'ensemble de la turbine.....	27
<b>Tableau 1.3</b> : Principales composantes de l'exerciseur.....	29
<b>Tableau 1.4</b> : Principales composantes de réservoir.....	32
<b>Tableau 1.5</b> : Masse d'eau pour deux cylindres et quatre tubes.....	36
<b>Tableau 1.6</b> : Masse d'eau pour différent volume.....	37
<b>Tableau 1.7</b> : Principaux canaux de la carte d'acquisition de données.....	41
<b>Tableau 2.1</b> : Rayon moyen, aire et vitesse tangentielle de chaque étage.....	55
<b>Tableau 3.1</b> : Vitesse correspondant à la tension.....	59

### Figures

<b>Figure 0.1</b> : Sac à dos suspendu pour l'extraction de l'énergie [21]. .....	7
<b>Figure 0.2</b> : Chaussures équipées pour convertir l'énergie du talon .....	9
<b>Figure 0.3</b> : Schéma du réservoir qui maintient l'air comprimé [11] .....	11
<b>Figure 0.4</b> : la section annulaire avec deux différent rayon.....	12
<b>Figure 0.5</b> : Géométrie des aubes de rotor et de stator [11].....	13
<b>Figure 0.6</b> : Turbine fabriquée par prototypage rapide et usinage.....	14
<b>Figure 1.1</b> : Évolution temporelle de la vitesse angulaire de l'arbre de la turbine.....	17
<b>Figure 1.2</b> : Vue schématique de la géométrie du rotor et du stator à plusieurs étages.....	18
<b>Figure 1.3</b> : La turbine conçue dans Creo doit être enregistrée en tant que fichier STL pour déterminer la résolution de l'impression. ....	21
<b>Figure 1.4</b> : Illustration du jeu entre le rotor et le stator.....	22

<b>Figure 1.5</b> : Montage CAO de la turbine (flux de gauche à droite).....	22
<b>Figure 1.6</b> : Fabrication de stator via une imprimante 3D.....	24
<b>Figure 1.7</b> : Huit étages de rotor préparé par usinage.....	25
<b>Figure 1.8</b> : Assemblage de la turbine. Le tube principal fournit l’alignement nécessaire pour tous les autres composants.....	25
<b>Figure 1.9</b> : Vue détaillée de la chambre d’entrée de la turbine .....	26
<b>Figure 1.10</b> : L’assemblage de la turbine (le débit va de gauche à droite) .....	26
<b>Figure 1.11</b> : L’exerciseur utilisé pour tester des prototypes de turbine. ....	28
<b>Figure 1.12</b> : Schéma de l’exerciseur .....	30
<b>Figure 1.13</b> : Inspirer et expirer dans piston et cylindre.....	31
<b>Figure 1.14</b> : Vue schématique du réservoir représentant divers composants principaux...	32
<b>Figure 1.15</b> : Constante de temps en fonction de la vitesse d’écoulement d’air. ....	34
<b>Figure 1.16</b> : Capteur de pression, thermocouple et IBTX.....	35
<b>Figure 1.17</b> : Illustration de la réponse d’un système du premier (thermocouple) et second (capteur du pression) ordre à un échelon.....	34
<b>Figure 1.18</b> : Volume du piston-cylindre.....	36
<b>Figure 1.19</b> : Réservoir avec la capacité de changement de volume par un vis .....	37
<b>Figure 1.20</b> : Photographie du la turbine et du moteur.....	38
<b>Figure 1.21</b> : Photographie du système d’appareils de mesure et de l’ordinateur.....	39
<b>Figure 1.22</b> : Face avant du programme LabVIEW .....	39
<b>Figure 1.23</b> : Schéma fonctionnel avec différentes commandes. ....	40
<b>Figure 2.1</b> : Processus de compression. a) Une course d'admission. b) Une course d'échappement. ....	43
<b>Figure 2.2</b> : Évolution temporelle de la température lors de la compression statique.....	45
<b>Figure 2.3</b> : Évolution temporelle de la pression lors de la compression statique.....	45
<b>Figure 2.4</b> : Évolution de la pression pendant la compression. ....	47
<b>Figure 2.5</b> : Évolution de la température pendant la compression .....	47
<b>Figure 2.6</b> : Diagramme des corps libres.....	49
<b>Figure 2.7</b> : Schéma d’une turbine axiale multi-étages illustrant le rotor (aubes mobiles) et le stator (aubes fixes).....	52

<b>Figure 2.8</b> : Géométrie des aubes du rotor et des triangles de vitesses. ....	55
<b>Figure 2.9</b> : Partie hachurée est la zone du passage de l'air. ....	57
<b>Figure 3.1</b> : Étalonnage de vitesse de rotation. ....	59
<b>Figure 3.2</b> : Évolution de la température à l'intérieur du réservoir pendant trois pas.....	60
<b>Figure 3.3</b> : Évolution de la pression à l'intérieur du réservoir pendant trois pas. ....	60
<b>Figure 3.4</b> : Exemple de signal de tension mesuré lié à la puissance .....	61
<b>Figure 3.5</b> : L'évolution temporelle de la pression et de la température .....	62
<b>Figure 3.6</b> : Évolution temporelle de la température et de la pression .....	64
<b>Figure 3.7</b> : Le chargement et le déchargement du réservoir .....	65
<b>Figure 3.8</b> : Évolution temporelle de la puissance.....	66
<b>Figure 3.9</b> : Variation de la puissance en fonction de la vitesse angulaire .....	67
<b>Figure 3.10</b> : Variation des angles en fonction de la vitesse angulaire. ....	68
<b>Figure 3.11</b> : Évolution temporelle de la puissance mécanique requise.....	69

## Remerciements

Tout d'abord, je voudrais exprimer ma sincère gratitude à mon directeur de recherche, le professeur Jean Lemay, pour le soutien continu de mes études et recherches connexes, ainsi que de sa patience, de sa motivation et de ses connaissances. Ses conseils m'ont aidé tout au long de la recherche et de la rédaction de ce mémoire. Je remercie également Marc-André Plourde-Campagna, Yves Jean et tous les techniciens expérimentés de l'atelier de mécanique (Frédéric Morin, Jonathan Talbot, Michel Dominique et André Chamberland) qui offrent généreusement leurs informations et préparent l'exigence de ce projet.

De plus, je tiens à exprimer ma très profonde gratitude à mes parents et à ma sœur qui me croient et me défient de quitter mon pays natal pour découvrir de nouvelles expériences et une nouvelle vie.

Enfin, je remercie mon petit ami pour son soutien indéfectible et ses encouragements constants tout au long de mes années d'études et du processus de recherche et de rédaction de ce mémoire.

# Introduction

## 0.1 Mise en contexte

Dans le monde d'aujourd'hui, l'utilisation d'appareils portables de haute technologie, comme les téléphones intelligents, les ordinateurs, les tablettes, les systèmes de vision infrarouge, les caméras, les systèmes de localisation par satellite (GPS), est en croissance. Cependant, parallèlement à ces avancées technologiques, la question de l'alimentation électrique pose un problème de première importance en terrain isolé. En effet, la difficulté d'accès à une source d'énergie, le coût métabolique excessif induit par le transport des batteries et le prix élevé du remplacement d'un grand nombre de batteries ont convaincu les chercheurs de trouver une source d'énergie disponible pour faire fonctionner les équipements. Dans ce contexte, différentes sources d'énergie peuvent être envisagées : panneaux solaires, mini-éoliennes, mini-turbines hydrauliques lorsqu'il y a un débit d'eau, etc. Malgré la pertinence de toutes ces solutions, l'énergie du mouvement humain normal a attiré l'attention des chercheurs. Ainsi, dans le présent travail, l'énergie électrique produite par le mouvement humain servant à alimenter les appareils mobiles est étudiée.

Le projet proposé vise à exploiter une portion de l'énergie de la marche humaine pour faire fonctionner un système de génération d'énergie miniaturisé qui peut être incorporé dans une botte de marche. L'idée consiste à comprimer un certain volume d'air et à faire circuler un pulse d'air à travers une microturbine. Le système consiste à utiliser l'impact du talon et la compression subséquente de la semelle lors de la marche pour comprimer l'air dans un petit réservoir avant de le faire passer dans une microturbine reliée à un générateur produisant de l'électricité. Pour un générateur de type rotatif, la contrainte de petite taille impose une vitesse de rotation élevée. En fait, le rendement électromécanique d'un générateur de petite taille requiert une vitesse de rotation très élevée de la turbine. Par exemple, pour un générateur ayant un diamètre de l'ordre d'un centimètre et de vitesse rotationnelle de l'ordre de 50 000 à 100 000 tr/min, un rendement de 75 à 80% est obtenu (par exemple : Maxon EC

10 brushless motor). Ainsi, le faible débit massique disponible et l'utilisation d'une turbine de petite taille qui doit fonctionner à une vitesse de rotation très élevée constituent des enjeux importants dans cette étude.

En effet, pour produire un débit satisfaisant à travers la turbine, le réservoir de stockage d'air comprimé doit être relativement grand. Par ailleurs, le dispositif de compression doit être de volume suffisant pour pousser la masse d'air comprimé requise dans le réservoir de stockage. Toutes ces contraintes peuvent être satisfaites en utilisant un ensemble soufflet-charnière et un réservoir de stockage installé à l'extérieur de la chaussure. Cependant, dans le montage expérimental, un ensemble piston-cylindre est utilisé à la place du système soufflet-charnière. L'utilisation d'un montage expérimental instrumenté permet d'étudier l'effet de différents paramètres sur le résultat final. Les paramètres variables comprennent le volume du réservoir, la course du piston dans le cylindre, la vitesse initiale du rotor, la vitesse de marche, etc. En outre, le dispositif expérimental défini dans cette étude permet de mesurer directement la pression et la température à l'intérieur du réservoir, à l'aide de capteurs reliés à un système d'acquisition de données programmé en LabVIEW. Pour garantir des mesures précises de ces paramètres, un capteur de pression à réponse rapide et un thermocouple sont utilisés.

Il y a deux possibilités pour faire fonctionner la turbine. Tout d'abord, il est possible de laisser la turbine à l'état statique, puis de souffler l'air à travers celle-ci afin de la mettre en mouvement. L'autre stratégie consiste à utiliser un moteur électrique pour fournir la vitesse de rotation initiale. Dans cette étude, la seconde méthode est utilisée, car selon la caractéristique d'une turbine, plus la vitesse de rotation est élevée, plus le rendement est élevé. Par conséquent, s'il existe un moyen (un moteur, par exemple) de fournir la force nécessaire pour vaincre le premier mouvement continuellement, et que cette force est inférieure à l'énergie consommée pour faire tourner la turbine de la situation immobile à la vitesse de rotation maximale à chaque impulsion, il est logique de choisir cet appareil. Dans cette méthode, la turbine tourne à la vitesse variable de 15 000 à 60 000 tr/min pour voir quelle est la relation entre la vitesse et la puissance récoltée. De plus, les meilleurs angles des aubes sont déterminés en fonction du triangle de vitesse. Par la suite, le modèle thermodynamique permet de clarifier les applications de cette méthode.

Le but du présent travail est d'abord d'établir une base théorique permettant d'analyser le processus thermodynamique de compression de l'air, de la vidange du réservoir et finalement du débit massique passant à travers la microturbine. Par ailleurs, une turbine à haut rendement est un dispositif bien conçu en termes de géométrie (triangles des vitesses) qui minimise l'interférence et la friction entre le rotor et le stator. Ainsi, en comparant le résultat de sortie du système du prototype de turbine et du modèle thermodynamique, les possibilités d'optimisation de la turbine telles que la forme des aubes, le nombre d'aubes et le nombre d'étages sont étudiées.

## **0.2 Revue de littérature**

### **0.1.1 Source métabolique**

Reimer et Shapiro (2011) présentent l'état de l'art concernant l'extraction d'énergie du mouvement humain. Ils remarquent que dans certaines applications, le mouvement humain pourrait être une alternative propre et suffisante aux batteries. Pour démontrer leur analyse, ils établissent que pour une personne ordinaire, l'énergie requise pendant 24 heures est d'environ 11 MJ, ce qui représente l'énergie stockée dans près de 800 piles AA standards (capacité d'une pile alcaline : 2,55 Ah et tension de la pile AA : 1,5 V  $\rightarrow$  énergie totale pour une heure :  $2,55 \times 1,5 \times 3600 \times 10^{-6} = 0,01377$  MJ). L'ensemble de ces piles pèse environ 20 kg, tandis que la même quantité d'énergie est contenue dans, par exemple, 800 g de graisse corporelle. De plus, l'énergie spécifique d'une batterie AA est de 0,55 MJ/kg, ce qui n'est pas comparable à l'énergie spécifique d'un aliment qui contient 55 MJ/kg (ou 13 kcal/g). Ainsi, s'il existe un moyen d'extraire l'énergie du mouvement humain, il peut être avantageux d'exploiter cette ressource plutôt que de supporter les coûts métaboliques associés au transport d'une grande quantité de piles.

Selon les observations de ces mêmes chercheurs sur les coûts énergétiques provoqués dans l'exécution de diverses tâches, l'énergie dépensée par le corps humain est évacuée à 70 % en chaleur et à 30 % en mouvement mécanique. Les transferts de chaleur se produisent sous trois formes, soit par la transpiration (évaporation = chaleur latente), par le rayonnement et par la convection. Le rayonnement et la convection constituent 33 % de la chaleur totale

transférée qui est récupérable, tandis que le reste (67 % de la chaleur totale) est considéré comme de la chaleur perdue.

Bien qu'il semblerait logique d'essayer de récupérer la chaleur transférée (rayonnement ou convection), les lois de la thermodynamique fournissent les limites d'exploitations de ces sources. Cette limite est formée par ce qu'on appelle l'efficacité du cycle de Carnot. En fait, le système d'extraction d'énergie thermique dépend de la différence de température entre un système et l'environnement. Donc, si une personne moyenne ( $T_c = 37\text{ °C} = 310\text{ K}$ ) se trouve dans un environnement à température de  $0\text{ °C}$  ( $T_f = 273\text{ K}$ ), l'efficacité théorique maximale d'un moteur thermique serait de 12 % (efficacité =  $1 - T_f/T_c = 12\%$ ). Bien que l'efficacité d'un dispositif thermoélectrique soit inférieure à celle d'un moteur thermique, dans cette plage de température, l'utilisation générale d'un dispositif thermoélectrique est très courante. L'efficacité d'une composante thermoélectrique, en considérant  $ZT = 1$  (le facteur de mérite pour un générateur thermoélectrique qui est au mieux  $ZT \approx 1$ ), est d'environ 2 %

$$\left(\mu = \frac{\Delta T}{T_h} \times \frac{\sqrt{1+ZT}-1}{\sqrt{1+ZT}+T_c/T_h}, \mu = \frac{310-273}{310} \times \frac{\sqrt{1+1}-1}{\sqrt{1+1+273/310}} = 2,15\%\right).$$

Ainsi, 70 % de l'énergie de dépense associée au corps humain est libérée dans la chaleur, alors que seulement 33 % de cette énergie est récupérable. En ce qui concerne la limitation de l'extraction thermique, il

est donc possible d'exploiter seulement 0,5 %

$$\left( \begin{array}{ccc} 100 & & 0,7 \\ \downarrow & \times & \downarrow \\ \text{Énergie totale} & & \text{Chaleur relâchée} \end{array} \times \begin{array}{ccc} 0,33 & & 0,02 \\ \downarrow & \times & \downarrow \\ \text{Chaleur récupérable} & & \text{Efficacité thermoélectrique} \end{array} = 0,462 \cong 0,5 \right) \text{ d'énergie}$$

consommée (0,5 % de 55 MJ/kg = 0,3 MJ/kg), ce qui n'est pas vraiment plus avantageux que de transporter des piles AA (0,55 MJ/kg - coût métabolique du transport). En outre, cette solution a besoin de l'équipement qui recouvre tout le corps et produit un coût métabolique excessif au transport de cet équipement. Il reste à étudier les possibilités offertes par le mouvement humain.

Plusieurs auteurs, par exemple, Donelan *et al.* (2002), Rome *et al.* (2005), Sawicki *et al.* (2009), ont conduit leur étude sur l'énergie consommée pendant la marche. Ils présentent deux phases différentes de travail pour chaque mouvement. La première phase est la plus

importante et est associée au travail assigné aux muscles qui dépensent de l'énergie pour produire du mouvement (phase positive); l'autre phase est associée à une dépense d'énergie pour retarder ou ralentir le mouvement (phase négative). Il s'agit d'une phase du travail visant à dissiper de l'énergie cinétique (freinage) ou potentielle (maintien de l'équilibre ou de la posture) ne servant pas à produire un mouvement. La plupart des dispositifs d'extraction d'énergie basés sur le mouvement humain, notamment le dispositif de type exosquelette de Sawicki *et al.* (2009), tente d'exploiter les phases négatives de travail mécanique, de la même manière qu'un frein régénératif fonctionne dans les automobiles hybrides.

Rimer et Shapiro (2011) ont déterminé la distribution de l'énergie pendant la marche naturelle. En effet, comme expliqué précédemment, 30 % d'énergie stockée dans les aliments caloriques sont évacués au mouvement mécanique qui consiste à 61 % de travail positif et à 39 % de travail négatif. Ainsi, l'énergie spécifique récupérée de la nourriture consommée serait alors de 6,4 MJ/kg ( $55 \text{ MJ/kg} \times 0,3 \times 0,39 = 6,4 \text{ MJ/kg}$ ). Bien que partiellement réalisable, cela implique que l'extraction d'énergie du mouvement humain présente un potentiel avantageusement comparable au transport de piles AA (énergie spécifique de 0,55 MJ/kg). Cela mérite des investissements considérables dans la recherche. Le Tableau 0.1 montre la quantité de phases négatives pour différents mouvements.

Il est entendu que l'impact du talon, le genou et les chevilles semblent être les candidats idéaux pour récupérer le travail négatif. En outre, ces mouvements pourraient être utilisés avec un dispositif simple plutôt qu'avec un système compliqué qui serait utilisé pour l'extraction de l'énergie de la hanche ou de l'épaule. En effet, la jointure du talon a seulement un degré de liberté tandis que la hanche et l'épaule ont des articulations plus complexes.

### **0.1.2 Examen des dispositifs de récupération d'énergie**

Rome *et al.* (2005) ont utilisé un sac à dos à ressort qui récupère l'énergie du mouvement d'oscillation verticale pendant la marche. Ce dispositif (Figure 0.1), qui a une charge de 38 kg, oscille linéairement dans une plage d'environ 5 cm, puis en appliquant un générateur (un motoréducteur 25: 1), le déplacement vertical est converti en mouvement de rotation. De ce fait, l'appareil génère une puissance de 7,4 W pendant la marche rapide (environ

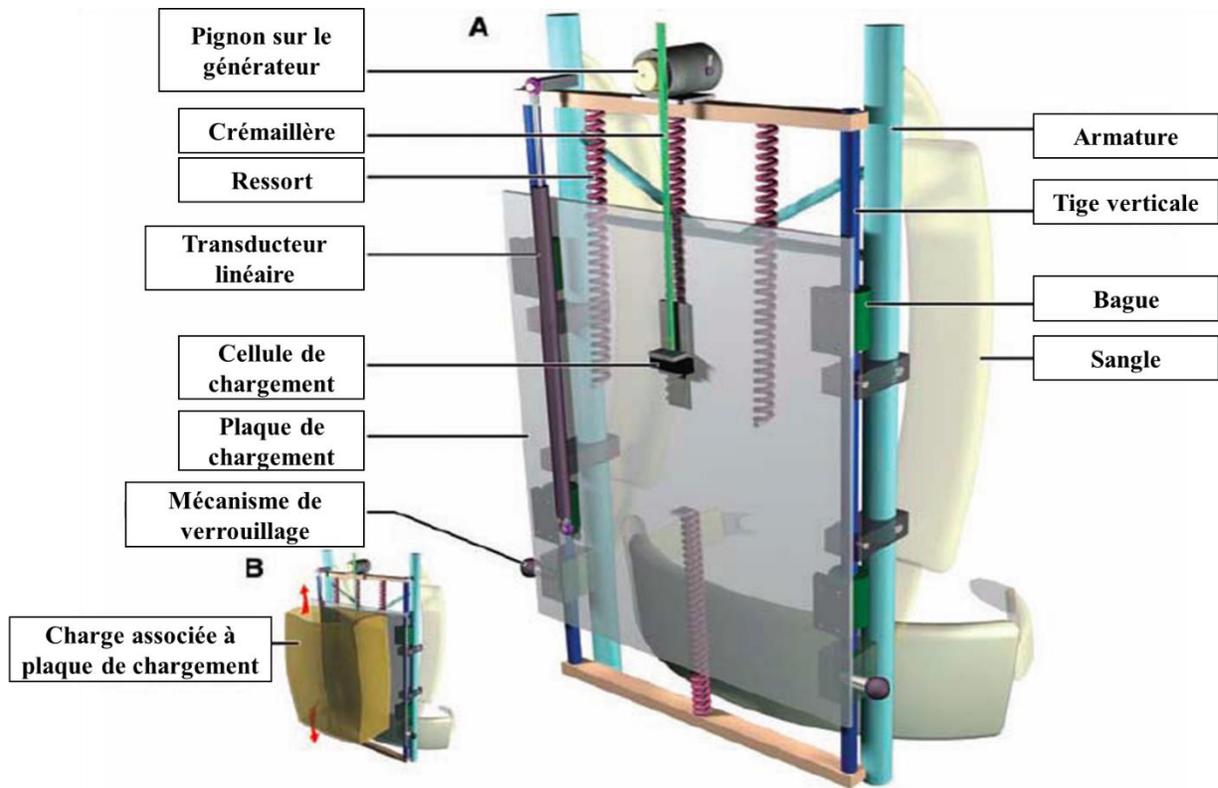
6,5 km/h). Cependant, il en résulte un coût métabolique important dû au transport d'un sac à dos relativement lourd et à l'interférence avec son environnement.

**Tableau 0.1** : Travail total effectué par les muscles de chaque articulation pendant la marche [20,26]. Tous les calculs ont été faits pour une personne de 80 kg, à l'exception du centre de masse et de l'impact du talon (une charge utile de 20 kg est utilisée), avec l'hypothèse d'une fréquence de 1 Hz par cycle (c'est-à-dire deux étapes).

Articulation	Travail	Puissance	Couple max.	Travail négatif	
	[J]	[W]	[Nm]	%	J
L'impact du talon	1-5	2-20		50	1-10
Cheville	33,4	66,8	140	28,3	19
Genou	18,2	36,4	40	92	33,5
Hanche	18,96	38	40-80	19	7,2
Centre de masse	10	20		-	
Coude	1,07	2,1	1-2	37	0,8
Épaule	1,1	2,2	1-2	61	1,3

Ce système est composé de l'armature du sac qui est fixée au corps. La plaque de chargement se raccorde à l'armature du sac par quelques ressorts pour avoir une charge suspendue. Ensuite, l'électricité est fournie en transformant le mouvement vertical de la charge en marchant vers le système de production d'électricité. En effet, lors du déplacement libre du poids, la crémaillère qui est fixée sur la plaque de chargement engrène avec le pignon du moteur à courant continu (C.C.) En fin de compte, le moteur fonctionne comme un générateur pour fournir de l'énergie électrique.

Feenstra *et al.* (2007) ont également travaillé sur un sac à dos pour récolter de l'énergie, à la différence qu'ils remplacent la boucle de la sangle par un actionneur de pile piézoélectrique amplifié mécaniquement. Les résultats démontrent qu'une puissance moyenne de 0,4 mW pouvait être obtenue avec ce système pour une charge de 18 kg.



**Figure 0.1** : Sac à dos suspendu pour l'extraction de l'énergie [21].

L'extraction d'énergie concernant l'impact du talon et le mouvement de rotation de la cheville démontre que, pour une personne de 80 kg, une puissance de 4 W et 6 W peut être obtenue respectivement du talon et de la cheville en marchant au rythme de 1 Hz (2 pas par seconde). Par ailleurs, en supposant une interférence négligeable du corps avec l'environnement et en ignorant le coût métabolique supplémentaire produit par les bottes normales, l'extraction de puissance maximale serait de 10 W. En effet, le travail négatif général donne une puissance de 67 W pendant la marche. Cependant, seule une partie non significative de cette énergie (15 % de 67 W = 10 W) est disponible à exploiter par une personne qui porte des chaussures d'entraînement spécialisées. Cette chaussure permet de diminuer les pertes de 10 W, car d'une part, le talon et la semelle de la chaussure se déforment lors de la marche et réduisent la perte de chaleur et d'autre part, la contraction des muscles diminue en absorbant les impacts et les décélérations. La fatigue ressentie après une marche pieds nus sur le béton peut clarifier l'effet de l'absorption des impacts. Ainsi, ces auteurs concluent qu'étant donné qu'on économise 10 W en réduisant les pertes produites par les

chocs et les décélérations avec une chaussure spécialisée, il n'y a pas de coût métabolique supplémentaire. Il est donc souhaitable d'utiliser cette chaussure spécialisée. En effet, même si les auteurs n'ont pas été en mesure de faire fonctionner un système pour extraire l'énergie, ils ont néanmoins réussi à sauver l'énergie gaspillée en diminuant la fatigue de la marche, et ce, bien que ce n'était pas le but de cette étude. De plus, en comparant l'énergie spécifique des batteries avec la phase négative du talon et de la cheville, l'avantage d'exploiter ces deux parties du corps plutôt que les batteries de transport sera évident (talon et cheville = 15 % des 39 % de travail négatif du 30 % de l'énergie mécanique générée par les aliments d'une énergie spécifique de 55 MJ/kg, est deux fois plus que l'énergie d'une batterie particulière qui est de 0,5 MJ/kg).

L'extraction de l'énergie résultant de l'impact du talon a une longue histoire. Voici quelques exemples de chaussures équipées pour récolter cette énergie.

Chen (1996) a utilisé un réservoir hydraulique avec un générateur magnétique électrique intégré. La semelle de chaussure génère un flux dû à la différence de pression pendant chaque cycle de marche. La puissance moyenne fournie était de 250 à 700 mW en fonction du poids et de la démarche d'un utilisateur du système.

Shenck et Paradiso (2001) ont créé un générateur de chaussure qui utilise un dispositif rotatif magnétique. Ce système est capable de produire une puissance moyenne de 60 mW sur l'ensemble de la marche (Figure 0.2). En outre, en 1998, ils ont utilisé des matériaux piézoélectriques intégrés dans la chaussure et ont atteint une puissance moyenne de 8 mW lors d'un cycle de marche (Figure 0.2).

Ces types de générateurs rotatifs sont généralement fragiles en raison des rapports de démultiplication élevés requis, de la faible course d'entrée et de l'environnement plutôt hostile dans lequel évolue la chaussure. De plus, pour améliorer la vitesse de rotation des engrenages, il faut ajouter le nombre d'engrenages, ce qui réduit l'efficacité globale, donc travailler avec ce dispositif ne peut pas être rentable.



a)

b)



c)

**Figure 0.2** : Chaussures équipées pour convertir l'énergie du talon en énergie électrique [10,23].a) Une génératrice actionnée par compression commerciale est greffée sur la chaussure. Une puissance moyenne sur une marche standard est d'un quart de watt. b) Générateur magnétique intégré dans la semelle de la chaussure. c) Semelle intérieure génératrice d'énergie piézoélectrique et transmetteur autoalimenté.

Par le passé, plusieurs idées ont été proposées pour extraire cette puissance (voir Khaligh *et al.* (2010) qui présentent un état de l'art). Hayashida (2000) a par exemple développé un système mécanique (levier et boîte d'engrenages) intégré au talon d'une chaussure de sport ne produisant que 0,06 W en continu. Hagood *et al.* (1999) ont développé un concept de transducteur microhydraulique à semi-conducteur exploitant l'effet piézoélectrique. Kendal (1998) et Kymissis *et al.* (1998) ont aussi proposé des concepts basés sur l'effet piézoélectrique (bandes disposées dans la semelle et subissant des déformations). Le succès de ces concepts est cependant mitigé, puisque les puissances extraites sont très limitées (moins de 0,01 W en régime continu). D'autres travaux rapportés par Paradiso (2006)

mentionnent l'utilisation d'élastomères diélectriques intégrés au talon d'une chaussure et pouvant produire 0,7 W en continu. Cependant, ce matériau présente une durée de vie très limitée (moins de 15 heures de marche à une fréquence de 1 Hz). D'autres ont proposé des concepts ne visant pas l'extraction d'énergie, mais visant plutôt à assister une personne qui marche. En récupérant de l'énergie des phases négatives, ils tentent d'en restituer durant les phases positives de manière à assister les muscles produisant le mouvement. Un dispositif de type exosquelette (Sawicki *et al.* (2009)) ou encore une orthèse pneumatique pour pied tombant (Chin *et al.* (2009)) ont ainsi été développés. Le concept pneumatique (pompe à soufflet) intégré à la semelle d'une orthèse exploitée par Chin *et al.* (2009) sera repris et perfectionné dans le présent projet.

### **0.3 Proposition détaillée**

Comme le montre le contexte, une personne de 80 kg qui marche à un rythme de deux pas par seconde peut atteindre une puissance de 10 W. Malgré toutes les variantes de solutions recommandées pour extraire de l'énergie, comme la piézo-électricité ainsi que le levier et la boîte d'engrenages, il est toujours possible d'optimiser le taux d'extraction pendant la marche.

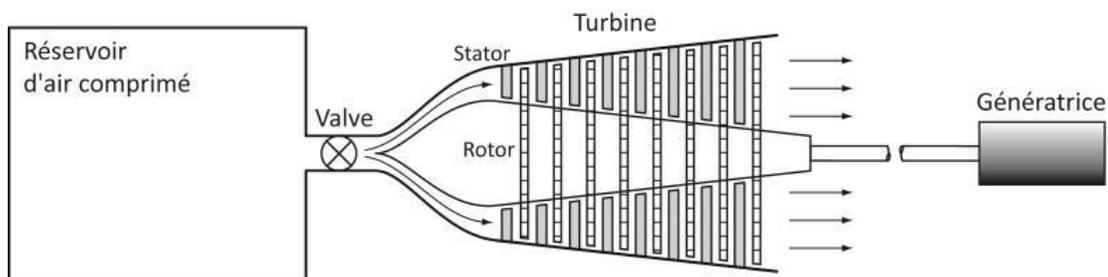
La présente étude fait suite aux recherches de Lemay et Kinsey (2011). L'idée est d'utiliser des chaussures équipées d'une microturbine pour collecter l'énergie du talon. Le concept consiste à utiliser un ensemble piston-cylindre pour comprimer l'air dans un petit réservoir avant de le faire passer dans une micro-turbine reliée à un générateur produisant de l'électricité. Dans ce projet, le prototype de l'installation est conçu en collaboration avec Marc-André Plourde-Campagna et un groupe de techniciens de l'Université Laval.

La solution basée sur l'utilisation de la turbine résulte de l'exigence d'une vitesse de rotation élevée, contrainte imposée par un générateur électrique de petite taille. En effet, le générateur électrique doit être le plus léger et le plus petit possible. Ainsi, la vitesse de rotation doit être importante pour avoir un rendement acceptable. Pour un générateur d'environ 1 cm de diamètre, la vitesse de rotation doit être comprise entre 50 000 et 100 000 tr/min. Donc,

l'utilisation d'une microturbine capable de tourner assez rapidement pourrait constituer une solution intéressante à étudier. En outre, la turbine fonctionne en faisant circuler un flux d'air comprimé.

Ce projet développe le modèle thermodynamique de la compression de l'air dans le réservoir, la vidange d'un réservoir et l'extraction de l'énergie de l'air par une turbine. Le modèle thermodynamique permet de trouver la géométrie adaptée à la conception de la turbine et, par conséquent, la plus grande efficacité d'extraction de l'impact du talon au sol.

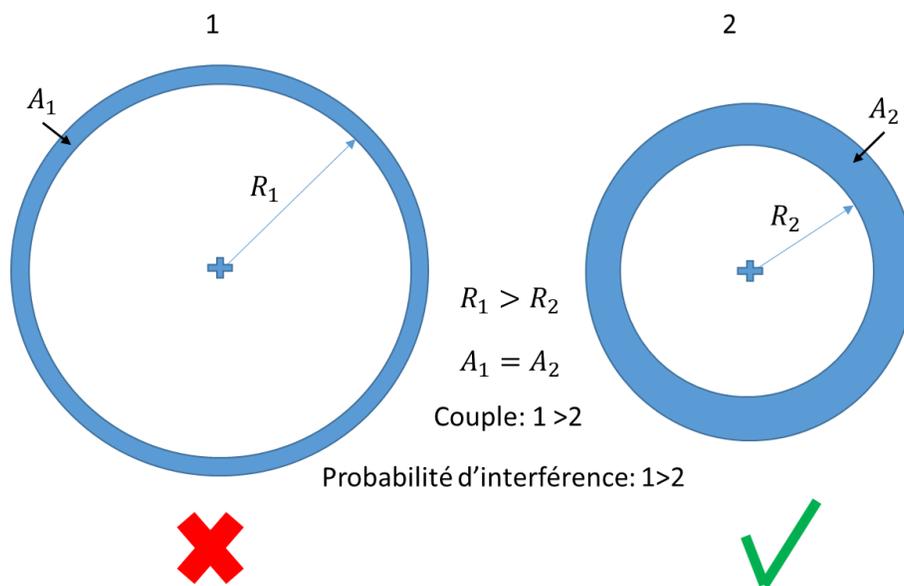
La turbine axiale à plusieurs étages est utilisée pour extraire l'énergie disponible stockée dans le réservoir de stockage sous pression (Fig. 0.3). L'idée est de transformer l'énergie stockée en pression et en température en énergie mécanique.



**Figure 0.3** : Schéma du réservoir qui maintient l'air comprimé [11]. Le réservoir connecté à la turbine axiale à plusieurs étages qui est constituée du rotor (aubes mobiles) et du stator (aubes fixes). L'arbre de la turbine est attaché au générateur pour convertir le mouvement mécanique en énergie électrique.

La turbine est composée d'un rotor et d'un stator. Chacun d'eux est composé de huit étages pour extraire l'énergie disponible à chaque étage. Lemay (2012) a déterminé la géométrie de la turbine en fonction de la loi de la puissance thermodynamique extraite basée sur l'analyse des triangles de vitesse ( $P = V_{\theta} U_t$ ). D'autre part, la puissance mécanique est définie par le produit du couple et de la vitesse de rotation ( $p = C\omega$ ). Par conséquent, le couple et la vitesse de rotation les plus importants entraînent une puissance importante. En outre, il est également conclu que pour un petit générateur, la rotation rapide est essentielle.

Le couple est fourni par la force tangentielle multipliée par le rayon. Il est donc nécessaire de maximiser la force et le rayon. La force produite par une aube dépend de la vitesse de l'écoulement. Plus la vitesse sera élevée, plus grand sera la force produite. Donc, en fonction de contraintes telles que la vitesse élevée et le débit massique limité, il est déduit qu'une petite section annulaire avec un grand rayon doit être sélectionnée (Figure 0.4). Toutefois, si la section annulaire est très mince, la probabilité d'interférence entre le moyeu du rotor et la jante du stator augmente. Lemay (2012) a examiné trois jeux et il a découvert que le moins de jeux est le meilleur du point de vue thermodynamique. Cependant, d'un point de vue mécanique, il est très difficile d'avoir un petit jeu. Le jeu optimal (0,1 mm) qui est utilisé dans cette étude est déterminé par Lemay (2012) (chapitre 1, parti 1.1).



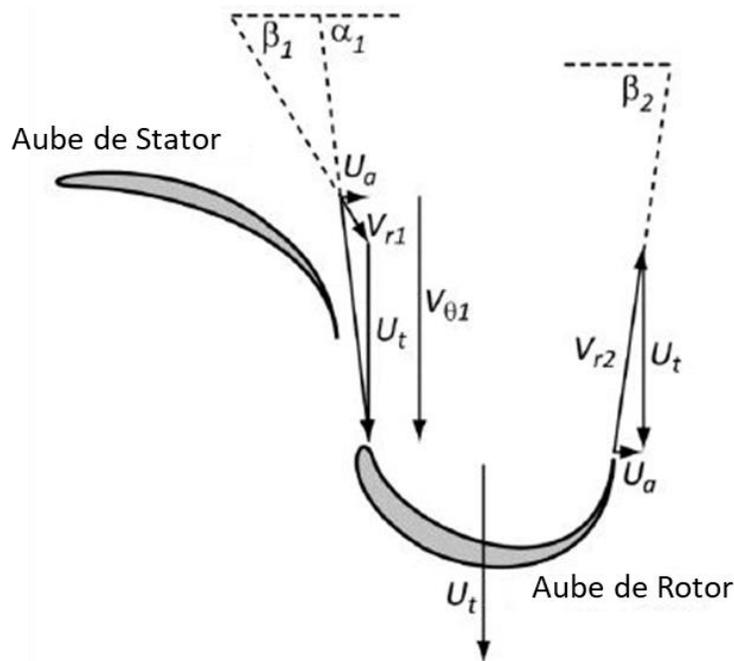
**Figure 0.4** : la section annulaire avec deux différent rayon.

Outre le jeu, la géométrie des aubes a également été déterminée en fonction des triangles de vitesse. La Figure 0.5 représente les diagrammes de vitesse d'entrée et de sortie du stator et du rotor. Les aubes du stator dirigent l'air dans le rotor avec une composante de vitesse tangentielle ( $V_\theta$ ). La vitesse absolue de l'air ( $U_a$ ) sortant du rotor est idéalement dépourvue de composante tangentielle. Ainsi, le rotor diminue le moment cinétique du fluide, le fluide exerce un couple sur le rotor dans le sens de la rotation et le rotor extrait l'énergie du fluide. Dans Lemay (2012), les aubes ont été déterminées sur la base d'une vitesse de rotation de 150 000 tr / min, ce qui donne une vitesse tangentielle des aubes, à uni-rayon, de  $U_a = 47$

m/s. Toutefois, dans la présente étude, la vitesse de rotation maximale est de 60 000 tr / min. Pour cette raison, le rotor et le stator sont conçus avec des angles différents.

Les angles  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont respectivement: le bord de fuite du stator, le bord d'attaque du rotor et le bord de fuite du rotor. Ces angles ont été déterminés en fonction des triangles de vitesse ( $\alpha_1 = 83,4^\circ$ ,  $\beta_1 = 81,0^\circ$  et  $\beta_2 = 67,0^\circ$ ).

Lemay (2012) a supposé le temps nécessaire pour décharger le réservoir à travers la turbine pour calculer la vitesse axiale moyenne. En outre, il a fixé certains paramètres tels que la vitesse de rotation, le rayon moyen et le volume de la vanne pour calculer la vitesse tangentielle des aubes au rayon moyen. Par ailleurs, il a déterminé la vitesse tangentielle du flux en fonction de la puissance mécanique d'une turbine axiale. Les détails concernant la détermination de ces vitesses sont fournis dans le chapitre 1 (parti 1.1).



**Figure 0.5** : Géométrie des aubes de rotor et de stator [11].

En résumé, le jeu approprié diminue l'interaction entre le rotor et les aubes du stator et empêche toute séparation lors du passage du flux d'air. Ainsi, l'air peut passer sans à-coups

dans une turbine et la faire tourner à la vitesse de rotation souhaitée. La Figure 0.6 montre des vues du rotor et du stator.

Il existe deux stratégies pour exploiter la turbine. La première, consiste à laisser la turbine au repos, puis l'air comprimé du réservoir est soufflé à travers la turbine pour la mettre en mouvement. Deuxièmement, un moteur fournit une vitesse angulaire initiale constante à la turbine, puis, les vannes de sortie du réservoir sont ouvertes pour dilater l'air sous pression à travers la turbine.



**Figure 0.6** : Turbine fabriquée par prototypage rapide et usinage. La turbine est conçue via Creo 2.0 et fabriquée selon deux méthodes. Le stator et le rotor sont construits respectivement par imprimante 3D et usinage. Bien que l'utilisation d'une imprimante 3D soit plus simple que l'usinage, dans ce cas, la haute précision est prioritaire; le rotor est donc usiné. De plus, en raison de la très petite échelle du stator, il est difficile d'utiliser la même méthode que le rotor pour le produire. Par conséquent, malgré la plus faible précision, le stator est imprimé.

Dans la première stratégie, l'énorme quantité d'énergie du flux est consommée pour faire tourner la turbine de l'état statique, donc la puissance totale de la turbine diminue. Cependant, dans la seconde méthode, la vitesse initiale empêche de gaspiller de la puissance au moment du début de la rotation de la turbine.

La seconde stratégie est valable si on considère que la quantité d'énergie que le moteur dépense pour faire tourner la turbine à une vitesse constante est inférieure à la quantité d'énergie requise pour faire accélérer la turbine à partir de l'état statique.

Après plusieurs tests, nous trouvons un modèle thermodynamique qui détermine la meilleure géométrie de la turbine. En fait, les angles liés aux pales du rotor et du stator ont une incidence directe sur la manière dont l'air peut passer sans à-coups dans une direction appropriée pour faire tourner la turbine plus rapidement. Par conséquent, l'analyse thermodynamique donne les meilleurs angles pour différentes vitesses. En outre, le modèle thermodynamique prédit l'impact du changement de paramètres tels que le volume du réservoir ou le nombre d'étages. De plus, ce modèle affiche la relation entre la vitesse de rotation et la puissance récoltée.

## **0.4 Objectifs**

L'objectif global de cette étude est d'utiliser un dispositif pour tester expérimentalement le développement d'un système d'extraction d'énergie basé sur l'utilisation d'une microturbine et d'air comprimé. Pour atteindre ce but, les objectifs suivants sont formulés:

1. Concevoir et produire le prototype de la turbine dont la géométrie est fournie par Lemay (2012). Ensuite, utiliser le montage de marche simulée pour tester la turbine;
2. Développer l'analyse thermodynamique de chargement et de déchargement du réservoir;
3. Trouver les paramètres optimaux tels que le volume, la vitesse de rotation initiale du rotor et la meilleure stratégie pour faire fonctionner la turbine;
4. Optimiser la géométrie de la turbine en fonction de la puissance de la turbine et du triangle des vitesses.

## **0.5 Organisation du mémoire**

Le chapitre 1 présente une vue schématique du dispositif et du processus de conception, de production et d'assemblage d'une microturbine à plusieurs étages. En outre, la fonction du

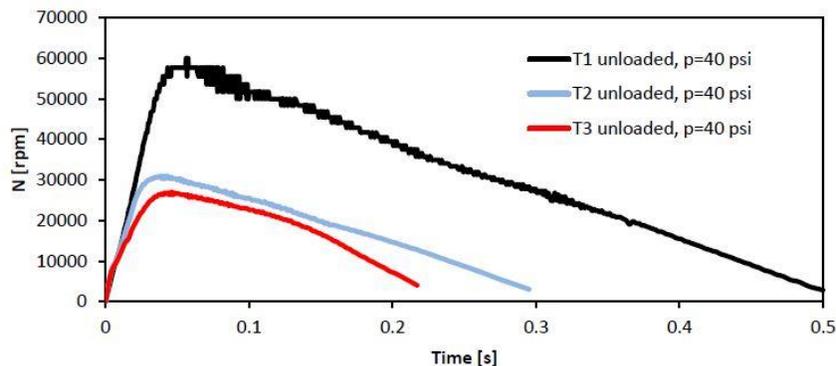
montage expérimental pour créer le débit d'air comprimé requis à travers la turbine sera décrite. Le chapitre 2 est concentré sur la recherche du modèle thermodynamique approprié basé sur l'évolution de la température et de la pression pendant le chargement et le déchargement du réservoir. De plus, les principales hypothèses pour modéliser le processus sont énoncées. Dans le chapitre 3, le modèle thermodynamique est juxtaposé aux résultats expérimentaux pour justifier le comportement des signaux. Ensuite, l'optimisation de la géométrie de la turbine basée sur l'analyse des triangles des vitesses sera décrite. Ce dernier chapitre est suivi par la conclusion et aussi quelques recommandations pour l'avenir.

# Chapitre 1

## Description du montage

### 1.1 Conception de la microturbine

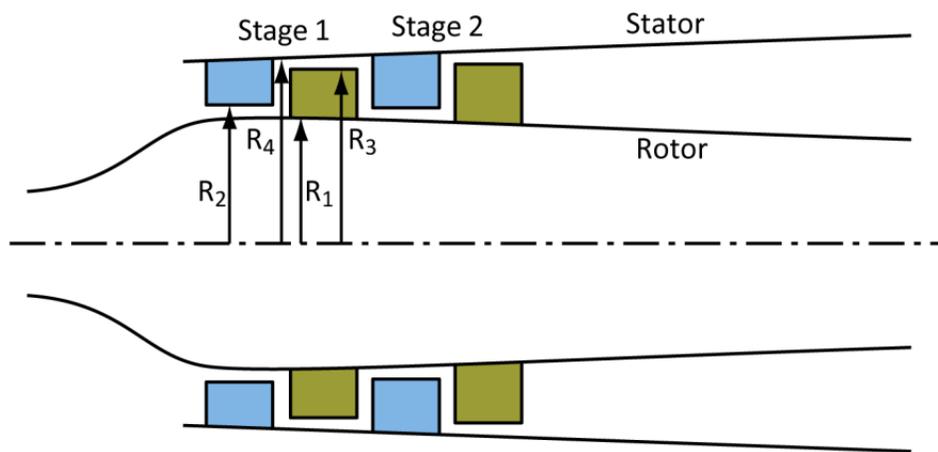
La conception et la fabrication d'une turbine miniaturisée à plusieurs étages constituent les principaux défis de cette étude. D'une part la turbine doit être assez petite pour pouvoir se placer dans les chaussures, d'autre part, elle doit être fabriquée avec une grande précision pour ne pas gêner sa rotation, étant donné les faibles jeux requis. La géométrie de la turbine est inspirée de Lemay (2012). En fait, le présent projet constitue la suite des travaux de Lemay *et al.* (2011) et de Lemay (2012). C'est pourquoi la même géométrie de turbine à huit étages est étudiée ici. Il a proposé trois géométries différentes pour la turbine. La principale différence entre les trois modèles est le jeu. Pour le modèle T1, le jeu est très réduit (0,100 et 0,120 mm) et le jeu de T2 a été 0,320 mm, tandis que pour le modèle T3, le jeu a été augmenté à 0,420 mm. La Figure 1.1 montre que plus le jeu est faible, meilleure est la vitesse angulaire. En fait, cela indique quel débit massique doit impérativement passer par la turbine et non par les interstices. Basé sur leur efficacité, la meilleure géométrie issue des travaux de Lemay (2012) est utilisée dans cette étude.



**Figure 1.1** : Évolution temporelle de la vitesse angulaire de l'arbre de la turbine; comparaison entre les modèles T1, T2 et T3, non chargés, pression initiale dans le réservoir de stockage  $p =$  jauge de 40 psi [12].

Dans ce travail, la turbine sera légèrement modifiée. Le premier prototype de turbine proposé par Lemay (2012) était mono pièce. La nouvelle turbine est assemblée en superposant chacun des étages, lesquels sont fabriqués individuellement. Cette méthode est choisie car il est plus facile de faire des modifications, de procéder à un remplacement, ou encore de retirer des étages pour pouvoir étudier les modifications de performance que cela induit.

La Figure 1.2 montre une vue schématique de la géométrie de la turbine. La turbine consiste en un rotor et un stator à huit étages dont le rayon de moyeu de rotor ou la jante du stator varie lentement pour chaque étage. La section que l'air peut traverser à chaque étage grandit du début à la fin. En outre, la hauteur des aubes change de telle sorte que le jeu entre le sommet des aubes et le moyeu du rotor ou la jante du stator restera toujours le même. Le Tableau 1.1 contient les dimensions associées à chaque notation de la Figure 1.2.



**Figure 1.2** : Vue schématique de la géométrie du rotor et du stator à plusieurs étages [12].  $R_1$  est le rayon du moyeu du rotor,  $R_2$  est le rayon des pointes des aubes du stator,  $R_3$  est le rayon des pointes des aubes du rotor et  $R_4$  est le rayon de la jante du stator. Tous ces rayons évoluent le long de l'axe de la turbine et forment les étapes qui se succèdent. La hauteur des aubes du stator est  $h_{\text{stator}} = R_4 - R_2$  et la hauteur des aubes du rotor est  $h_{\text{rotor}} = R_3 - R_1$ .

**Tableau 1.1** : Géométrie du rotor et du stator[11]. Le jeu entre l'aube du stator et le moyeu du rotor ( $R_2-R_1$ ), ainsi qu'entre l'extrémité de l'aube du rotor et la jante du stator ( $R_4-R_3$ ) sont des éléments critiques de la conception. En fait, le jeu doit être assez petit pour réduire les fuites d'air d'un étage à l'autre. De même, il doit être aussi grand que possible pour éviter les problèmes associés à la tolérance de fabrication.

	$R_1$ [mm]	$R_3$ [mm]	$h_{\text{rotor}}=$ $R_3-R_1$	$R_2$ [mm]	$R_4$ [mm]	$h_{\text{stator}}=$ $R_4-R_2$	Jeu $R_2-R_1$	Jeu $R_4-R_3$
Étage 1	2,654	3,346	0,692	2,774	3,446	0,672	0,12	0,1
Étage 2	2,636	3,364	0,728	2,756	3,464	0,708	0,12	0,1
Étage 3	2,616	3,384	0,768	2,736	3,484	0,748	0,12	0,1
Étage 4	2,596	3,404	0,808	2,716	3,504	0,788	0,12	0,1
Étage 5	2,574	3,426	0,852	2,694	3,526	0,832	0,12	0,1
Étage 6	2,550	3,450	0,900	2,67	3,55	0,88	0,12	0,1
Étage 7	2,525	3,475	0,950	2,645	3,575	0,93	0,12	0,1
Étage 8	2,498	3,502	1,004	2,618	3,602	0,984	0,12	0,1

La Figure 1.3 montre le profil des aubes du rotor et du stator. À chaque étage, il y a huit aubes miniaturisées d'une longueur de 2,9 mm. Les meilleurs angles sont déterminés en fonction de la vitesse de rotation. Cependant, le modèle thermodynamique optimise ces angles.

La géométrie de la turbine est caractérisée par les éléments suivants: le nombre d'étages, la section des aubes à chaque étage, le rayon moyen ( $R_t$ ), l'angle d'attaque et l'angle du bord de fuite du rotor et des aubes de stator. De plus, il faut considérer la vitesse de rotation de la turbine  $N_{rpm}$  comme un autre paramètre important. Ce paramètre est lié à la vitesse tangentielle de l'aube au rayon moyen par :

$$U_t = N_{rpm} \frac{2\pi}{60} R_t \quad (1. 1)$$

En suivant le schéma de la Figure 1.3, l'angle du bord d'attaque des aubes de stator est réglé à 0 degré et l'angle de son bord de fuite est défini par :

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left( \frac{V_{\theta_1}}{U_a} \right) \quad (1.2)$$

Les angles des bord d'attaque et bord de fuite des aubes du rotor sont définis par :

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{V_{\theta_1} - U_t}{U_a} \right) \quad , \quad \beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{U_t}{U_a} \right) \quad (1.3)$$

Lemay et Kinsey (2011) ont utilisé des paramètres fixes tels que la vitesse de rotation ( $n_{rpm}$ ) de 150 000 tr / min et le rayon moyen de 0,003m pour estimer la vitesse tangentielle du rotor au rayon moyen ( $U_t = 47,12 \frac{m}{s}$ ).

De plus, ils ont déterminé la vitesse axiale moyenne en fonction du temps ( $t = 0,5$  s) nécessaire pour décharger le réservoir à travers la turbine ( $U_a = 20 \frac{m}{s}$ ).

La vitesse tangentielle du flux d'air au bord d'attaque de l'aube est également définie en fonction du travail spécifique idéal par étage ( $V_{\theta_1} = 172,7 \frac{m}{s}$ ).

$$w_t = V_{\theta_1} U_t$$

Tandis que  $w_t = 8140$  J/kg/étage et  $U_t = 47,12 \frac{m}{s}$ .

Enfin, en ce qui concerne la vitesse du triangle, chacun des angles a été calculé :

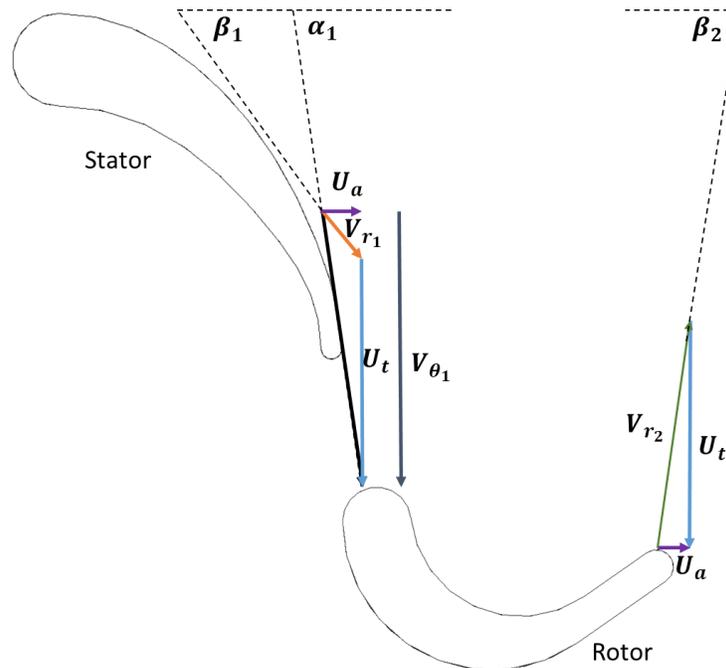
$$\alpha = 83,4^\circ, \quad \beta_1 = 81,0^\circ, \quad \text{et} \quad \beta_2 = 67,0^\circ$$

Dans cette étude, la vitesse de rotation maximale est de 60 000 tr / min. Par conséquent, les nouveaux angles sont calculés avec la nouvelle vitesse de rotation.

$$\alpha = 84,1^\circ, \quad \beta_1 = 84,1^\circ, \quad \text{et} \quad \beta_2 = 35,0^\circ$$

La conception de la turbine est réalisée via Creo 2.0 qui est un logiciel de conception CAO 3D (logiciel de conception assistée par ordinateur). Outre les dimensions générales, certains paramètres doivent être pris en compte lors de la conception. Premièrement, l'écart

de forme admissible (tolérance géométrique) sélectionné dans les tableaux standards (désignation de tolérance ISO) doit être compris entre  $\pm 0,03$  et  $\pm 0,1$  mm. Par exemple, la tolérance de  $\pm 0,03$  est utilisée au niveau des aubes et du stator. De plus,  $\pm 0,05$  et  $\pm 0,1$  sont utilisés pour le bouchon d'admission d'air. Un autre facteur est le jeu entre les aubes et le moyeu du rotor (Figure 1.4). Dans ce cas, le jeu minimal ne peut pas être négatif, car une petite interférence entraîne une déformation élevée à la vitesse de rotation.

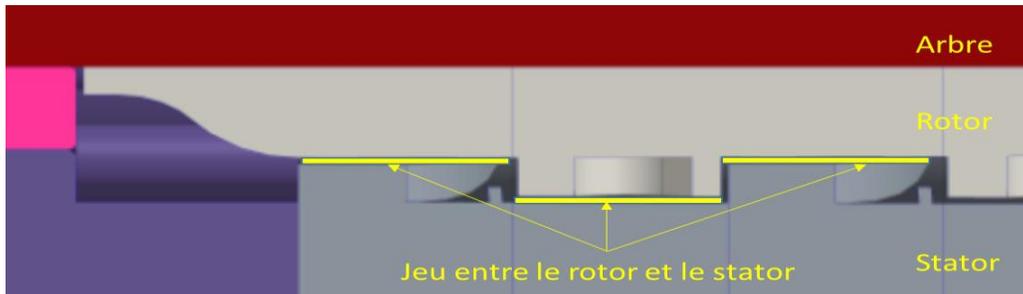


**Figure 1.3** : La turbine conçue dans Creo doit être enregistrée en tant que fichier STL pour déterminer la résolution de l'impression.

Enfin, le réglage doit être déterminé lors de la conception. Par exemple, il y a un réglage serré ( $\text{Ø}2$  H7/h6) entre l'arbre et l'alésage du stator, car ces deux pièces doivent tourner sans glissement (Figure 1.4). Une fois ces paramètres déterminés lors de la conception, la turbine est prête à être produite.

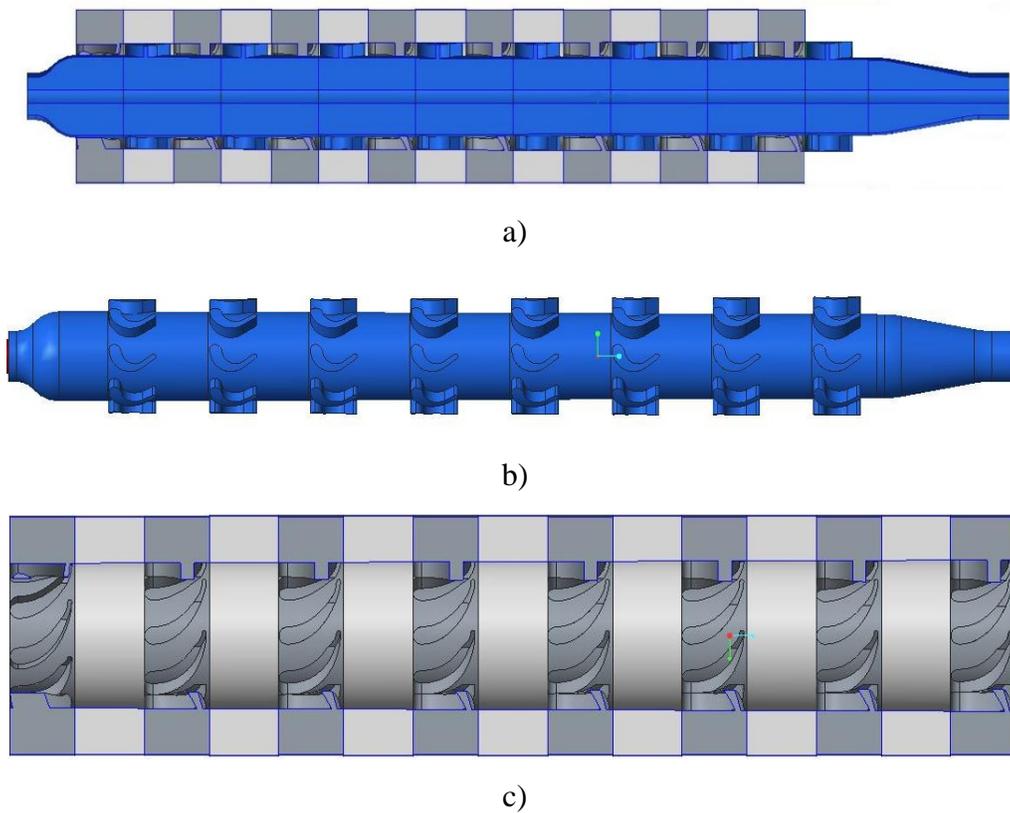
Malgré la croissance du diamètre du stator et la diminution du diamètre du rotor, le jeu entre le moyeu du rotor et les pointes des aubes du stator ou entre les aubes du rotor et le bord du

stator reste constant (0,1 mm). Cela signifie que la hauteur des aubes augmente de gauche à droite pour avoir un jeu régulier.



**Figure 1.4** : Illustration du jeu entre le rotor et le stator.

Une vue CAO de l'ensemble de turbines à huit étages est illustrée à la Figure 1.5. La partie bleue est le rotor et la partie grise représente la moitié du stator.



**Figure 1.5** : Montage CAO de la turbine (flux de gauche à droite); a) vue en plan du rotor situé dans une moitié du stator, b) rotor et c) une moitié du stator.

## 1.2 Fabrication de la microturbine

Pour produire la turbine, deux méthodes différentes sont employées, soit l'impression 3D et l'usinage. Les étages du rotor et l'arbre sont produits par l'usinage et les étages du stator sont produits par impression 3D. L'usinage est plus précis en comparaison à une imprimante 3D, cependant, l'utilisation d'usinage pour fabriquer les aubes dans un petit cylindre creux ne peut pas donner une qualité fiable à cette échelle. Donc, le stator est construit par une imprimante 3D (marque : Formlabs, technologie : Stéréolithographie (SLA)) (Figure 1.6), et pourra être modifié par usinage pour assurer une finition de précision.

Pour l'ouverture, certaines informations sont nécessaires, telles que le modèle d'imprimante (Form1 +) ainsi que le matériau et l'épaisseur de la couche, c'est-à-dire 0,025 mm, soit la couche la plus fine possible pour obtenir la meilleure résolution. Après cette étape, d'autres paramètres peuvent être ajustés pour donner un meilleur résultat. En effet, dans l'onglet Orientation, un angle de 15 degrés a été sélectionné (généralement l'angle de 15 à 20 degrés pour l'impression des trous est choisi pour diminuer la tolérance). Un autre facteur qui a un effet significatif sur la qualité finale est la densité et la taille des points de contact des supports. Les supports doivent être d'une part suffisamment fine pour se séparer facilement de la pièce, et d'autre part, ils doivent être suffisamment solides pour maintenir le stator et empêcher l'adhérence à la surface du réservoir. Donc, les supports pour stator ne sont pas placés sur les aubes et, si tel était le cas, ils devraient être déplacés vers d'autres endroits. De plus, la taille du point de contact est de 0,6 mm (la plus petite taille, car ce n'est pas une pièce lourde).

Pour travailler avec l'imprimante, le réservoir de résine doit d'abord être chargé avec le matériau transparent de FLGPCL02. Il sera par la suite inspecté par un grattoir. L'inspection doit se faire en douceur avec la lame à un angle peu profond pour nettoyer le réservoir des débris. L'étape suivante consiste à connecter le câble USB à l'ordinateur pour régler les paramètres. Le PreForm est un logiciel permettant de déterminer les paramètres requis. Ainsi, une fois l'imprimante et l'ordinateur connectés, le fichier enregistré en tant que STL doit être ouvert sur PreForm. Le temps de traitement est directement lié à la résolution. Pour le stator

avec une résolution maximale, huit heures d'impression sont nécessaires pour chacun des étages.



a)



b)



c)

**Figure 1.6** : Fabrication de stator via une imprimante 3D : a) La machine d'impression 3D (Form 1+) [27]; b) Le prototype de l'étape du stator; c) La forme finale des étapes du stator après l'enlèvement des matériaux excédentaires par usinage.

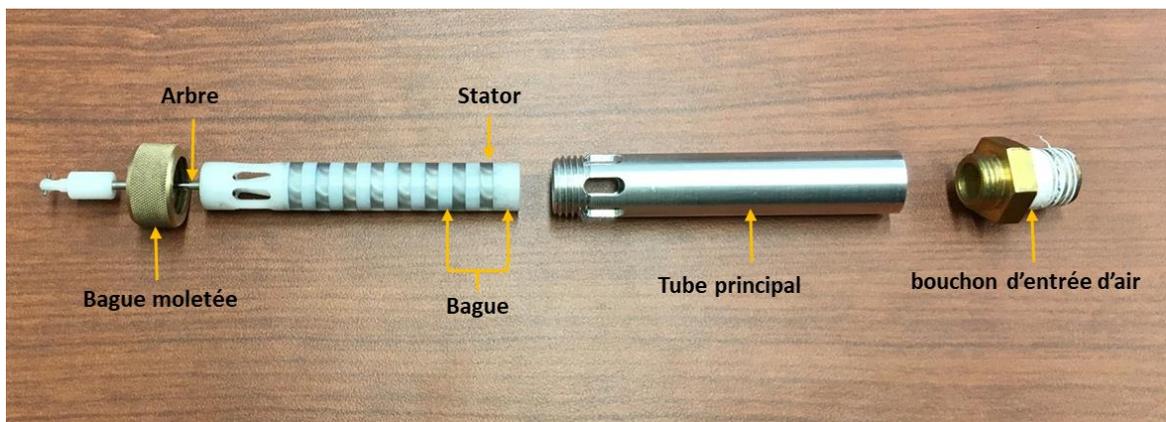
Les aubes sont fabriquées avec une hauteur supplémentaire de 1 mm afin d'utiliser l'usinage pour obtenir un stator de diamètre interne plus précis à la fin. Dans la mesure où l'usinage à l'extérieur de la surface plutôt qu'à l'intérieur d'un cylindre creux est plus accessible, le rotor est fabriqué par usinage avec une grande précision (Figure 1.7).



**Figure 1.7** : Huit étages de rotor préparé par usinage.

### 1.3 Assemblage de la microturbine

Pour le test de la turbine, une opération facile de montage et de démontage est essentielle. L'ensemble est présenté aux Figures 1.8 et 1.9. Cet ensemble comporte des sections d'entrée et de sortie permettant à l'air comprimé de circuler dans la turbine et à l'arbre rotatif de reposer sur de petits roulements à billes.



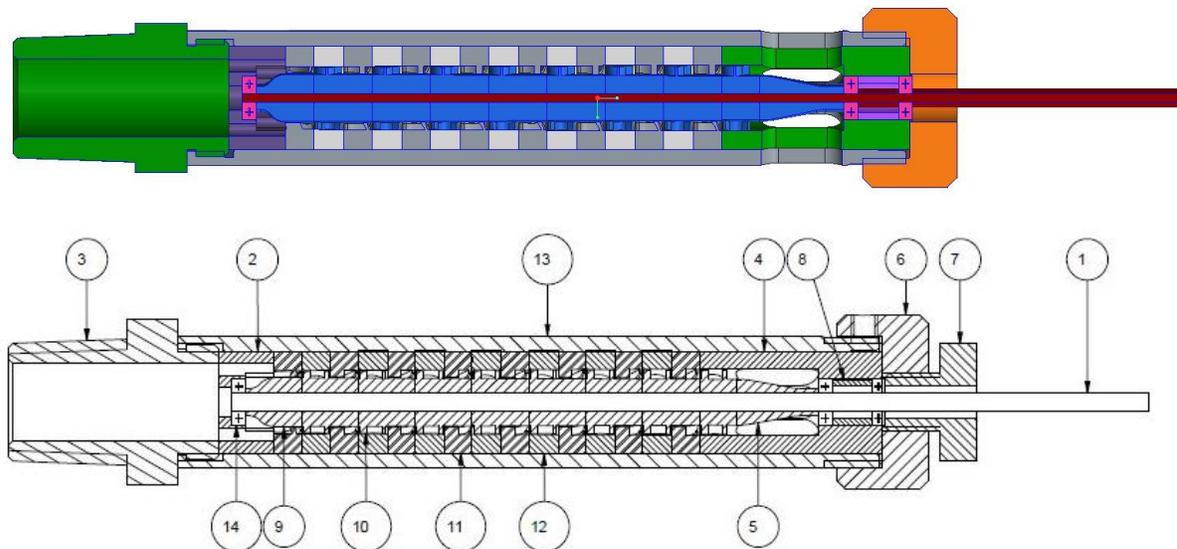
**Figure 1.8** : Assemblage de la turbine. Le tube principal fournit l'alignement nécessaire pour tous les autres composants. Le bouchon d'entrée d'air sur le côté droit de l'image et le moletage sur le côté gauche permettent le positionnement précis du rotor à l'intérieur du stator.

Les étages du rotor et du stator se montent l'un sur l'autre respectivement. En fin de compte, les deux autres roulements à billes sont intégrés pour l'alignement. Une fois l'ensemble des morceaux assemblés, ils sont poussés à travers le tube. Enfin, le bouchon d'entrée d'air et la bague moletée maintiennent le contenu entier à l'intérieur du tube.



**Figure 1.9** : Vue détaillée de la chambre d'entrée de la turbine. Plusieurs trous sont usinés dans le fond de la chambre d'entrée afin de permettre la circulation de l'air à travers la turbine. Un microroulement à billes est positionné à l'entrée afin d'aligner et de soutenir l'arbre.

Au cours de la procédure de montage de la turbine, la tâche la plus critique consiste à pouvoir régler le rotor dans le stator. Le réglage de la position longitudinale relative du rotor par rapport au stator est délicat, car le jeu est très réduit. Un mauvais réglage empêche le rotor de tourner.



**Figure 1.10** : L'assemblage de la turbine (le débit va de gauche à droite). Le tube principal (10) fournit l'alignement nécessaire pour tous les autres composants. En outre, les paliers (11) sur le côté gauche et droit de l'image et le support de palier à roulement (4) sur le côté droit permettent le positionnement précis du rotor à l'intérieur du stator.

La vue CAD de l'ensemble de la turbine est illustrée à la Figure 1.10. De plus, le Tableau 1.2 présente le titre et la quantité de chaque composant.

**Tableau 1.2** : Composants principaux de l'ensemble de la turbine.

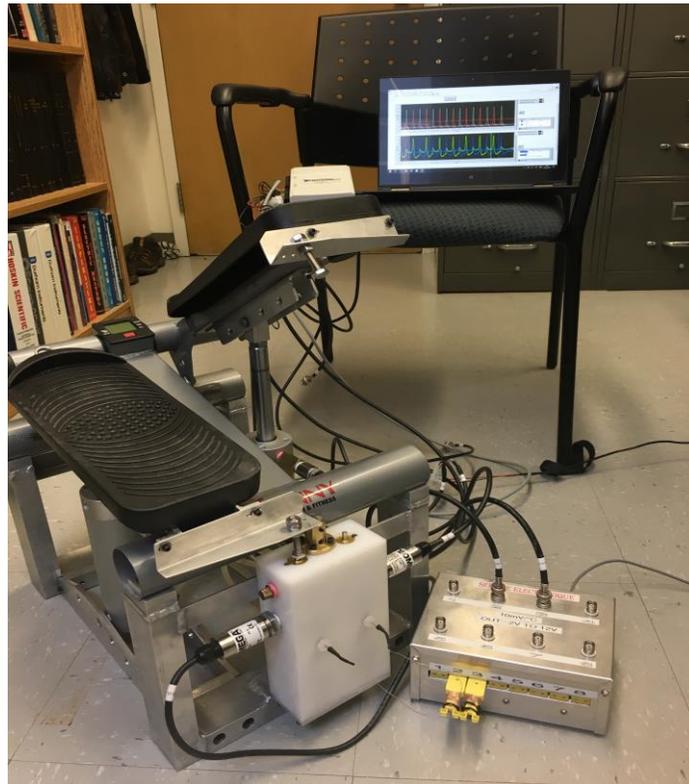
<b>Item</b>	<b>Qté</b>	<b>Description</b>
1	1	Arbre
2	1	Support de roulement d'entrée
3	1	Bouchon d'admission d'air
4	1	Stator à manchon
5	1	Rotor à manchon
6	1	Bague moletée de serrage du stator
7	1	Bague de serrage du rotor
8	1	Espaceur roulement
9	1	Entrée du rotor
10	8	Section du rotor
11	2	Stator
12	7	Stator lisse
13	1	Tube externe
14	3	Roulement SS 2×5×1,5 mm

## 1.4 Exerciseur expérimental

### 1.4.1 Description du montage

Afin d'évaluer la performance de la turbine, un appareil d'essai est conçu et construit. Cet appareil permet d'augmenter la pression de l'air, de le stocker dans un réservoir et de le détendre à travers la turbine pour mesurer la vitesse angulaire de l'arbre de la turbine. La Figure 1.11 montre un aperçu de la configuration expérimentale et la Figure 1.12 montre des vues détaillées permettant d'identifier les différents composants.

Une vue schématique de l'exerciseur est présentée à la Figure 1.12. Ce système est composé de: un exerciceur de marche pour simuler la marche, un piston et cylindre pour comprimer l'air, un réservoir pour maintenir l'air sous pression, une turbine pour extraire l'énergie du flux d'air, un moteur (générateur) pour contrôler la vitesse angulaire de la turbine ou production de l'énergie électrique à partir de la rotation de l'arbre de la turbine, et enfin un système d'acquisition de données et un ordinateur pour lire et enregistrer les signaux de tension de la pression et de la température à l'intérieur du réservoir.



**Figure 1.11** : L'exerciseur utilisé pour tester des prototypes de turbine.

Puisqu'une personne appuie sur la pédale, l'air est comprimé simultanément dans les deux cylindres. En fait, les pédales sont reliées par un câble et poulie. Donc, quand l'un descend, l'autre monte. Il est entendu que lorsque la pédale est enfoncée, l'air à l'intérieur du cylindre est mis sous pression. De même, l'autre pédale monte et provoque une autre compression dans la direction opposée du deuxième cylindre.

La Figure 1.13 représente les cylindres comportant deux soupapes d'entrée et deux soupapes de sortie. Par exemple, si le pas gauche est effectué, les soupapes 1, 2, 3 et 4 s'ouvrent en même temps et puis l'air sous pression est dirigé dans le réservoir gauche (Figure 1.14) par les soupapes 1 et 3. De plus, l'air ambiant est aspiré dans les cylindres par les soupapes 2 et 4 pour préparer l'air requis pour la prochaine course.

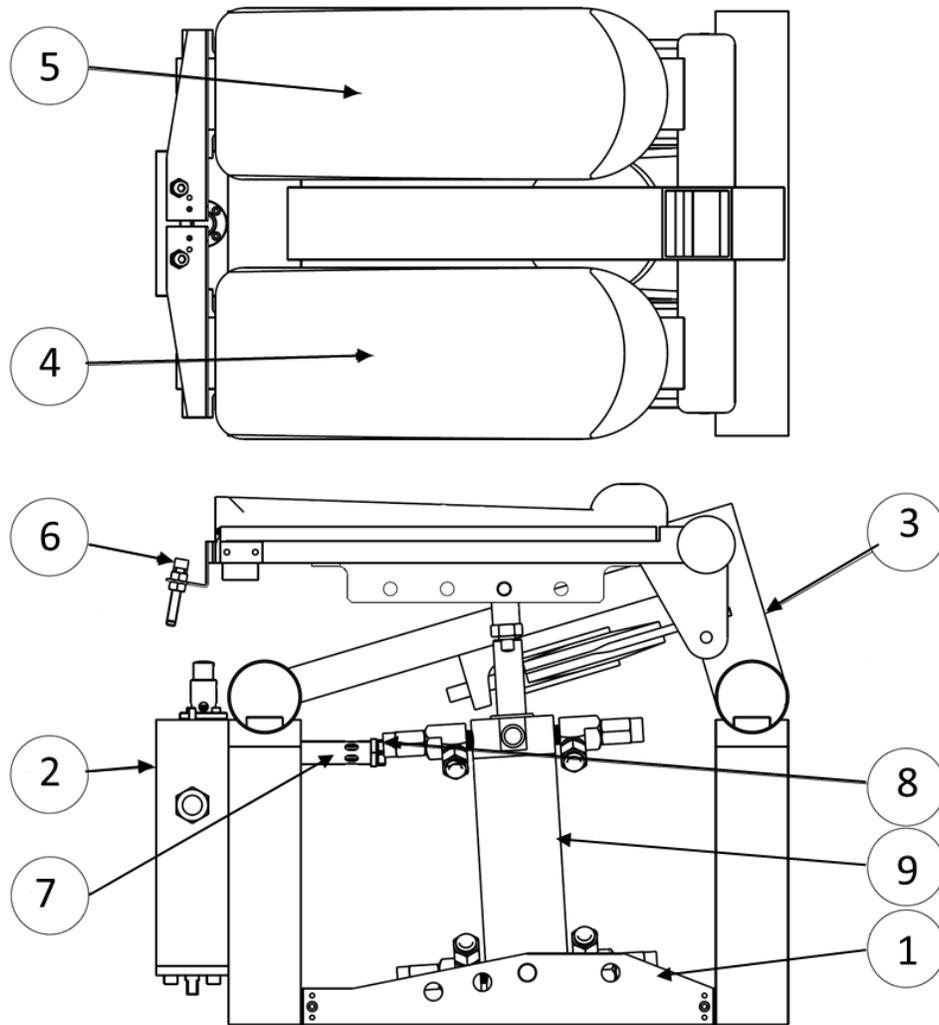
Ainsi, l'air à haute pression et haute température est accumulé dans le réservoir. Une fois que la soupape de décharge est pressée à la fin du trajet de la pédale par la vis de déclenchement de la vidange, le réservoir s'ouvre et l'air sous pression se détend à travers la turbine. L'énergie contenu dans l'air comprimé provoquant la rotation de la turbine. Enfin, le mouvement mécanique induit par la rotation de l'arbre de la turbine se convertit en électricité par un mini générateur. Le Tableau 1.3 indique le nom des pièces existantes à la Figure 1.12. Un schéma du réservoir est présenté à la Figure 1.14. De plus, le Tableau 1.4 montre le nom de chaque partie.

**Tableau 1.3** : Principales composantes de l'exerciseur.

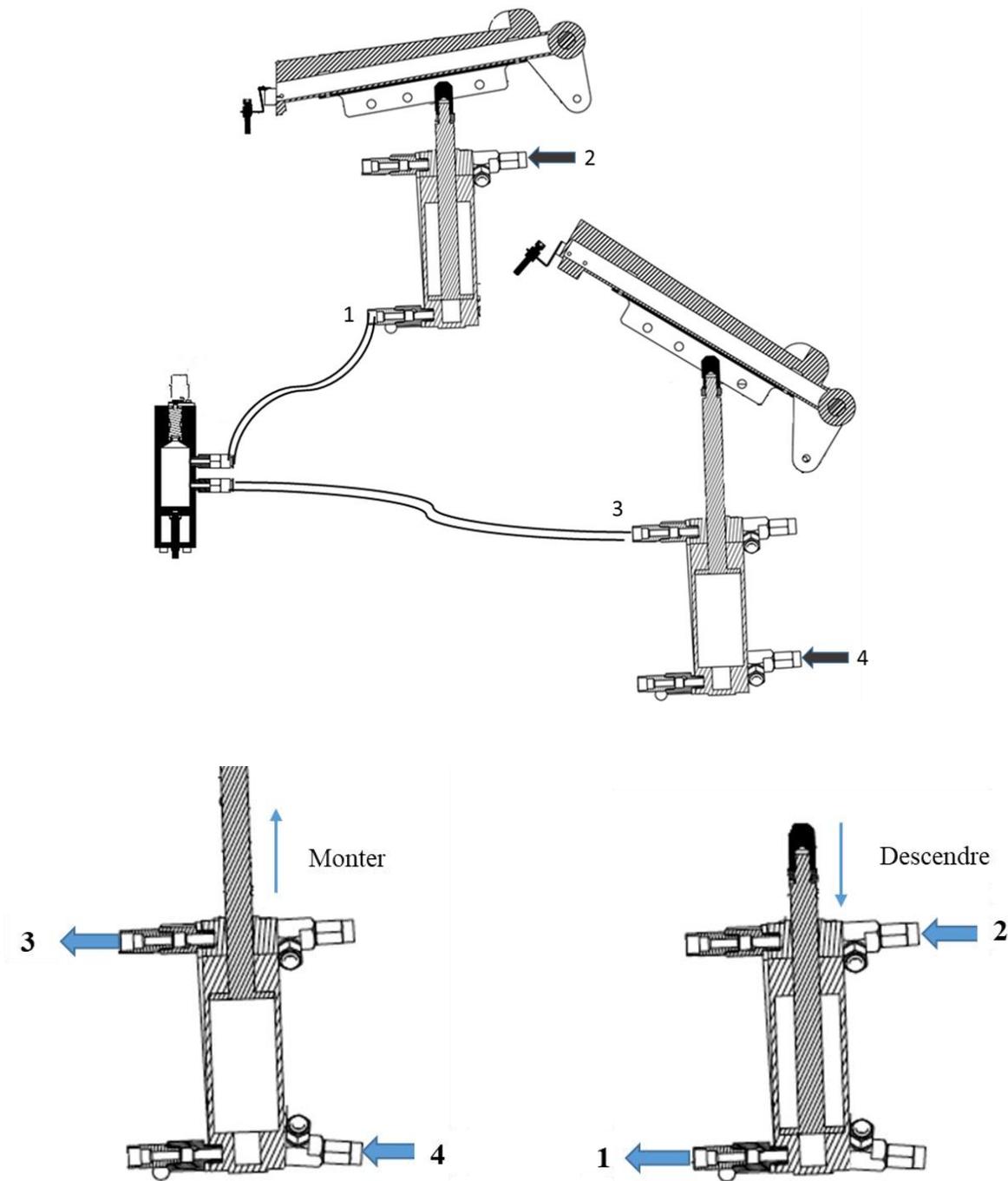
<b>Item</b>	<b>Description</b>
<b>1</b>	Base
<b>2</b>	Assemblage réservoir
<b>3</b>	Bâtiment de l'exerciseur
<b>4</b>	Pédale droite
<b>5</b>	Pédale gauche
<b>6</b>	Vis de déclenchement de la vidange
<b>7</b>	Turbine
<b>8</b>	Soupape d'admission du vérin
<b>9</b>	Vérin 50mmx100

Pour stocker l'air comprimé, comme le montre la Figure 1.14, les deux réservoirs sont pris en compte. Le réservoir de gauche est utilisé lorsqu'une personne fait un pas sur la pédale gauche. De même, le réservoir de droite est utilisé pour l'étape droite. Après avoir rempli le réservoir, par exemple le réservoir de gauche, la pédale est enfoncée dans un premier temps

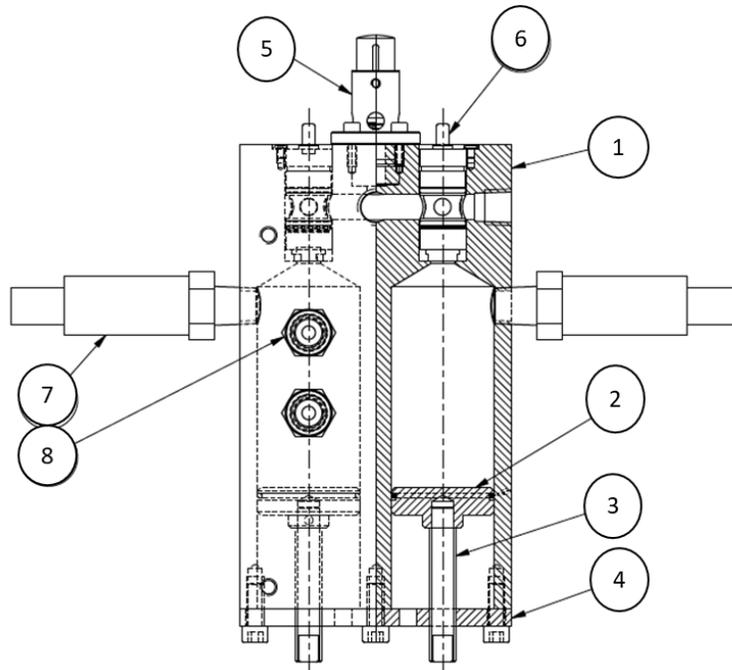
sur la soupape d'admission, puis le robinet à clapet est poussé immédiatement au moyen d'une vis de déclenchement de la vidange qui est fixée au bout de la pédale. Donc, l'air à haute pression et température élevée est soufflé vers la turbine. Dans la partie inférieure du réservoir, un bouchon permet de régler le volume en modifiant la vis d'ajustement du bouchon. Dans cette étude, le volume du réservoir est ajusté à  $V_c = 8,72 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ . Les détails concernant la détermination de ce volume sont fournis dans le paragraphe 1.4.3.



**Figure 1.12** : Schéma de l'exerciseur. Des pédales (4 et 5) sont utilisées pour y mettre un poids, puis les pistons (9) sont pressés sous la charge et provoquent la compression de l'air à l'intérieur de ceux-ci. L'air comprimé est stocké dans le réservoir (2) jusqu'à ce que la vis de déclenchement de la vidange (6) touche la soupape de décharge. Enfin, l'air est évacué vers la turbine (7).



**Figure 1.13** : Admission et expulsion d'air dans le cylindre. La compression de l'air se produit dans les deux cylindres du piston pendant une course d'admission et une course d'échappement pour préparer plus de débit massique. L'image sur le côté gauche montre la course d'admission, et l'autre est relative à la course d'échappement.



**Figure 1.14** : Vue schématique du réservoir représentant divers composants principaux. Les deux réservoirs alimentent le clapet antiretour (8) pendant la compression. Une fois que les pédales pressent la soupape d'admission (5) et le robinet à clapet (6), l'air comprimé quitte immédiatement le réservoir. De plus, le volume du réservoir est réglable pour trouver la meilleure quantité de débit massique nécessaire par vis d'ajustement du bouchon (3).

**Tableau 1.4** : Principales composantes de réservoir.

Item	Description
1	Réservoir
2	Bouchon
3	Vis d'ajustement du bouchon
4	Plaque de base
5	Soupape d'admission
6	Robinet à Clapet
7	Capteur de pression 0-50 psig
8	Clapet antiretour vérin

### 1.4.2 Instrumentation

La pression et la température à l'intérieur de chacun des cylindres du réservoir sont mesurées respectivement par le capteur de pression (PX309-050G5V) et le thermocouple (5SC-TT-K-40-36) (Figure 1.15). La constante de temps du capteur de pression est de 0,001 s. Il permet de mesurer la pression dans une plage allant de 99 à 444 kPa (0 à 50 Psi jauge). La constante de temps du thermocouple ( $\tau_w$ ) est de 0,116 s pour un diamètre du fil de 0,076 mm et une vitesse d'écoulement d'air de 2,5 m/s.

$$\tau_w = \frac{\rho_w C_w d^2}{4kNu} \quad (1.4)$$

$\rho_w$ ,  $C_w$ ,  $d$ ,  $k$ ,  $Nu$ , indiquent respectivement la masse volumique du fil, chaleur spécifique du fil, diamètre du fil, conductivité thermique de l'air, et nombre de Nusselt que leurs quantités sont :

$$\rho_w = 8660 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad C_w = 485 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \quad d = 7,6 \times 10^{-5} \text{ m} \quad k = 26,3 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

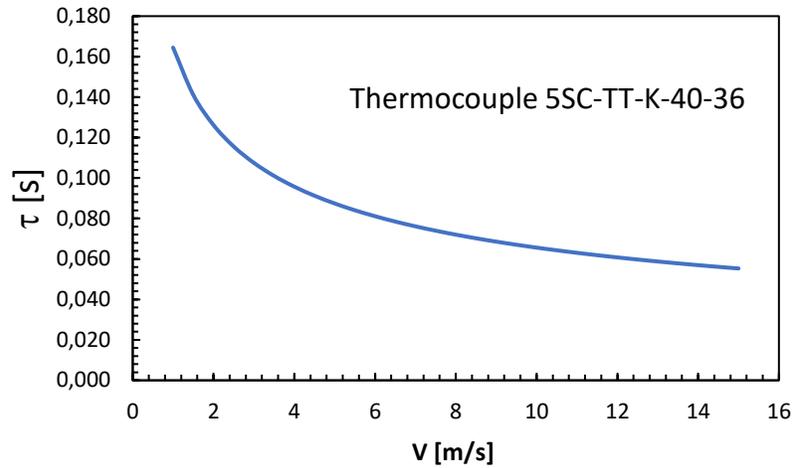
Le nombre de Nusselt est déterminé à partir de l'équation (1.5). Dans cette équation, le nombre de Reynolds est fonction de la vitesse d'écoulement d'air ( $V = 2,5$  m/s) et de la viscosité cinématique de l'air ( $\nu$ ) qui est  $1,5 \times 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/s (équation 1.6).

$$Nu = 0,24 + 0,56 Re^{0.45} \quad (1.5)$$

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1.6)$$

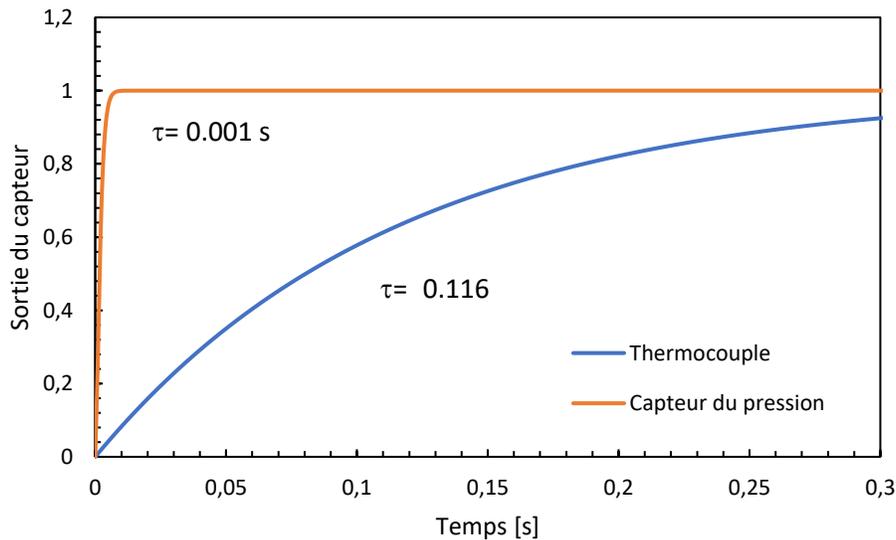
Tandis que  $Re = 60,8$  ,  $Nu = 3,8$   $\rightarrow$   $\tau = 0,116$  s

La Figure 1.16 représente la réponse théorique du thermocouple et du capteur de pression à une excitation en forme d'échelon. La comparaison de ces deux courbes montre que le capteur de pression répond beaucoup plus rapidement que le thermocouple. Par conséquent, le signal de pression sera préférablement choisi lors de la modélisation plutôt que celui de la température, car cette dernière sera plus grandement affectée par un déphasage et une atténuation lorsque des phénomènes transitoires seront étudiés. L'évolution de la température sera alors modélisée à partir d'une lois polytropique basée sur la pression.



**Figure 1.15** : Constante de temps en fonction de la vitesse d'écoulement d'air.

Outre le capteur de pression qui mesure la pression statique dans le réservoir (jauge) et le thermocouple qui mesure la température à l'intérieur du réservoir, le dispositif IBTX indique la pression ambiante absolue et la température ambiante (Figure 1.17). Ceci nous permet de calculer la pression absolue dans le réservoir afin d'appliquer la loi des gaz parfaits.



**Figure 1. 16:** Illustration de la réponse d'un système du premier (thermocouple) et second (capteur du pression) ordre à un échelon.



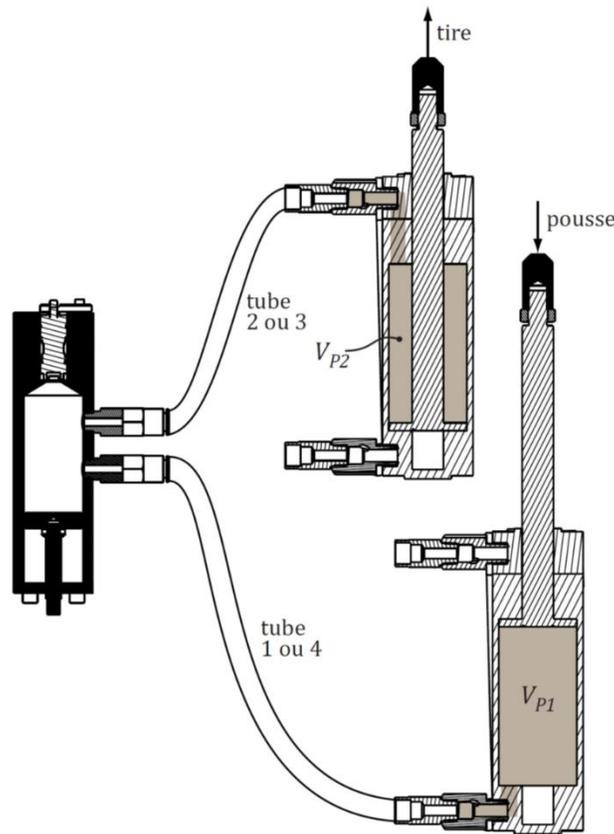
**Figure 1.17** : Capteur de pression, thermocouple et IBTX. Le thermocouple est sélectionné dans la série prête à l'emploi et il est isolé avec un connecteur miniaturisé en forme de chapeau de bobine (SC). Le diamètre de son fil est de 0,076 mm (0,003 po) afin d'avoir un capteur de réponse la plus rapide possible. Le capteur de pression est également fabriqué à partir d'un capteur de silicium précis protégé par un diaphragme en acier inoxydable rempli d'huile. Ce capteur est capable de mesurer la pression manométrique dans la plage de 0 à 50 [psi].

### 1.4.3 Mesure des différents volumes

Le volume du système est constitué du volume des cylindres, des réservoirs et des tubes qui relient la sortie des cylindres aux réservoirs. Tous les volumes sont mesurés en utilisant de l'eau injectée dans chacune des parties du montage. Pour mesurer le volume des cylindres ainsi que des tubes et assemblages piston-cylindre, l'eau est injectée dans chaque composant. Ensuite, l'eau est évacuée dans un contenant préalablement pesé. La masse d'eau est obtenue en faisant la différence de poids entre le contenant rempli et le contenant à sec. La température de l'eau est mesurée par une sonde thermistance afin de d'en calculer la masse volumique ( $T = 297,29 \text{ K} \Rightarrow \rho = 997,35 \text{ kg/m}^3$ ). Les volumes ( $V = m / \rho$ ) suivants sont obtenus (Figure 1.18 et Tableau 1.5):

$$V_{p_{pousse}} = 1,69 \times 10^{-4} \text{ m}^3, \quad V_{p_{tire}} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3, \quad V_T = 5,63 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

La différence de volume des cylindres est due à la tige du piston. En fait, pour chaque pas sur la pédale, le piston avec une tige complètement sortie s'abaisse et le volume est égal au volume de l'alésage du cylindre. Cependant, comme mentionné précédemment, les pédales sont reliées par un câble, de sorte que l'autre piston monte simultanément pour comprimer l'air dans une direction opposée. Dans ce cas, le volume est la différence entre l'alésage du cylindre et le volume de la tige du piston.



**Figure 1.18** : Volume du piston-cylindre.

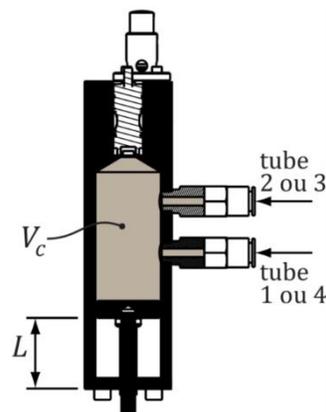
De plus, le réservoir est également pesé lorsqu'il est rempli d'eau et lorsqu'il est sec. La différence de masse entre le réservoir rempli d'eau et le réservoir à sec donne la masse du volume d'eau injecté. Donc le volume est :  $V_C = 8,72 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ .

La Figure 1.19 indique le volume du réservoir de stockage pouvant être réglé à l'aide d'une vis d'ajustement du bouchon. Le Tableau 1.6 indique la masse d'eau pour différentes tailles de réservoir.

**Tableau 1.5** : Masse d'eau pour deux cylindres et quatre tubes.

	m [kg]	$\forall$ [m <sup>3</sup> ]	$\forall$ [po <sup>3</sup> ]
<b>Cylindre pousse (<math>\forall_{p_1}</math>)</b>	0,1965	1,9695E-04	12,018
<b>Cylinder tire (<math>\forall_{p_2}</math>)</b>	0,169	1,6888E-04	10,306
<b>Tube #1 (droite, pousse)</b>	0,0055	5,5125E-06	0,336
<b>Tube #2 (droite, tire)</b>	0,0065	6,5148E-06	0,398
<b>Tube #3 (gauche, tire)</b>	0,0060	6,0137E-06	0,367
<b>Tube #4 (gauche, pousse)</b>	0,0065	6,5148E-06	0,398

Bien qu'un grand réservoir de stockage soit privilégié car le processus d'expansion de l'air par une micro-turbine pourrait être plus efficace lorsqu'une plus grande masse d'air est stocké dans le réservoir. Cependant, la limitation de la taille a fait que nous avons choisi le plus petit.

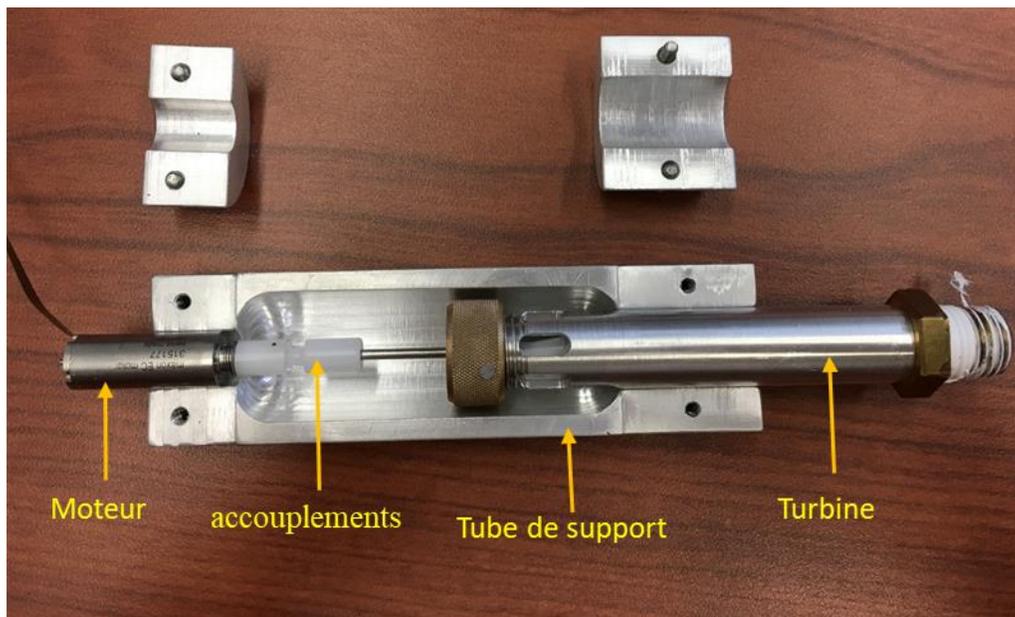


**Figure 1.19** : Réservoir avec la capacité de changement de volume par un vis d'ajustement. La longueur  $L$  peut être facilement mesurée en insérant la tige d'un pied à coulisse par un trou d'accès pratiqué dans la plaque de base (Figure 1.14).

**Tableau 1.6** : Masse d'eau pour différent volume.

L [mm]	m [kg]	$\forall_c$ [m <sup>3</sup> ]	$\forall_c$ [po <sup>3</sup> ]
<b>14</b>	0,121	1,2128E-04	7,401
<b>24.9</b>	0,108	1,0825E-04	6,606
<b>43.9</b>	0,087	8,7198E-05	5,321

Après la compression de l'air dans le réservoir, l'air doit prendre de l'expansion à travers la turbine. L'image suivante représente la turbine et le moteur qui sont alignés. Pour faire l'alignement, dans un premier temps, un boîtier est considéré pour maintenir à la fois le moteur et la turbine. En outre, un petit accouplement est utilisé pour gérer le désalignement du petit arbre. En effet, le couple induit par la rotation de la turbine peut être transporté de l'arbre au moteur et provoquer des dommages importants du moteur. L'utilisation d'un accouplement peut donc résoudre ce problème.



**Figure 1.20** : Photographie du la turbine et du moteur.

#### 1.4.4 Acquisition de donnée

Le générateur se connecte à la carte électronique qui peut mesurer les signaux de courant et de tension du générateur. Dans cette carte, des filtres RC du premier ordre sont intégrées pour filtrer les signaux bruités. Enfin, l'ensemble des signaux liés au générateur, aux thermocouples et au capteur de pression sont transmis au DAQ (l'acquisition des données). Cet appareil sert d'interface entre l'ordinateur et les signaux qui convertissent le signal analogique en signaux numériques lisibles sur l'ordinateur (Figure 1.21). Le système avec un logiciel programmable (par exemple LabVIEW) contrôle le fonctionnement du périphérique

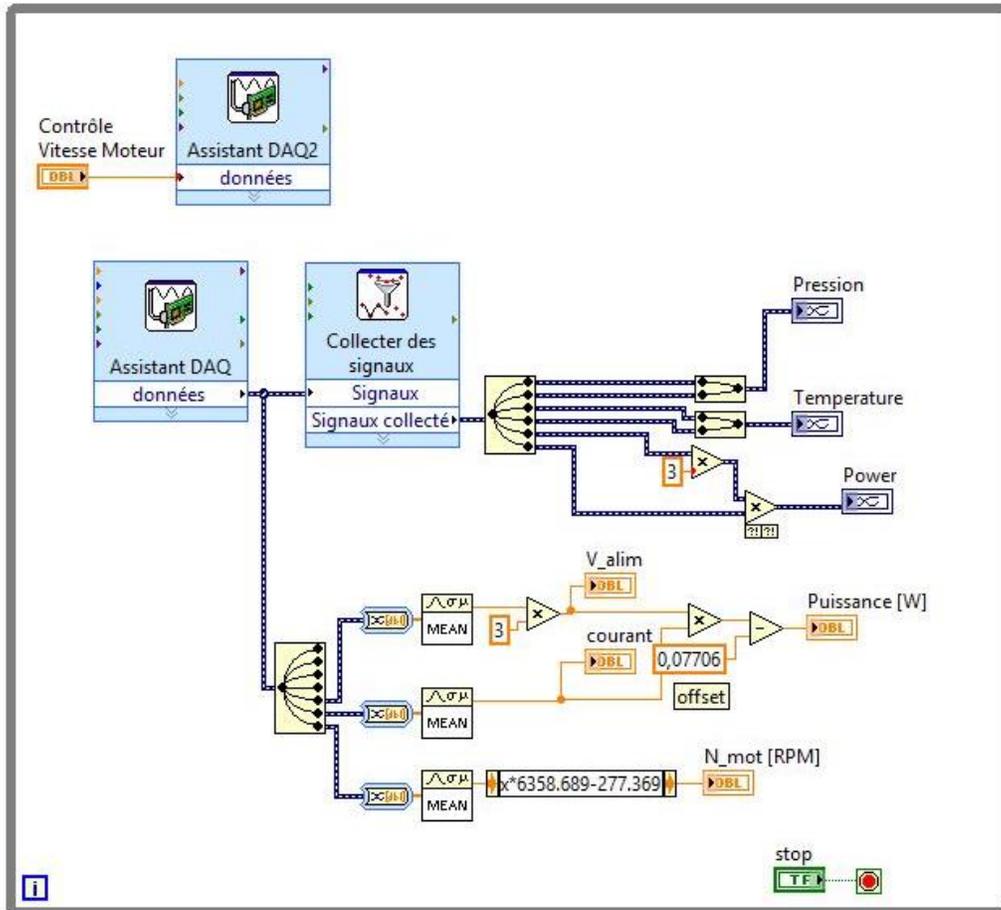
DAQ. Dans l'image suivante, le programme de collecte des données dans le logiciel LabVIEW est présenté (Figure 1.22 et 1.23).



**Figure 1.21 :** Photographie du système d'appareils de mesure et de l'ordinateur. L'image de gauche est une unité de contrôle électronique capable de préparer la tension requise du moteur. De plus, il est responsable de la supervision, de la régulation et de la modification des signaux émis par le système. Cette unité est connectée au système DAQ (le côté droit) avec les câbles pour plus de filtration. Le modèle de périphérique DAQ est USB-6211 avec une résolution de 16 bits.



**Figure 1.22 :** Face avant du programme LabVIEW. Sur la face avant, il est possible de lancer le programme et de voir l'évolution de la puissance, de la pression et de la température sur chaque graphique.



**Figure 1.23** : Schéma fonctionnel avec différentes commandes.

La structure de l'assistant DAQ est définie dans le diagramme. Dans cette commande, tous les canaux doivent être déterminés. Par exemple, la température, la pression, le courant, la tension et la vitesse de rotation sont les paramètres mesurés. En outre, chaque paramètre a besoin de sa plage, de son unité et du nombre d'échantillons par seconde. Lorsque ces paramètres sont définis, les données collectées sont présentables. Le tableau 1.7 présente les informations associées pour tous les canaux.

Le chapitre suivant présente l'analyse thermodynamique permettant de modéliser la charge du réservoir, la vidange du réservoir, la puissance mécanique fournie durant la compression, la puissance thermodynamique produite par la turbine et la puissance mécanique théorique extraite.

**Tableau 1.7** : Principaux canaux de la carte d'acquisition de données.

Nom du canal	Entrée ou sortie	Unité	Plage de tension	Fréquence Hz
Pression Gauche	ai0	PSIG	0 à 50	1000
Pression Droite	ai1	PSIG	0 à 50	1000
Température Gauche	ai2	°C	10 à 60	1000
Température Droite	ai3	°C	10 à 60	1000
V_alim	ai6	V	0 à 10	1000
Courant	ai7	V	-1 à 1	1000
Vrpm	ai8	V	0 à 10	1000
Tension sortie	ao0	V	0 à 10	-

## Chapitre 2

### Modélisation thermodynamique

Le chapitre 1 présentait le mécanisme de l'exerciseur et le mode de fabrication de la turbine. Dans le présent chapitre, le modèle thermodynamique servant à justifier et comparer les données mesurées est détaillé. De plus, les principales hypothèses pour modéliser les différents processus thermodynamiques sont formulées dans ce chapitre.

La modélisation consiste en trois parties : la compression, la vidange et la puissance d'extraction de la turbine. Chacun de ces processus, selon ses caractéristiques, peut être isotherme (évolution à température constante), isentropique (évolution à entropie constante, sans perte) ou polytropique.

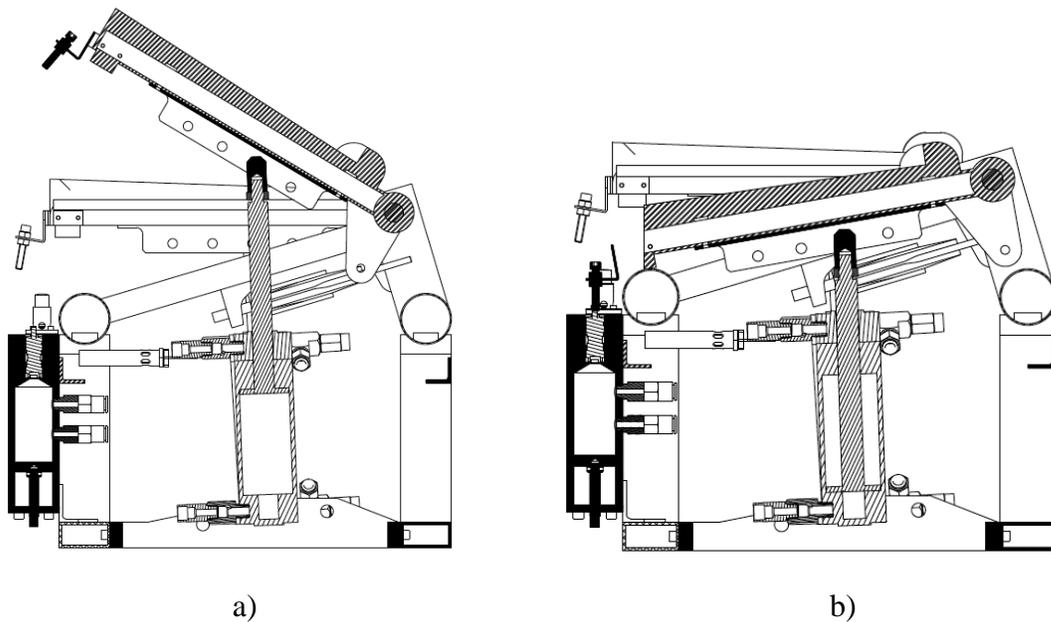
L'évolution polytropique est un processus réversible et quasi-statique sans aucune restriction lors de l'échange de chaleur. Au cours de l'évolution polytropique, une quantité importante de chaleur peut être perdue ou injectée dans le système. Pour une évolution polytropique avec une grande quantité d'échange de chaleur, la température est constante et le processus s'appelle évolution isotherme. Cependant, si le système est isolé et qu'il n'y a pas de transfert de chaleur, le processus est appelé processus isentropique. Toutes les évolutions dans cette étude sont considérées polytropiques peuvent impliquer un peu de chaleur échangée vers les parois du réservoir et des tuyaux ou même un gain de chaleur dû au frottement à l'intérieur du cylindre du piston.

#### 2.1 Charge du réservoir

Pour effectuer une compression, il faut pousser l'une des pédales. Comme mentionné dans le chapitre précédent les deux pédales sont connectées par un câble, lorsque l'une descend,

l'autre monte et chacun des pistons fait pression sur l'air dans une direction différente en même temps (Figure 2.1). L'air sera ainsi comprimé simultanément dans les deux cylindres et le réservoir. L'évolution thermodynamique d'un état à l'autre pourrait être isotherme, isentropique ou polytropique. Dans un cas idéal, en supposant que les cylindres et le réservoir soient isolés, le processus serait isentropique. Cependant, en raison des pertes thermiques à travers la paroi des cylindres et de l'échauffement produit par le frottement des pistons sur la surface interne des cylindres, le procédé actuel serait plutôt polytropique.

Les équations (2.1) et (2.2) montrent respectivement l'évolution de la pression et de la température à l'intérieur du réservoir en fonction du processus polytropique.



**Figure 2.1** : Processus de compression. a) Une course d'admission. b) Une course d'échappement.

$$p = p_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^{n_c} \quad (2.1)$$

$$T = T_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^{n_c - 1} \quad (2.2)$$

$p_0$ ,  $T_0$  et  $V_0$  montrent séquentiellement la pression, la température et le volume à l'état initial. La pression et la température au début de la compression sont les mêmes que la pression et la température ambiante mesurées par le module IBTX. Par ailleurs,  $V_0$  indique le volume

initial avant la compression qui compose le volume d'air à l'intérieur des cylindres ( $V_{p_{pousser}} = 1,69 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ,  $V_{p_{tire}} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ), du réservoir ( $V_C = 8,72 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ ), et des tuyaux ( $V_T = 5,63 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ). Donc, le volume est calculé par l'équation 2.3.  $n_c$  est un exposant polytropique qui est calculé ci-après.

$$V_0 = V_{p_{pousse}} + V_{p_{tire}} + V_C + V_T = 4.59 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (2.3)$$

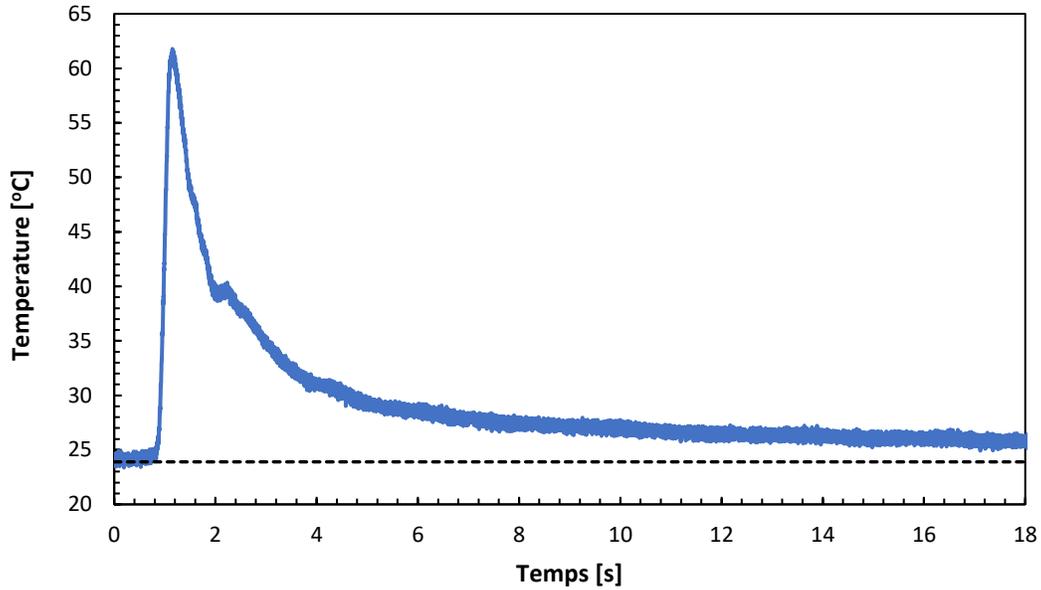
$p_c$ ,  $T_c$  et  $V_f$  indiquent la pression, la température et le volume d'air comprimé dans le réservoir. La pression et la température sont mesurées comme à l'état initial. Cependant, le volume final provient de l'équation de conservation de la masse. En fait, si le système est considéré comme un système fermé, la masse reste constante pendant le processus de compression (équation 2.4).

Conservation de la masse :

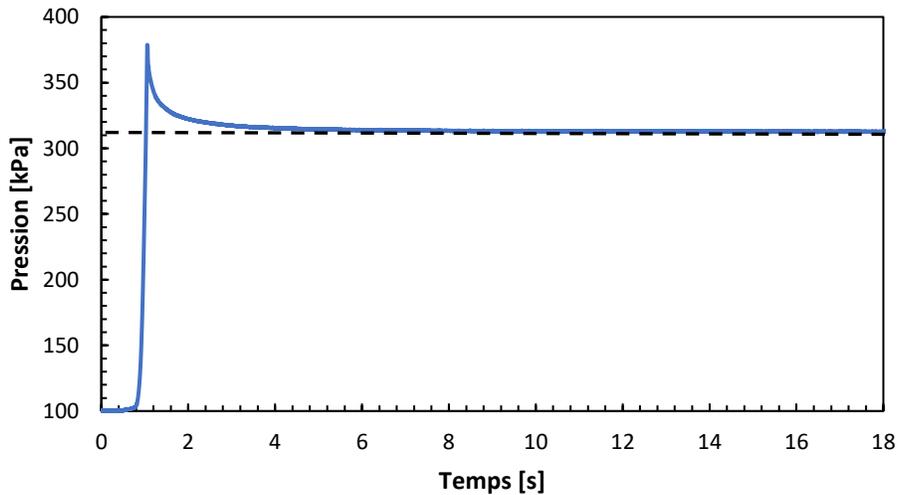
$$m_0 = m_f \implies \frac{p_0 V_0}{R T_0} = \frac{p_f V_f}{R T_f} \quad (2.4)$$

Afin de simplifier l'équation indiquée et d'éviter l'erreur associée à l'estimation de la température, le processus de compression est suivi d'une détente à volume constant durant laquelle un échange de chaleur à travers la paroi du réservoir induit une diminution de température allant jusqu'à la température ambiante. Nous dénommons ce processus compression statique. À cette fin, une personne appuie sur la pédale qui reste enfoncée (la vis de déclenchement de la vidange est alors relevée afin de ne pas actionner la valve (Figure 1.12) jusqu'à ce que la température à l'intérieur du réservoir diminue approximativement jusqu'à la température ambiante (Figure 2.2), comme pour l'état de départ.

Pendant la compression rapide, la figure 2.2 montre que la température augmente abruptement dans le réservoir (d'environ 25 à 62 °C en moins d'une seconde). Puis, après quelques secondes d'attente, la température diminue jusqu'à ce qu'elle soit pratiquement égale à celle de la température initiale (la ligne du tiret indique la proximité du début et de la température finale) en raison de l'échange de chaleur du réservoir avec l'atmosphère.



**Figure 2.2** : Évolution temporelle de la température lors de la compression statique.



**Figure 2.3** : Évolution temporelle de la pression lors de la compression statique.

Durant la détente à volume constant, la pression diminue jusqu'à la ligne de tiret (Figure 2.3). C'est cette pression, appelée pression finale ( $p_f$ ), qui est utilisée pour obtenir le volume final du réservoir à partir de l'équation (2.4) que l'on réécrit de la manière suivante :

$$V_f = \left(\frac{p_0}{p_f}\right) \left(\frac{T_f}{T_0}\right) V_0 \quad (2.5)$$

$$V_f = 1,48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Dans cette équation,  $p_0 = p_{amb} = 100,5 \text{ kPa}$ ,  $p_f = 312,3 \text{ kPa}$ ,  $T_0 = T_{amb} = 24,1 \text{ °C} = 297,25 \text{ K}$  et  $T_f = 25,7 \text{ °C} = 298,85 \text{ K}$  sont la pression et la température ambiantes, et  $V_0 = 4,59 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  est le volume initial avant compression.

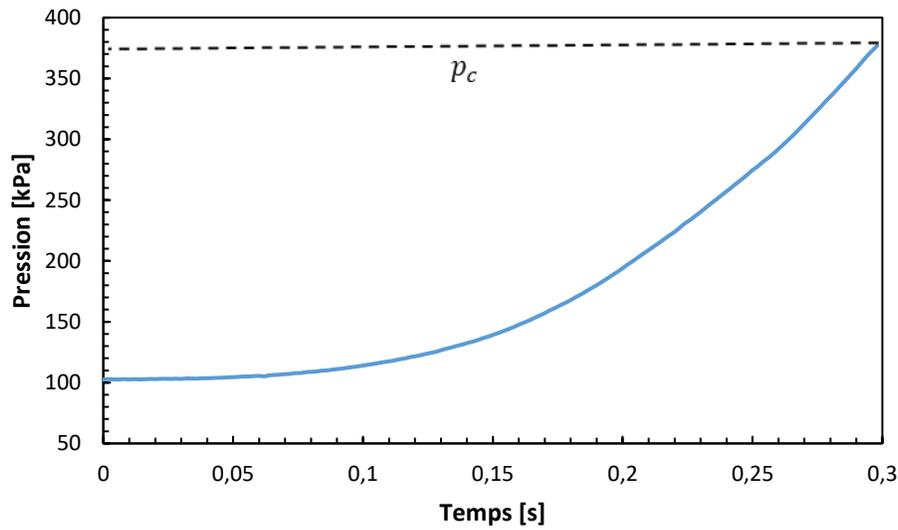
Outre le volume, l'exposant polytropique doit également être déterminé. Il est calculé au cours d'un processus polytropique défini par la phase de compression de la Figure 2.3 qui correspond à la période de déplacement des pistons. Cette phase de compression est illustrée sur la Figure 2.4. La pression maximale à la fin de la compression ( $p_c$ ) est utilisée dans l'équation (2.6) afin de calculer l'exposant  $n_c$  selon la équation (2.6) :

$$n_c = \frac{\log(p_c/p_0)}{\log(V_0/V_f)} \quad (2.6)$$

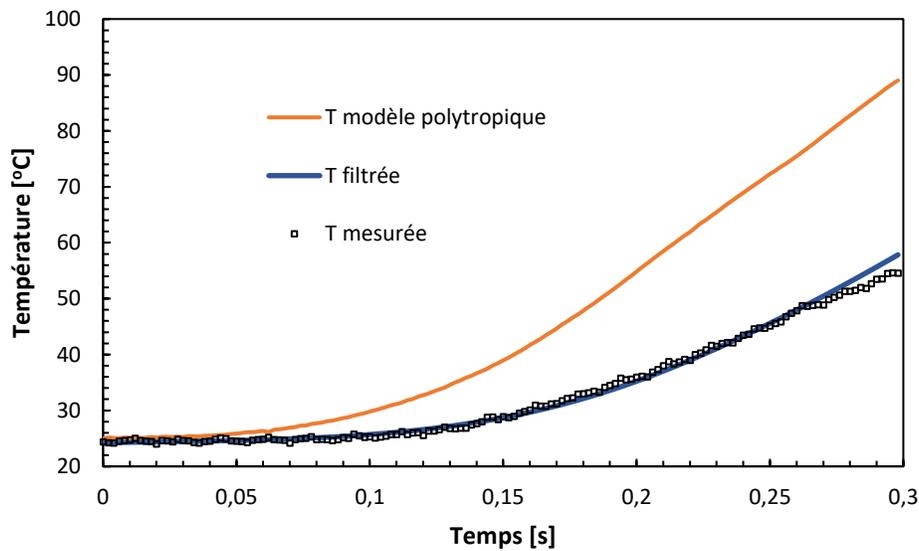
On obtient  $n_c = 1,176$  avec  $V_0 = 4,59 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ,  $V_f = 1,48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ,  $p_0 = 100,5 \text{ kPa}$ ,  $p_c = 378,8 \text{ kPa}$ .

L'équation (2.6) pourrait être réécrite en fonction de l'évolution de la température. Cependant, tel que décrit précédemment la constante de temps relativement élevée du thermocouple rend la mesure de la température durant la compression plutôt imprécise. Il est alors préférable de modéliser la température par la relation polytropique basée sur la pression, relation que l'on obtient en jumelant les équations (2.1) et (2.2). La Figure 2.5 montre l'évolution temporelle de la température.

$$T = T_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} \quad (2.7)$$



**Figure 2.4** : Évolution de la pression pendant la compression. La pression maximale ( $p_c$ ) est liée à la vitesse du mouvement de la pédale imposée par l'utilisateur. Cela signifie que la personne la plus lourde pousse la pédale plus vite et augmente le niveau de la pression maximale.



**Figure 2.5** : Évolution de la température pendant la compression. La courbe orange affiche l'évolution temporelle de la température basée sur le modèle thermodynamique et la courbe bleue représente la température moyenne mesurée par le thermocouple. Comme mentionné au chapitre 1, partie 1.4.2, la vitesse de réponse du thermocouple établit une distance entre le modèle et la température mesuré.

## 2.2 Vidange du réservoir

Le scénario de vidange du réservoir consiste à ouvrir la valve pour laisser l'air sous pression se libérer immédiatement à la pression extérieure. Cette expérience vise à modéliser l'évolution de la température et de la pression dans le réservoir afin de déterminer la puissance extraite par la turbine.

Les pression et température finales de compression ( $p_c$  et  $T_c$ ) sont ici considérées comme l'état initial lors du processus de vidange. En effet, selon le principe de fonctionnement de l'appareil (Figure 1.12) la vis de déclenchement de la vidange actionne la valve lorsqu'on arrive en fin de course de la pédale. Ainsi l'air sous pression quitte immédiatement le réservoir juste après la fin de la compression.

Pour le processus de vidange actuel, on considère une loi en puissance avec un exposant  $b = 0,13$  (équation 2.8). En fait, comme mentionné précédemment, l'évolution polytropique est un type de transformation qui est supposé quasi-statique et réversible, cependant, processus de la vidange ne peut être considéré comme étant réversible. Ainsi, dans l'équation (2.8),  $T_0$  est égal à  $T_c$ , et  $p_0$  est identique à  $p_c$ .

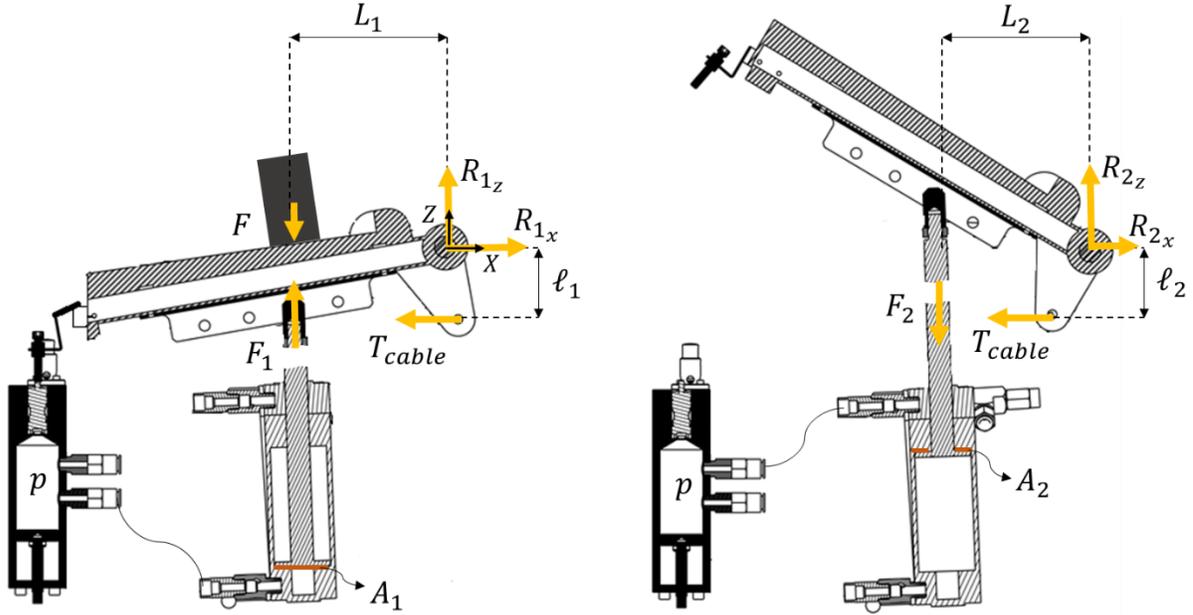
$$T_v = T_0 \left( \frac{p_v}{p_0} \right)^b \quad (2.8)$$

Dans cette équation,  $p_v$  est la pression mesurée dans le réservoir et  $T_v$  est la température modélisée de l'air du réservoir durant la vidange.

## 2.3 Puissance mécanique fournie durant la compression

La puissance fournie par le poids de l'utilisateur est nécessaire pour comprimer l'air ainsi que pour vaincre le frottement des pistons et sur les cylindres. Dans ce cas, le diagramme des corps libres (DCL) pour les pédales est utilisé pour déterminer la puissance (Figure 2.6).

À cet effet, les équations des forces et des moments basés sur le pivot des pédales sont utilisées.



**Figure 2.6** : Diagramme des corps libres. Les deux figures présentent les forces qui agissent sur les pédales. Le contraste réside dans le fait que la pédale descend (côté gauche) et que l'autre pédale monte (côté droit). Les pistons sont orientés en Z.

Pour la pédale qui agit vers le bas, en négligeant les forces inertielles, les équations des forces et des moments (2.9) et (2.10) s'écrivent :

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{1z} + F_1 - F = 0 \quad (2.9)$$

$$\sum M_{pivot} = 0 \rightarrow T\ell_1 + F_1L_1 - FL_1 = 0 \quad (2.10)$$

Le terme  $F_1$  représente la force de réaction associée à la compression de l'air et agissant suivant l'axe du piston. Également, les équations (2.11) et (2.12) sont liés à la pédale qui va vers le haut.

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{2z} - F_2 = 0 \quad (2.11)$$

$$\sum M_{pivot} = 0 \rightarrow T\ell_2 - F_2L_2 = 0 \quad (2.12)$$

Cas où  $\ell_1 = \ell_2$  et  $L_1 = L_2$

En substituant  $L_1$  et  $\ell_1$  dans les équations (2.10) et (2.12), on obtient la force nécessaire pour comprimer l'air dans le cylindre.

$$\begin{aligned}
&\stackrel{(2.12)}{\implies} T\ell_1 - F_2L_1 = 0 \implies T\ell_1 = F_2L_1 \\
&\stackrel{(2.10)}{\implies} F_2L_1 + F_1L_1 = FL_1 \\
&\implies F = F_1 + F_2
\end{aligned} \tag{2.13}$$

De plus, en raison des interférences à l'intérieur du piston-cylindre, une partie de l'énergie sert à combattre les frottements. Donc, la force totale est définie comme une somme de la force de frottement et de compression de l'air (équation 2.14).

Pour déterminer le frottement, il suffit d'ouvrir la sortie du réservoir pour laisser l'air circuler sans aucune limitation. Ensuite, un poids léger est mis sur la pédale. Les poids doivent être augmentés progressivement jusqu'à ce que la pédale s'étende doucement. Ce poids est considéré comme étant nécessaire pour combattre le frottement.

$$F_{Total} = F + F_f \tag{2.14}$$

De plus, on définit  $F_1 = pA_1$  ,  $F_2 = pA_2$  et  $F_f = M_f g$  ,  $M_f = 3 \text{ kg}$  , est le poids nécessaire pour vaincre la friction lorsque le cylindre est ouvert à l'air libre (un essai expérimental a été réalisé pour déterminer cette valeur).

$$F_{Total} = p(A_1 + A_2) + M_f g \tag{2.15}$$

Comme nous l'avons expliqué dans le processus de compression, lorsque l'air est comprimé dans une direction différente, la section des pistons en contact avec le fluide est différente. Ainsi,  $A_1$  et  $A_2$  sont déterminés de la manière suivante :

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} , d_1 = 0.05 \text{ m} \quad \text{et} \quad A_2 = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} , d_2 = 0.02 \text{ m}$$

Après avoir déterminé  $F_{Total}$ , la puissance d'entrée est calculée à partir de l'équation suivante :

$$\dot{W}_{mec} = F_{Total}V \tag{2.16}$$

Où  $V$  représente la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre. On écrit la puissance moyenne en intégrant la puissance d'entrée durant le temps  $t_f$  représentant le temps de compression.

$$\dot{W}_{mec_{RMS}} = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} W_{mec} dt \quad (2.17)$$

Afin de résoudre l'intégrale, nous devons d'abord définir la relation entre la vitesse et le volume. En définissant  $h$  comme étant la hauteur du volume du cylindre sous le piston descendant ou la hauteur du volume du cylindre au-dessus du piston montant, le volume s'exprime comme  $\forall = (A_1 + A_2)h$ . Ainsi, la vitesse du piston qui est définie par  $V = -dh/dt$ , s'exprime par :

$$V = \frac{-dh}{dt} = \frac{-1}{A_1 + A_2} \frac{d\forall}{dt} \quad (2.18)$$

En écrivant le volume à l'aide de la relation polytropique (2.1), on obtient :

$$\forall = \forall_0 \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} \Rightarrow \frac{d\forall}{dt} = \frac{-\forall_0}{n_c p} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} \frac{dp}{dt}$$

Après quelques manipulations :

$$V = \frac{1}{A_1 + A_2} \left(\frac{\forall_0}{n_c p}\right) \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} \frac{dp}{dt} \quad (2.19)$$

En introduisant les relations (2.15) et (2.19) dans l'expression (2.17), on obtient :

$$\dot{W}_{mec_{RMS}} = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} (p(A_1 + A_2) + M_f g) \left( \frac{1}{A_1 + A_2} \left(\frac{\forall_0}{n_c p}\right) \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} \frac{dp}{dt} \right) dt$$

La première intégrale est résolue de la manière suivante :

$$\int_{p_0}^{p_f} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} dp = \frac{n_c}{n_c - 1} p_0 \left[ \left(\frac{p_f}{p_0}\right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

La solution de la deuxième intégrale est :

$$\int_{p_0}^{p_f} \frac{1}{p} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{n_c}} dp = n_c \left[ 1 - \left(\frac{p_f}{p_0}\right)^{\frac{-1}{n_c}} \right]$$

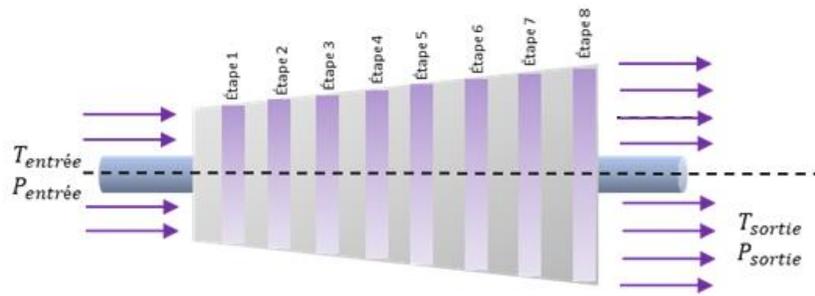
La puissance moyenne s'écrit alors :

$$\dot{W}_{mec_{RMS}} = \frac{\forall_0}{t_f} \left( \frac{p_0}{n_c - 1} \left[ \left(\frac{p_f}{p_0}\right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] + \frac{M_f g}{(A_1 + A_2)} \left[ 1 - \left(\frac{p_f}{p_0}\right)^{\frac{-1}{n_c}} \right] \right) \quad (2.20)$$

Où,  $V_0 = 4,59 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ,  $A_1 = 1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ,  $A_2 = 1,65 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ,  $p_0 = 100,5 \text{ kPa}$ ,  $n_c = 1,176$ ,  $M_f = 3 \text{ kg}$ ,  $g = 9,8065 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ,  $t_f = 0,5 \text{ s}$ ,  $p_0$  et  $p_f$  sont mesurée. Cette puissance mécanique RMS injectée dans le système sera comparée à la puissance RMS produite extraite par la turbine afin d'en évaluer l'efficacité (on utilise la même durée, 0,5 s pour le calcul des valeur RMS).

## 2.4 Puissance thermodynamique produite par la turbine

En négligeant le taux de transfert de chaleur avec l'environnement et la perte d'énergie cinétique à la sortie, le bilan du taux d'énergie pour un volume de contrôle comprenant le réservoir de stockage et la turbine est illustré dans la Figure 2.7.



**Figure 2.7** : Schéma d'une turbine axiale multi-étages illustrant le rotor (aubes mobiles) et le stator (aubes fixes). L'air comprimé pénètre dans la turbine et la fait tourner. La pression et la température chutent le long de la turbine, dans la mesure où elles arrivent à la pression atmosphérique et à la température ambiante.

À un instant  $t_i$  donné, la puissance thermodynamique  $\dot{W}_i$  produite par la turbine est définie avec le travail spécifique  $w_i$  et le débit massique  $\dot{m}_i$  :

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i w_i \quad (2.21)$$

Le travail spécifique produit par la turbine est le résultat des travail effectué par chacun des étages  $j$  ( $j = 1$  à  $8$ ) :

$$w_i = w_{i,1} + w_{i,2} + \dots + w_{i,8} = \sum_{j=1}^8 w_{i,j} \quad (2.22)$$

Le débit massique est défini par :

$$\dot{m}_i = \frac{-\Delta m_i}{\Delta t} \quad (2.23)$$

Où  $\Delta m_i$  représente la variation (négative) de la masse d'air dans le réservoir durant un instant  $\Delta t$  ( $\Delta t = 0.001 \text{ s} = 1/f_{éch}$ ). Cette variation de masse s'exprime par la loi des gaz parfaits :

$$\Delta m_i = m_{i+1} - m_i = \frac{P_{i+1} \forall c}{RT_{i+1}} - \frac{P_i \forall c}{RT_i} \quad (2.24)$$

Dans la relation (2.24),  $p_{i+1}$ ,  $T_{i+1}$ ,  $P_i$  et  $T_i$  représentent respectivement la pression et la température dans le réservoir à deux instants successifs  $t_{i+1}$  et  $t_i$ .

À un instant  $t_i$  le travail spécifique produit à chaque étage  $j$  s'exprime à partir de la première loi de la thermodynamique :

$$w_{t_i} = C_p (T_{e_i} - T_{s_i}) \quad (2.25)$$

Ici  $C_p$  présentant la chaleur spécifique à pression constante ( $C_p = 1010 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ ) et  $T_{i,j}$  représente la température au temps  $t_i$  à l'étage  $j$ . La température à chacun des étages étant inconnue, le modèle polytropique suivant est utilisé :

$$T_{i+1,j} = T_{i,j} \left( \frac{p_{i+1,j}}{p_{i,j}} \right)^{\frac{n_v-1}{n_v}} \quad (2.26)$$

La valeur  $n_v = 1.15$  (rappelant la valeur  $b = 0.13$  pour la vidange du réservoir) est choisie car elle représente bien les évolutions globales. À chaque instant  $t_i$  la chute de pression d'un étage à l'autre est modélisée comme étant un huitième de la différence de pression entre le réservoir et l'extérieur :

$$\Delta p_i = \frac{p_i - p_{amb}}{8} \quad (2.27)$$

Pour l'étage 1, on considère  $p_{i,1} = p_i$  où  $p_i$  est la pression dans le réservoir au temps  $t_i$  et  $p_{i,1}$  est la pression à l'entrée de l'étage 1 au temps  $t_i$ . La pression au temps  $t_i$  à l'étage 2 est alors  $p_{i,2} = p_{i,1} - \Delta p_i$ . Ainsi, la pression à chacun des étages est calculée par :

$$p_{i,j} = p_{i,j-1} - \Delta p_i \quad (2.28)$$

Avec la pression à chacun des étages  $j$  à tout instant  $t_i$ , on calcule la température à l'aide de relation polytropique (2.26). On peut ensuite calculer le travail spécifique à chacun des étages

par la relation (2.25) et finalement obtenir la puissance thermodynamique  $\dot{W}_i$  en fonction du temps.

Afin de pouvoir comparer les résultats globaux, on définit la puissance thermodynamique RMS :

$$\dot{W}_{thermoRMS} = \frac{1}{t} \int_0^t \dot{W}_i dt \quad (2.29)$$

La valeur  $t = 0.5$  s est utilisée dans le présent travail. Cette valeur représente bien la durée de production effective de la turbine pour les essais réalisés.

## 2.5 Puissance mécanique théorique extraite

La puissance mécanique théorique extraite par la turbine est définie à l'aide de l'analyse classique de la conservation du moment cinétique. Pour chacun des étages, on écrit :

$$\dot{W}_{i,j} = -\dot{m}_i U_{t_j} [V_{\theta_{1,i,j}} - V_{\theta_{2,i,j}}] \quad (2.30)$$

Ici,  $U_{t_j}$  représente la vitesse tangentielle de rotation à l'étage  $j$ . Cette vitesse n'est pas une fonction du temps puisque la turbine tourne à vitesse constante.  $U_{t_j}$  est évaluée au rayon moyen  $R_j$  du centre de l'aube de chacun des étages :

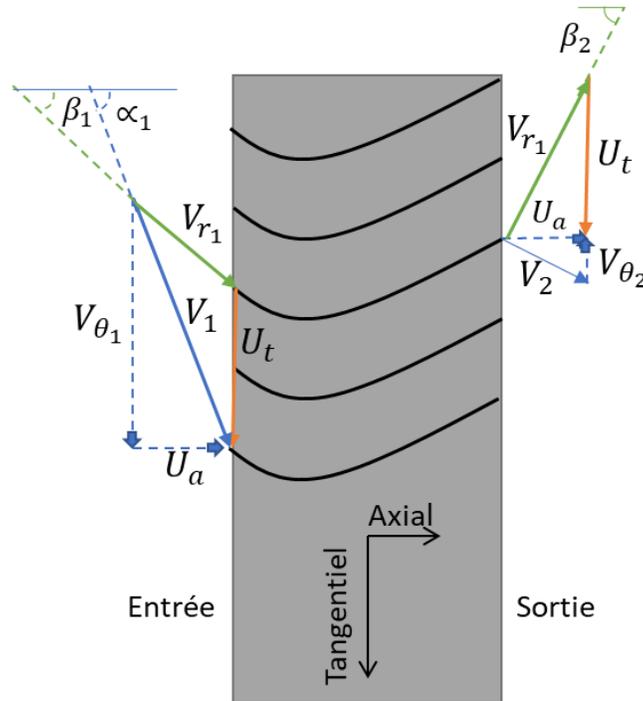
$$U_{t_j} = \frac{N_{rpm} 2\pi R_j}{60} \quad (2.31)$$

Huit valeurs de vitesses de rotation  $N_{rpm}$  sont utilisées. Le Tableau 2.1 fournit les détails.

La Figure 2.9 illustre les différents vecteurs composant les triangles de vitesses au bord d'attaque et au bord de fuite des aubes du rotor. Les composantes tangentielles  $V_{\theta_1}$  et  $V_{\theta_2}$  y sont représentées. On observe que la puissance extraite est maximisée lorsque  $V_{\theta_2}$  est nulle. Dans un premier temps, nous considérons que c'est représentatif de la turbine à l'essai.

**Tableau 2.1** : Rayon moyen, aire et vitesse tangentielle de chaque étage.

Étage $j$	$R_j$ mm	Aire $\text{mm}^2$	$U_{tj,15k}$ rpm	$U_{tj,20k}$ rpm	$U_{tj,25k}$ rpm	$U_{tj,33k}$ rpm	$U_{tj,38k}$ rpm	$U_{tj,44k}$ rpm	$U_{tj,49k}$ rpm	$U_{tj,59k}$ rpm
1	3,45	6,29	5,43	7,34	9,20	11,84	13,83	16,01	17,85	21,43
2	3,46	6,98	5,46	7,39	9,25	11,90	13,91	16,11	17,95	21,55
3	3,48	7,74	5,49	7,43	9,30	11,97	13,99	16,20	18,05	21,68
4	3,50	8,51	5,52	7,47	9,36	12,04	14,06	16,29	18,15	21,80
5	3,52	9,35	5,55	7,51	9,41	12,10	14,14	16,38	18,25	21,92
6	3,54	10,27	5,58	7,55	9,46	12,17	14,22	16,47	18,35	22,04
7	3,56	11,23	5,61	7,59	9,51	12,24	14,30	16,56	18,45	22,16
8	3,58	12,27	5,64	7,64	9,56	12,30	14,38	16,65	18,55	22,29



**Figure 2.8** : Géométrie des aubes du rotor et des triangles de vitesses. Pour atteindre la puissance maximale,  $V_{\theta_2}$  doit être zéro.

Selon cette hypothèse (on considère  $V_{\theta_1} = V_{\theta}$ ), la relation (2.30) s'écrit :

$$\dot{W}_{i,j} = \dot{m}_i U_{t_j} V_{\theta_{i,j}} \quad (2.32)$$

On considère de plus que la puissance extraite à chaque étage correspond à un huitième de la puissance mécanique totale :

$$\dot{W}_{i,j} = \frac{\dot{W}_{mecth_i}}{8} \quad (2.33)$$

La puissance  $\dot{W}_{mecth_i}$  est obtenue à partir de la mesure effectuée à la génératrice. Ainsi, ayant  $\dot{W}_{i,j}$ ,  $\dot{m}_i$  et  $U_{t_j}$ , on peut calculer  $V_{\theta_{i,j}}$ .

Ceci nous permet d'analyser de quelle manière évoluent les triangles de vitesse dans le temps. En se basant sur la Figure 2.9, on obtient, pour chaque instant  $t_i$  et chaque étage  $j$  :

$$\alpha_{i,j} = \tan^{-1} \left( \frac{V_{\theta_{i,j}}}{U_{a_{i,j}}} \right) \quad (2.34)$$

$$\beta_{1_{i,j}} = \tan^{-1} \left( \frac{V_{\theta_{i,j}} - U_{t_j}}{U_{a_{i,j}}} \right) \quad (2.35)$$

$$\beta_{2_{i,j}} = \tan^{-1} \left( \frac{U_{t_j}}{U_{a_{i,j}}} \right) \quad (2.36)$$

Pour faire cette analyse, on obtient  $V_{\theta_{i,j}}$  à partir de l'équation (2.32) :

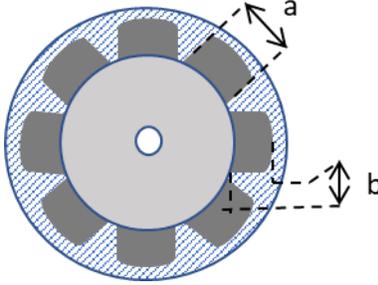
$$V_{\theta_{i,j}} = \frac{\dot{W}_{i,j}}{\dot{m}_i U_{t_j}} \quad (2.37)$$

$U_{a_i}$  présente une vitesse axiale calculée à partir du débit d'air.

$$U_{a_i} = \frac{\dot{m}}{\rho_i A_i} \quad (2.38)$$

Où  $\rho_i$  est la densité moyenne, qui peut être améliorée par la pression et la température instantanée. De plus, le terme  $A_i$  désigne la zone située entre le rotor et le stator, à l'exception de la zone des pales (Figure 2.9).

$$\rho_i = \frac{1}{2} \left( \frac{p_{i,j}}{RT_{i,j}} + \frac{p_{i,j+1}}{RT_{i,j+1}} \right) \quad (2.39)$$



**Figure 2.9** : Partie hachurée est la zone du passage de l'air.

$$A_i = \pi(R_{stator}^2 - R_{rotor}^2) - N_{aubes}ab \quad (2.40)$$

Où  $R_{stator}$  est la jante du stator,  $R_{rotor}$  le moyeu du rotor,  $N_{aubes}$  le nombre d'aubes pour chaque étage de huit,  $a$  est la hauteur de l'aube ( $a = 1,6$  mm) et  $b$  est la largeur de l'aube ( $b = 0,7$  mm).

## 2.6 Puissance électrique

La puissance extraite par la génératrice est obtenue à partir du courant ( $i$ ) et de la tension ( $v$ ).

$$\dot{W}_{elec} = iv \quad (2.41)$$

On considère que cette puissance correspond à la puissance mécanique théorique extraite par la turbine.

$$\dot{W}_{elec} = \dot{W}_{mec_{th}} \quad (2.42)$$

## 2.7 Efficacité de l'exerciseur

Le rapport entre la puissance de sortie mesurée de la turbine et les entraînements de puissance nette du modèle thermodynamique donne le rendement de la turbine.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{elec_{RMS}}}{\dot{W}_{thermo_{RMS}}} \quad (2.43)$$

$\dot{W}_{elec_{RMS}}$  est une puissance moyenne qui est déterminée comme le  $\dot{W}_{thermo_{RMS}}$  avec cette différence que dans l'équation (2.29) nous mettons  $\dot{W}_{elec_i}$  au lieu de  $\dot{W}_i$ .

Le rendement global de l'exerciseur-turbine-génératrice est défini par le ratio entre la puissance mécanique RMS fournie et la puissance électrique RMS produite :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{mec_{RMS}}}{\dot{W}_{elec_{RMS}}} \quad (2.44)$$

## Chapitre 3

### Analyse des résultats

La turbine est testée à huit vitesses de rotation différentes (Tableau 3.1). Lorsque l'utilisateur actionne le mécanisme, il appuie en alternance sur les pédales de gauche et de droite. Comme la symétrie du système et de l'actionnement n'est pas parfaite, les moyennes des signaux de gauche et de droite seront calculées de manière indépendante. Une alimentation induit les différentes tensions de 2,5 V à 9,5 V pour générer la vitesse de rotation initiale de la turbine. Le Tableau 3.1 présente la vitesse de rotation de la turbine liée à chaque tension. Pour chaque test, nous juxtaposerons les données mesurées et le modèle thermodynamique pour la compression, la vidange et l'extraction de la puissance de la turbine.

Tableau 3.1 : Vitesse correspondant à la tension.

2,5 [V]	3,5 [V]	4,5 [V]	5,5 [V]	6,5 [V]	7,5 [V]	8,5 [V]	9,5 [V]
15037	20353	25494	32799	38324	44379	49452	59395
[tr/min]							

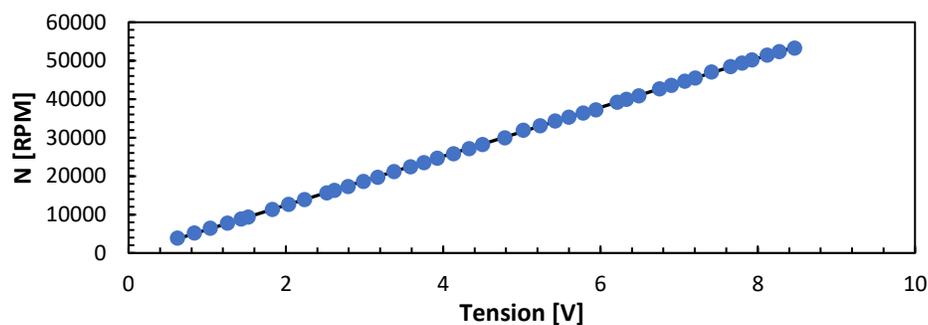


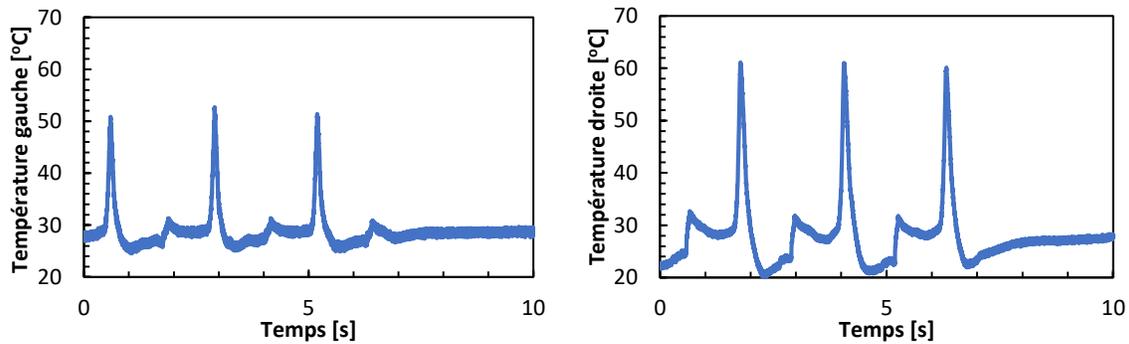
Figure 3.1 : Étalonnage de vitesse de rotation.

Dans ce chapitre, nous utiliserons les tensions plutôt que la vitesse de rotation. Nous avons également effectué l'étalonnage pour la vitesse de rotation. Les points bleus de la Figure (3.1)

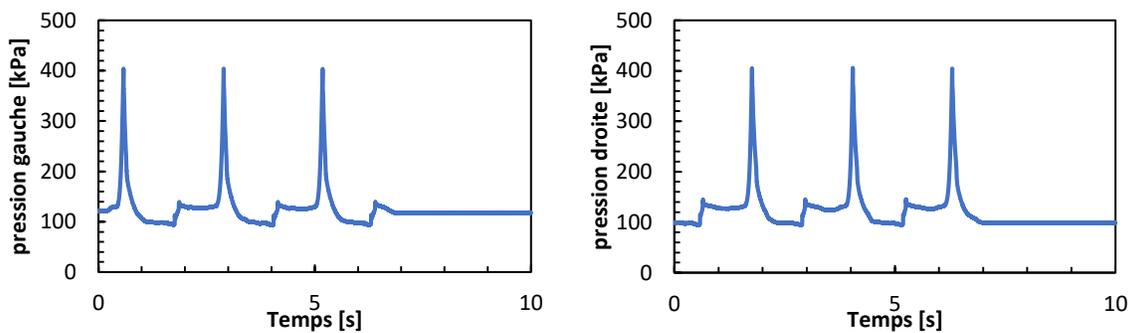
représentent la vitesse de rotation à différentes tensions, et la ligne noire représente la régression linéaire avec l'équation de:

$$N_{RPM} = 6358,7N + 277,37 \quad (3.1)$$

$N$  indique les tensions instantanées. Les Figures 3.2 et 3.3 représentent respectivement l'évolution de la température et de la pression à l'intérieur du réservoir pendant trois pas. On constate que, les signaux sont répétables. La température du côté droit est supérieure à celle du côté gauche car les pédales sont probablement pressées de façon différente et le montage n'est pas parfaitement symétrique.



**Figure 3.2** : Évolution de la température à l'intérieur du réservoir pendant trois pas.

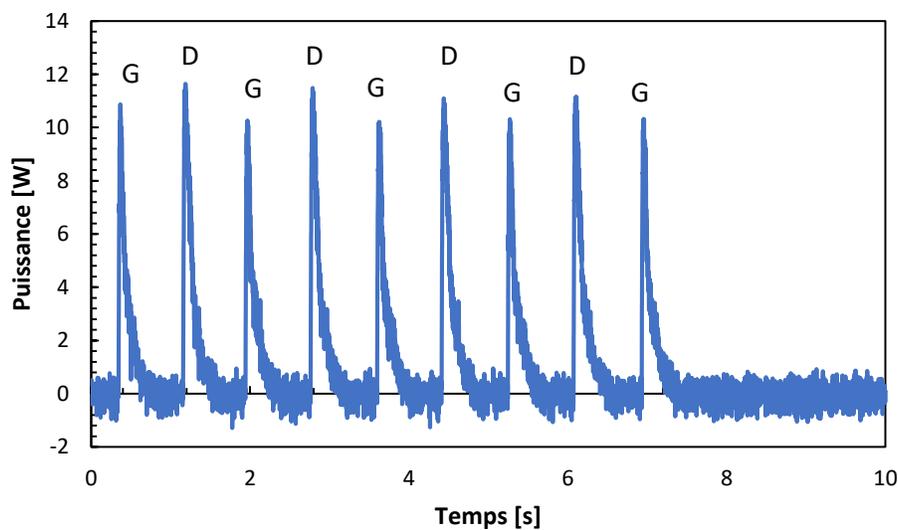


**Figure 3.3** : Évolution de la pression à l'intérieur du réservoir pendant trois pas.

La Figure 3.4 présente un signal typique de la puissance lorsque l'utilisateur effectue huit pas (quatre de chacun des pieds). Afin de régler la puissance initiale à zéro, une fois, nous

mesurons la puissance consommée par le moteur et le rotor à différentes vitesses de rotation. La prochaine fois, nous séparons le moteur de la turbine et nous mesurons à nouveau la puissance consommée à différentes vitesses de rotation. Enfin, la soustraction de ces deux puissances donne la puissance à la turbine et celle-ci est ajustée à zéro pendant le temps où il n'y a aucune extraction d'énergie de la turbine.

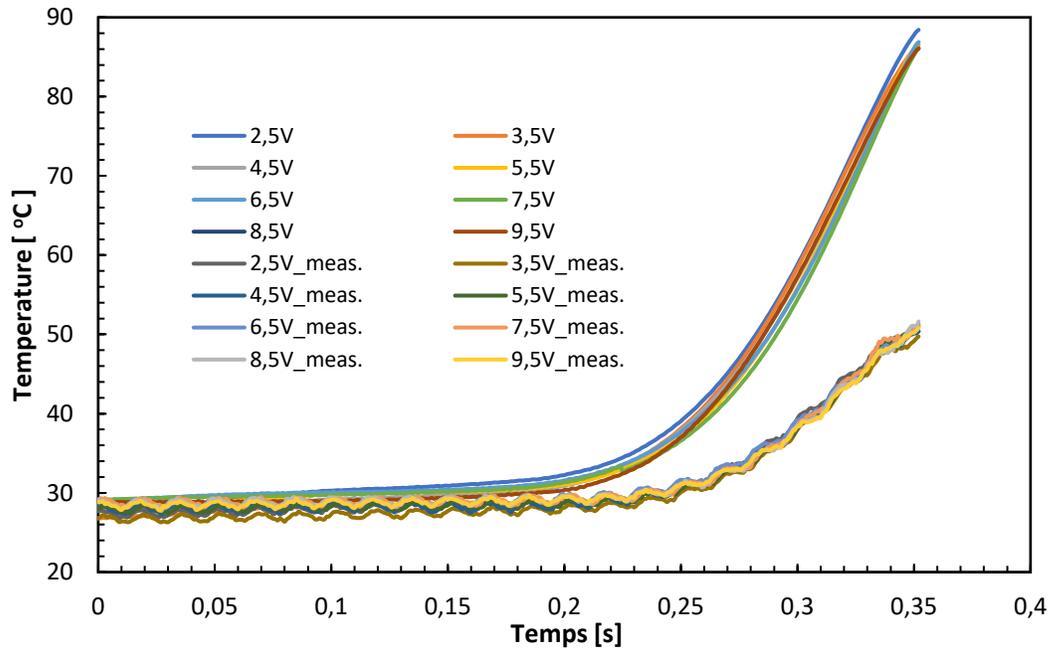
Les signaux de puissance sont répétables pour les côtés droit et gauche. La puissance extraite du côté droit est toujours supérieure au côté gauche. On peut donc en conclure que la pédale du côté droit est enfoncée plus rapidement que le côté gauche.



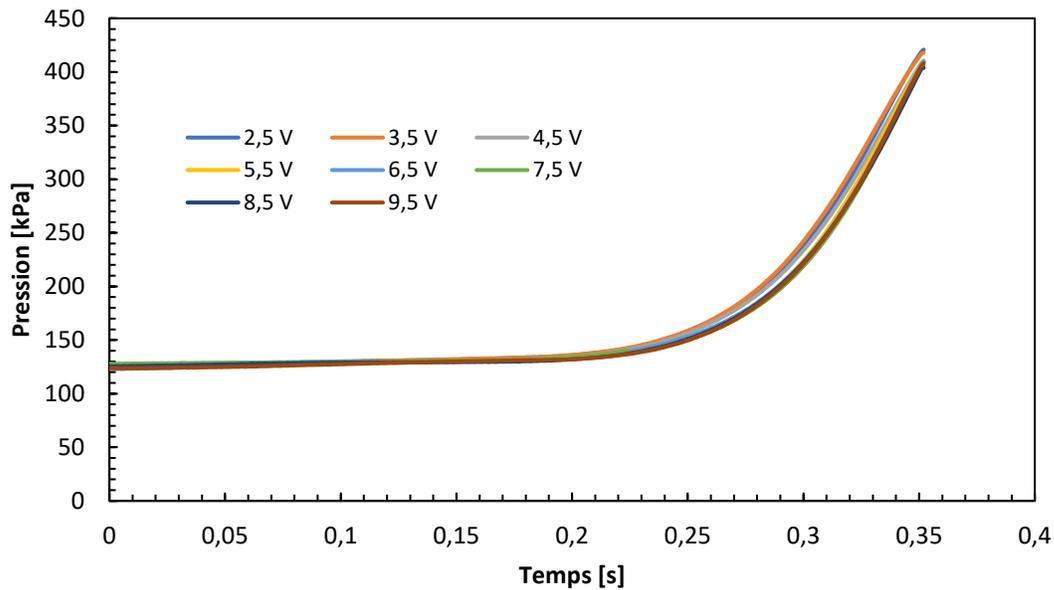
**Figure 3.4** : Exemple de signal de tension mesuré lié à la puissance extraite de la turbine à la vitesse de rotation de 49452 RPM. Une fois qu'une personne franchit une étape, la puissance augmente en raison de la vitesse de rotation élevée de la turbine. Cette augmentation est répétable pour plusieurs étapes.

### 3.1 Charge de la Turbine

La Figure 3.5 illustre les évolutions de pression et de température dans le réservoir pour une variété de tensions initiales qui imposent la vitesse de rotation constante de la turbine. La Figure 3.5 (a) compare la température mesurée et le modèle thermodynamique.



a)



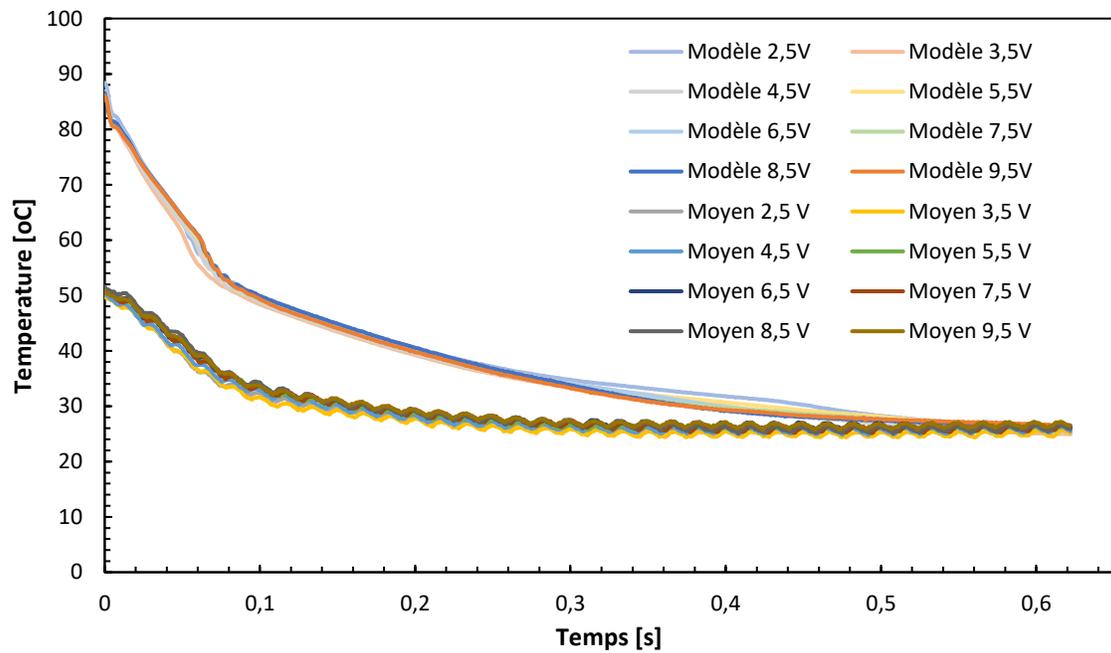
b)

**Figure 3.5** : L'évolution temporelle de la pression et de la température pour le processus de compression à l'intérieur du réservoir. a) Profil de température. Le processus polytropique avec l'exposant de  $n = 1,176$  est utilisé pour le modèle thermodynamique de la température. b) Profil de pression.

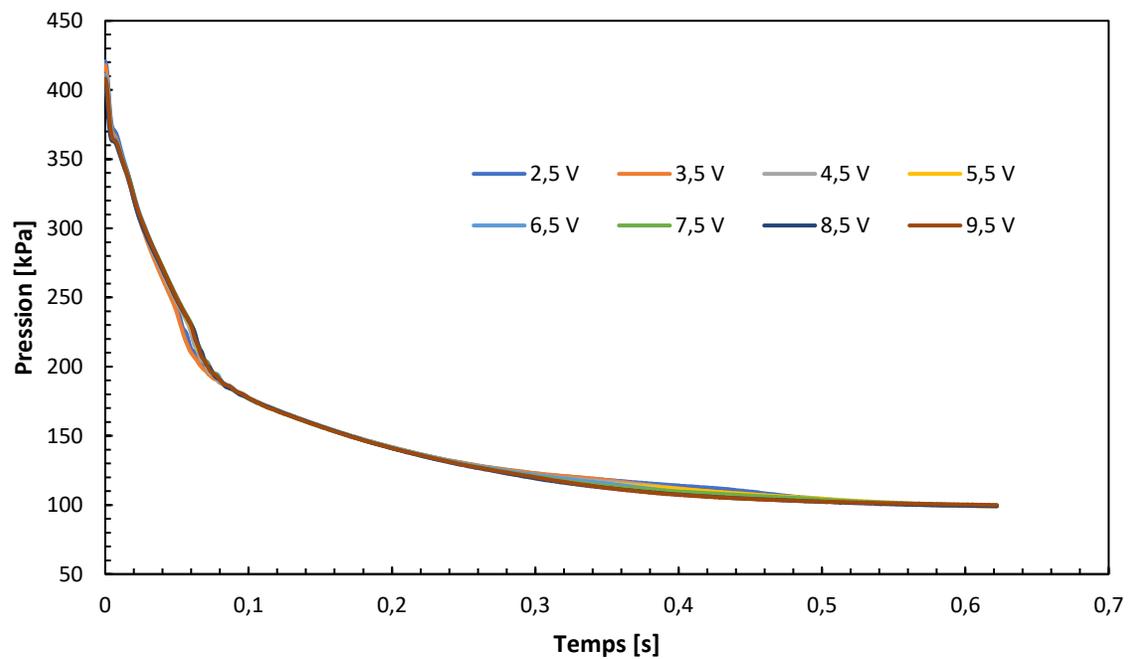
Comme prévu, les températures finales pour tous les tests sont identiques, car la compression est effectuée dans un système fermé (réservoir). Donc, la tension initiale (ou la vitesse de rotation) n'a aucune incidence sur ces résultats. De plus, la différence entre la température mesurée avec le modèle exprime l'atténuation des signaux mesurés qui sont tributaires de la constante de temps du thermocouple. Le filtrage du modèle permet de s'affranchir du biais des sondes pour voir l'adaptation exacte du modèle et de la mesure. La Figure 3.5 (b) illustre la croissance de la pression à l'intérieur du réservoir.

### **3.2 Vidange de la turbine**

Le processus de vidange commence juste après la compression complète à l'intérieur du réservoir. Donc, la pression finale et la température de compression fournissent les données nécessaires pour estimer le diagramme de température de la vidange. De plus, le modèle thermodynamique de décharge est obtenu à partir de la loi de puissance en supposant l'exposant de  $b = 0,13$ . La Figure 3.6 illustre le comportement de la pression et de la température à plusieurs vitesses angulaires initiales. La Figure 3.6(a) juxtapose le modèle et la température qui est mesurée via des thermocouples. Comme prévu, ces graphiques montrent la réduction de la température lors de la vidange. Cependant, l'écart entre ces deux courbes est justifiable en filtrant les signaux affectés par le bruit ou même la constante de temps des thermocouples. La Figure 3.6(b) montre la chute de pression à l'intérieur du réservoir après l'ouverture de la valve.



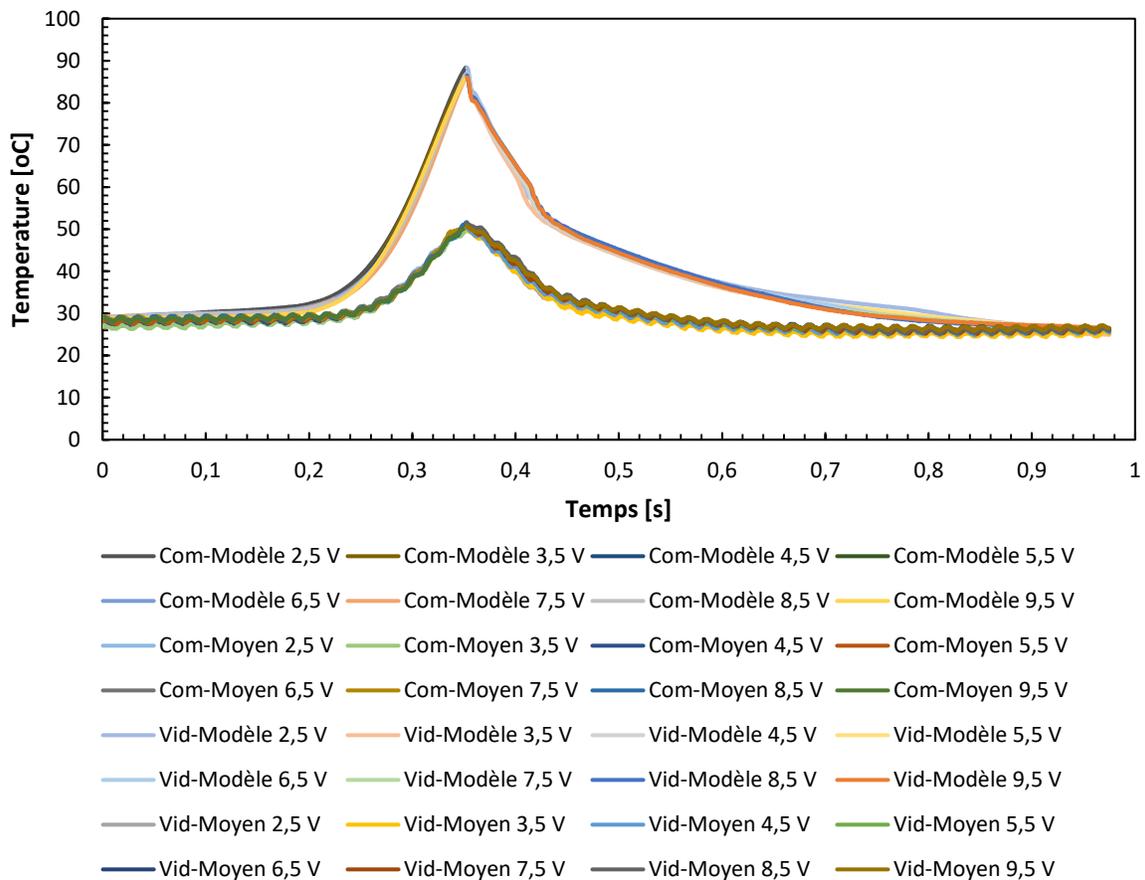
a)



b)

**Figure 3.6** : Évolution temporelle de la température et de la pression lors de la vidange du réservoir pour différentes vitesses angulaires initiales. La superposition des courbes exprime l'indépendance de la température et de la pression avec la vitesse angulaire.

Pour le chargement et le déchargement du réservoir, le modèle thermodynamique est non défini pour la pression. Le modèle de pression peut être déterminé sur la base du processus polytropique ou du débit massique, tandis que les utilisations de chacun nécessitent l'application de la température. Donc, l'utilisation directe de la pression mesurée est prioritaire en raison de la constante de temps des thermocouples, qui cause du retard et fait perdre certaines températures.

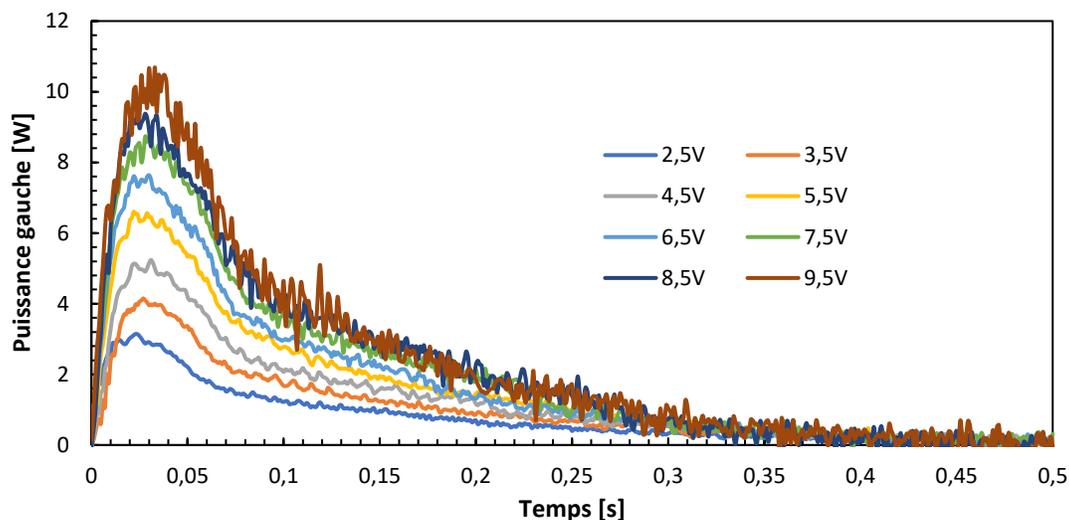


**Figure 3.7 :** Le chargement et le déchargement du réservoir pendant plusieurs étapes à différentes tensions. Selon ce diagramme, la température initiale de vidage correspond à la température finale de compression.

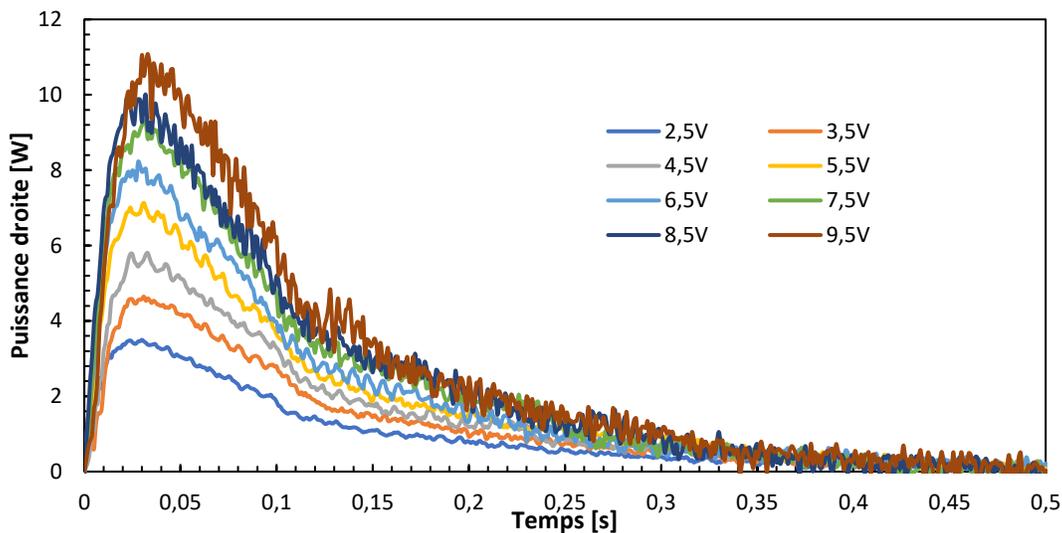
### 3.3 Puissance produite

Le passage de l'air comprimé à travers la turbine est l'autre processus pour lequel le modèle thermodynamique est défini. La Figure 3.8 illustre la puissance mesurée pour plusieurs étapes

à différentes vitesses angulaires. Fait intéressant, comme prévu, la puissance récoltée a un lien direct avec la vitesse angulaire. Cela signifie que l'augmentation de la tension initiale peut affecter la croissance de la puissance de sortie.



a)

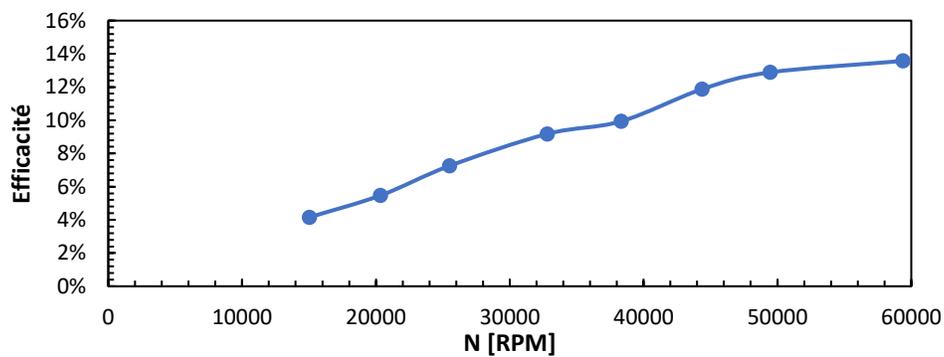


b)

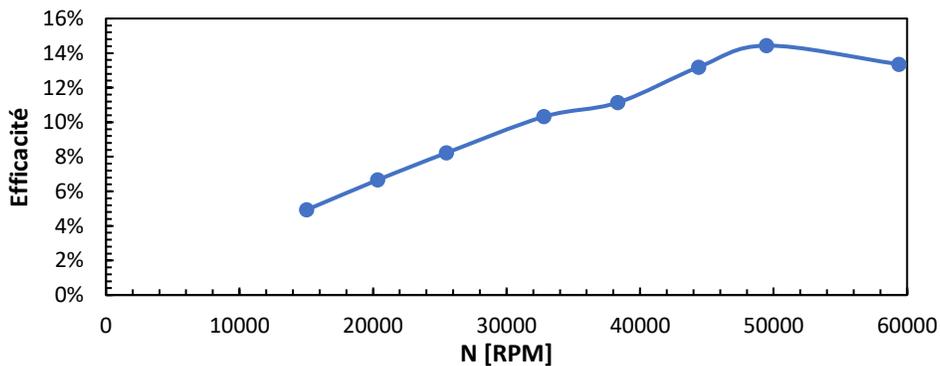
**Figure 3.8** : Évolution temporelle de la puissance récoltée pour différentes vitesses angulaires. Chaque courbe représente la puissance moyenne de trois ou quatre étapes consécutives. La Figure 3.8(a) est liée aux marches du côté gauche et la Figure 3.8(b), du côté droit.

De plus, la mesure est effectuée dans la plage de 2,5 V à 9,5 V. Les tensions supérieures à 9,5 V sont des tensions saturées et il n'y a aucune chance de produire une vitesse plus élevée. En outre, la valeur inférieure de 2,5 V ne peut pas non plus être économique en raison de la quantité de puissance insignifiante qu'elle est en mesure de fournir.

La petite différence entre la puissance RMS des côtés droit et gauche peut être due au fait que l'impact du talon de la jambe droite est différent de celui du côté gauche. Par exemple, la puissance efficace de la turbine avec une vitesse angulaire de 50 000 tr/min pour le côté droit est de 2,5 W et de 2,3 W pour le côté gauche.

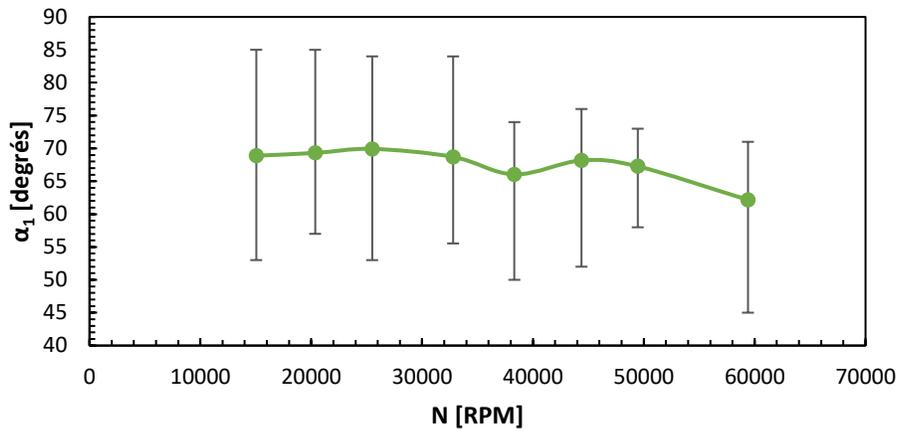


a)

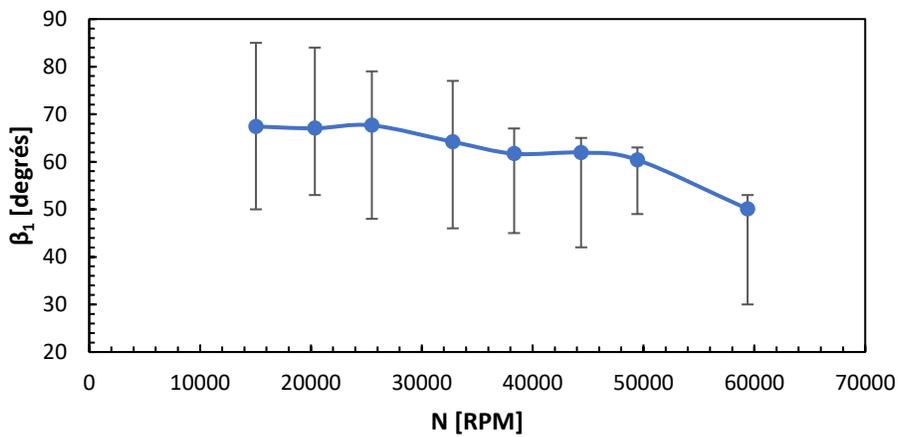


b)

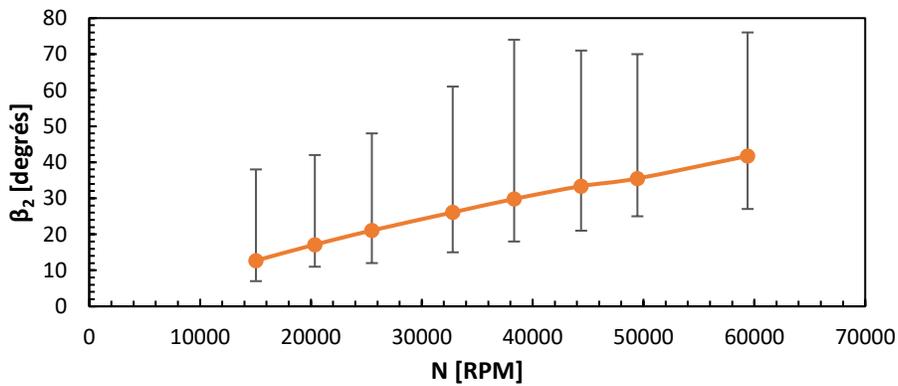
**Figure 3.9** : Variation de la puissance en fonction de la vitesse angulaire d'une turbine axiale. La Figure 3.9 (a) montre l'évolution de l'efficacité tandis que la vitesse angulaire augmente pour les marches du côté gauche. Comme prévu, l'efficacité maximale est liée à la tension la plus significative. La Figure 3.9 (b) exprime l'efficacité des bonnes mesures. Comme sur le côté gauche, la puissance nette augmente avec la vitesse. Cependant, l'efficacité pourrait arriver à plus de 14 % à 50 000 tr/min. Cela pourrait être dû au meilleur réglage du débit avec l'angle des aubes.



a)



b)



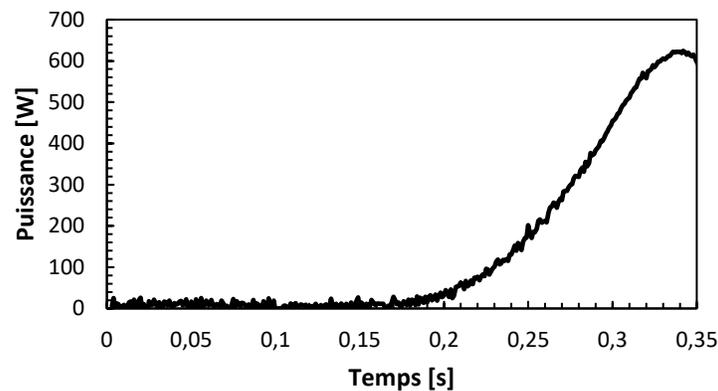
c)

**Figure 3.10** : Variation des angles en fonction de la vitesse angulaire. La Figure 3.10 (a) montre le bord d'attaque du stator ( $\alpha$ ); La Figure 3.10 (b) affiche le bord de fuite du rotor ( $\beta_1$ ) et la Figure 3.10 (c) présente le bord de fuite du rotor ( $\beta_2$ ). La correspondance du débit d'air et de la géométrie des aubes réduit la probabilité d'établir la séparation à travers la turbine.

La Figure 3.9 montre le rendement de la turbine, qui correspond au rapport entre la puissance efficace mesurée et la puissance thermodynamique. En regardant ce schéma, la turbine a plus de capacité à fournir de l'énergie à une vitesse plus élevée.

La Figure 3.10 illustre les bords d'attaque et de fuite du rotor et du stator en fonction de la vitesse angulaire. La ligne en pointillé montre l'angle du prototype actuel de la turbine. De plus, les barres entre chaque point illustrent la tendance minimale et maximale des angles à différentes vitesses.

La Figure 3.11 illustre la croissance de la puissance requise non seulement pour comprimer l'air à l'intérieur du réservoir, mais également pour lutter contre les frottements à l'intérieur des cylindres sur lesquels frottent les pistons.



**Figure 3.11** : Évolution temporelle de la puissance mécanique requise. Pour actionner l'exerciseur (relation 2.16).

Avec la relation (2.20), on calcule la puissance moyenne requise pour actionner le mécanisme  $\dot{W}_{mec_{RMS}} = 126 \text{ W}$ . Ceci donne un rendement global  $\eta_{ex} = 2\%$ .

## Conclusion

Cette étude visait la fabrication d'une turbine et le développement d'un modèle thermodynamique afin d'optimiser sa géométrie en fonction des triangles de vitesses. Un banc d'essai (l'exerciseur) a été construit à cet effet. L'appareil d'essai fournit la mesure de la pression de l'air à l'intérieur du réservoir, l'évolution de la température pendant la compression et la vidange ainsi que l'extraction de puissance de la turbine.

La stratégie la plus précise pour construire la turbine consistait à utiliser l'impression 3D pour la fabrication du stator et l'usinage, par l'utilisation d'un tour, pour la fabrication du rotor. En ce qui concerne la restriction d'usinage à l'intérieur du minuscule trou, l'impression 3D a été utilisée pour construire le stator malgré la haute précision que peut fournir l'usinage.

Ensuite, la turbine et les autres composants de l'appareil, tels que le cylindre, le piston, le réservoir, etc., ont été assemblés. Chaque élément de l'installation peut affecter la puissance finale récoltée. Cependant, nous avons assumé la même situation pour toutes les expériences. La compression de l'air à l'intérieur du réservoir a été modélisée en considérant son évolution comme un processus polytropique. La comparaison du modèle thermodynamique avec les données obtenues conclut que le modèle s'adapte à celles-ci. Le processus de vidange a également été modélisé de la même manière que la compression. Fait intéressant, encore une fois, le modèle correspond à la température mesurée.

La pression et la température augmentent à 425,96 kPa et à 59,6 °C respectivement lors de la compression à l'intérieur du réservoir. Après avoir ouvert la valve, l'air comprimé est évacué à travers la turbine; la pression et la température à l'intérieur du réservoir étant ramenées à 992,84 kPa et 25,8 °C de manière séquentielle. Il convient de mentionner que les signaux de tension de la température pendant la charge et la décharge du réservoir devaient être filtrés pour éliminer le retard induit par la constante de temps des capteurs.

La turbine pouvait avoir deux états différents au moment de l'évacuation de l'air comprimé à travers celle-ci. Le premier état correspondait à une turbine immobile au début du processus

de vidange; le deuxième état, à une turbine ayant une vitesse angulaire initiale constante au moment du début de la vidange. En ce qui concerne plusieurs des tests, la deuxième stratégie a été privilégiée, car une grande quantité d'énergie devait être investie pour faire tourner la turbine à partir de l'état statique. Ainsi, la comparaison de la puissance extraite des deux conditions indique que l'énergie consommée pour faire tourner la turbine à vitesse constante est inférieure à la quantité d'énergie investie dans le fonctionnement de la turbine à partir de l'état statique. En outre, la turbine fournit plus de puissance, car elle tourne rapidement. Par exemple, la puissance continue de 1 W a été atteinte à une vitesse angulaire initiale de 15 000 tr/min; cependant, cette puissance est passée à 3 W pour 60 000 tr/min. Par conséquent, pour établir une vitesse supérieure, un moteur a été utilisé.

Dans cette étude, il a été établi que, selon le modèle thermodynamique de la puissance de la turbine et également de la puissance obtenue d'un générateur, le rendement maximal de la turbine serait de 14 %.

Le modèle thermodynamique des angles liés aux aubes de la turbine a été déterminé en fonction du triangle de vitesse. À partir du modèle, les angles associés à l'efficacité la plus élevée (vitesse de rotation la plus élevée) comprennent : le bord de fuite du stator ( $\alpha_1$ ) qui est égal à **59,1°**, le bord d'attaque du rotor ( $\beta_1$ ) qui correspond à **46,4°** et le bord de fuite du rotor ( $\beta_2$ ) qui est égal à **37,5°**. Ces angles pour le prototype actuel comprenaient :  $\alpha_1 = 84,1^\circ$ ,  $\beta_1 = 84,1^\circ$ , et  $\beta_2 = 35^\circ$ .

Il est recommandé de poursuivre l'étude afin de finaliser la conception de la turbine. Par exemple, utiliser un volant d'inertie au lieu d'un moteur peut s'avérer plus économique. De plus, si le stator de la turbine était produit par usinage, comme c'est le cas pour le rotor, au lieu de l'impression 3D, la probabilité d'interférence diminuerait. Cet objectif pourrait être possible si chaque bague du stator était fournie en deux parties distinctes, ce qui, par l'assemblage de chaque composant, donnerait le stator complet.

## Bibliographie

- [1] Chin R, Hsiao-Wecksler E.T., Loth E., Kogler G, Manwaring S.D., Tyson S.N., K Alex Shorter K.A., Gilmer J.N., A pneumatic power harvesting ankle-foot orthosis to prevent foot-drop, 2009.
- [2] Choi BK, Jerard RB. Sculptured surface machining. Dordrecht: Kluwer academic publishers, 1998.
- [3] Donelan J.M., Kram R., Kuo A.D., Mechanical work for step-to-step transitions is a major determinant of the metabolic cost of human walking, 2002.
- [4] Hagood N., Roberts D., Saggere L., Schmidt M., Spearing M., Breuer K., Mlcak R., Carretero A., Ganji F., Li H., Chen K., Su Y., Pultizer S. "Development of Micro Hydraulic Transducer Technology," in Proc. Of the 10th International Conference on Adaptive Structures and Technology (ICAST '99), Paris France, Oct. 10-13, 1999.
- [5] Hayashida J.Y., Unobtrusive Integration of Magnetic Generator Systems into Common Footwear, Thesis, 2000.
- [6] Isomura, K.; Togo, S.-I.; Tanaka, S., Study of Micro-High Speed Bearings and Rotor Dynamics for Micromachine Gas Turbines, 2005.
- [7] Jerard RB, Angleton JM, Drysdale RL. Sculpture surface tool path generation with global interference checking, proceeding of the ASME design productivity international conference. Hawaii Honolulu 1991 p.734-42.
- [8] Kendall C.J., Parasitic Power Collection in Shoe Mounted Devices, Thesis, 1998.
- [9] Khaligh A., Zeng P., Zheng C., Kinetic energy harvesting using piezoelectric and electromagnetic technologies- state of the art, 2010.
- [10] Kymissis, J., Kendall, C., Paradiso, J. and Gershenfeld, N., Parasitic Power Harvesting in Shoes," Proc. of the Second Intl. Symp. On Wearable Computing (ISWC), Pittsburgh PA, IEEE Computer Society Press, October 1998, pp. 132-139.
- [11] Lemay J., Kinsey T. 2011, Thermodynamic analysis of a micro-generator concept integrated to a boot heel for harvesting electricity during the walking motion. Contract report No. 99479, Université Laval.

- [12] Lemay J, 2012, Development of a micro-generator integrated to a boot for harvesting electricity during the walking motion: Turbine design, manufacturing and testing. Contract report, Université Laval.
- [13] Li Q., Naing V., Donelan JM., Development of a biomechanical energy harvester. In Development of a Biomechanical Energy Harvester. Volume 6. BioMed Central Ltd; 2009:22.
- [14] Niu P., Chapman P., Riemer R., Zhang X., Evaluation of motions and actuation methods for biomechanical energy harvesting. Power Electronics Specialists Conference, 2004 PESC 04 IEEE 35th Annual 2103:2100-2106.
- [15] Paradiso, J.A. et Starner, T., Energy Scavenging for Mobile and Wireless Electronics, IEEE Pervasive Computing, Vol. 4, No. 1, February 2005, pp. 18-27.
- [16] Paradiso J.A., Systems for Human-Powered Mobile Computing, 2006.
- [17] Peirs J., Reynaerts D., Verplaetsen F., Poesen M., Renier P., A microturbine for electric power generation, MME'02, The 13th Micromechanics Europe Workshop, October 6-8, 2002, Sinaia, Romania.
- [18] Peirs J., Reynaerts D., Verplaetsen F., Development of an axial microturbine for a portable gas turbine generator, 2003.
- [19] Pusha A.T., Multiple turbine wind power transfer system loss and efficiency analysis, 2013.
- [20] Riemer R., Shapiro A., Biomechanical energy harvesting from human motion: theory, state of the art, design guidelines, and future directions, Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation 2011.
- [21] Rome, L.C., Flynn, L., Goldman, E.M., and Yoo, T.D., "Generating Electricity While Walking with Loads," Science, 309(5741), 9 September 2005, pp. 1725-1728.
- [22] Sawicki G.S., Lewis C.L., Ferris D.P., It pays to have a spring in your step, 2009.
- [23] Shenck, N.S., Paradiso, J.A., "Energy Scavenging with Shoe-Mounted Piezoelectrics," IEEE Micro, Vol. 21, No. 3, May- June 2001, pp. 30-42.
- [24] Starner, T., "Human-Powered Wearable Computing," IBM Systems Journal, Vol. 35, No.3&4, 1996, pp 618-629.
- [25] Thorncroft G., Patton S., Gordon R., Modeling compressible airflow in a charging or discharging vessel and assessment of polytropic exponent, 2007.

- [26] Winter A.D., Patla E.A., Frank S.J., Walt E.S., Biomechanical walking pattern changes in the fit and healthy elderly. *Phys Ther* 1990, 70:15-22.
- [27] <https://formlabs.com/blog/introducing-form-1-plus/>.