



HAL
open science

Modélisation et réalisation d'une machine réceptrice de Stirling pour la production de froid

Steve Thierry Djetel-Gothé

► **To cite this version:**

Steve Thierry Djetel-Gothé. Modélisation et réalisation d'une machine réceptrice de Stirling pour la production de froid. Thermique [physics.class-ph]. Université Bourgogne Franche-Comté, 2020. Français. NNT : 2020UBFCD059 . tel-04892673

HAL Id: tel-04892673

<https://theses.hal.science/tel-04892673v1>

Submitted on 17 Jan 2025

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

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

**THESE DE DOCTORAT DE L'ETABLISSEMENT UNIVERSITE BOURGOGNE FRANCHE-COMTE
PREPAREE A L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTE**

Ecole doctorale n°37

Sciences Physiques pour l'Ingénieur et Microtechniques

Doctorat en Energétique

Par

M. Steve Thierry DJETEL-GOTHÉ

**Modélisation et réalisation
d'une machine réceptrice de Stirling
pour la production de froid**

Thèse présentée et soutenue à Belfort, le 10 décembre 2020

Composition du Jury :

M. Stouffs, Pascal	Professeur des universités, Université de Pau et des Pays de l'Adour	Président
Mme Grosu, Lavinia	Maître de conférences HDR, Université Paris Nanterre	Rapporteur
Mme Périlhon, Christelle	Maître de conférences HDR, CNAM Paris	Rapporteur
M. Rémy, Benjamin	Professeur des universités, Université de Lorraine	Examineur
M. Désévaux, Philippe	Professeur des universités, Université de Franche-Comté	Examineur
M. Lanzetta, François	Professeur des universités, Université de Franche-Comté	Directeur de thèse
Mme Bégot, Sylvie	Maître de conférences HDR, Université de Franche-Comté	Codirectrice de thèse
M. Gavignet Éric	Maître de conférences, Université de Franche-Comté	Codirecteur de thèse

Je dédie cette thèse :

à ma très chère mère Antoinette

à mes enfants : Mathéo et Stévia Maria

à tous les autres membres de ma famille,

ainsi qu'à tous mes amis et connaissances.

Remerciements

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui je voudrais témoigner toute ma gratitude.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse, Monsieur **François LANZETTA**, Professeur des universités à l'Université de Franche-Comté, qui m'a encadré tout au long de ces quatre années de thèse et qui m'a fait partager ses brillantes intuitions. Qu'il soit aussi remercié pour sa gentillesse, sa disponibilité permanente et pour les nombreux encouragements qu'il m'a prodigués.

Je remercie mes deux co-encadrants : Madame **Sylvie BÉGOT**, maître de conférences HDR ainsi que Monsieur **Éric GAVIGNET** maître de conférences, tous deux à l'Université de Franche-Comté. Cette thèse est le fruit de leurs collaborations et des années d'apprentissage auprès d'eux.

J'adresse mes plus vifs remerciements à l'ensemble des membres du jury, à Messieurs les professeurs des universités, **Benjamin RÉMY** à l'Université de Lorraine, **Philippe DÉSÉVAUX** à l'Université de Franche-Comté, et **Pascal STOUFFS** à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, à Mesdames **Lavinia GROSU** à l'Université de Paris Nanterre et **Christelle PÉRILHON** au Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris, maîtres de conférences HDR, de l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être examinateurs et rapporteurs de cette thèse.

Enfin, je tiens à remercier tous les collègues du département Énergie de l'institut FEMTO-ST : Isabelle CHRISTEN, Laurent CALLEGARI, Bernard ROTH LISBERGER, Laurent GIRARDOT, Serge VIVES, Jean-Elysée RAKOTONIAINA, Jérôme RABOUILLE, Thierry DE LAROCHELAMBERT, Philippe BAUCOUR, Guillaume LAYES, Matthieu DOUBS, Pierre RANC, Philippe NGUYEN, Martin QUINTANILLA, Muluken GETIE, Julien PETITGIRARD, Théo KZIAZYK, Vincent HUBERT, et tous les doctorants et enseignants que j'ai oublié de citer.

Un grand merci aux anciens doctorants de l'institut FEMTO-ST comme Stevens ORANDROU, Jean-Paul M'BATNA et Francial LIBENGUE ainsi qu'à tous les amis et connaissances qui, de près ou de loin, m'ont aidé et accompagné sur le chemin de l'école et de la vie.

Titre : modélisation et réalisation d'une machine réceptrice de Stirling pour la production de froid

Mots clés : Stirling ; Production de froid ; Modélisation SAGE ; Thermomécanique ; Essais expérimentaux.

Résumé : La production de froid est largement dominée par les machines à compression de vapeur utilisant des fluides frigorigènes connus avoir un fort Potentiel de Réchauffement Global. Suite aux directives internationales visant à supprimer ces gaz nocifs, la machine Stirling frigorifique utilisant un gaz neutre s'avère une alternative. Très utilisée en cryogénie et dans certains domaines de niche, elle est moins répandue en réfrigération pour des températures intermédiaires (-60 °C à l'ambiante). Cette thèse destinée à réaliser une machine Stirling frigorifique pour des températures intermédiaires est organisée en quatre parties : 1) Etat de l'art sur la machine Stirling frigorifique moderne. 2) Conception et réalisation d'un prototype ayant trois points forts : production de froid pour des températures intermédiaires avec de l'azote comme gaz de travail, utilisation de pièces réalisées par

prototypage 3D métallique et emploi d'un accouplement magnétique sur l'arbre de sortie du vilebrequin. 3) Réalisation des essais de caractérisation puis de production de froid à différentes pressions et vitesses grâce à un banc expérimental spécifique. Pour une pression de remplissage d'azote à 16 bar et une vitesse 580 tr.min⁻¹, les résultats de productions de froid sont de : 280 W à -44 °C avec un COP de 0,23 ; 530 W à 0 °C avec un COP de 0,50 ; 600 W à 18 °C avec un COP de 0,65. La machine présente une efficacité maximale de 7,7% à -30 °C pour une puissance froide de 344 W et un COP de 0,29. 4) Modélisation du prototype par le logiciel SAGE. Les simulations ont donné des résultats thermodynamiques très proches de l'expérimentation en termes de COP de Carnot. Le manuscrit de cette thèse constitue une cartographie complète du prototype réalisé au sein du département Energie de FEMTO-ST.

Title: modelling, design and fabrication of a Stirling machine for cold production

Keywords: Stirling; Cold production; Thermomechanics; SAGE modelling; Experimental tests;

Abstract: Refrigeration production is largely dominated by vapor compressor machines using refrigerants which have a high global warming potential. Following international directives aimed at eliminating these harmful gases, the Stirling refrigerator using neutral gas is an alternative. Widely used in cryogenics and in certain niche areas, it is less widespread in refrigeration for intermediate temperature (-60 °C to ambient temperature). Therefore, this thesis is dedicated to the study of a Stirling machine for cold production in this intermediate temperature range. This manuscript presents four parts: first, the state of the art on the modern Stirling refrigerator is presented. Second, the design and fabrication of the machine with three strong points: production of cold for intermediate temperatures with nitrogen as

working gas, use of parts made by metallic 3D prototype and use of a magnet coupling on the crankshaft outlet. Third, the experimental characterization then producing cold at different pressures and speeds thanks to specific experimental bench. For a nitrogen charged pressure of 16 bar and a speed of 580 rpm, the cold productions are: 280 W at -44 °C with a COP of 0.23, 530 W at 0 °C with a COP of 0.50, 600 W at 18 °C with a COP of 0.65. The machine has a maximum efficiency of 7.7% at -30 °C for a cold power of 344 W and a COP of 0.29. Fourth, the modeling of the prototype by the SAGE software gave thermodynamic results very close to the experiment in terms of Carnot's COP. The manuscript of this thesis constitutes a complete cartography of the prototype produced within the Energy department of FEMTO-ST.

Table des matières

INTRODUCTION GÉNÉRALE	23
1. Applications de production de froid dans le monde	24
2. Alternatives aux HFC à fort PRG	25
3. Technologies de production de froid.....	26
4. Applications frigorifiques et leurs plages de température	27
5. Production de froid avec la machine réceptrice de Stirling	27
6. Plan du manuscrit de thèse	28
Chapitre 1.....	29
ETAT DE L'ART	29
Introduction.....	31
1. Historique du moteur de Stirling	32
2. Utilisation du moteur Stirling en machine frigorifique.....	34
3. Cycle, efficacité, types d'architectures et machines modernes.....	35
3.1 Cycle idéal de Stirling pour la réfrigération	35
3.2 Efficacité du cycle frigorifique de Stirling	37
3.3 Architectures de moteurs ou machines Stirling.....	38
3.3.1 Architectures de base	38
3.3.2 Architectures à plusieurs cycles.....	40
3.4 Gaz de travail dans la machine Stirling.....	42
4. Machines Stirling frigorifiques modernes.....	43
4.1 Petits refroidisseurs cryogéniques.....	43
4.2 Grands refroidisseurs cryogéniques	45
4.3 Machines frigorifiques à pistons libres	47
4.3.1 Schéma de principe	47
4.3.2 Produits à base de machine à pistons libres.....	48
4.4 Autres machines Stirling pour la réfrigération	49
5. Distribution du froid.....	50
6. Comparaison entre des machines Stirling et autres machines frigorifiques	51
7. Conclusion.....	52
Chapitre 2.....	53
CONCEPTION ET REALISATION DE LA MACHINE STIRLING FRIGORIFIQUE	53
Introduction.....	55
1. Choix de départ de la conception	55
1.1 Choix du type d'architecture de la machine	55
1.2 Choix du mécanisme cinématique	57
1.2.1 Entraînement par un moteur rotatif	57
1.2.2 Entraînement par un moteur linéaire.....	59
2. Conception du schéma cinématique de la machine	60
2.1 Cinématique de la machine	61
2.2 Loi d'entrée-sortie du mécanisme bielle-manivelle	63

2.3	Tracés des variations des positions et volumes	63
3.	Conception des pièces mécaniques de la machine.....	65
3.1	Pièces immobiles.....	65
3.1.1	Echangeur de tête	65
3.1.2	Régénérateur.....	68
3.1.3	Radiateur 1	69
3.1.4	Chemise du cylindre	70
3.1.5	Autres pièces immobiles	70
3.2	Pièces mobiles.....	71
3.2.1	Ensemble déplaceur	72
3.2.2	Piston.....	73
3.2.3	Vilebrequin.....	74
3.2.4	Bielles du déplaceur et du piston	75
3.2.5	Accouplement magnétique	75
3.2.6	Volant d'inertie et équilibrage de la machine	77
4.	Réalisation de la machine Stirling.....	78
5.	Réalisation du banc expérimental.....	79
5.1	Capteurs utilisés sur la machine Stirling	80
5.1.1	Capteurs de pression.....	80
5.1.2	Capteurs de températures	80
5.1.3	Débitmètres	80
5.2	Partie entraînement électrique de la machine Stirling.....	81
5.2.1	Capteur optique à fourche	81
5.2.2	Capteur de couple et de vitesse	81
5.3	Système d'acquisition des données.....	82
6	Résultats du premier essai expérimental.....	83
6.1	Mesure de température dans le volume de détente.....	84
6.2	Mesure de couple et de vitesse de rotation	85
6.3	Mesure de la fréquence de rotation	85
6.4	Pression dans le volume de détente et PMH du déplaceur	86
6.5	Mesures de pressions dans les cinq volumes de la machine	86
7.	Conclusion de la conception et de la réalisation.....	87
	Chapitre 3.....	89
	PRODUCTION DE FROID SANS CHARGE THERMIQUE	89
	Introduction.....	92
2.	Résultats des essais expérimentaux	95
2.1	Synthèse des mesures pour un essai expérimental type.....	95
2.1.1	Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête	95
2.1.2	Températures aux entrées et sorties des deux radiateurs	96
2.1.3	Puissance moteur électrique et puissance thermique rejetée.....	96
2.2	Analyse des résultats dans la phase stabilisée	97
2.2.1	Couple et vitesse instantanés	97

2.2.2	Variations des pressions dans les cinq volumes de la machine	98
2.2.3	Pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques	99
2.2.4	Déphasage entre pressions de compression et de rebond.....	100
2.2.5	Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête	101
2.2.6	Tracés des diagrammes indicateurs	101
2.3	Conclusions de l'essai sans charge thermique	103
3.	Influences de la vitesse sur les paramètres de la machine	104
3.1	Influences de la vitesse sur la température externe de la tête	104
3.2	Influences de la vitesse sur les puissances électriques et mécaniques, et les pertes électriques.....	106
3.3	Influences de la vitesse sur les pertes de charge dans les échangeurs	106
3.4	Influences de la vitesse sur les écarts de températures dans les échangeurs	107
3.5	Influences de la vitesse sur la puissance thermique rejetée et les écarts de températures dans le radiateur 1.....	108
3.6	Conclusions sur les influences des vitesses.....	108
4.	Influences de la pression de remplissage sur les paramètres de la machine	109
4.1	Influences de la pression sur la température dans le volume de détente	109
4.2	Influences de la pression sur la puissance thermique rejetée	111
4.3	Influences de la pression sur les pertes de charge et les écarts de températures dans les échangeurs.....	112
4.4	Conclusion sur les influences de la pression de remplissage.....	115
5.	Influences du débit d'eau dans le radiateur 1 et de la circulation d'eau dans les capteurs de pression.....	115
6.	Conclusions des essais sans charge thermique	116
Chapitre 4.....		118
PRODUCTION DE FROID AVEC CHARGE THERMIQUE		118
Introduction.....		120
1.	Description du banc expérimental et de types d'essais	121
2.	Essai cas n°1.....	123
3.	Essai cas n°2.....	125
3.1	Résultats d'un essai cas n°2.....	125
3.1.1	Températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête	125
3.1.2	Températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs	126
3.1.3	Puissances électrique consommée et thermique rejetée.....	126
3.2	Mesures en zone stabilisée	127
3.2.1	Couple et vitesse instantanés	127
3.2.2	Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête	127
3.2.3	Pressions instantanées dans les cinq volumes.....	128
3.2.4	Pertes de charge dans les échangeurs thermiques.....	128
3.2.5	Diagrammes indicateurs	130
3.3	Synthèse de l'essai cas n°2.....	130
3.4	Influences des charges thermiques appliquées.....	131
3.4.1	Evolutions de la température sur la face externe de la tête	131

3.4.2	Pertes de charge et écarts de température dans les échangeurs.....	132
3.4.3	Puissances, COP et Efficacité	132
3.4.4	Puissance froide produite, Efficacité, COP réel et COP de Carnot	133
3.5	Synthèse des essais cas n°2.....	134
4	Essais cas n°3.....	135
4.1	Résultats d'un essai cas n°3.....	135
4.1.1	Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête	135
4.1.2	Températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs	136
4.1.3	Puissances électrique et thermique	136
4.2	Mesures en zone stabilisée	137
4.3	Synthèse de l'essai cas n°3.....	137
4.4	Influences des charges appliquées.....	138
4.4.1	Variations de températures sur la face externe de la tête	138
4.4.2	Pertes de charge et écarts de température dans les échangeurs.....	139
4.4.3	Puissances froides produites et COP	139
4.5	Synthèse des essais du cas n°3.....	140
5	Influences de la vitesse de rotation	142
5.1	Températures de la face externe de la tête avec les productions de froid.....	142
5.2	Puissances, COP et efficacité	144
5.3	Récapitulatifs des essais cas n°3 avec de faibles vitesses.....	146
5.4	Conclusions des essais à faibles vitesses	146
6.	Résultats expérimentaux de quelques machines	147
7.	Conclusion des essais avec charge thermique.....	151
	Chapitre 5.....	154
	MODELISATION DE LA MACHINE STIRLING FRIGORIFIQUE AVEC LE LOGICIEL SAGE	154
	Introduction.....	156
1.	Machine Stirling frigorifique de configuration bêta.....	157
1.1	Schéma de la machine Stirling frigorifique.....	157
1.2	Bilan des différents composants de la machine.....	158
2.	Modélisation avec le logiciel SAGE	160
2.1	Modélisation mécanique	161
2.2	Modélisation thermodynamique	162
2.2.1	Volume de détente et ses éléments constitutifs	163
2.2.2	Tête froide (acceptor) et ses éléments constitutifs.....	164
2.2.3	Régénérateur et ses éléments constitutifs	164
2.3	Lancement de la simulation	165
3.	Résultats détaillés de la simulation.....	166
3.1	Variations des volumes de compression et de détente.....	166
3.2	Variations de pression dans les volumes de compression et de détente.....	166
3.2.1	Courbes de pressions simulées.....	166
3.2.2	courbes de pression issues de l'expérimentation	167
3.2.3	Comparaison des pressions de simulation et d'expérimentation	167

3.3	Diagrammes indicateurs	168
3.4	Tableau comparatif des resultats de simulation et d'expérimentation.....	169
3.5	Conclusion sur le modèle réalisé.....	171
4.	Simulations des essais avec charge thermique.....	172
4.1	Simulations des essais définis cas n°3.....	172
4.2	Interprétations des résultats de simulation des essais cas n°3.....	174
4.2.1	Evolution des températures avec la puissance froide produite	174
4.2.2	Puissances froides simulées et expérimentales	175
4.2.3	Puissances chaudes simulées et expérimentales.....	176
4.2.4	Synthèse des puissances issues de l'expérimentation et de la simulation	177
4.2.5	COP et efficacité.....	179
4.2.6	Conclusion des simulations des essais cas n°3.....	180
5.	Conclusion sur la modélisation	181
	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	184
	BIBLIOGRAPHIE	190
	ANNEXES	190
	Annexe 2-1: caractéristiques de l'échangeur de tête.....	198
	Annexe 2-2: Les caractéristiques et les plans 2D du radiateur 1.....	198
	Annexe 2-3: les caractéristiques du régénérateur	199
	Annexe 3 : influence de la pression sur la température du volume de détente	200
	Annexe 4-1: détails des essais réalisés dans le cas n°1	201
	Annexe 4-1-1 : courbes de puissances	201
	Annexe 4-1-2 : coefficients de performance de l'ensemble machine Stirling.....	201
	Annexe 4-1-3 : puissance froide produite et efficacité de la machine.....	202
	Annexe 4-1-4 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot.....	202
	Annexe 4-1-5 : synthèse de l'essai cas n°1.....	203
	Annexe 4-2 : détails des essais réalisés dans le cas n°3	203
	Annexe 4-2-1 : fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut	203
	Annexe 4-2-2 : couple et vitesse de rotation	204
	Annexe 4-2-3 : températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête.....	204
	Annexe 4-2-4 : variations de pressions dans les cinq volumes de la machine	205
	Annexe 4-2-5 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente.....	205
	Annexe 4-2-6 : pertes de charge et déphasage pressions compression / rebond	206
	Annexe 5-1: récapitulatif des essais Cas n° 2 - Débit rad1: 3 l.min ⁻¹	207
	Annexe 5-2 : récapitulatif des cas n°3 - Vitesse 435 tr.min ⁻¹	208
	Annexe 5-3 : récapitulatif des cas n°3 - Vitesse 580 tr.min ⁻¹	209

Table des illustrations

Figure 0-1 : structuration par principes physiques des systèmes de réfrigération [1].	26
Figure 1-1 : le pasteur Robert Stirling [3].	31
Figure 1-2 : premier moteur à air chaud fabriqué par Robert Stirling en 1815 [16].	32
Figure 1-3 : schéma du moteur à air chaud monocylindre breveté par R. Stirling en 1816 [19].	32
Figure 1-4 : schéma partiel du moteur à air chaud Stirling (patent 8652) installé dans une fonderie à Dundee en 1844 [22].	33
Figure 1-5 : la première machine Stirling frigorifique Philips pour la liquéfaction de l'air [24].	34
Figure 1-6 : diagramme indicateur du cycle idéal de Stirling pour la réfrigération.	35
Figure 1-7 : mouvements et positions du piston et du déplaceur dans un cycle idéal de Stirling pour une machine de type bêta pour la réfrigération [12].	35
Figure 1-8 : évolutions du gradient de température au cours des cycles de la machine [11].	36
Figure 1-9 : schéma d'un système frigorifique idéal.	37
Figure 1-10 : comparaison entre les efficacités de quatre cycles frigorifiques [24].	38
Figure 1-11 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type alpha.	39
Figure 1-12 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type bêta.	39
Figure 1-13 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type gamma.	39
Figure 1-14 : schéma d'un moteur quatre cylindres double effet, appelé encore la configuration Rinia [30].	40
Figure 1-15 : version modifiée, par David Haywood, du moteur double effet en machine réceptrice [30].	40
Figure 1-16 : schéma en coupe de la machine "Industrial Refrigerator type C" avec un mécanisme en V [31].	41
Figure 1-17 : la machine "Industrial Refrigerator type C" avec un mécanisme en V [31].	41
Figure 1-18 : schéma d'un cryogénérateur constitué de 4 machines de type bêta [32].	41
Figure 1-19 : cryogénérateur GT Cooler de Sunpower, Inc. [35].	44
Figure 1-20 : cryogénérateur Oxford ISAMS 50-80 K [20].	44
Figure 1-21 : cryogénérateur RICOR K535 [37].	44
Figure 1-22 : vue en coupe du modèle GT Cooler [20].	44
Figure 1-23 : vue en coupe du modèle Oxford ISAMS 50-80 K [38].	44
Figure 1-24 : vue en coupe du modèle RICOR K535 [39].	44
Figure 1-25 : cryogénérateur SPC-1 monocylindre [40].	46
Figure 1-26 : cryogénérateur SPC-4 à quatre cylindres [41].	46
Figure 1-27 : schéma de principe de la machine à pistons libres M100B [45].	47
Figure 1-28 : machine M100B constituant un module de refroidissement [12].	47
Figure 1-29 : vues du circuit de transport du froid et des produits Stirling Ultra Cold fonctionnant à base de machine Stirling à pistons libres [10]-[46].	48
Figure 1-30 : trois produits commercialisés par la société japonaise TWINBIRD [47].	49
Figure 1-31 : quatre différentes méthodes pour refroidir de l'air dans une enceinte close [52].	51
Figure 2-1 : schéma de principe d'une machine Stirling frigorifique de type bêta.	56
Figure 2-2 : schémas de principe de moteurs ou machines de Stirling de type bêta présentant des mécanismes cinématiques différents [14].	58
Figure 2-3 : schéma de principe de la machine frigorifique à pistons libres M100B [45].	59
Figure 2-4 : cinématique du piston et du déplaceur d'une machine Stirling de type bêta.	61
Figure 2-5 : positions du piston et du déplaceur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	64
Figure 2-6 : volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	64
Figure 2-7 : volume de compression et volume balayé par le piston en fonction de l'angle du vilebrequin.	64
Figure 2-8 : deux principales configurations d'échangeurs de têtes de machines Stirling [56].	65
Figure 2-9 : vue de l'échangeur de tête de la machine réalisée en prototypage 3D.	67
Figure 2-10 : vue des différents points de mesures sur l'échangeur de tête.	67
Figure 2-11 : vue des volumes à l'intérieur de l'échangeur de tête.	67
Figure 2-12 : vue des points de mesures à l'extrémité basse du régénérateur.	67
Figure 2-13 : quatre sortes de régénérateurs couramment utilisées [61].	68
Figure 2-14 : empilement de fils métalliques très fins, agrandis sur l'image [62].	68
Figure 2-15 : vue 3D du radiateur 1 seul.	69

Figure 2-16 : vue en coupe du radiateur 1, de la chemise et le cylindre.	69
Figure 2-17 : influence de la température de l'eau de refroidissement sur la puissance froide produite [64].	69
Figure 2-18 : vues de la chemise du cylindre [WO2020127295].	70
Figure 2-19 : vue en 3D de l'attelage mobile.....	71
Figure 2-20 : vue en coupe de l'attelage mobile.....	71
Figure 2-21 : différentes positions du piston et du déplaceur.	72
Figure 2-22 : vue 3D du piston seul.	73
Figure 2-23 : vue en coupe du piston avec les segments et les axes des bielles.	73
Figure 2-24 : vilebrequin assemblé de la machine Stirling bêta.	74
Figure 2-25 : vue de la bielle du piston.....	75
Figure 2-26 : vue de la bielle du déplaceur.....	75
Figure 2-27 : vue d'un accouplement magnétique à aimants permanents [69].	76
Figure 2-28 : vue en coupe de la machine réceptrice de Stirling pour la production du froid.	78
Figure 2-29 : schéma synoptique du banc d'essais expérimental.	79
Figure 2-30 : système de mesure CompactDAQ NI 9172 du banc d'essais.	82
Figure 2-31 : face avant du logiciel d'acquisition.	83
Figure 2-32 : vue de la tête froide de la machine Stirling à la fin d'un essai expérimental.	83
Figure 2-33 : variation de la température dans le volume de détente en fonction du temps.	84
Figure 2-34 : observation de la température dans la phase considérée stabilisée dans le volume de détente....	84
Figure 2-35 : couple et vitesse instantanés en fonction du temps.	85
Figure 2-36 : fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut.	85
Figure 2-37 : courbes de pression dans le volume de détente et PMH du déplaceur en fonction du temps.	86
Figure 2-38 : courbes des pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction du temps.	86
Figure 3-1 : vue du banc d'essais expérimental sans charge thermique.	94
Figure 3-2 : vue de l'isolation de la tête froide de la machine Stirling par une enceinte adiabatique.	94
Figure 3-3 : évolutions des températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête froide en fonction du temps.....	95
Figure 3-4 : évolutions des températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs 1 et 2 en fonction du temps	96
Figure 3-5 : puissance consommée par le moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction du temps	96
Figure 3-6 : variations du couple et de la vitesse en fonction de l'angle du vilebrequin	97
Figure 3-7 : variations des pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin	98
Figure 3-8 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin.	99
Figure 3-9 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.	99
Figure 3-10 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin.	100
Figure 3-11 : déphasage entre les pressions dans les volumes de compression et de rebond en fonction de l'angle du vilebrequin.	100
Figure 3-12 : variations des volumes de compression et de détente en fonction de l'angle du vilebrequin. Vitesse 725 tr.min ⁻¹	101
Figure 3-13 : diagrammes indicateurs réels des volumes de compression et de détente de la machine.	102
Figure 3-14 : influence de la vitesse sur la baisse de température de la face externe de la tête en fonction du temps.....	104
Figure 3-15 : températures stabilisées dans le volume de détente et sur la face externe de la tête en fonction de la vitesse de rotation de la machine.	105
Figure 3-16 : influence de la fréquence sur la température froide d'un cryocooler sans charge thermique [76].	105
Figure 3-17 : puissances électriques consommées, mécaniques moyennes et pertes électriques en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation.....	106

Figure 3-18 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation	107
Figure 3-19 : écarts de température entrée/sortie des trois échangeurs en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation.	107
Figure 3-20 : puissances consommée par le moteur électrique et thermique rejetée, et écart de températures dans le radiateur 1 en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation	108
Figure 3-21 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente Vitesse de 435 tr.min ⁻¹ ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	110
Figure 3-22 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente Vitesse de 725 tr.min ⁻¹ ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	110
Figure 3-23 : influences de la pression de remplissage sur la température de réfrigération [78].	110
Figure 3-24 : température dans le volume de détente en fonction de la vitesse de rotation et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	111
Figure 3-25 : puissance thermique rejetée par la radiateur 1 en fonction de la vitesse de rotation et de la pression de remplissage; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	111
Figure 3-26 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage. débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	112
Figure 3-27 : écarts de températures dans les canaux de la tête en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	112
Figure 3-28 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	113
Figure 3-29 : écarts de températures dans le régénérateur en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	113
Figure 3-30 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	114
Figure 3-31 : écarts de températures dans les canaux du radiateur 1 en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min ⁻¹	114
Figure 4-1 : machine réceptrice de Stirling avec sa charge thermique pilotée par un alternostat.	121
Figure 4-2 : production de froid à différentes températures avec une charge thermique à puissance croissante	123
Figure 4-3 : températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête en fonction du temps	125
Figure 4-4 : températures d'eau aux entrées et sorties des deux radiateurs en fonction du temps	126
Figure 4-5 : puissance consommée par le moteur électrique, puissance de la charge thermique et puissance thermique rejetée par les radiateurs en fonction du temps.....	126
Figure 4-6 : couple et vitesse instantanés mesurés par le couplemètre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin	127
Figure 4-7 : pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin	128
Figure 4-8 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin.	129
Figure 4-9 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.	129
Figure 4-10 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin.	129
Figure 4-11 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente.....	130
Figure 4-12 : évolutions en fonction du temps de la température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid.	131
Figure 4-13 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.	132
Figure 4-14 : écarts de température dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.	132
Figure 4-15 : puissance froide produite, puissance du moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction de la température sur la face externe de la tête.	133
Figure 4-16 : coefficient de performance en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.	133
Figure 4-17 : puissance froide produite et efficacité en fonction de la température sur la face de la tête.....	133

<i>Figure 4-18 : COP et efficacité en fonction du COP de Carnot de la machine.</i>	133
<i>Figure 4-19 : variations des températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête froide en fonction du temps</i>	135
<i>Figure 4-20: variations des températures d'eau aux entrées et sorties des deux radiateurs en fonction du temps</i>	136
<i>Figure 4-21 : puissance du moteur électrique, puissance de la charge thermique et puissance thermique rejetée en fonction du temps.</i>	136
<i>Figure 4-22 : variations des températures sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps.</i>	138
<i>Figure 4-23 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face de la tête et de la puissance froide produite.</i>	139
<i>Figure 4-24 : écarts de températures dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face de la tête et de la puissance froide produite.</i>	139
<i>Figure 4-25: puissance froide produite, puissance du moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction de la température sur la face externe de la tête.</i>	139
<i>Figure 4-26 : coefficient de performance en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face externe de la tête.</i>	139
<i>Figure 4-27 : puissance froide et efficacité en fonction de la température sur la face externe de la tête.</i>	140
<i>Figure 4-28 : COP et efficacité en fonction du COP de Carnot.</i>	140
<i>Figure 4-29: variations de température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps</i>	143
<i>Figure 4-30 : variations de température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps</i>	143
<i>Figure 4-31 : courbes des puissances en fonction de la température sur la face externe de la tête (435 tr.min⁻¹).</i>	144
<i>Figure 4-32 : courbes des puissances en fonction de la température sur la face externe de la tête (580 tr.min⁻¹).</i>	144
<i>Figure 4-33 : COP en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face de la tête (435 tr.min⁻¹).</i>	144
<i>Figure 4-34 : COP en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face de la tête (580 tr.min⁻¹).</i>	144
<i>Figure 4-35 : puissance froide et efficacité en fonction de la température sur la face externe de la tête (435 tr.min⁻¹).</i>	145
<i>Figure 4-36 : puissance froide et efficacité en fonction de la température de la face externe de la tête (580 tr.min⁻¹).</i>	145
<i>Figure 4-37 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot (435 tr.min⁻¹).</i>	145
<i>Figure 4-38 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot (580 tr.min⁻¹).</i>	145
<i>Figure 4-39 : machine Stirling Viabach ST05G frigorifique [81].</i>	147
<i>Figure 4-40 : quelques résultats des travaux de Batooei et Keshavarz [81].</i>	147
<i>Figure 4-41 : machine Stirling frigorifique d'une capacité de refroidissement de 100 W réalisée par Otaka et al. [51].</i>	148
<i>Figure 4-42 : COP en fonction de la fréquence [51].</i>	148
<i>Figure 4-43 : machine Stirling frigorifique réalisée par Lean et al. [82].</i>	149
<i>Figure 4-44 : courbes de capacité de refroidissement et COP issues des travaux de Lean et al. [82].</i>	149
<i>Figure 4-45 : cryogénérateur SPC-1 [40]-[83].</i>	150
<i>Figure 4-46: le cryogénérateur SPC-1 et ses courbes de puissances [83].</i>	150
<i>Figure 5-1 : machine Stirling frigorifique de configuration bêta avec un mécanisme double bielle-manivelles.</i>	157
<i>Figure 5-2 : modèle SAGE d'une machine Stirling frigorifique d'architecture bêta avec un double systèmes bielle-manivelles.</i>	160
<i>Figure 5-3 : modèle SAGE de l'attelage mobile de la machine Stirling de configuration bêta.</i>	161
<i>Figure 5-4 : simulations SAGE des positions simulées du piston et du déplaceur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour une vitesse 725 tr.min⁻¹.</i>	162
<i>Figure 5-5: modèle SAGE du circuit du gaz de travail de la machine Stirling frigorifique de configuration bêta.</i>	163

Figure 5-6 : modèle SAGE du bloc volume de détente et ses différents sous-blocs.....	163
Figure 5-7 : modèle SAGE du bloc tête froide et ses différents sous-blocs.	164
Figure 5-8 : modèle SAGE du bloc régénérateur annulaire et ses différents sous-bloc.	164
Figure 5-9 : simulations SAGE des variations des volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Vitesse de rotation 725 tr.min ⁻¹	166
Figure 5-10 : simulations SAGE des variations de pressions dans les volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin	166
Figure 5-11 : variations de pressions expérimentales dans les différents volumes.	167
Figure 5-12 : comparaisons entre les courbes de pressions simulées et expérimentales dans les volumes de compression et de détente.	168
Figure 5-13 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente simulés.	168
Figure 5-14 : comparaison entre les diagrammes indicateurs des volumes de compression issus de la simulation et de l'expérimentation.	169
Figure 5-15 : comparaison entre les diagrammes indicateurs des volumes de détente issus de la simulation et de l'expérimentation.	169
Figure 5-16 : observations des écarts entre les températures simulées et expérimentales du puits chaud et de la source froide.	174
Figure 5-17 : différentes puissances froides expérimentales et simulées en fonction des températures dans les volumes.	175
Figure 5-18 : différentes puissances chaudes expérimentales et simulées en fonction des températures dans les volumes	176
Figure 5-19 : puissances expérimentales en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression.....	177
Figure 5-20 : capacité de refroidissement du modèle en fonction de la température sur la face externe de la tête froide.	178
Figure 5-21 : observation de l'écart entre puissances effectives linéaires de simulation et d'expérimentation.	178
Figure 5-22 : variations des différents COP de la machine en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression et de la puissance froide produite.....	179
Figure 5-23 : variations des puissances et efficacités en fonction de la température sur la face externe de la tête.	180
Figure A 4-2-0-1: fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut.....	203
Figure A 4-2-0-2 : couple et vitesse instantanés mesurés par le couplemètre en fonction de l'angle du vilebrequin	204
Figure A 4-2-0-3 : températures stabilisées dans les cinq volumes de la machine et sur la face externe de la tête en fonction du temps.	204
Figure A 4-2-0-4: pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin	205
Figure A 4-2-0-5 : diagramme de Watt des volumes de compression et de détente	205
Figure A 4-2-0-6: pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin	206
Figure A 4-2-0-7 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.	206
Figure A 4-2-0-8 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin.....	206
Figure A 4-2-0-9: déphasage entre les pressions de compression et de rebond en fonction de l'angle du vilebrequin	206

Liste des tableaux

Tableau 0-1 : systèmes frigorifiques en service dans le monde [2].	24
Tableau 0-2 : plages de température pour la production de froid.	27
Tableau 1-1 : caractéristiques thermo-physiques des gaz de travail à 25°C [33].	42
Tableau 1-2 : trois différents types de cryoréfrigérateurs et leurs caractéristiques [20]-[38]-[39].	44
Tableau 1-3 : caractéristiques des cryogénérateurs SCP-1 et SPC-4 [33]-[40]-[42]-[43].	46
Tableau 1-4 : caractéristiques du congélateur Stirling Ultra Cold SU780UE [10]-[46].	48
Tableau 2-1 : matrice de choix de type de moteur ou machine Stirling [57].	56
Tableau 2-2 : paramètres cinématiques de la machine Stirling de type bêta.	62
Tableau 2-3 : volumes et points de mesures dans l'échangeur de tête.	67
Tableau 3-1 : températures moyennes aux différents points de mesures de la machine Stirling	101
Tableau 3-2 : durée de la phase transitoire en fonction de la vitesse de rotation de la machine.	104
Tableau 3-3 : comparaisons des essais en fonction du débit d'eau de circulation dans les capteurs de pression et du maintien ou non à température ambiante des capteurs de pression.	116
Tableau 4-1 : conditions expérimentales cas n°2.	125
Tableau 4-2 : températures aux différents points de mesures de la machine Stirling	127
Tableau 4-3 : synthèse des données expérimentales des essais cas n°2	134
Tableau 4-4 : conditions expérimentales cas n°3.	135
Tableau 4-5 : récapitulatif des essais de refroidissement et chargement thermique en simultané	141
Tableau 4-6 : conditions expérimentales d'essais à faibles vitesses.	142
Tableau 4-7 : récapitulatif 1 des essais cas n°3 avec des vitesses de 435 et 580 tr.min ⁻¹	146
Tableau 4-8 : tableau de synthèse et comparatif des essais cas n°2 et n°3.	151
Tableau 4-9 : tableau synthèse des essais cas n°3 réalisés à faibles vitesses.	152
Tableau 5-1 : données géométriques et expérimentales de la machine Stirling frigorifique à modéliser.	159
Tableau 5-2 : données expérimentales d'un essai sans charge thermique.	165
Tableau 5-3 : températures et COP de Carnot obtenus expérimentalement.	165
Tableau 5-4 : tableau comparatif des résultats de la simulation SAGE et de l'expérimentation.	170
Tableau 5-5 : données expérimentales des essais du cas n°3 à simuler.	172
Tableau 5-6 : tableau récapitulatif et comparatif des essais simulés avec SAGE et de l'expérimentation.	173

Nomenclature

Symboles		Indices	
α	architecture de type alpha	amb	ambiante
β	architecture de type bêta	bp	bielle du piston
γ	architecture de type gamma	bd	bielle du déplaceur
δ	position angulaire de la bielle, rad	C	chaud
ΔT	écart de température	cap ref	capacité de refroidissement
ΔP	pertes de charge, Pa	d	déplaceur
η	rendement thermodynamique ou efficacité, %	eff	effective
θ	position angulaire de la manivelle, rad	ent	entrée
φ	déphasage angulaire, rad	elec	électrique
C	course, m	F	froid
COP	coefficient de performance	face ext	face externe de la tête
D	diamètre, m	froide prod	froide produite
Dm	débit d'eau, l.min ⁻¹	inf	inférieur
Exp.	expérimental	meca	mécanique
H	hauteur, m	mot élec	moteur électrique
L	longueur, m	p	piston
P	pression, Pa	puits chaud	puits chaud
PHM	Point Mort Haut du déplaceur	PVcomp	diagramme indicateur du volume de compression
Prt	perte	PVdét	diagramme indicateur du volume de détente
Pu	puissance, W	rad1	radiateur 1
Q	quantité de chaleur, J	rad2	radiateur 2
r	rayon de la manivelle, m	reg	régénérateur
Ra	rugosité absolue, μm	rejetée	rejetée
S	section, m ²	sort	sortie
Simul.	simulation	sup	supérieur
T	température, K	source froide	source froide
V	volume, m ³	SVdét	sécurité volume de détente
W	travail, J	SVcomp	sécurité volume de compression
Y	position, m	swd	balayé par le déplaceur
		swp	balayé par le piston
		td	tige du déplaceur
		Vcomp	volume de compression
		Vdét	volume de détente
		Vreb	volume de rebond

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La production de froid peut se faire par divers procédés de conversion : électrique, mécanique, acoustique, magnétique, chimique et thermique. Parmi cette grande variété de procédés, la plus répandue sur le marché est la technologie de production de froid utilisant la compression de vapeur de fluides à changement de phase [1].

Le procédé de compression de vapeur à changement de phase utilise des fluides frigorigènes appelés encore fluorocarbures (Chlorofluorocarbure (CFC), Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et Hydrofluorocarbure (HFC)), permettant ainsi d'avoir de meilleures efficacités. Depuis leur apparition, l'usage de ces fluides frigorigènes n'est pas sans conséquences. Ces gaz sont connus pour avoir un fort Potentiel de Réchauffement Global (PRG) et font donc partie des gaz à effet de serre (GES) responsables en grande partie du réchauffement climatique. En effet, les GES piègent la chaleur à la surface de la Terre, augmentent les températures moyennes océaniques et atmosphériques et accentuent ainsi le réchauffement climatique [1].

Au cours de ces quatre dernières décennies, des directives régissant l'usage des fluorocarbures ayant un fort PRG ont été mises en place au travers de diverses conférences internationales sur le climat : utilisations dans des cadres bien sécurisés ; suppression progressive voir définitive ; recyclage en fin de vie ; recherche d'alternatives. Cependant, les fluides frigorigènes restent difficiles à confiner et une partie se retrouve dans l'atmosphère malgré les conditions d'étanchéité assez strictes sur les circuits de production de froid.

D'après l'Institut International du Froid (IIF), les émissions directes (fuites) des fluorocarbures (CFC, HCFC et HFC) seraient responsables de 37% de cet impact sur le réchauffement climatique tandis que les 63% restants seraient dus aux émissions indirectes issues de la production d'énergie électrique nécessaire au fonctionnement de ces installations [2].

Parmi les alternatives au procédé de compression de vapeur utilisant des fluorocarbures n'ayant aucun impact néfaste sur le climat, figure le cycle thermodynamique inverse de Stirling qui est capable de produire du froid, par une conversion d'énergie mécanique en énergie thermique, en utilisant un gaz de travail neutre tel que l'air, l'hélium ou l'hydrogène.

La machine réceptrice de Stirling pour la production de froid, appelée machine Stirling frigorifique, utilise le cycle thermodynamique inverse de Stirling. Cette technologie, ayant près de 200 ans d'histoire, est connue pour avoir une efficacité avoisinant les 40% de l'efficacité de Carnot [3][4]. Elle est utilisable pour la production de froid positif (de l'ambiante jusqu'à 0 °C), de froid négatif (de 0 jusqu'à -250 °C), et éprouvée dans certaines technologie de niches telles que la cryogénie, les applications spatiales et militaires.

Dans le domaine de la réfrigération domestique ou industrielle à base du cycle thermodynamique de Stirling et pour des températures intermédiaires allant de -75°C à l'ambiante les travaux expérimentaux sont très peu disponibles contrairement au domaine de la cryogénie. Ce travail de thèse propose de nouveaux résultats montrant que la machine Stirling frigorifique peut être une alternative aux machines à compression de vapeur pour des températures intermédiaires. Le prototype conçu puis réalisé dans ces travaux de thèse, se distingue des autres machines Stirling frigorifiques existantes par :

- son utilisation finale qui est la production de froid pour des températures allant de la température ambiante jusqu'à -75°C, avec de l'air ou l'azote comme gaz de travail sous une pression maximale de 25 bar ;
- l'emploi de pièces mécaniques réalisées par stéréolithographie, ou encore prototypage 3D par fusion laser de poudre métallique ;
- l'usage d'un accouplement magnétique à la place du joint d'étanchéité rotatif de sortie d'arbre du vilebrequin qui est source de frottements mécaniques et de fuites de gaz. L'accouplement magnétique présente les avantages suivants : une transmission du couple sans contact physique, une étanchéité absolue et une rotation synchronisée des arbres menant et mené ;
- le nombre de mesures de pressions, températures, couple et vitesse effectué, permettant ainsi d'établir sa cartographie complète.

Avant de rentrer dans le vif du sujet, la machine Stirling frigorifique, nous présentons ci-après un état de l'art du domaine de la production de froid et de ses applications.

1. Applications de production de froid dans le monde

Le domaine de la production de froid est assez vaste et constitue un enjeu économique, politique et environnemental. Le tableau 0-1, établi par l'Institut International du Froid (IIF) [2], présente une estimation des différentes applications de production de froid et le nombre d'unités en service dans le monde.

Applications	Secteur	Equipements	Nombres d'unités en service
Froid et alimentation	Froid domestique	Réfrigérateurs et congélateurs	2 milliards
	Froid commercial	Equipements de froid commercial (compris unité de condensation, machines autonomes et systèmes centralisés)	120 millions
	Transport frigorifique	Véhicules frigorifiques (camionnettes, camions, semi-remorques ou remorques) Conteneurs frigorifiques ("reefers")	5 millions 1,2 millions
	Entreposage frigorifique	Entrepôts frigorifiques	50.000
Conditionnement d'air	Conditionnement d'air fixe	Unités de conditionnements d'air résidentielles Unités de conditionnements d'air commerciales Refroidisseurs d'eau	1,1 milliards 0,6 milliards 40 millions
	Conditionnement d'air mobile	Véhicules climatisés (voitures particulières, véhicules commerciaux et bus)	1 milliard
Froid et santé	Médecine	Systèmes à imagerie par résonance magnétique (IRM)	50.000
Froid et industrie	Gaz Naturel Liquéfié (GNL)	Terminaux de regazéification du GNL Méthaniers	126 525
Pompes à chaleur		Pompes à chaleur (secteurs résidentiel, commercial et industriel, y compris les conditionneurs d'air air-air réversibles)	220 millions
Sports et loisirs		Patinoires	17.000

Tableau 0-1 : systèmes frigorifiques en service dans le monde [2].

Selon les estimations de l'Institut International du Froid, le nombre total de systèmes de froid, de conditionnement d'air et de pompes à chaleur en fonctionnement dans le monde s'élève à environ 5 milliards (tableau 0-1). Ces systèmes utilisent 20% de l'électricité totale consommée au niveau mondial, et les émissions directes ou fuites qui leurs sont imputables représentent 7,8% des émissions totales de gaz à effet de serre [2]. Le réchauffement planétaire, l'émergence des pays en voie de développement ainsi que l'augmentation de la population mondiale entraînent inévitablement l'augmentation des besoins en systèmes de production de froid et d'air conditionné, donc une augmentation de la consommation de fluides frigorigènes ainsi que de leur impact sur l'environnement. Comme évoqué plus haut, à la suite des diverses conférences internationales sur le climat, des recherches d'alternatives aux fluorocarbures et aux procédés qui les utilisent ont été mises en place.

2. Alternatives aux HFC à fort PRG

Au cours de ces quatre dernières décennies de nombreuses directives ont été mises en place afin de contenir le réchauffement climatique. Une synthèse de ces événements est présentée ci-dessous :

- septembre 1987 : le Protocole de Montréal, cet accord international signé par la Communauté Economique Européenne et 24 autres pays, a deux objectifs : le premier est d'éliminer graduellement la production et la consommation des substances appauvrissant la couche d'ozone (SACO) ; le second est de réduire la production et la consommation des hydrofluorocarbures (HFC) utilisés pour remplacer certaines SACO [5] ;
- décembre 2015 : la COP21 à Paris, ayant abouti au premier accord universel sur le climat, l'Accord de Paris, vise à contenir la hausse de la température planétaire en dessous de 2°C d'ici la fin de ce siècle [6] ;
- octobre 2016 : l'adoption de l'Amendement de Kigali au Protocole de Montréal, vise une réduction progressive de la consommation et de la production des hydrofluorocarbures (HFC) afin de limiter le réchauffement climatique à la fin de ce siècle à 0,5 °C [7].

Ces directives contraignent les fabricants d'appareils de production de froid, contenant les fluides frigorigènes à fort potentiel de réchauffement global, à rechercher des alternatives selon deux directions [2] :

- réduire les émissions directes de fluorocarbures dans l'atmosphère grâce à un meilleur confinement des fluides frigorigènes. Cela passe par : la réduction de leur charge et l'amélioration de leur récupération, notamment en fin de vie des équipements ; le développement des fluides frigorigènes alternatifs avec un impact climatique négligeable ou nul ; le développement de technologies alternatives à la compression de vapeur appropriées et la formation et ou certification des techniciens ;
- réduire la consommation d'énergie primaire grâce à l'augmentation de l'efficacité énergétique des installations frigorifiques.

Depuis quelques années, dans les pays développés une grande partie des fluorocarbures à fort PRG a été remplacée progressivement par des fluides frigorigènes alternatifs ayant un faible PRG. Ces remplacements entraînent parfois le renouvellement des équipements pour des raisons de compatibilité avec le nouveau fluide frigorigène [1].

3. Technologies de production de froid

Dans le secteur de la production de froid, il existe différentes technologies ayant des principes physiques variés. La figure 0-1 présente ces différentes technologies dont les machines de Stirling inverses, fonctionnant à partir de la conversion d'énergie mécanique et utilisant un fluide de travail ne présentant pas de changement de phase, de type gaz neutre (hélium, hydrogène, azote, air).

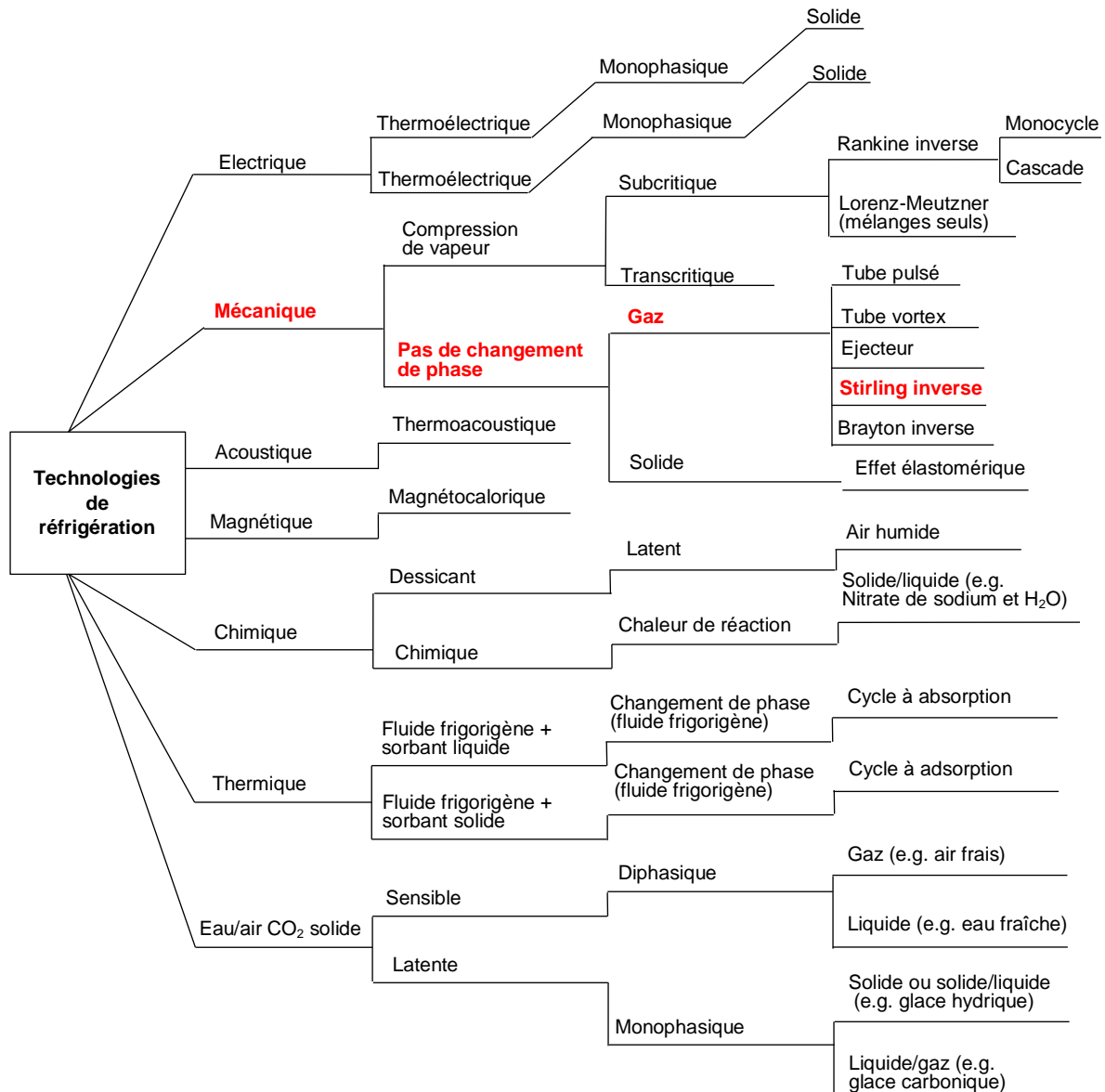


Figure 0-1 : structuration par principes physiques des systèmes de réfrigération [1].

4. Applications frigorifiques et leurs plages de température

Dans le domaine de la production de froid, positif et négatif, les différentes applications frigorifiques par secteur, comme le montre le tableau 0-2, fonctionnent sur des plages de température adaptées aux différents besoins [8].

Plage de température	Domaines
5°C ou $10^{\circ}\text{C} < T < T_{\text{ambiante}}$	Conditionnement d'air Applications alimentaires
$-18^{\circ}\text{C} < T < +10^{\circ}\text{C}$	Conservation de denrées alimentaires Production de glace Congélation
$-40^{\circ}\text{C} < T < -18^{\circ}\text{C}$	Surgélation (conservation de denrées périssables pendant plusieurs mois)
$-200^{\circ}\text{C} < T < -40^{\circ}\text{C}$	Applications industrielles notamment liées à l'industrie chimique ou alimentaire : liquéfaction de l'air et de gaz naturel, lyophilisation.
$T < -200^{\circ}\text{C}$	Applications industrielles très limitées (propulsion par fusée à hydrogène et oxygène liquide, aimants à très haute induction, etc.)

Tableau 0-2 : plages de température pour la production de froid.

5. Production de froid avec la machine réceptrice de Stirling

Depuis la première utilisation par John Herschel du cycle inverse de Stirling pour produire du froid [9] en 1834 jusqu'à nos jours, les machines réceptrices de Stirling pour la réfrigération sont des technologies suffisamment éprouvées. Grâce à la découverte de nouveaux matériaux et procédés d'usinage de pièces mécaniques, les machines Stirling frigorifiques modernes sont connues pour leur efficacité avoisinant les 30% de l'efficacité de Carnot à 77 K [10], ainsi que pour leur longue durée de vie parfois sans maintenance.

Ces machines sont capables de travailler sur différentes plages de températures pour produire du froid positif, de l'ambiante jusqu'à 0 °C et du froid négatif jusqu'à -250 °C. Leurs secteurs d'applications sont divers et variés : cryogénie, aérospatial, militaire, biologie et médical, Industrie, recherche et développement, surgélation, réfrigération, etc.

Les machines Stirling frigorifiques industrielles se classent en trois grands groupes : les petits refroidisseurs cryogéniques ou cryocoolers, les grands refroidisseurs cryogéniques ou cryogénérateurs et les machines frigorifiques à pistons libres [11].

En plus de leurs succès dans le monde industriel, plus de 3000 unités de cryogénérateurs installés dans le monde rien que pour la société Stirling Cryogenics, les machines Stirling frigorifiques demeurent des sujets de recherche dans les laboratoires : beaucoup de prototypes ou de machines commercialisées y sont modélisés, conçus, réalisés, testés et étudiés, dans un but éducatif et aussi pour des améliorations futures.

6. Plan du manuscrit de thèse

Le manuscrit est composé de cinq chapitres :

- le premier chapitre sera consacré aux généralités et à l'état de l'art sur la machine Stirling dans le domaine de la production de froid ;
- le deuxième chapitre sera dédié à la réalisation d'un prototype de machine réceptrice de Stirling et de son banc d'essais expérimental ;
- le troisième chapitre sera réservé à la caractérisation du prototype par des essais expérimentaux sans charge thermique et sous différents paramètres (pression, vitesse, température et débit) ;
- le quatrième chapitre sera destiné à la caractérisation expérimentale du prototype avec une charge thermique à puissance variable sous différents paramètres (pression, vitesse, température et débit).
- le cinquième et dernier chapitre présentera la modélisation du prototype à l'aide du logiciel SAGE, utilisé pour le dimensionnement et l'optimisation thermodynamique et mécanique des machines motrices et réceptrices de Stirling ;

Dans la partie conclusion et perspectives nous présenterons une synthèse des résultats de tous les travaux effectués, nous proposerons également des solutions d'améliorations des performances de notre prototype réalisé ainsi que des pistes de réalisation de futures machines Stirling frigorifiques optimisées.

Chapitre 1

ETAT DE L'ART

Introduction

En 1816, le pasteur écossais Robert Stirling (figure 1-1), qui était aussi mécanicien et métallurgiste de formation [3], a déposé le brevet d'invention d'un moteur à air chaud, qui portera par la suite son nom : le MOTEUR STIRLING. C'est un moteur thermique à apport d'énergie thermique externe fonctionnant suivant un cycle thermodynamique régénératif et inversible :

- quand un apport d'énergie thermique est réalisé au niveau de l'échangeur chaud, appelé encore tête chaude, le cycle thermodynamique évolue dans un sens et la machine produit une énergie mécanique. Dans ce cas, la machine fonctionne en cycle moteur, on parle alors de « moteur Stirling » ;
- quand la machine Stirling est entraînée, elle reçoit de l'énergie mécanique, le cycle thermodynamique se déroule dans le sens inverse de celui du moteur. Au niveau de l'échangeur de tête on distingue alors deux cas :
 - fonctionnement « pompe à chaleur Stirling » : de la chaleur est produite au niveau de l'échangeur de tête et la machine Stirling est alors entraînée dans le sens mécanique opposé à celui du « moteur Stirling »,
 - fonctionnement « réfrigérateur Stirling » : de la chaleur est absorbée au niveau de l'échangeur de tête et la machine Stirling est alors entraînée dans le même sens mécanique que celui du « moteur Stirling ».

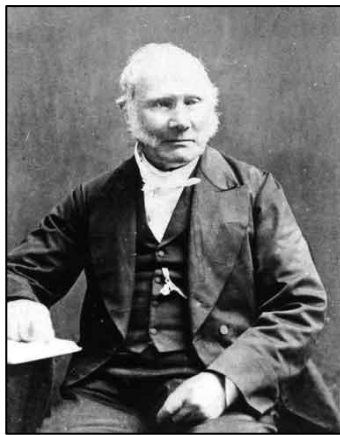


Figure 1-1 : portrait de Robert Stirling [3].

Le premier chapitre de ce manuscrit de thèse est constitué de cinq grandes parties, consacrées à l'état de l'art sur le moteur Stirling et son utilisation en machine frigorifique :

- la première partie sera destinée à son historique et aux événements de l'époque ayant conduit à son invention par le pasteur Robert Stirling ;
- dans la deuxième partie, nous aborderons son utilisation en machine frigorifique ;
- dans la troisième partie, seront exposés : le cycle idéal de Stirling pour la réfrigération, ses caractéristiques, les trois types d'architecture de base, et les gaz de travail ;
- dans la quatrième partie, nous présenterons quelques machines Stirling frigorifiques modernes utilisées dans différents secteurs de production de froid ;
- la cinquième et dernière partie sera consacrée aux études de comparaison entre la machine Stirling frigorifique et les autres machines de production de froid utilisant le cycle de compression de vapeur.

1. Historique du moteur de Stirling

Au cours de la révolution industrielle du 18^e siècle en Europe, l'énergie mécanique nécessaire au fonctionnement des industries était principalement fournie par des machines à vapeur, qui utilisaient le charbon ou le bois comme source de chaleur. Bien que fonctionnelles, ces machines à vapeur, réalisées par des matériaux et des techniques du début de l'ère industrielle, présentaient beaucoup de faiblesses : arrêts répétitifs, explosions dues aux surpressions de vapeurs dans les chaudières et consommations excessives de charbon ou de bois. A cause de ces faiblesses et suite à de nombreux accidents graves qu'engendraient ces machines à vapeur au cours desquels des personnes perdaient la vie, et notamment des enfants travaillant dans les mines de charbon [12], d'autres alternatives ont été activement recherchées par les ingénieurs et inventeurs de l'époque.

En 1807, l'anglais Sir George Cayley, pionnier de l'aérodynamique, inventa le premier moteur à air chaud [13]. Ce moteur fonctionnait à cycle ouvert et disposait de deux cylindres verticaux, l'un servait à la compression et l'autre à la détente du gaz de travail. Le moteur n'avait pas de régénérateur et son rendement thermique était estimé à environ 8% [14].

En 1815, le pasteur écossais Robert Stirling a réalisé son premier moteur à air chaud, constitué de deux cylindres verticaux, présenté figure 1-2. Le cylindre de détente est chauffé à feu ouvert, le cylindre de compression est refroidi à l'air, et les deux cylindres sont reliés par un tuyau. Cette première version du moteur avait l'architecture qui est appelée de nos jours le moteur de type gamma [15].

Une année après la réalisation de son premier moteur, en septembre 1816, le pasteur Robert Stirling brevète un nouveau moteur à air chaud, ayant une architecture différente de celle de son premier moteur à deux cylindres. Ce brevet britannique (patent 4081) ayant pour titre Steam engine and saving fuel [16], décrit deux concepts novateurs distincts : le moteur monocylindre à air chaud et à cycle fermé, présenté figure 1-3, et l'économiseur de chaleur appelé de nos jours le régénérateur [17].

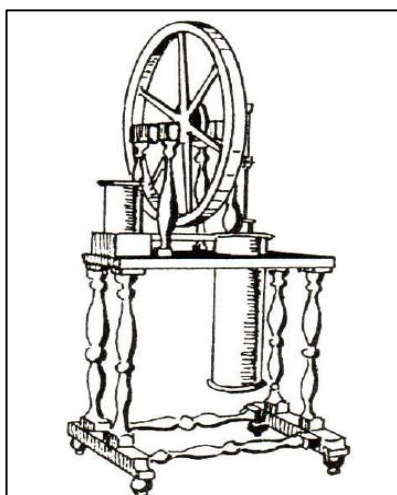


Figure 1-2 : premier moteur à air chaud fabriqué par Robert Stirling en 1815 [15]

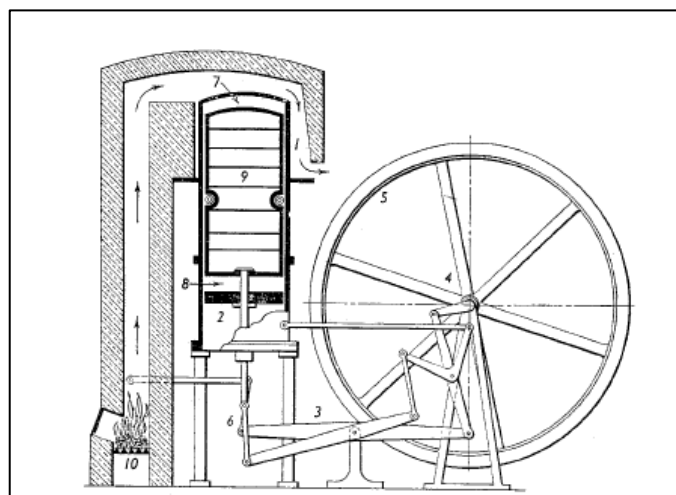


Figure 1-3 : schéma du moteur à air chaud monocylindre breveté par R. Stirling en 1816 [18]

Au début de la mécanisation industrielle, les inventions de machines à vapeur et de moteurs à air chaud ont vu le jour sans connaissances et compréhensions approfondies des concepts de la thermodynamique, de la notion de quantité de chaleur et de travail. Ce n'est qu'en 1824 que Sadi Carnot publia la première analyse pour les moteurs thermiques [17].

En 1834, Jacob Perkins dépose un brevet sur la première machine à compression de vapeur pour la réfrigération [19]. La même année, l'astronome John Herschel utilise la réversibilité du moteur de Stirling pour produire du froid [9], ce qui n'était pas du tout l'un des objectifs visés par R. Stirling. Quelques années après le dépôt de son premier brevet, Robert Stirling et son frère James, déposent en 1841 un nouveau brevet d'un moteur à air chaud (patent 8652) [20]. Ce nouveau moteur à air chaud est multicylindre et comporte deux régénérateurs, comme le montre la figure 1-4.

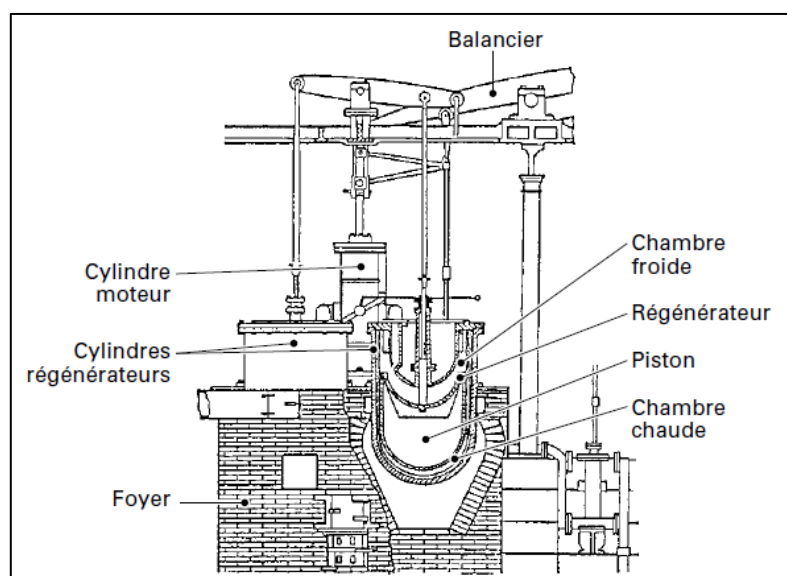


Figure 1-4 : schéma partiel du moteur à air chaud Stirling (patent 8652) installé dans une fonderie à Dundee en 1844 [21].

En 1842, James Stirling construit le moteur à air chaud (patent 8652) et l'installe dans une fonderie écossaise à Dundee, où il travaille. Ce moteur est de type gamma avec un cylindre moteur double effet, un piston de déplacement situé entre les chambres froide et chaude, et deux régénérateurs. Le mécanisme cinématique est un système à balancier.

Le moteur fonctionne pendant près de trois ans [20] et développe une puissance mécanique de l'ordre de 15 kW pour une consommation de 25 kg de charbon à l'heure [21]. Son rendement d'environ 18% est bien meilleur que celui des machines à vapeur de l'époque, mais il subit de nombreux arrêts à cause des pertes d'énergie suite à des transferts de fluide gazeux entre les volumes du moteur que l'on désignera par la suite par le terme effet navette. Le moteur installé à Dundee reflète alors la situation du moteur Stirling au 19^e siècle, un moteur très prometteur mais avec une stabilité imprévisible et donc peu efficace pour des applications industrielles qui privilégient la fiabilité sur l'efficacité [17].

2. Utilisation du moteur Stirling en machine frigorifique

En 1862, des années après la première utilisation de la réversibilité du cycle de Stirling pour produire du froid, Alexander Kirk construit et dépose le brevet de la première machine frigorifique à base du cycle inverse de Stirling. Cette machine qui utilise de l'air comme gaz de travail, a fonctionné pendant 10 ans en produisant du froid à une température de -13°C mais pour une puissance inconnue [11].

En 1930, grâce aux travaux du laboratoire de recherche Philips, le moteur ainsi que la machine frigorifique de Stirling entrent dans leur phase de modernisation. Avec les découvertes de nouveaux matériaux et procédés d'usinage, de nombreux prototypes de tailles, de puissances et de mécanismes différents sont développés. Contrairement aux premiers moteurs à air chaud qui fonctionnaient en cycle ouvert, les moteurs Stirling construits par Philips sont complètement étanches, donc capables de fonctionner avec différents types de gaz de travail, et avec des pressions de remplissage élevées.

Plusieurs années après les travaux d'Alexander Kirk, en 1941, la société Philips réalise le moteur Type 10 Engine pour tester la réversibilité du cycle de Stirling, en l'entraînant par un moteur électrique rotatif. Lorsque le cycle inverse de Stirling est parcouru dans le sens contraire de son déroulement en cycle moteur, le Type T10 fonctionne alors en pompe à chaleur [12].

Dans la continuité de ses travaux de recherche et après plusieurs réalisations de machines de plus en plus performantes, la société Philips se lance à partir de 1953 dans le développement et la production de machines Stirling frigorifiques industrielles, permettant la liquéfaction de l'air (figure 1-5). Ainsi, la machine Stirling a fait son entrée dans le domaine de la cryogénie qui est l'étude et la production des basses températures sur des plages inférieures à 120 K. Le cryogénérateur Stirling permet alors de concurrencer d'autres technologies cryogéniques fonctionnant à bases des cycles thermodynamiques comme celui de Joule-Thomson, de Claude ou de Brayton inverse.



Figure 1-5 : vue de la première machine Stirling frigorifique Philips pour la liquéfaction de l'air [22].

3. Cycle, efficacité, types d'architectures et machines modernes

Avec plus de 200 ans d'histoire, la bibliographie sur le moteur et la machine Stirling se révèle pléthorique, grâce aux nombreuses archives ouvertes des ingénieurs précurseurs, des laboratoires de recherche et des passionnés de cette technologie. Dans cette nouvelle partie du manuscrit, nous présenterons quelques points fondamentaux liés à la machine Stirling :

- le cycle idéal de Stirling pour la réfrigération ;
- son efficacité et ses différents paramètres caractéristiques ;
- les types d'architectures des moteurs et machines Stirling ;
- les types de gaz de travail utilisables dans un moteur ou dans une machine Stirling.

3.1 Cycle idéal de Stirling pour la réfrigération

Le cycle idéal de Stirling pour la réfrigération est l'inverse du cycle idéal de Stirling. C'est un cycle régénératif qui est constitué de quatre transformations thermodynamiques (figure 1-6), avec un sens de déroulement trigonométrique. Le système reçoit du travail W qui est utilisé pour transférer la chaleur de la source froide Q_F au puits chaud Q_C . Les quatre transformations mises en jeu au cours du cycle sont décrites ci-après.

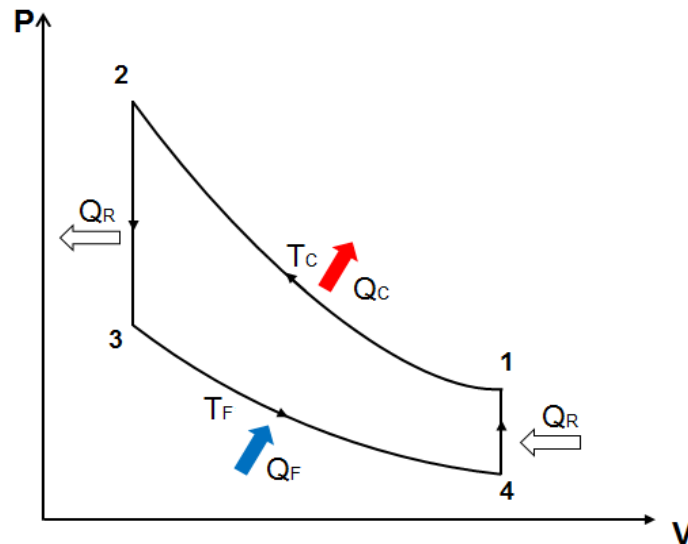


Figure 1-6 : représentation pédagogique du diagramme indicateur du cycle idéal de Stirling pour la réfrigération.

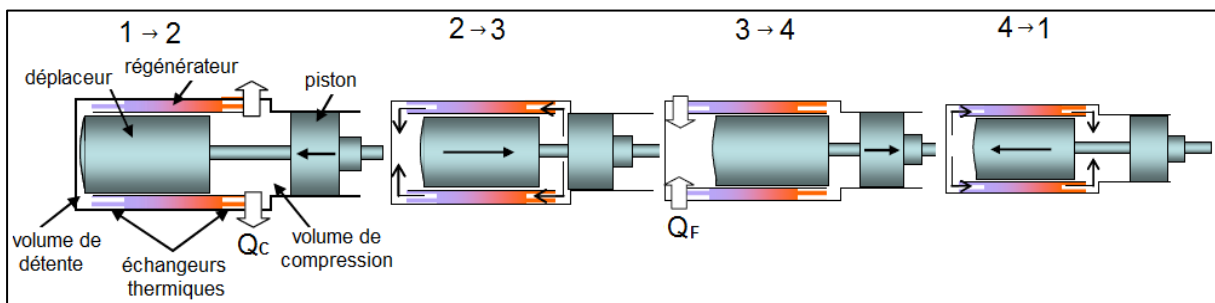


Figure 1-7 : mouvements et positions du piston et du déplaceur dans un cycle idéal de Stirling pour une machine de type bêta pour la réfrigération [23].

Les différents mouvements et positions du piston moteur et du piston déplaceur associés à ce cycle de Stirling frigorifique sont représentés sur la figure 1-7.

- 1 → 2 : le mouvement du piston assure une compression isotherme du gaz de travail dans le volume de compression à la température $T_C = T_1 = T_2$, la quantité de chaleur Q_C est rejetée au puits chaud ($W_{1-2} > 0$ et $Q_C < 0$);
- 2 → 3 : le mouvement du déplaceur permet le transfert du gaz de travail du volume de compression vers le volume de détente, en passant par le refroidisseur puis par le régénérateur. Le gaz de travail transmet la quantité de chaleur Q_R au régénérateur ($W_{2-3} = 0$ et $Q_R < 0$) et cette phase du cycle correspond à un refroidissement isochore ($V_{min} = V_3 = V_2$).
- 3 → 4 : le mouvement du piston assure une détente isotherme du gaz de travail à la température $T_F = T_3 = T_4$, la quantité de chaleur Q_F est fournie par la source froide ($W_{3-4} < 0$ et $Q_F > 0$);
- 4 → 1 : le mouvement du déplaceur transfère le gaz de travail du volume de détente au volume de compression en passant par le régénérateur puis par le refroidisseur. La quantité chaleur Q_R stockée dans le régénérateur est transmise au gaz de travail ($W_{4-1} = 0$ et $Q_R > 0$) et cette phase du cycle correspond à un chauffage isochore ($V_{max} = V_4 = V_1$).

La figure 1-8 décrit le gradient de température du premier cycle et ceux des cycles suivants jusqu'au point d'équilibre thermodynamique du système. Ces évolutions en fonction du temps des gradients de températures entre les différentes parties de la machine mettent en évidence le fait que le plus grand gradient apparaît entre les deux extrémités du régénérateur.

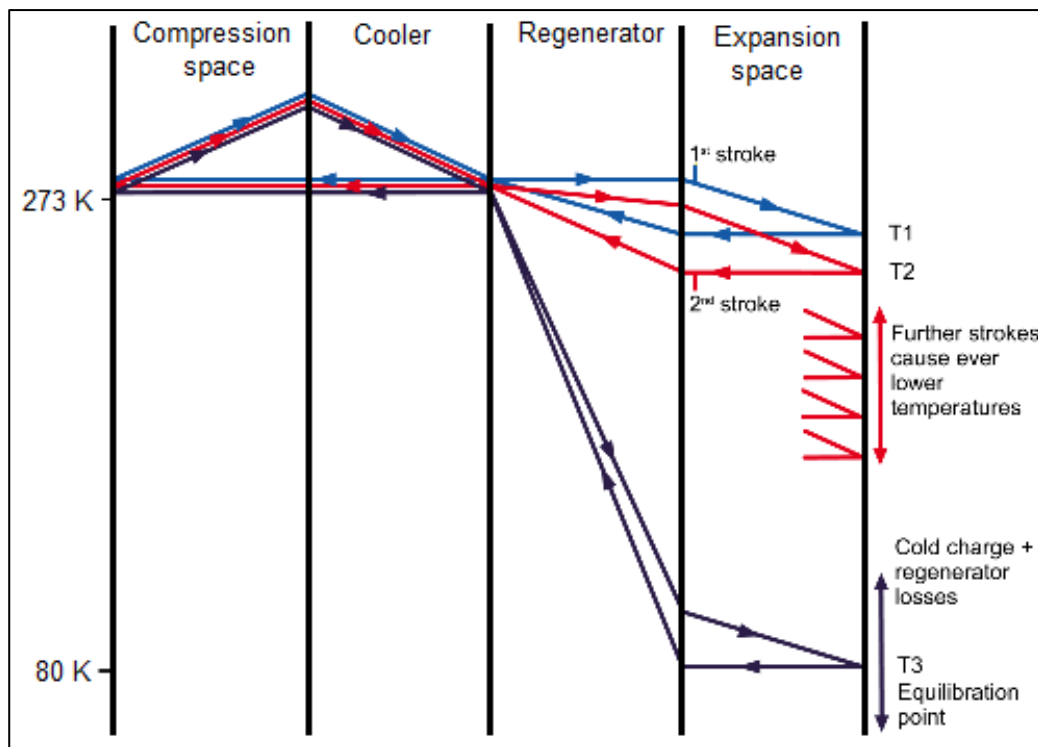


Figure 1-8 : évolutions du gradient de température au cours des cycles de la machine [10].

3.2 Efficacité du cycle frigorifique de Stirling

La production de froid met en œuvre une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire une quantité de chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante [24]. La figure 1-9 décrit le schéma d'un système frigorifique (F) avec une source froide à la température T_F et un puits chaud à la température $T_C > T_F$.

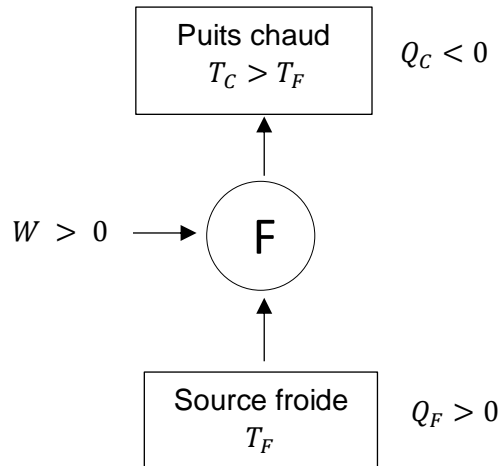


Figure 1-9 : schéma d'un système frigorifique.

La machine frigorifique absorbe à la température T_F une quantité de chaleur Q_F . Cette opération nécessite la fourniture d'un travail W à un fluide évoluant suivant un cycle ditherme au cours duquel cette charge thermique Q_F est absorbée à la température T_F et une quantité de chaleur Q_C est rejetée au puits chaud à T_C ($T_C > T_F$) [25].

Appliquons le premier et le second principe de la thermodynamique au système (F) :

$$Q_C + Q_F + W = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} = 0 \quad (1.2)$$

Nous rappelons quelques paramètres caractéristiques d'un système frigorifique [26] :

- l'opération de réfrigération est caractérisée par son coefficient de performance (COP) :
$$COP = Q_F/W \quad (1.3)$$

- le COP de Carnot, calculé à partir des températures froide et chaude, est le COP idéal de la machine :
$$COP \text{ de Carnot} = T_F/(T_C - T_F) \quad (1.4)$$

- l'efficacité d'un cycle frigorifique ou encore le rendement thermodynamique se définit comme le rapport entre son COP et le COP de Carnot :

$$\eta = COP/COP_{de \text{ Carnot}} \quad (1.5)$$

Le rendement thermodynamique (η) est l'indice de référence d'un point de vue thermodynamique. En effet, un COP élevé peut cacher un faible rendement thermodynamique et vice versa. De la même façon, un COP faible peut résulter d'un bon rendement thermodynamique [24].

De façon générale, la production de froid peut se faire par différents procédés de conversion pouvant être électriques, mécaniques, acoustiques, magnétiques, chimiques et thermiques. Ces procédés fonctionnent suivant différents cycles thermodynamiques. Au cours des années 60, J. W. L. Köhler [22] a réalisé une comparaison entre les efficacités de quatre cycles thermodynamiques de production de froid : le cycle de compression de vapeur ou d'évaporation, le cycle inverse de Stirling, le cycle de Claude, ainsi que le cycle de Joule-Thomson.

Sur la figure 1-10, sont représentées deux courbes d'efficacité pour les machines Stirling conçues par la société Philips, qui était la société à disposant du plus d'expérience et de savoir-faire sur ce type de machine. La courbe basse de l'efficacité Philips Stirling correspond aux performances de petites machines de laboratoire, tandis que la courbe haute concerne plutôt les machines industrielles [22].

En termes d'efficacité ou encore de rendement thermodynamique, parmi ces cycles frigorifiques comparés, le cycle inverse de Stirling arrive en deuxième place après le cycle d'évaporation ou de compression de vapeur, qui est largement utilisé dans les systèmes frigorifiques. Le cycle inverse de Stirling présente les avantages d'être utilisable sur une large plage de température et de ne pas utiliser de fluides de travail à effet de serre.

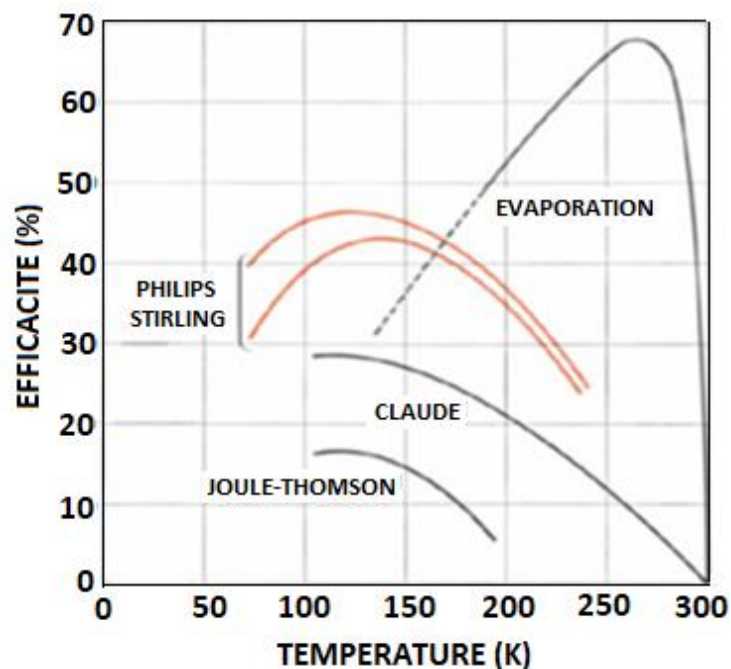


Figure 1-10 : comparaison entre les efficacités de quatre cycles frigorifiques [22].

3.3 Architectures de moteurs ou machines Stirling

3.3.1 Architectures de base

Le cycle thermodynamique de Stirling, en fonctionnement moteur ou en machine réceptrice (pompe à chaleur ou réfrigérateur), peut se réaliser suivant trois types d'architectures de base associées à des échangeurs, des pistons et des cinématiques qui sont présentées ci-après [27] :

- le type alpha (figure 1-11) dispose de deux cylindres situés de part et d'autre du régénérateur. Dans les cylindres couissent deux pistons, l'un sert à la compression et l'autre à la détente ;

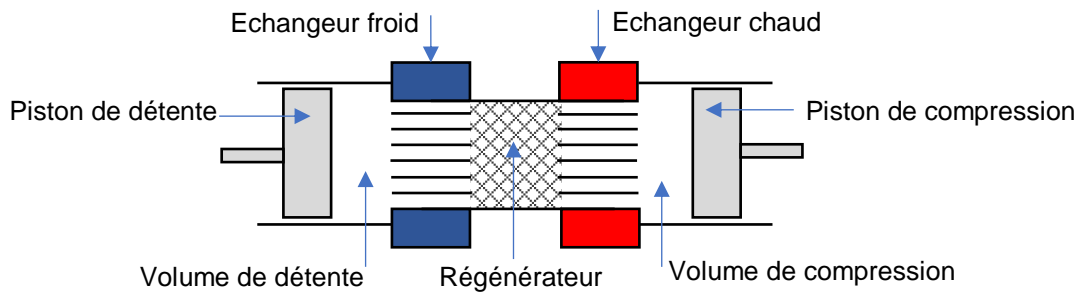


Figure 1-11 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type alpha.

- le type bêta (figure 1-12) est constitué d'un seul cylindre dans lequel couissent un piston moteur et un déplaceur situé entre les volumes de compression et de détente ;

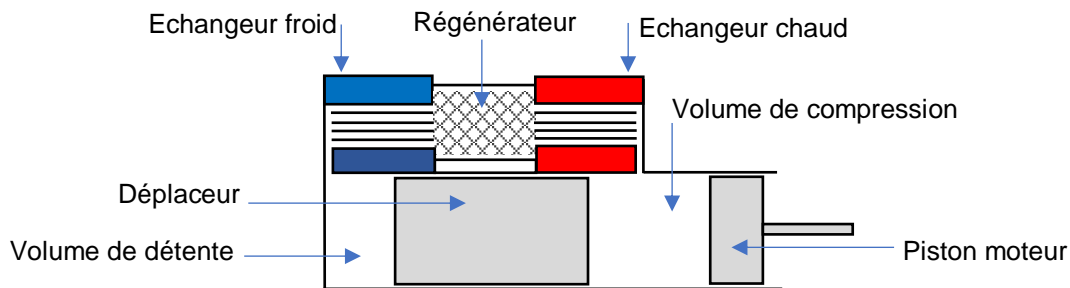


Figure 1-12 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type bêta.

- le type gamma a deux cylindres séparés dans lesquels couissent un piston et un déplaceur, et dispose d'un volume de détente et de deux volumes de compression liés par un canal (figure 1-13).

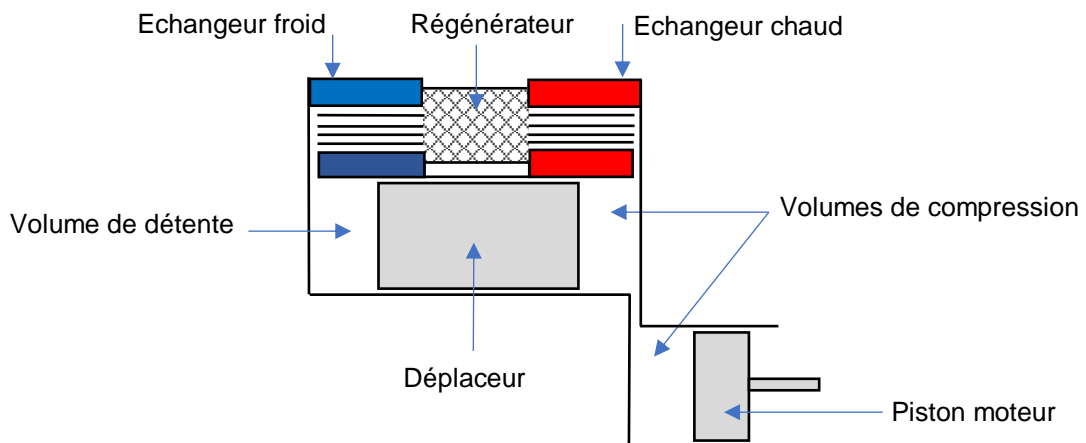


Figure 1-13 : schéma d'une machine réceptrice de Stirling de type gamma.

Sur les trois types d'architectures, le régénérateur se trouve entre les échangeurs chaud et froid, il joue donc le rôle de pont thermique. Par ce mot générique « pont », nous signifions à la fois les effets du stockage/déstockage de l'énergie thermique au sein du régénérateur, mais également les pertes thermiques par conduction axiale entre les volumes de compression et de détente. Ce phénomène de pont thermique s'observe sur la figure 1-8 à travers les gradients de températures entre les volumes de détente et de compression d'une machine Stirling frigorifique. Pour chaque type d'architecture, il y a un déphasage entre le piston et le déplaceur (entre les deux pistons dans le cas du type alpha) dont la valeur théorique est de 90° [28].

3.3.2 Architectures à plusieurs cycles

Il existe diverses manières de concevoir des moteurs ou des machines réceptrices de Stirling, suivant le besoin de puissances mécanique et/ou thermique à produire. A partir de ces trois types d'architectures à un seul cycle (alpha, bêta et gamma), des machines multicycles capables de produire de grandes puissances peuvent être réalisées, par association de plusieurs types d'architectures de base identiques. Deux architectures multicycles et multicylindres sont souvent utilisées : l'association en série de deux petites machines de type alpha en une machine quatre cylindres double effet appelée encore la configuration Rinia ou Siemens, ainsi que l'association en ligne de quatre machines de type bêta.

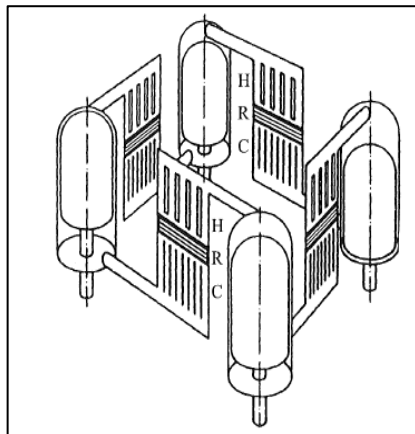


Figure 1-14 : schéma d'un moteur quatre cylindres double effet, appelé encore la configuration Rinia [29].

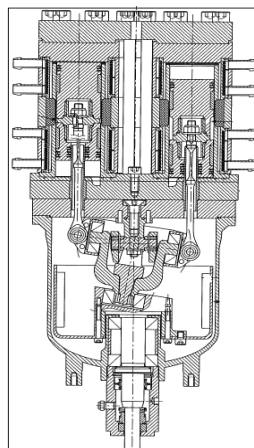


Figure 1-15 : version modifiée, par David Haywood, du moteur double effet en machine réceptrice [29].

La figure 1-14 présente le schéma d'un moteur Stirling 4 cylindres double effet, configuration Rinia. Une version modifiée en machine réceptrice, en pompe à chaleur et réfrigérateur, a été utilisée par David Haywood dans ses travaux de thèse [29] : l'échangeur chaud H (Hot) est devenu par un échangeur froid de même que l'échangeur froid C (Cold) est devenu par un échangeur chaud (figure 1-15).

Une machine réceptrice frigorifique très remarquable par son architecture et par ses performances est la machine Industrial Refrigerator type C, constituée de quatre systèmes thermodynamiques séparés [30]. Sur le schéma en coupe de la figure 1-16, sont visibles deux pistons de compression C1 et C2 ainsi que deux pistons d'expansion E1 et E2. Le mécanisme est un ensemble cinématique et hydraulique en forme de V avec un déphasage de 90° entre chaque système. Elle a une capacité de production de froid de 20 kW et une efficacité de 41% à 77 K, pour une température d'eau à 15°C refroidissant la machine.

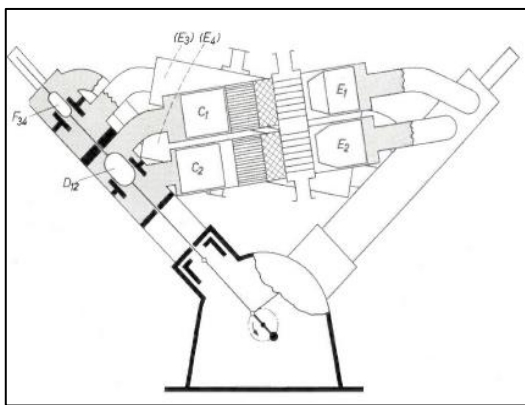


Figure 1-16 : schéma en coupe de la machine "Industrial Refrigerator type C" avec un mécanisme en V [30].

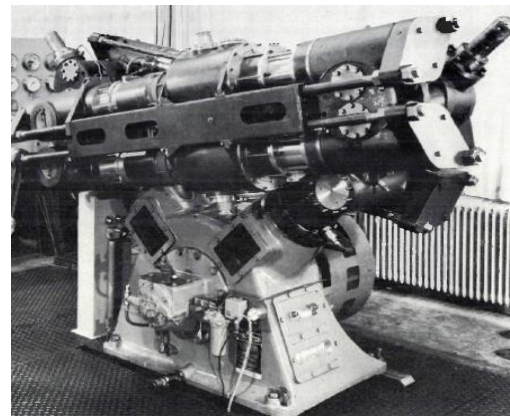


Figure 1-17 : machine "Industrial Refrigerator type C" avec un mécanisme en V [30].

Dans le cas d'une association en ligne de plusieurs ou quatre architectures de type bêta, il n'y a pas de connexion entre les différents volumes du gaz de travail, contrairement à la configuration double effet. La figure 1-18 montre une machine réceptrice frigorifique constituée de 4 machines de type bêta [31]. Les liaisons entre les machines se font à l'extérieur, au niveau des têtes froides afin d'avoir une grande surface d'échange, ainsi que dans le volume de rebond situé dans le carter, ce volume ne faisant pas partie du parcours du gaz de travail.

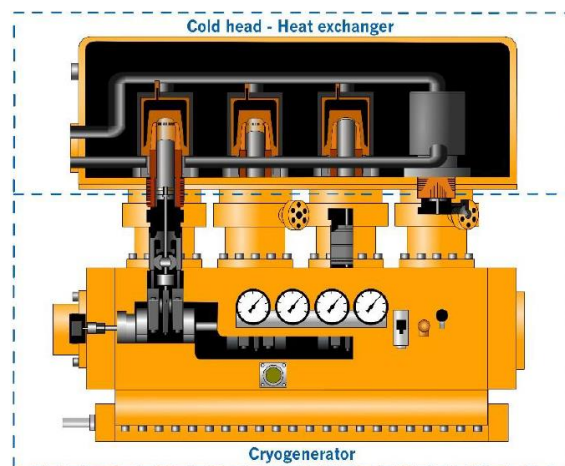


Figure 1-18 : schéma d'un cryogénérateur constitué de 4 machines de type bêta [31].

3.4 Gaz de travail dans la machine Stirling

Dans les machines et les moteurs de Stirling, le choix du gaz de travail impacte directement les performances. Les gaz de travail que l'on utilise le plus souvent sont l'air sec ou l'azote, l'hélium et l'hydrogène ; les propriétés thermo-physiques de ces deux derniers gaz étant meilleures par rapport à celles de l'air notamment en termes de capacité de transfert de chaleur (tableau 1-1).

Gaz	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Viscosité dynamique x 10 ⁵ (Pa. s ⁻¹)	Diffusivité thermique x 10 ⁴ (m ² .s ⁻¹)	Indice adiabatique
Azote	0,02598	1,75	0,2216	1,400
Hydrogène	0,182	0,8963	1,554	1,409
Hélium	0,1491	2,012	1,800	1,667

Tableau 1-1 : caractéristiques thermo-physiques des gaz de travail à 25°C [32].

Cependant, l'emploi de l'hydrogène et de l'hélium présente des difficultés technologiques et augmente le coût de réalisation des machines. En effet, le mélange de l'hydrogène et de l'oxygène provoque la formation d'atmosphères pouvant être explosives, ce qui impose des dispositions sécuritaires spéciales [25]. Ajoutons également que, compte tenu des petites tailles des molécules de l'hydrogène et de l'hélium, l'étanchéité totale de la machine est souvent difficile à réaliser. Il y a aussi le problème de compatibilité des matières des pièces et des capteurs notamment avec l'hydrogène.

Dans beaucoup de moteurs ou machines Stirling frigorifiques, l'hélium, moins performant mais moins contraignant que l'hydrogène, est utilisé comme gaz de travail. L'étanchéité de ces machines reste toutefois un problème majeur comme expliqué précédemment.

L'utilisation de l'air nécessite qu'il soit sec afin d'éviter de la condensation dans la machine, l'azote reste généralement le gaz de travail moins contraignant à utiliser. Il est choisi comme gaz de travail pour notre machine.

En plus du choix de type de gaz de travail, sa pression de remplissage dans la machine, est un paramètre prépondérant pour les performances. En effet, l'énergie mécanique produite par un moteur ou la quantité de chaleur absorbée ou produite par une machine réceptrice est proportionnelle à la masse de gaz. Ainsi, à volume donné, augmenter la masse de gaz revient à augmenter la pression de remplissage. Suivant le type de machine et de la puissance froide à produire pour une machine frigorifique de Stirling, la pression de remplissage varie de la pression atmosphérique à la centaine de bars.

4. Machines Stirling frigorifiques modernes

Les machines frigorifiques modernes fonctionnant à base du cycle inverse de Stirling sont utilisées sur différentes plages de températures et dans divers domaines : cryogénie, aérospatial, militaire, biologie et médical, réfrigération, industrie, recherche et développement. J.S. Lewis et *al.* dans [23], ont classé les machines Stirling frigorifiques industrielles en trois grands groupes : les petits refroidisseurs cryogéniques, les grands refroidisseurs cryogéniques et les machines frigorifiques à pistons libres. En dehors des machines Stirling frigorifiques industrielles, il existe de nombreux prototypes de laboratoire.

4.1 Petits refroidisseurs cryogéniques

Les petits refroidisseurs cryogéniques ou encore cryoréfrigérateurs, fonctionnant à base d'un seul cycle de Stirling, sont généralement utilisés pour la réfrigération dans des domaines très spécifiques et sur une plage de température allant de 50 K à 120 K : instrumentation, recherche, industrie, applications militaires (systèmes de vision nocturne, guidage de missiles, imagerie thermique), aérospatial, médecine et pharmacie [23].

Les petits refroidisseurs cryogéniques sont construits sur la base d'architectures similaires : le piston seul est entraîné par un moteur linéaire dans certains cas, et dans d'autres cas le piston et le déplaceur sont entraînés par des moteurs linéaires, le déplaceur fait office de régénérateur, le piston et le déplaceur sont montés sur des ressorts plans. Ils fonctionnent sans lubrification, ils sont silencieux (< 42 dB) et ont une excellente fiabilité avec un temps moyen de fonctionnement avant panne (MTTF : Mean Time To Failure) entre 6000 à 10000 heures pour les machines d'Air Liquide [33], et entre 120 000 à 200 000 heures pour celles de CryoTel Cryocooler [34].

Suivant leurs configurations, mono ou multicylindre, les cryoréfrigérateurs sont constitués de deux parties différentes : un détendeur ayant une section plus petite que celle de l'autre partie qui est destinée à la compression. Cette différence de taille est intrinsèque au procédé. Le refroidissement du compresseur se fait à l'air ambiant, sur certaines machines des dissipateurs thermiques, constitués par plusieurs ailettes d'épaisseur fine, sont installés sur le compresseur afin d'augmenter sa surface d'échange avec l'air ambiant. Les capacités de refroidissement de ces petites machines varient de quelques milliwatts à des dizaines de watts.

Trois différents types de cryoréfrigérateurs et leurs caractéristiques sont présentés dans le tableau 1-2 :

- commercialisé en 2005, le modèle GT Cooler (figure 1-19) est une machine de type bêta, fabriquée par CryoTel Cryocoolers, une filiale de Sunpower, Inc. Sur la vue en coupe, figure 1-22, seul le piston est entraîné par un moteur linéaire ;
- réalisé au sein de l'Université d'Oxford au milieu des années 80 pour une application spatiale [35], le cryoréfrigérateur Oxford ISAMS 50 – 80 K est de type gamma, figure 1-20. Il est constitué d'un compresseur et d'un détendeur reliés par un tube. Le piston et le déplaceur sont entraînés par des moteurs linéaires, figure 1-23 ; fabriqué par Ricor Cryogenics en 1998, le modèle RICOR K535 est de type gamma avec deux pistons entraînés par des moteurs linéaires, figures 1-21 et 1-24.




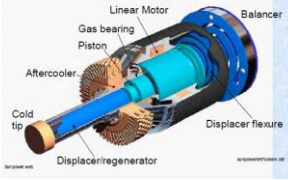
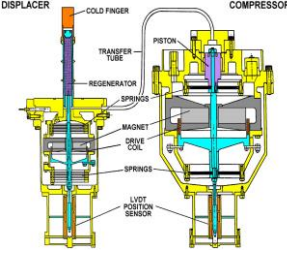
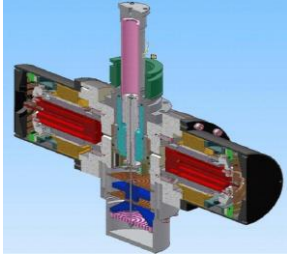
 <p>Figure 1-19 : cryogénérateur GT Cooler de Sunpower, Inc. [34]</p>	 <p>Figure 1-20 : cryogénérateur Oxford ISAMS 50-80 K [19].</p>	 <p>Figure 1-21 : cryogénérateur RICOR K535 [36]</p>	
 <p>Figure 1-22 : vue en coupe du modèle GT Cooler [19]</p>	 <p>Figure 1-23 : vue en coupe du modèle Oxford ISAMS 50-80 K [37]</p>	 <p>Figure 1-24 : vue en coupe du modèle RICOR K535 [38]</p>	
Capacité de refroidissement	16 W à 77 K	800 mW à 55 K	1,7 W à 45 K 5,0 W à 65 K
Puissance du moteur linéaire	240 W 48 V dc	50 W (compresseur) 2 W (détenteur)	250 W dc 48-52 V dc
Température (°C) compresseur	23	20 à 40	23
Fréquence (Hz)	60	44	
Efficacité (%)	20	28	18 35
MTTF (heure)	200 000	87600	40 000
Gaz de travail	hélium	hélium	hélium
Pression (bar)		20	16 à 20
Longueur (mm)	278		329
Diamètre (mm)	83		101
Masse (kg)	3,1	4,33	9,5

Tableau 1-2 : trois différents types de cryoréfrigérateurs et leurs caractéristiques [19]-[37]-[38].

4.2 Grands refroidisseurs cryogéniques

Les grands refroidisseurs cryogéniques ou encore cryogénérateurs fonctionnent sur la base d'un ou de plusieurs cycles de Stirling. Leurs architectures, souvent de type bêta, sont identiques à celles des premières machines Philips des années 50. Destinés à produire de grandes puissances froides, ils sont généralement employés pour la liquéfaction ou la re-liquéfaction des gaz dans le secteur industriel. De nos jours, avec les nouveaux procédés d'usinage des pièces ainsi que la découverte de nouveaux matériaux, les performances de ces machines se sont considérablement améliorées.

Ces types de machines sont principalement développés par DH Industries, une filiale de la société Stirling Cryogenics qui est la seule entreprise au monde à produire des cryogénérateurs avec des puissances de refroidissement unitaire allant de 1 000 à 4 000 W à 77 K. Dans le monde, la société Stirling Cryogenics a commercialisé plus de 3 000 cryogénérateurs capables de produire des puissances froides allant de quelques centaines de watts à des dizaines de kilowatts, et sur une plage de températures de -75 °C à -250 °C [10].

Avec des mécanismes d'entraînement de type bielle-manivelle, la lubrification de l'attelage mobile de ces cryogénérateurs est indispensable afin de garantir le bon fonctionnement. L'ajout d'un système de refroidissement à eau de type "chiller", capable de piloter le débit et la température d'eau dans le radiateur, permet de refroidir la partie chaude de la machine frigorifique correspondant à la zone de compression du gaz. Ainsi, l'eau en sortie du radiateur, à une température moyenne pouvant atteindre 40 à 60°C, peut être exploitée car la puissance thermique véhiculée est non négligeable (plusieurs centaines de watt à quelques kilowatt).

Nous présentons ci-après les deux principaux modèles de cryogénérateurs commercialisés par la société Stirling Cryogenics ainsi que leurs caractéristiques dans le tableau 1-3 :

- le cryogénérateur SPC-1 est une machine monocylindre de type bêta, avec un mécanisme double bielle-manivelle (figure 1-25). Une isolation par vide poussé est faite autour de la tête afin d'augmenter la puissance froide produite ;
- le cryogénérateur SPC-4 est une association en ligne de 4 machines monocylindres de type bêta dont le fonctionnement repose sur la réalisation de 4 cycles de Stirling (figure 1-26). Afin d'augmenter la puissance froide produite au niveau des 4 têtes de la machine, ces dernières sont isolées par du vide poussé.



Figure 1-25 : cryogénérateur SPC-1 monocylindre [39].



Figure 1-26 : cryogénérateur SPC-4 à quatre cylindres [40].

Capacité de refroidissement	200 W à 40 K 2800 à 160 K	0,8 kW à 40 K – 11 kW à 160 K 4 kW à 60 K
Puissance moteur électrique (kW)	12	45
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	1450	1455
Efficacité (%)	25	25
Puissance thermique rejetée (kW)	0 à 12	0 à 58
Température d'eau entrée radiateur (°C)	15	15
Débit d'eau entrée radiateur (l/h)	1000	4000
MTTF (heures)	> 6000	> 6000
Gaz de travail	Hélium	Hélium
Pression (bar)	20	30
Dimensions (m x m x m)	0,86 x 0,62 x 1,32	1,74 x 0,75 x 1,22
Bruit (dB)	70	72
Masse (kg)	551	1150

Tableau 1-3 : caractéristiques des cryogénérateurs SCP-1 et SPC-4 [32]-[39]-[41].

4.3 Machines frigorifiques à pistons libres

4.3.1 Schéma de principe

Les premières machines frigorifiques à pistons libres fonctionnant sur la base du cycle inverse de Stirling ont été développées par la société Sunpower dans les années 90. Concernant le développement de ce type de machine, des travaux remarquables ont été réalisés par des chercheurs comme David Berchowitz [42].

Les machines frigorifiques à pistons libres ou encore Free Pistons Stirling Cooler (FPSC) ont une architecture monocylindre de type bêta, avec le piston et le déplaceur montés sur des ressorts plans. Dans ce type de machine, seul le piston est entraîné par un moteur linéaire. Les FPSC fonctionnent sans lubrification, l'étanchéité dynamique et les guidages du piston et du déplaceur se font par le gaz de travail contenu dans le volume correspondant au jeu de fonctionnement entre le cylindre et les éléments mobiles (piston, déplaceur). Le gaz de travail utilisé est généralement de l'hélium sous une pression d'un à quelques dizaines de bars.

Dans les FPSC, il n'y a pas de transformation de mouvements de rotation en mouvements linéaires, donc ses systèmes présentent ainsi moins de pertes mécaniques par rapport aux autres machines ayant un mécanisme bielle-manivelle. Les figures 1-27 et 1-28 présentent le schéma de principe et la photographie de la machine M100B, produisant une puissance froide de 100 W sur une plage de température allant de -50 °C à 5 °C et commercialisée en 1995 par Global Cooling sous la licence de Sunpower.

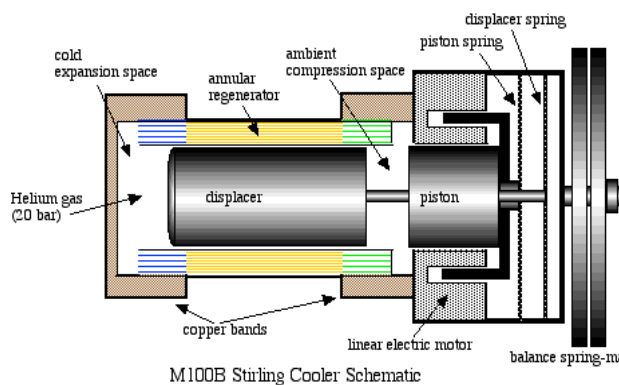


Figure 1-27 : schéma de principe de la machine à pistons libres M100B [43].

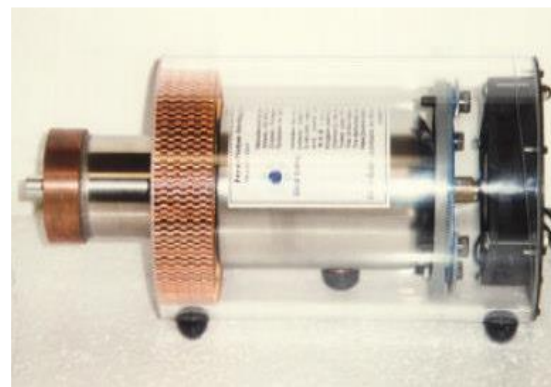


Figure 1-28 : machine M100B constituant un module de refroidissement [23].

Les machines frigorifiques à pistons libres fonctionnant sur la base du cycle inverse de Stirling (FPSC), existent sous différents modèles et puissances, et proviennent de différents fabricants comme Global Cooling (Stirling Ultra Cold) ou TWINBIRD, tous sous la licence Sunpower. Une machine frigorifique à piston libre seule constitue un module de refroidissement, qui peut être utilisé pour refroidir une enceinte. L'association de plusieurs de ces modules permet d'atteindre de grandes capacités de refroidissement. Contrairement aux petits cryoréfrigérateurs, les machines FPSC disposent d'un régénérateur annulaire et sont destinées pour des applications supérieures à 150 K, donc pour des températures frigorifiques intermédiaires.

4.3.2 Produits à base de machine à pistons libres

Les applications réfrigérées fonctionnant avec des machines Stirling à pistons libres sont nombreuses et sous diverses formes : les petits appareils domestiques et portables comme les glacières, les réfrigérateurs, les minibars, les sorbetières, le stockage des aliments à basse température (en dessous de -50 °C), le stockage de vaccins et l'utilisation de véhicules récréatifs [23].

Global Cooling (Stirling Ultra Cold) commercialise des congélateurs et glacières reposant sur le principe de la machine de Stirling à pistons libres. Le schéma du circuit de transport du froid et les images de ses produits commercialisés sont présentés figure 1-29. Les caractéristiques du congélateur SU780UE [9] sont données dans le tableau 1-7.

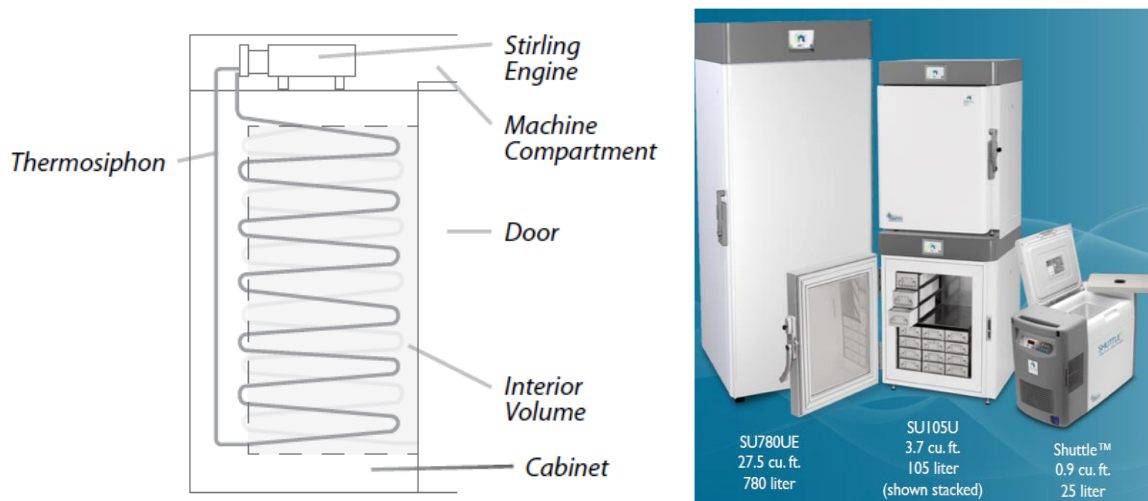


Figure 1-29 : vues du circuit de transport du froid et des produits Stirling Ultra Cold fonctionnant à base de machine Stirling à pistons libres [9]-[44].

Application	Stockage de matériels de laboratoire
Contenance	780 litres
Plage de température	-86 à -20° C, température ambiante de 32° C
Tension d'alimentation	100 à 240 V (+/- 10%) avec 50 ou 60 Hz
Module FPSC utilisé	Modèle M150A chargé à l'hélium
Distribution du froid	Thermosiphon avec de l'éthane R-170
Durée de vie	12 ans
Bruit à 1 mètre	45 dB
Énergie consommée en régime permanent	6,86 kWh/jour à -75° C (en moyenne)
Baisse de température interne (vide)	6,5 heures pour -80° C, T ambiante de 25° C
Dimensions internes	1524 mm x 705 mm x 740 mm
Dimensions externes	1994 mm x 870 mm x 919 mm
Masse	283 kg

Tableau 1-4 : caractéristiques du congélateur Stirling Ultra Cold SU780UE [9]-[44].

La société japonaise TWINBIRD commerciale des modules de refroidissement (figure 1-30) avec des capacités allant de 15 à 42 W pour des températures de -82 et -100 °C au niveau des têtes froides, ainsi que trois types de glacières portables de 25 litres : le modèle SC-DF25 pouvant refroidir jusqu'à -40 °C ; le modèle SC-BV25 refroidissant sur une plage de température de 4 °C à -2 °C, utilisé pour le transport des vaccins et le modèle SC-925, utilisable sur une large plage de température (6°C, 3°C, -7°C, -8°C) destiné pour un usage professionnel [45].



Figure 1-30 : trois produits commercialisés par la société japonaise TWINBIRD [45].

4.4 Autres machines Stirling pour la réfrigération

En dehors des machines commercialisées présentées précédemment, il existe d'autres machines Stirling frigorifiques : ce sont des prototypes de laboratoires destinés à la recherche expérimentale ou des machines réalisées en petites séries. Dans son livre intitulé *Regenerative Thermal Machine* [46], Noboru Kagawa a recensé une dizaine de ces machines Stirling frigorifiques, avec des mécanismes cinématiques et à pistons libres. Ces machines sont réalisées pour des utilisations en réfrigération domestique et industrielle. Ci-dessous, quelques-unes de ces machines sont présentées :

- la première machine Stirling expérimentale pour la réfrigération domestique a été réalisée en 1957 par Finkelstein et Polonski. Elle fonctionnait avec de l'air comme gaz de travail sous une pression de 38 bar ;
- le réfrigérateur domestique à air ventilé réalisé par Cryodynamics et Fabian en 1989, avec une machine Stirling de type alpha à mécanisme cinématique et ayant une efficacité de 18% à 125 K ;
- les machines frigorifiques, Model 1B et Model 2A de Sunpower, Inc. Tous les deux ont pour capacité de refroidissement 250 W à 247 K, et ont respectivement pour efficacités 21,7% et 24,0% avec des COP de Carnot de 4,71 et 2,96 pour des températures de 51 K et 73 K [47] ;
- la machine Stirling frigorifique STM4-120RF développée par Stirling Thermal Motor, Inc., est une machine double effet à configuration Rinia, réalisée pour les réfrigérateurs de supermarchés. Le gaz de travail utilisé est de l'hydrogène ;
- deux machines fabriquées par Toshiba : NS03T et SC100
 - le modèle NS03T est un moteur Stirling de 3 kW qui est utilisé en machine frigorifique, fonctionnant à 750 tr.min⁻¹. Le gaz de travail est l'hélium à 150 bar. Le COP maximum est de 0,54 ce qui correspond à une efficacité de Carnot de 35% pour une température de 174 K sur la tête froide ;

- le modèle SC100 est un prototype de 100 W pour la réfrigération domestique fonctionnant à l'hélium. Pour une vitesse de 750 tr.min^{-1} , l'efficacité est de 22% avec une température de 253 K sur la tête froide.

En 2000, E. Oguz et F. Ozkadi [48] ont mené une étude expérimentale sur les capacités de réfrigération et les performances thermiques de deux machines Stirling frigorifiques à pistons libres. Une résistance chauffante faisant office de charge thermique est montée sur la tête froide. Pour différentes puissances de chauffe, la température de la tête varie de 233 K à 273 K. Les auteurs arrivent à mesurer des COP de 2,2 quand la tête froide est à 272 K et 2,5 quand elle est à 273 K. Dans leurs calculs du COP, la puissance thermique rejetée est considérée utilisable.

En 2007, une étude expérimentale d'une machine Stirling de 100 W, ayant un mécanisme bielle-manivelle et destinée à la réfrigération domestique a été réalisée par Toshio OTAKA et al. [49]. Quand la température de la tête froide est à 253 K et 233 K, ils obtiennent des COP de 1,05 et 0,70 respectivement avec la machine remplie d'hélium sous 0,7 MPa et ayant une fréquence de 11,7 Hz. Par la suite, un système de distribution du froid, par circulation d'eau glycolée, est mis en place entre la tête et le frigidaire de 100 litres. Les résultats montrent que la machine Stirling peut concurrencer les réfrigérateurs modernes, malgré les pertes mécaniques et le moteur électrique qui n'est pas optimisé.

5. Distribution du froid

Le froid produit par une machine Stirling frigorifique est localisé au niveau de son échangeur de tête. Pour des applications autres que la liquéfaction des gaz (de 40 K à 80 K) ou le refroidissement des instruments (50 K à 120 K), il est donc nécessaire de mettre en place un système de distribution du froid entre la tête de la machine et le volume ou l'objet à refroidir. Par exemple pour un refroidissement de l'air dans une enceinte close, la société TWINBIRD [50] a proposé quatre différentes méthodes, comme le montre la figure 1-31.

- Configuration A : refroidissement directe par conduction. Cette méthode est plus simple et plus facile à réaliser mais la surface de contact entre la tête de la machine et la plaque d'aluminium dans l'enceinte est petite. Les vibrations de la machine sont transmises à l'enceinte ce qui génère beaucoup de bruit. La performance est donc mauvaise ;
- Configuration B : refroidissement direct par thermosiphon. Ce type de refroidissement utilise un système de circulation de fluide basé sur la variation de masse volumique du fluide et la poussée d'Archimède [51]. Il nécessite la mise en place d'un circuit d'échangeur à tube en cuivre brasé ou en contact avec la plaque en aluminium de l'enceinte, et l'emploi d'un fluide frigorigène diphasique. La performance est moyenne ;
- Configuration C : refroidissement direct par fluide caloporteur mis en circulation par une pompe. Ce procédé nécessite le montage d'un échangeur thermique sur la tête froide avec une isolation, un circuit de tube en cuivre brasé ou en contact avec la plaque d'aluminium de l'enceinte et une alimentation électrique pour alimenter la pompe. La performance est moyenne ;
- Configuration D : refroidissement indirect par ventilation. Cette technique nécessite un échangeur thermique monté sur la tête froide afin d'augmenter la surface d'échange avec l'air et une alimentation électrique pour alimenter le ventilateur. Cette configuration donne la meilleure performance.

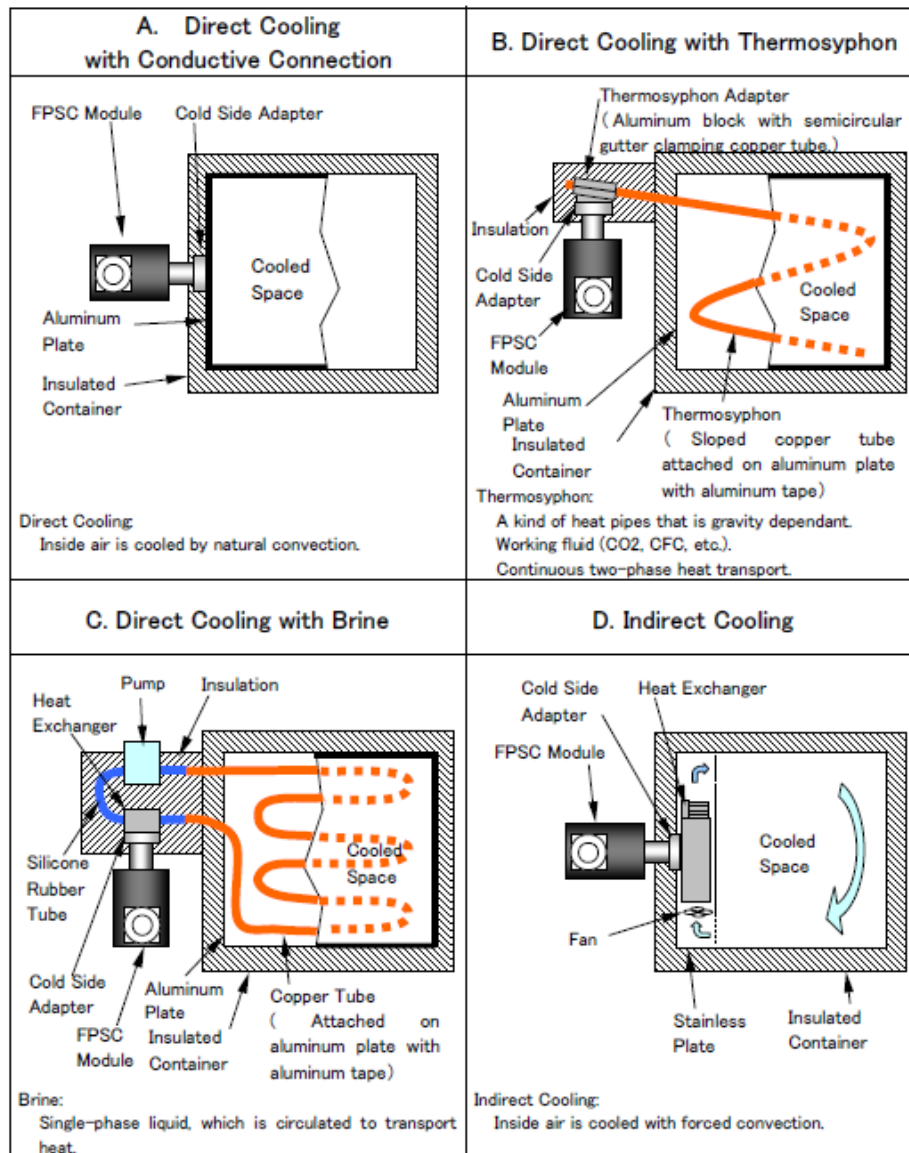


Figure 1-31 : quatre différentes méthodes pour refroidir de l'air dans une enceinte close [50].

6. Comparaison entre des machines Stirling et autres machines frigorifiques

D'après les différents procédés de production de froid présentés dans l'introduction, le cycle inverse de Stirling pour la réfrigération est une alternative aux procédés utilisant des fluides frigorigènes à fort potentiel de réchauffement global. Dans la littérature, il existe peu d'études comparatives entre les machines Stirling frigorifiques et les machines frigorifiques à compression de vapeur. Pour des applications frigorifiques à températures intermédiaires comme la réfrigération domestique et la surgélation, quelques études comparatives ont été réalisées : une machine Stirling frigorifique, le plus souvent à pistons libres FPSC, est installée dans un réfrigérateur ou congélateur du commerce après avoir enlevé le système de compression de vapeur.

En 2003, dans un document présenté au congrès international de réfrigération [52], les auteurs Yong-Rak Kwon et David Berchowitz ont recensé quelques travaux sur le sujet. Il en ressort que la machine Stirling frigorifique fonctionne mieux pour des températures ambiantes élevées (conditions tropicales) et pour des petites charges thermiques.

En 2007, des travaux réalisés chez LG Electronics [23] ont conclu que pour une production de froid à -20 °C dans un congélateur situé dans un environnement à 20 °C , par rapport à un système de compression de vapeur, le congélateur avec un module FPSC génère un niveau de bruit plus élevé (60 dB contre 50 dB). A l'état d'équilibre, le congélateur avec le FPSC a consommé 20% d'énergie en moins (y compris les alimentations de la pompe et du ventilateur) : 0,689 kWh / 24 h contre 0,869 kWh / 24 h. De plus un COP de 1,04 a été déterminé pour le congélateur avec le module FPSC, nettement en dessous de la valeur de 1,4 donnée par le fabricant du système de compression de vapeur.

En 2013, Denis Clodic & al. [1] ont publié des valeurs de COP de machines Stirling frigorifiques dans le cas d'un écart de températures entre la source froide et le puits chaud de 100 °C . Ces valeurs sont respectivement de 0,3 pour une production frigorifique à -80 °C et de 0,6 pour une température de -20 °C ce qui est de fait inférieur aux valeurs liées aux cycles à compression de vapeur.

En 2013, dans une étude très détaillée, réalisée par ULTRACOLD [53], un congélateur de très basse température muni d'une machine Stirling à pistons libres a été comparé avec deux congélateurs à compresseur en cascade (Brand P et Brand T), actuellement la seule technologie de congélateur à très basse température. D'après les auteurs, les résultats des tests ont montré que les congélateurs à compresseur en cascade sont énergivores et consomment davantage d'énergie (jusqu' à 22 kWh / jour dans certains cas). Pour produire du froid à -80 °C , le congélateur Stirling utilise 41 et 49% de l'énergie des congélateurs en cascade concurrents. Pour produire du froid à -70 °C , le congélateur Stirling utilise 52 et 38% de l'énergie des congélateurs en cascade concurrents. De plus, pour une température ambiante de -25 °C , le congélateur Stirling refroidit à -80 °C plus rapidement de 18% que le système en cascade et 34% plus rapidement pour une température de -86 °C [53].

7. Conclusion

Inventé en 1816 par le Pasteur Robert Stirling, le moteur ou la machine Stirling est un convertisseur d'énergie thermique en mécanique et vice versa, donc un système inversible. Son cycle thermodynamique idéal est constitué de quatre transformations : deux isothermes et deux isochores avec régénération. C'est un système capable de fonctionner selon trois différents modes : moteur, frigorifique et pompe à chaleur. En machine frigorifique, en termes de rendement thermodynamique, le cycle inverse de Stirling arrive en deuxième position après le cycle de compression de vapeur. Les machines Stirling frigorifiques modernes se déclinent en trois catégories qui sont les cryoréfrigérateurs, les cryogénérateurs et les machines à pistons libres. Ces machines sont utilisables dans divers domaines tels que la cryogénie, la liquéfaction des gaz, la réfrigération industrielle ou domestique.

Connues pour leur durée de vie assez longue, souvent sans maintenance, les machines Stirling frigorifiques fonctionnant sans fluide frigorigène peuvent concurrencer les autres technologies de production de froid qui utilisent certains fluides frigorigènes contribuant à l'effet de serre. Toutefois, les coefficients de performance des machines Stirling actuelles sont plus petits que ceux des machines à compression de vapeur. Rappelons que pour une machine frigorifique, l'indice de référence d'un point de vue thermodynamique est son efficacité appelée encore le rendement thermodynamique, qui peut atteindre 42% pour une machine Stirling très optimisée. Nous allons donc présenter dans le chapitre suivant la conception d'une machine Stirling pour la réfrigération.

Chapitre 2

CONCEPTION ET REALISATION DE LA MACHINE STIRLING FRIGORIFIQUE

Introduction

Ce deuxième chapitre de thèse est consacré à la conception et à la réalisation d'une machine réceptrice de Stirling pour la production de froid, au banc d'essais expérimental et à la présentation du premier essai de production de froid.

La description de ces travaux est découpée en six parties :

- la première présentera les choix de départ de conception d'un prototype de machine Stirling, à savoir les types : d'architecture, de mécanisme cinématique et d'entraînement électrique. Ces choix de conception proviennent de la littérature sur les machines existantes ;
- la deuxième sera consacrée à la conception du schéma cinématique relatif à l'architecture choisie dans la première partie, et aux tracés des courbes de variations des positions du piston et du déplaceur ainsi que celles des volumes de compression et de détente ;
- la troisième décrira largement la conception des pièces mécaniques de la machine, à l'aide du logiciel SOLIDWORKS. Ces pièces mécaniques de la machine se répartissent en deux groupes distincts : les pièces immobiles et les pièces mobiles par rapport au bâti de la machine ;
- la quatrième résumera les travaux de réalisation du prototype, allant des phases d'usinages en interne et en sous-traitance, jusqu'au montage du prototype de la machine ;
- la cinquième présentera, par un schéma synoptique, le banc d'essais expérimental réalisé ainsi que ses différents constituants : la machine Stirling réalisée, la partie entraînement électrique et le système d'acquisition des mesures expérimentales ;
- la sixième et dernière partie montrera brièvement les résultats du premier essai expérimental de production de froid réalisé.

1. Choix de départ de la conception

Les travaux de conception de la machine, débiteront par :

- le choix du type d'architecture de la machine ;
- le choix du mécanisme cinématique ;
- l'étude de la cinématique de la machine.

1.1 Choix du type d'architecture de la machine

Parmi les trois types d'architectures (alpha, bêta et gamma) présentés au chapitre 1, un type sera choisi pour notre machine réceptrice de Stirling pour la production du froid. D'après [54] [55], le choix du type de moteur ou machine, répond à certains critères ayant chacun un degré d'importance. Les auteurs ont établi une matrice de décision comportant les avantages et les inconvénients de chaque type d'architecture de machine. On voit apparaître le type de machine ayant le plus grand score : le type bêta au premier rang, le type alpha en deuxième et le type gamma en troisième.

Critères	Importance (/ 10)	α (/ 5)	β (/ 5)	γ (/ 5)
Efficacité	10	4	5	3
Taille	3	2	4	2
Volume mort	4	3	4	3
Popularité industrielle	2	2	5	3
Maintenance	4	4	2	3
Facilité de fabrication	4	4	2	3
Coût des matériaux	4	1	5	3
Bruit	5	2	3	2
Densité de puissance	8	5	3	2
Facilité de réalisation	7	2	5	3
	Score	162	198	137
	Rang	2	1	3

Tableau 2-1 : matrice de choix de type de moteur ou machine Stirling [55].

Le tableau 2-1, bien qu'établi dans le cadre de la conception d'un moteur Stirling, est aussi valable pour une machine réceptrice de Stirling. Avec un seul cylindre, la machine de type bêta est plus compacte que les deux autres architectures. La machine alpha présente un volume mort plus faible que les deux autres. On entend par volume mort dans la machine, tout volume contenant le gaz de travail et qui n'est pas balayé par le ou les piston(s) et le déplaceur. La machine de type gamma, ayant un volume mort plus important, présente une faible densité de puissance par rapport aux deux autres architectures.

Pour notre prototype de machine réceptrice pour la production de froid, le choix s'est porté sur le type bêta, pour les raisons évoquées dans le tableau 2-1. La figure 2-1 présente le schéma de principe d'une machine réceptrice de Stirling de type bêta, destinée à la production de froid que l'on désignera dans la suite du manuscrit par machine Stirling frigorifique.

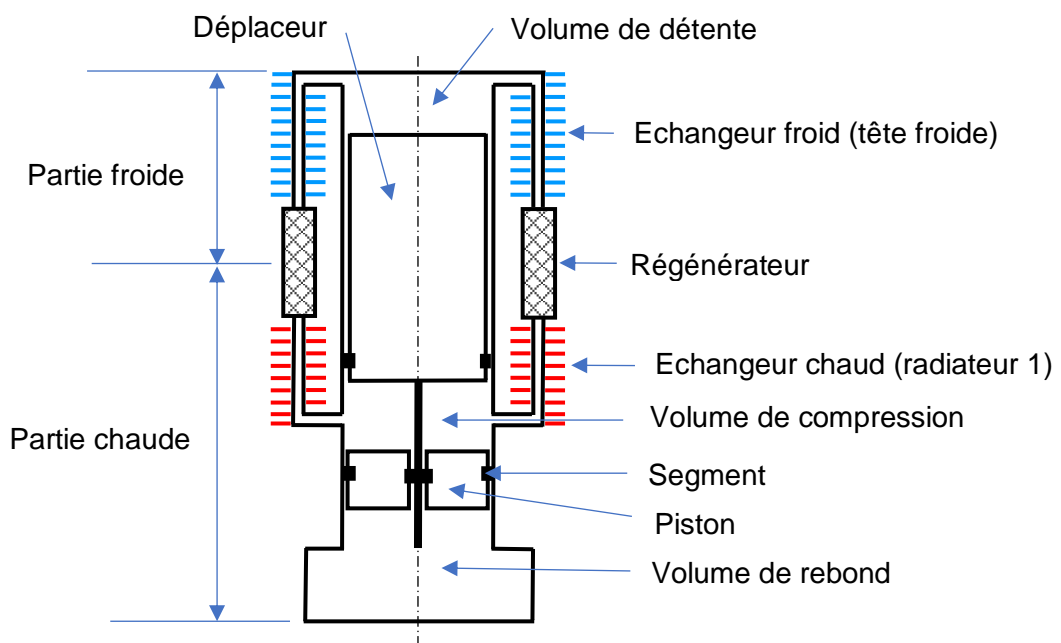


Figure 2-1 : schéma de principe d'une machine Stirling frigorifique de type bêta.

D'après le schéma de la figure 2-1, la machine Stirling frigorifique est constituée :

- d'un volume de détente, situé dans la partie froide ;
- d'un volume de compression, situé dans la partie chaude ;
- d'un volume de rebond, situé dans le carter en dessous de la partie chaude ;
- d'un échangeur de tête appelé aussi tête froide, dans lequel se trouvent de fins canaux de passage du gaz de travail, et dont la face externe est constituée d'ailettes en contact avec la charge thermique ou avec un fluide caloporteur ;
- d'un régénérateur annulaire, constitué d'un matériau poreux et séparant les parties chaude et froide ;
- d'un échangeur chaud appelé encore radiateur, dans lequel se trouvent de fins canaux de passage du gaz de travail, et dont la face externe est constituée d'ailettes en contact avec le fluide de refroidissement (eau ou air) ;
- d'un piston situé entre les volumes de compression et de rebond ;
- d'un déplaceur situé entre les volumes de détente et de compression, et prolongé par une tige traversant le piston en son centre ;
- des segments d'étanchéité dynamique montés entre le déplaceur et le cylindre, entre le piston et le cylindre et entre la tige du déplaceur et le piston.

Pour réaliser le cycle thermodynamique, le piston et le déplaceur ont des mouvements linéaires alternatifs déphasés. Ces mouvements sont assurés par un mécanisme cinématique.

1.2 Choix du mécanisme cinématique

Dans une machine Stirling, le mécanisme cinématique a pour fonction principale la transmission au piston et au déplaceur de l'énergie mécanique produite par le moteur électrique. Pour une machine réceptrice de Stirling de type bêta, il existe différents mécanismes cinématiques permettant d'assurer les mouvements linéaires alternatifs déphasés du piston et du déplaceur, entre leurs positions extrêmes appelées Point Mort Haut (PMH) et Point Mort Bas (PMB). Le choix du mécanisme cinématique de la machine Stirling de type bêta, dépend du type de moteur électrique, rotatif ou linéaire, qui doit l'entraîner.

1.2.1 Entraînement par un moteur rotatif

Dans le cas d'un entraînement par un moteur rotatif, le mécanisme cinématique doit être capable de convertir un mouvement de rotation continu en deux mouvements linéaires alternatifs : celui du piston et celui du déplaceur. Dans ce cas, le déphasage entre le piston et le déplaceur, égal en théorie à 90° , est figé par la cinématique et reste invariable quelle que soit la pression de remplissage de la machine. Il existe une multitude de mécanismes cinématiques pouvant convertir un mouvement de rotation en mouvements linéaires alternatifs. Les premiers moteurs Stirling fonctionnaient à pression atmosphérique, les mécanismes cinématiques étaient donc à l'air libre. Au début des travaux de la société Philips, afin d'augmenter les puissances des moteurs et machines frigorifiques, il fallait travailler à haute pression et avec différents gaz de travail, les mécanismes cinématiques étaient donc couverts par un carter étanche. Cette amélioration avait présenté par la suite les inconvénients d'un carter sous pression tels que des problèmes de fuites et frottements sur l'arbre de sortie, de fragilisation du mécanisme soumis à des fortes pressions [13].

Pour des moteurs ou machines Stirling de type bêta, à mécanisme rotatif, trois mécanismes sont couramment utilisés, depuis le début des travaux de Philips jusqu'à nos jours : le mécanisme à bascule-manivelle, le mécanisme bielle-manivelle et le mécanisme rhombique. Ces trois mécanismes, représentés figure 2-2, remplissent tous la même fonction mais se différencient par leurs conditions d'utilisations, par leurs robustesses et par leurs rendements :

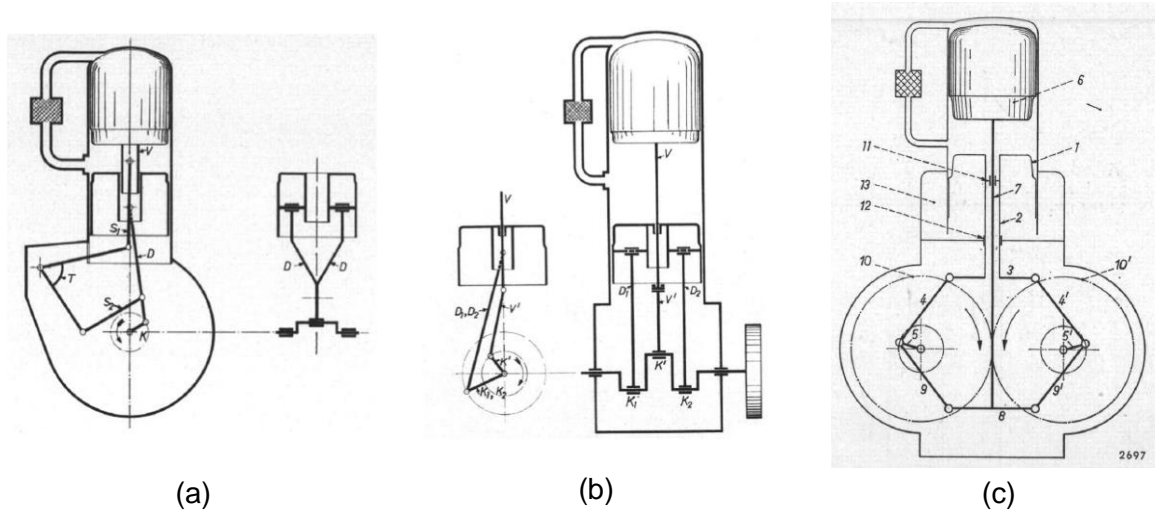


Figure 2-2 : schémas de principe de moteurs ou machines de Stirling de type bêta présentant des mécanismes cinématiques différents [13].

- (a) le mécanisme à bascule et à manivelle : c'est le plus ancien des mécanismes, avec plusieurs liaisons pivots et glissières nécessitant d'être lubrifiées. Le système à bascule se fait par un contrepoids à l'intérieur du carter qui est sous pression, il impose ainsi plus de frottements et de contraintes aérodynamiques. Ce mécanisme ne convient pas aux machines à haute pression et présente aussi le problème de migration de l'huile de lubrification vers les échangeurs thermiques ;
- (b) le mécanisme bielle-manivelle : c'est le plus répandu, compte tenu de sa simplicité. Il est constitué de plusieurs liaisons pivots et glissières, qui sont des sources de frottements. La lubrification de ces liaisons ou l'évacuation de la chaleur issue des frottements est indispensable afin de garantir le bon fonctionnement du mécanisme. Dans le cas de lubrification du mécanisme par huile, cette dernière a tendance à migrer dans les échangeurs thermiques. Le carter contenant les bielles et le vilebrequin est sous pression, ce qui crée des contraintes aérodynamiques sur les pièces mobiles ainsi que des fuites du gaz de travail sur les sorties d'arbres du vilebrequin. L'équilibrage du mécanisme se fait à l'extérieur du carter à l'aide d'un volant d'inertie ;
- (c) le mécanisme rhombique : ce mécanisme a été développé par la société Philips en 1953 [56], suite aux problèmes que présentaient les mécanismes bielle-manivelle et bascule et manivelle. Il est constitué par un système d'engrenages et de liaisons pivots et glissières, ayant l'avantage de générer moins de vibrations et de frottements que les autres mécanismes (a) et (b). Pour éviter les problèmes de surpression dans le carter ainsi que la migration d'huile de lubrification, un joint d'étanchéité flexible est associé au mécanisme laissant ainsi le carter à la pression atmosphérique.

1.2.2 Entraînement par un moteur linéaire

Dans le cas d'un entraînement par un moteur électrique linéaire, le mécanisme cinématique transmet directement la force de translation générée par le moteur au piston et au déplaceur. On parle de mécanisme à pistons libres composé de ressorts plans ou gazeux et de contrepoids. Ce mécanisme a été inventé par le Professeur William T. Beale de l'Université de l'Ohio en mars 1964 [57].

Les ressorts hélicoïdaux sont utilisés sur des machines fonctionnant à pression atmosphérique. Sur ce type de mécanisme, le déphasage entre le piston et le déplaceur est variable et dépend de la pression de remplissage de la machine et des raideurs des ressorts plans ou gazeux. Les machines Stirling à pistons libres ont l'avantage de fonctionner sans lubrification, ce qui réduit fortement fréquences de maintenance voire les annule pendant leur durée de vie.

David Berchowitz a exposé dans [42] les difficultés de travailler avec des mécanismes lubrifiés dans un carter sous pression. Il a plutôt opté pour les machines à pistons libres. Disposant de plus d'avantages que les autres mécanismes cinématiques de machine Stirling de type bêta, le mécanisme à pistons libres présente certaines complexités dans sa conception sur les plans mécanique et électrique, en particulier en raison de l'utilisation d'un moteur linéaire et de sa commande. La figure 2-3 présente le schéma de principe de la machine Stirling frigorigène, de type bêta, à pistons libres M100B développée à l'Université de l'Ohio [6].

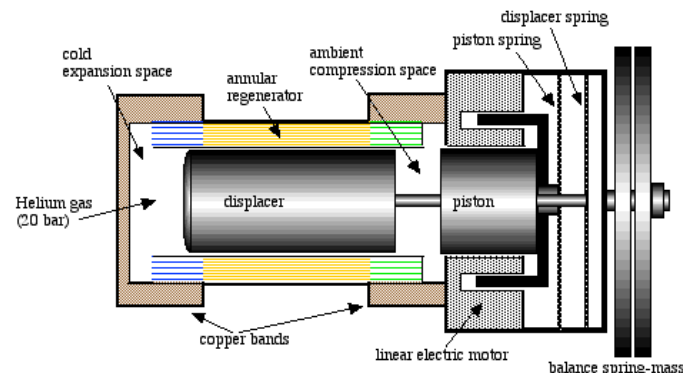


Figure 2-3 : schéma de principe de la machine frigorigène à pistons libres M100B [43].

Pour notre prototype de machine réceptrice de Stirling de type bêta, le mécanisme bielle-manivelle est choisi par rapport aux autres mécanismes présentés, compte tenu de la simplicité de sa réalisation. Dans le but de surmonter les problèmes liés à son utilisation cités plus haut, les solutions suivantes sont mises en place pour :

- limiter les frottements dans les liaisons pivots et glissières : nous utilisons des roulements étanches lubrifiés à vie, des segments d'étanchéité ainsi que des bagues de guidage contenant des lubrifiants solides ;
- éviter la contamination des échangeurs thermiques par les remontées d'huile de lubrification : notre machine fonctionne à sec donc sans huile de lubrification ;
- limiter les problèmes de fuites et frottements sur l'arbre de sortie du vilebrequin : un système d'accouplement magnétique permet une étanchéité totale sans frottement ;
- éviter la surpression dans le carter : son dimensionnement est tel que la pression moyenne dans le volume du carter, appelé encore volume de rebond, soit la plus faible des pressions moyennes dans la machine.

2. Conception du schéma cinématique de la machine

Le schéma cinématique de la machine présente le piston et le déplaceur à leurs différentes positions de fonctionnement. Comme pour tout moteur ou machine à piston, le travail développé sur la face du piston dépend principalement de la cylindrée ou encore du volume balayé par le piston. En partant du volume balayé par le piston, les autres paramètres de la machine se détermineront par calculs. Nous débuterons la conception avec les données issues de modélisation d'un moteur Stirling par l'analyse de Gustav Schmidt.

Dans une machine Stirling de type bêta, la section du volume balayé par le piston V_{swp} est traversé par la tige du déplaceur :

$$V_{swp} = S_{Vcomp} \cdot C = (S_p - S_{td}) \cdot C = 109 \text{ cm}^3 \quad (2 - 1)$$

avec S_{Vcomp} la section du volume de compression, C la course du piston, S_p la section du piston et S_{td} la section de la tige du déplaceur.

Les choix du diamètre du piston ou encore l'alésage de la chemise du piston ainsi que sa course se font généralement suivant le ratio diamètre du piston sur sa course. Ce ratio est une grandeur qui conditionne le comportement des moteurs à piston et permet de les classer en trois catégories présentant chacune des avantages et des inconvénients [58] :

- Alésage < Course : cas d'un moteur longue course
 - vitesse linéaire du piston plus importante ;
 - moins bien adapté aux hauts régimes ;
 - des efforts d'inertie plus importants donc une efficacité mécanique en baisse ;
 - couple généré très élevé.

- Alésage = Course : cas d'un moteur carré
 - à cylindrée égale puissance supérieure à celle d'un moteur longue course ;
 - peu répandu dans les moteurs thermiques existants ;

- Alésage > Course : cas d'un moteur super carré (course courte)
 - vitesse moyenne du piston moindre que celle d'un moteur longue course ;
 - puissance supérieure à cylindrée égale avec des moteurs longue course et carré ;
 - régime plus élevé.

En général, pour éviter les efforts d'inertie des pièces en mouvement ainsi que les frottements sur une course assez longue, les moteurs à combustion internes et Stirling modernes ont une configuration super carrée. En choisissant un même diamètre de 60 mm pour le piston ainsi que pour le déplaceur, ainsi qu'une même course de 40 mm pour les deux, le ratio diamètre sur course est de 1,5. Le diamètre de la tige du déplaceur est choisi pour une valeur de 12 mm qui sera vérifiée par la suite par calcul de résistance aux diverses sollicitations que doit subir la tige. En partant, de ces données, la cinématique de la machine peut être réalisée.

2.1 Cinématique de la machine

La cinématique se définit comme la description géométrique d'un mouvement sans traiter de ses causes. Pour notre machine Stirling de type bêta, la cinématique décrit les mouvements du piston et du déplaceur. Ces mouvements se font grâce à un mécanisme double bielle-manivelles à attaque centrale (l'axe du cylindre du piston et du déplaceur passe par le point O qui est le centre du vilebrequin) comme cela est présenté figure 2-4 :

- le mécanisme du piston est constitué par : $[OA] - [AB] - [BC]$;
- le mécanisme du déplaceur est constitué par : $[OH] - [HG] - [GD] - [DE]$.

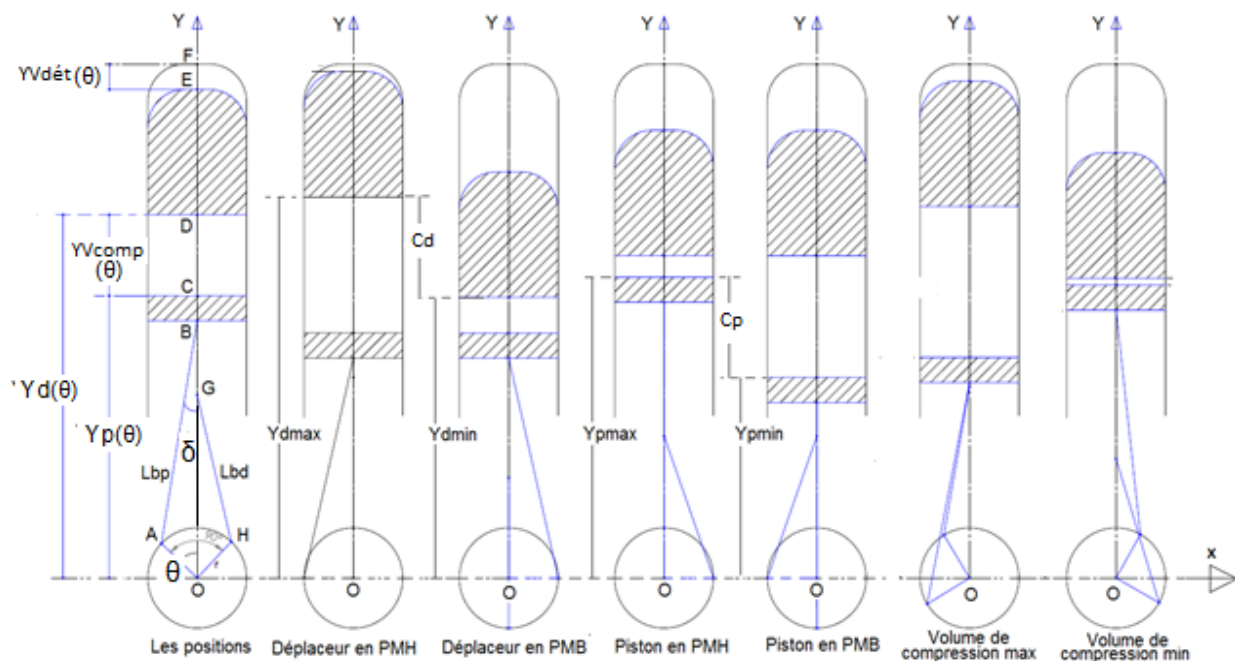


Figure 2-4 : cinématique du piston et du déplaceur d'une machine Stirling de type bêta.

Les manetons des bielles du piston et du déplaceur, représentés par les points A et H, sont montés avec un déphasage de 90° sur le vilebrequin de centre O. La rotation du vilebrequin se fait dans le sens de rotation des aiguilles d'une montre. Le double système bielle manivelles transforme le mouvement de rotation du vilebrequin en deux mouvements linéaires alternatifs du piston et du déplaceur.

Le tableau 2-2 décrit les différents paramètres cinématiques :

Paramètres cinématiques	Données
θ : angle de rotation du vilebrequin	variable
$OA = OH = r$: rayon de la manivelle	20 mm
$AB = L_{bp}$: longueur de la bielle du piston	120 mm
$HG = L_{bd}$: longueur de la bielle du déplaceur	72 mm
$BC = L_p$: longueur du piston	62 mm
$DG = L_{td}$: longueur de la tige du déplaceur	141 mm
$CD = Y_{Vcomp}(\alpha)$: hauteur du volume de compression	variable
$DE = L_d$: longueur du déplaceur	156 mm
$EF = Y_{Vdét}(\alpha)$: hauteur du volume de détente	variable
$Y_p(\alpha)$: position de la face supérieure piston	variable
$Y_d(\alpha)$: position de la face inférieure du déplaceur	variable
$Y_p \max$: hauteur du piston en point mort haut	202 mm
$Y_p \min$: hauteur du piston en point mort bas	162 mm
$Y_d \max$: hauteur du déplaceur en point mort haut	233 mm
$Y_d \min$: hauteur du déplaceur en point mort bas	193 mm
C : course du piston $C_p =$ course du déplaceur C_d	40 mm
D_p : diamètre du piston	60 mm
D_d : diamètre du déplaceur	60 mm
D_{td} : diamètre de la tige du déplaceur	12 mm
$H_{sVdét}$: hauteur de sécurité dans le volume de détente	2 mm
H_{sVcomp} : hauteur de sécurité dans le volume de compression	2 mm
S_{Vcomp} : section du volume de compression	2714 mm ²
$S_{Vdét}$: section du volume de détente	2827 mm ²
V_{swp} : volume balayé par le piston	108 573 mm ³
V_{swd} : volume balayé par le déplaceur	113 097 mm ³

Tableau 2-2 : paramètres cinématiques de la machine Stirling de type bêta.

2.2 Loi d'entrée-sortie du mécanisme bielle-manivelle

Les équations des positions du piston et du déplaceur par rapport à l'angle de rotation de la manivelle ou encore du vilebrequin se déterminent en faisant la loi d'entrée-sortie de chaque mécanisme bielle-manivelle par une fermeture géométrique (relation de Chasles), en prenant pour origine le point O, le centre de rotation de la manivelle.

Pour le système bielle-manivelle du piston :

$$\overrightarrow{OO} = \overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BO} = \vec{0} \quad (2-2)$$

En projetant sur \vec{X} et \vec{Y} , on obtient deux équations scalaires :

$$-r \cdot \sin \theta + L_{bp} \cdot \sin \delta = 0 \quad (2-3)$$

$$r \cdot \cos \theta + L_{bp} \cdot \cos \delta = Y_p - L_p \quad (2-4)$$

Avec: $\sin \delta = (r \cdot \sin \theta) / L_{bp} \quad (2-5)$

Or: $\cos \delta = (Y_p - L_p - r \cdot \cos \theta) / L_{bp} \quad (2-6)$

$$\cos^2 \delta + \sin^2 \delta = 1 \quad (2-7)$$

D'où $(Y_p - L_p - r \cdot \cos \theta)^2 + (r \cdot \sin \theta)^2 = L_{bp}^2 \quad (2-8)$

$$(Y_p - L_p - r \cdot \cos \theta)^2 = L_{bp}^2 - (r \cdot \sin \theta)^2 \quad (2-9)$$

$$(Y_p - L_p - r \cdot \cos \theta) = (L_{bp}^2 - (r \cdot \sin \theta)^2)^{1/2} \quad (2-10)$$

Notons que l'angle de rotation du vilebrequin dépend du temps, ainsi $\theta = \theta(t)$.

On obtient la position instantanée $Y_p(\theta)$ du piston et, par analogie, on obtient celle du déplaceur $Y_d(\theta)$:

$$Y_p(\theta) = L_p + r \cdot \cos \theta + (L_{bp}^2 - (r \cdot \sin \theta)^2)^{1/2} \quad (2-11)$$

$$Y_d(\theta) = L_{td} + r \cdot \cos\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \left[L_{bd}^2 - \left(r \cdot \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-12)$$

A partir des positions instantanées du piston et du déplaceur, on peut déduire :

- la hauteur instantanée du volume de compression :

$$Y_{Vcomp}(\theta) = Y_d(\theta) - Y_p(\theta) \quad (2-13)$$

- la hauteur instantanée du volume de détente :

$$Y_{Vdét}(\theta) = Y_{dmax} + H_{sVdét} - Y_d(\theta) \quad (2-14)$$

- le volume de compression instantané :

$$V_{comp}(\theta) = (Y_{Vcomp}(\theta) + H_{sVcomp}) \cdot S_{Vcomp} \quad (2-15)$$

- le volume de détente instantané :

$$V_{dét}(\theta) = Y_{Vdét}(\theta) \cdot S_{Vdét} \quad (2-16)$$

2.3 Tracés des variations des positions et volumes

A partir des équations précédentes, nous pouvons tracer les courbes de variations des positions du piston et du déplaceur (figure 2-5), ainsi que celles des volumes de compression et de détente (figure 2-6) en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin $\theta(t)$. Le point de départ des courbes est pris au point mort haut du déplaceur.

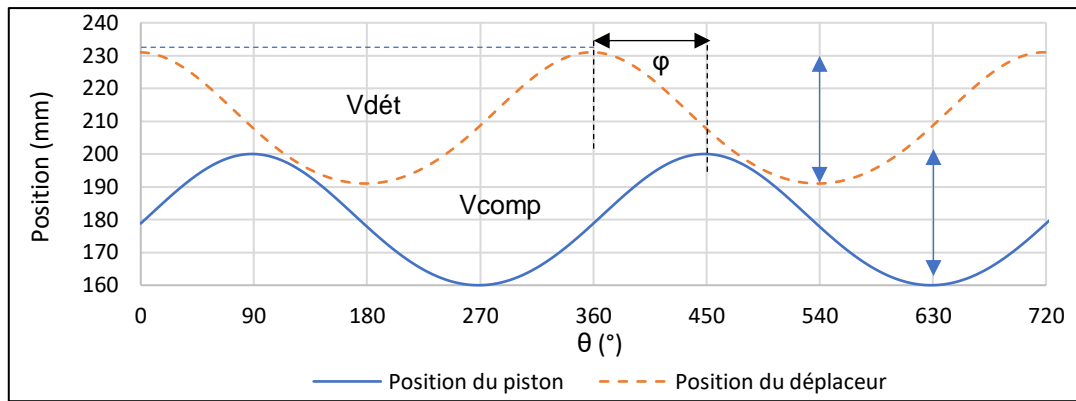


Figure 2-5 : positions du piston et du déplaceur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Le déphasage entre le piston et le déplaceur étant égal à $\phi = 90^\circ$, quand le déplaceur est à son point mort haut, le piston est à sa position moyenne. Les amplitudes des courbes de positions du piston et du déplaceur correspondent à leurs courses, qui sont identiques (40 mm). L'espace entre le point mort haut du déplaceur et sa courbe de position correspond au volume de détente. L'espace entre les deux courbes de positions correspond au volume de compression.

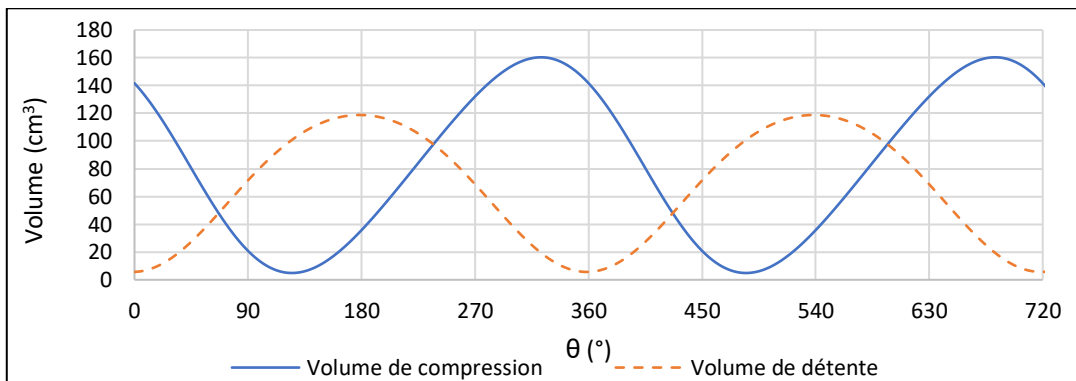


Figure 2-6 : volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Quand le déplaceur se trouve à son point mort haut, le volume de détente est à sa valeur minimale, ce qui correspond à l'espace de sécurité entre la face supérieure du déplaceur et le fond de l'échangeur froid. Par contre, la valeur minimale du volume de compression correspond à l'espace de sécurité entre la face inférieure du déplaceur et la face supérieure du piston. Elle est bien observable sur la figure 2-7.

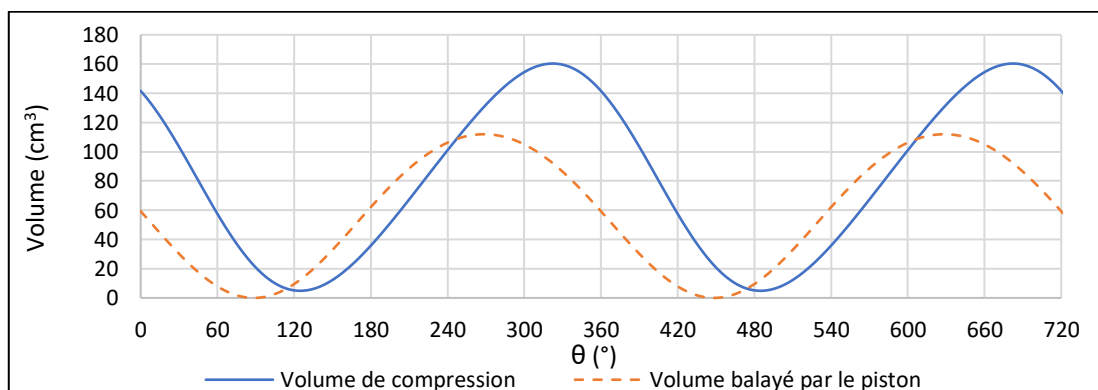


Figure 2-7 : volume de compression et volume balayé par le piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

La valeur maximale du volume balayé par le piston, appelé aussi la cylindrée, est largement inférieure à celle du volume de compression : dans une architecture de type bêta, le volume de compression est constitué des volumes balayés par le piston et le bas du déplaceur. Après avoir établi la cinématique de la machine Stirling frigorifique de type bêta, nous procéderons à la conception des pièces mécaniques.

3. Conception des pièces mécaniques de la machine

L'ensemble des pièces mécaniques de la machine Stirling frigorifique de type bêta peut être divisé en deux sous-ensembles : les pièces immobiles et les pièces mobiles par rapport au bâti de la machine. La conception, le dimensionnement et la simulation sont réalisés à l'aide du logiciel SOLIDWORKS.

3.1 Pièces immobiles

Le sous-ensemble des pièces immobiles par rapport au bâti de la machine regroupe principalement : l'échangeur de tête, le régénérateur, le radiateur 1, le cylindre, la chemise du cylindre, le carter et la cloche de l'accouplement magnétique.

3.1.1 Echangeur de tête

L'échangeur de tête de la machine, appelé aussi la tête froide, est un échangeur thermique qui réalise simultanément deux transferts thermiques :

- le premier se déroule entre la face interne des canaux de passage réalisés dans la tête froide et le gaz de travail qui s'y écoule ;
- le second a lieu entre la face externe de la tête froide et la charge thermique à refroidir par la machine.

Suivant le mode d'utilisation en moteur ou machine réceptrice de Stirling, il existe deux types de configurations d'échangeur de tête (figure 2-8) : la première avec des tubes brasés à l'extérieur et la seconde avec des canaux réalisés à l'intérieur. Le choix de l'une ou de l'autre configuration se fait par rapport au type de source ou de charge thermique qui lui sera appliquée.

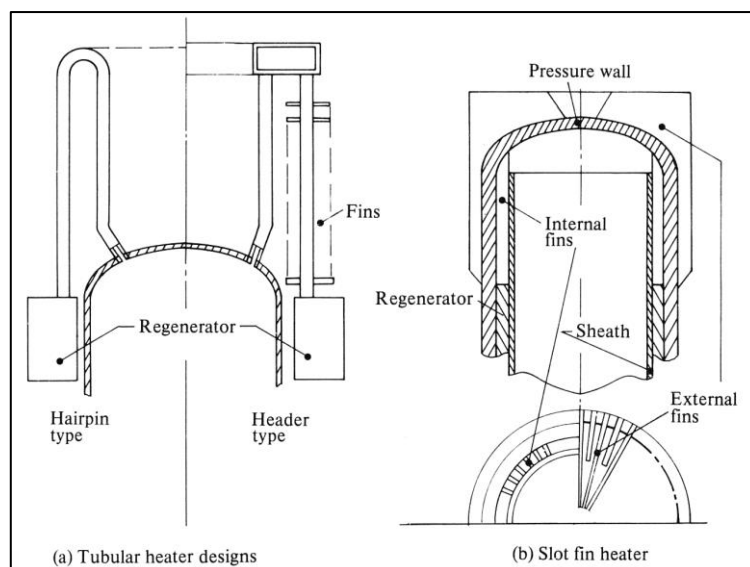


Figure 2-8 : deux principales configurations d'échangeurs de têtes de machines Stirling [54].

Configuration de tête avec tubes brasés (a) : le passage du gaz de travail du volume de détente au régénérateur et inversement, se fait par des tubes externes brasés sur la tête. Cette configuration de tête présente l'avantage d'échange thermique rapide dans les parois fines des tubes mais nécessite des tubes qui résistent à la corrosion et une brasure capable de supporter des hautes pressions et des températures extrêmes (très chaudes à 900 °C par exemple dans le cas d'un moteur Stirling ou d'une machine réceptrice de type pompe à chaleur ou très froides à -200 °C pour une machine réceptrice frigorifique). Cette configuration de tête se décline en deux variantes : la première avec des tubes seuls et la deuxième avec des tubes comportant des ailettes afin d'augmenter la surface d'échange.

Configuration de tête avec des canaux internes (b) : de fins canaux internes relient le volume de détente et le régénérateur. Sur la face externe de la tête, des ailettes sont réalisées pour augmenter la surface d'échange avec la source ou la charge externe. Ce genre de tête est compacte et résistante à des hautes pressions et températures extrêmes mais présente un temps d'échange thermique long à cause de l'épaisseur de la matière qui la constitue.

Pour notre machine réceptrice frigorifique de Stirling, le choix s'est porté sur la configuration de tête avec des canaux internes. Réalisé en un seul bloc par le procédé de fusion laser de poudre métallique (stéréolithographie) ou encore prototypage 3D, l'échangeur de tête est dimensionné et réalisé avec le minimum de matière possible, permettant ainsi d'avoir :

- des parois fines résistant à des hautes pressions et à des températures extrêmes ;
- une diminution des pertes thermiques par conduction ;
- une étanchéité parfaite du gaz de travail ;
- des points de mesures de pressions et températures, créés directement dans les volumes ;
- des ailettes sur la face externe qui échangera avec le fluide caloporteur ou la charge thermique.

La matière utilisée pour la fabrication de l'échangeur de tête est l'acier inoxydable 316L. Ce choix répond aux exigences : d'étanchéité à l'hélium, de résistance à des pressions et températures extrêmes, de résistance à la fatigue à l'oxydation et à la corrosion. Avec une conductivité thermique de $16,5 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, l'acier inoxydable 316L est cependant moins bon conducteur que le cuivre dont la valeur de la conductivité thermique est d'environ $386 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Des tests de fabrication de la pièce par le procédé de fusion laser de poudre de cuivre ont présenté des problèmes d'étanchéité, et de ce fait ce matériau n'a donc pas été retenu. Les caractéristiques de l'échangeur de tête se trouvent en annexe 2-1.

Les figures 2-9 à 2-12 présentent les différentes vues de l'échangeur de tête réalisé ainsi que les différents points de mesures de températures et de pression. La description de ces différentes parties et points de mesures de pressions et températures est dans le tableau 2-3.

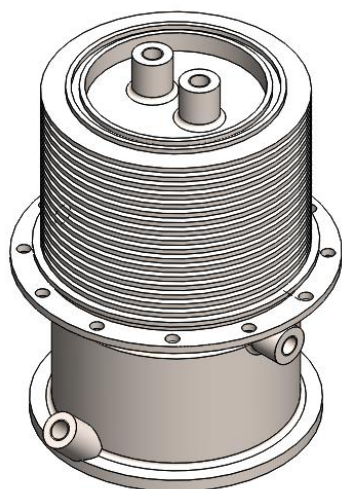


Figure 2-9 : vue de l'échangeur de tête de la machine réalisée en prototypage 3D.

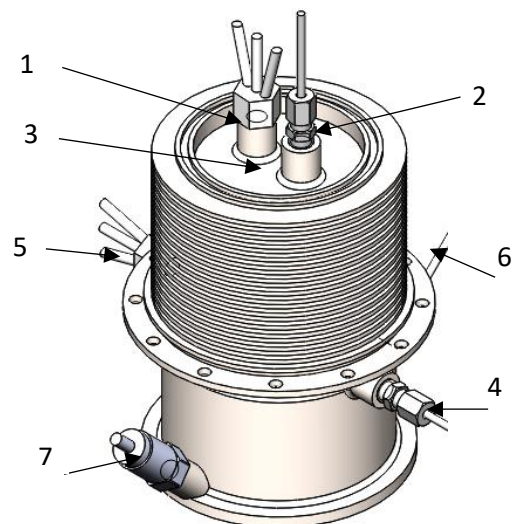


Figure 2-10 : vue des différents points de mesures sur l'échangeur de tête.

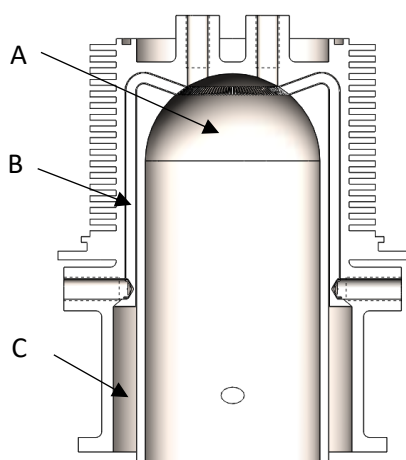


Figure 2-11 : vue des volumes à l'intérieur de l'échangeur de tête.

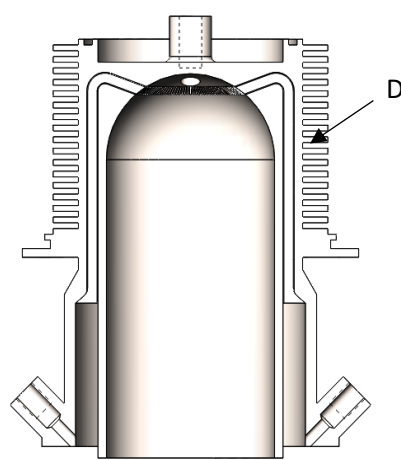


Figure 2-12 : vue des points de mesures à l'extrémité basse du régénérateur.

A	Volume de détente
B	Canal de passage du gaz travail
C	Logement du régénérateur
D	Ailettes d'échange avec le fluide caloporteur
1	Pression dans le volume de détente
2	Température dans le volume de détente
3	Température sur la face externe de la tête
4	Température dans le volume au-dessus du régénérateur
5	Pression dans le volume au-dessus du régénérateur
6	Température dans le volume au-dessous du régénérateur
7	Pression dans le volume au-dessous du régénérateur

Tableau 2-3 : volumes et points de mesures dans l'échangeur de tête.

3.1.2 Régénérateur

Le régénérateur est un échangeur thermique situé entre les parties chaude et froide de la machine. Constitué de matrices poreuses ou de sphères empilées, il est traversé par le gaz de travail en écoulement alterné. Faisant partie du brevet déposé par Robert Stirling en 1816, le régénérateur joue un rôle important sur l'efficacité de la machine Stirling. Au cours du cycle frigorifique de Stirling, lors de la phase de refroidissement isochore, le gaz transmet de la chaleur à la matrice solide du régénérateur et lors de la phase d'échauffement isochore, il reçoit de la chaleur de la matrice solide du régénérateur.

Cinq sortes de régénérateurs sont couramment utilisées :

- espace annulaire vide entre le déplaceur et le cylindre ;
- enroulement ou empilement de toile métallique tissée ;
- empilement de sphères ;
- enroulement de feuilles gravées ;
- empilement de fils métalliques très fins.

La figure 2-13 montre les différents sens d'écoulements du gaz de travail dans quatre types de régénérateurs et la figure 2-14 expose un régénérateur fait d'empilement de fils métalliques.

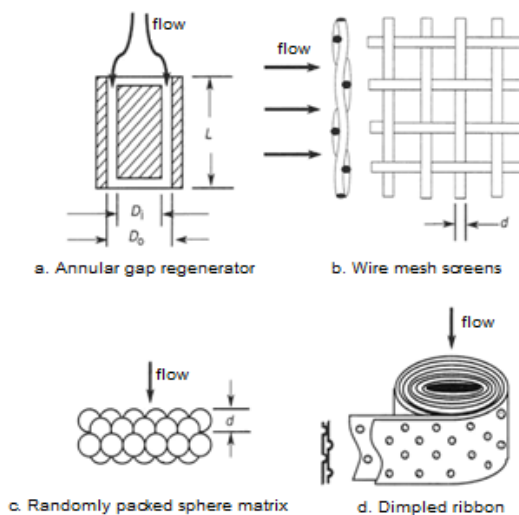


Figure 2-13 : quatre sortes de régénérateurs couramment utilisées [59].

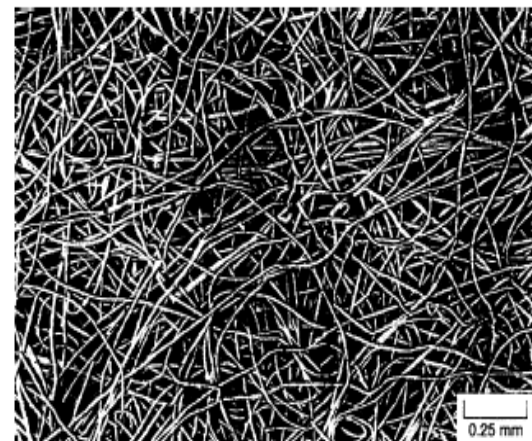


Figure 2-14 : empilement de fils métalliques très fins, agrandis sur l'image [60].

En régime dynamique, un régénérateur doit donc accumuler de la chaleur rapidement lorsqu'il est traversé dans un sens par un gaz chaud (qui se refroidit) et la restituer lors du passage de gaz froid (qui se réchauffe) dans l'autre sens. Le régénérateur doit donc posséder des propriétés thermo-physiques et géométriques favorisant l'échange thermique rapide entre le matériau solide et le gaz : grande capacité thermique, grande conductivité thermique, grande surface d'échange, faibles pertes de charge, forte porosité [61]. Un régénérateur doit présenter une conductivité thermique nulle (idéalement) longitudinalement pour empêcher le transfert de chaleur parasite par conduction entre les deux extrémités chaude et froide, et une conduction thermique infinie (idéalement) dans le sens radial pour assurer une bonne diffusivité thermique lors des échanges [25]. Pour notre machine Stirling frigorifique, le régénérateur choisi est un enroulement de toile d'acier inoxydable. Les caractéristiques du régénérateur sont en annexe 2-3.

3.1.3 Radiateur 1

Le radiateur 1, figures 2-15 et 2-16, est l'échangeur thermique qui entoure le volume de compression. Suivant le mode d'utilisation de la machine de Stirling, moteur ou récepteur, le radiateur 1 joue respectivement le rôle de source froide ou de puits chaud. Réalisé dans un matériau très bon conducteur thermique, le radiateur réalise simultanément deux transferts de chaleur :

- le premier se fait sur sa face externe entre le fluide de refroidissement, en général de l'eau ayant une température entre 10 °C à 25 °C, et les ailettes du radiateur 1 ;
- le second se fait sur sa face interne, où se trouvent de fins canaux de passage de gaz de travail, du volume de compression au régénérateur et inversement.

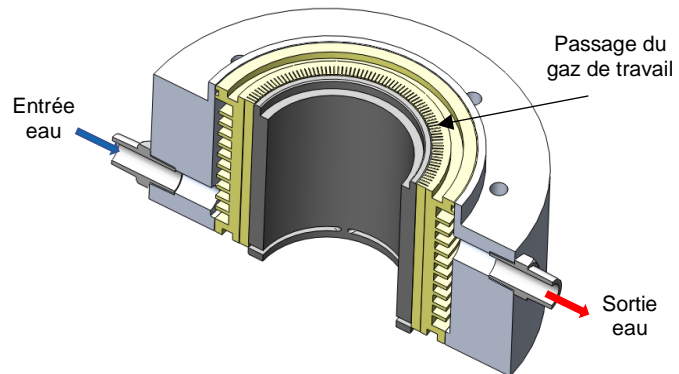
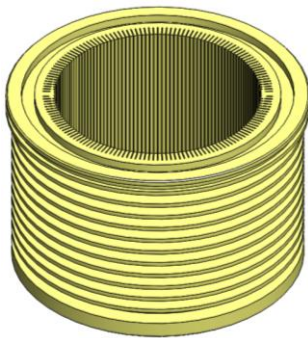


Figure 2-15 : vue 3D du radiateur 1 seul.

Figure 2-16 : vue en coupe du radiateur 1, de la chemise et le cylindre.

Des mesures instantanées de températures sont réalisées à l'entrée et à la sortie du radiateur 1. Un débitmètre installé à son entrée permet d'avoir en permanence le débit d'eau circulant dans le radiateur 1. Le débit et la température d'eau en entrée du radiateur 1 sont des paramètres qui ont une grande influence sur l'efficacité de la machine. Les caractéristiques du radiateur sont données en annexe 2-2.

La figure 2-17 présente les courbes de puissances froides (P_E) d'un cryogénérateur à différentes températures stabilisées (T_E) dans le volume de détente et en fonction de différentes températures de l'eau de refroidissement (Nota : bien qu'impropre, l'expression « puissance froide » traduit la puissance transférée au niveau de l'échangeur froid).

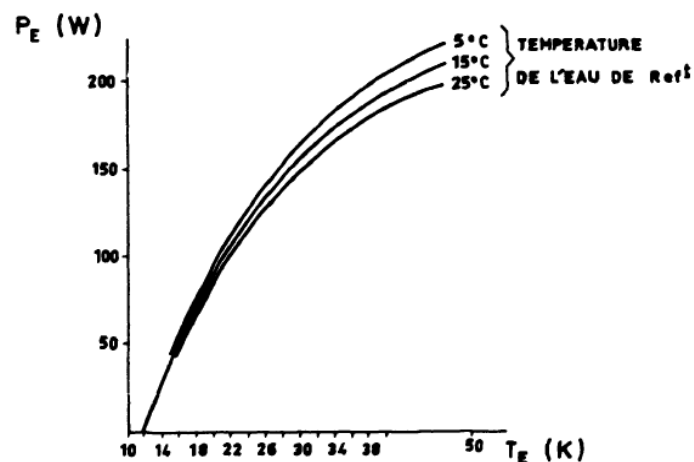


Figure 2-17 : influence de la température de l'eau de refroidissement sur la puissance froide produite [62].

3.1.4 Chemise du cylindre

La chemise du cylindre, réalisée en une seule pièce, joue un rôle important dans le fonctionnement de la machine. La face rectifiée de son alésage permet de guider avec précision le piston et le déplaceur dans leurs mouvements de translations alternatives et ainsi réduire les frottements des segments du piston et du déplaceur.

La chemise de glissement a une épaisseur assez fine (1,5 mm) pour dissiper rapidement la chaleur issue des frottements des segments du piston et du déplaceur, et aussi pour limiter les échanges thermiques par conduction entre les parties chaude et froide de la machine. Proche de sa mi-hauteur, des ouvertures sont réalisées pour permettre le passage du gaz de travail du volume de compression aux canaux du radiateur 1 et vice-versa.

Notre machine Stirling frigorifique n'étant pas lubrifiée, les matériaux de la chemise du cylindre (acier 34CD4T) et celui des segments (polymères) des piston et déplaceur sont choisis pour un fonctionnement à sec. Afin de dissiper la chaleur issue des frottements des segments, le frettage de la face externe de la chemise de glissement dans le radiateur cylindrique, assure le maintien de sa température proche de celle du fluide de refroidissement.

La chemise du cylindre fait l'objet d'un brevet que nous avons déposé en décembre 2018 qui s'intitule Brevet Machine Stirling bêta [63].

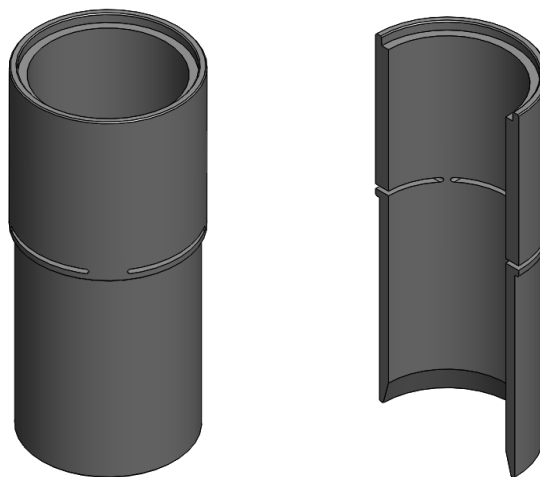


Figure 2-18 : vues de la chemise du cylindre [63].

3.1.5 Autres pièces immobiles

Les autres pièces immobiles sont :

- le cylindre, dans lequel sont montés le radiateur et la chemise, qui est en aluminium et réalisé en usinage conventionnel. Sur le cylindre se fait le bridage de l'échangeur de tête par des brides ISO K, ce qui permet de minimiser la surface de contact entre les deux pièces. Ce point fait également l'objet du brevet [64].
- le carter qui contient le volume de rebond, le vilebrequin, ainsi que les bielles du piston et du déplaceur. Pour un montage facile, le carter est un assemblage de deux pièces ;
- la cloche hermétique de l'accouplement magnétique qui est bridée sur le carter, sa description sera plus détaillée dans la partie destinée à l'accouplement magnétique.

3.2 Pièces mobiles

Le sous-ensemble constitué des pièces mobiles par rapport au bâti de la machine est appelé l'attelage ou l'équipage mobile. Dans une machine Stirling de type bêta ayant un mécanisme double bielle-manivelles, l'attelage mobile a pour rôle de transformer le couple du vilebrequin en forces au niveau du piston et du déplaceur, et inversement (figure 2-19 et 2-20).

Les pièces constituant l'attelage mobile de la machine sont les suivantes : le déplaceur avec, ses segments et bagues de guidage, sa tige, sa crosse et son axe ; le piston avec, ses segments et bagues de guidage, et ses axes ; les deux bielles du piston ; la bielle du déplaceur ; l'ensemble vilebrequin ; les rotors interne et externe de l'accouplement magnétique.

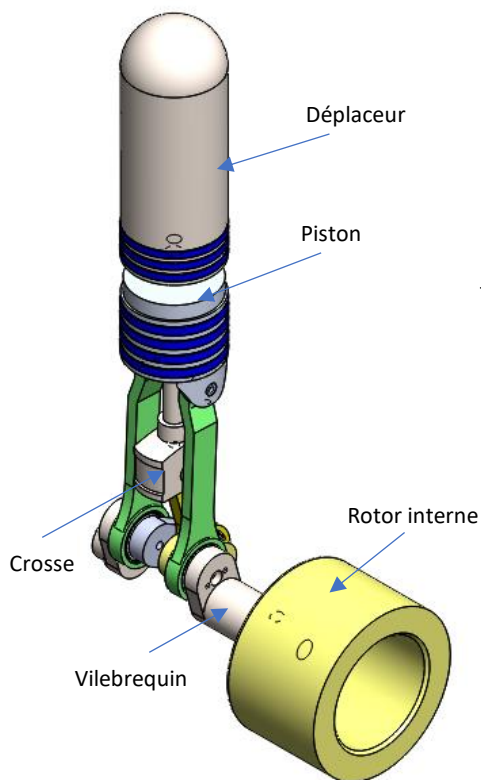


Figure 2-19 : vue en 3D de l'attelage mobile.

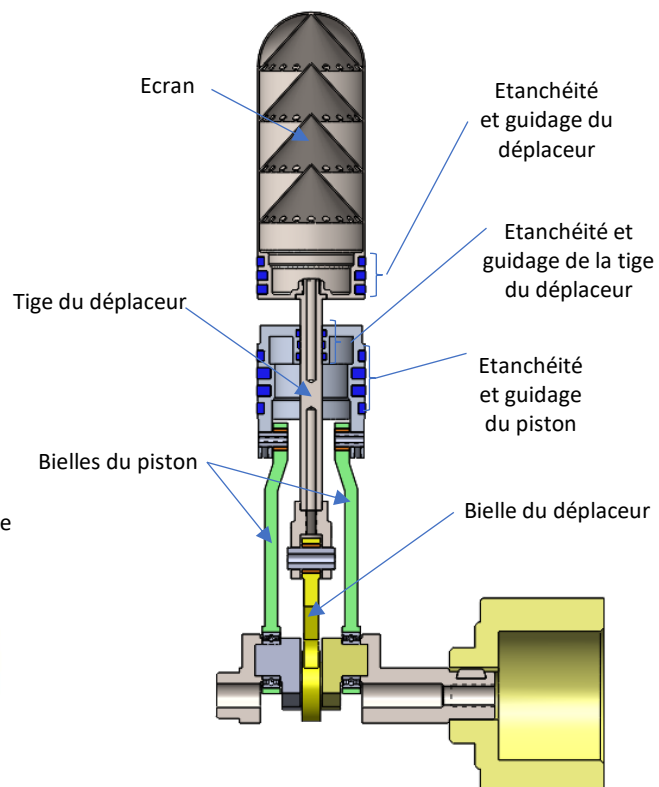


Figure 2-20 : vue en coupe de l'attelage mobile.

Avec l'architecture de type bêta, le passage de la tige du déplaceur au centre du piston rend difficile le montage d'une seule bielle sur le piston. Deux bielles identiques et parallèles sont montées afin de supporter et de transmettre de manière équilibrée les forces au piston. La figure 2-21 présente les diverses positions du piston et du déplaceur (dimensions en mm).

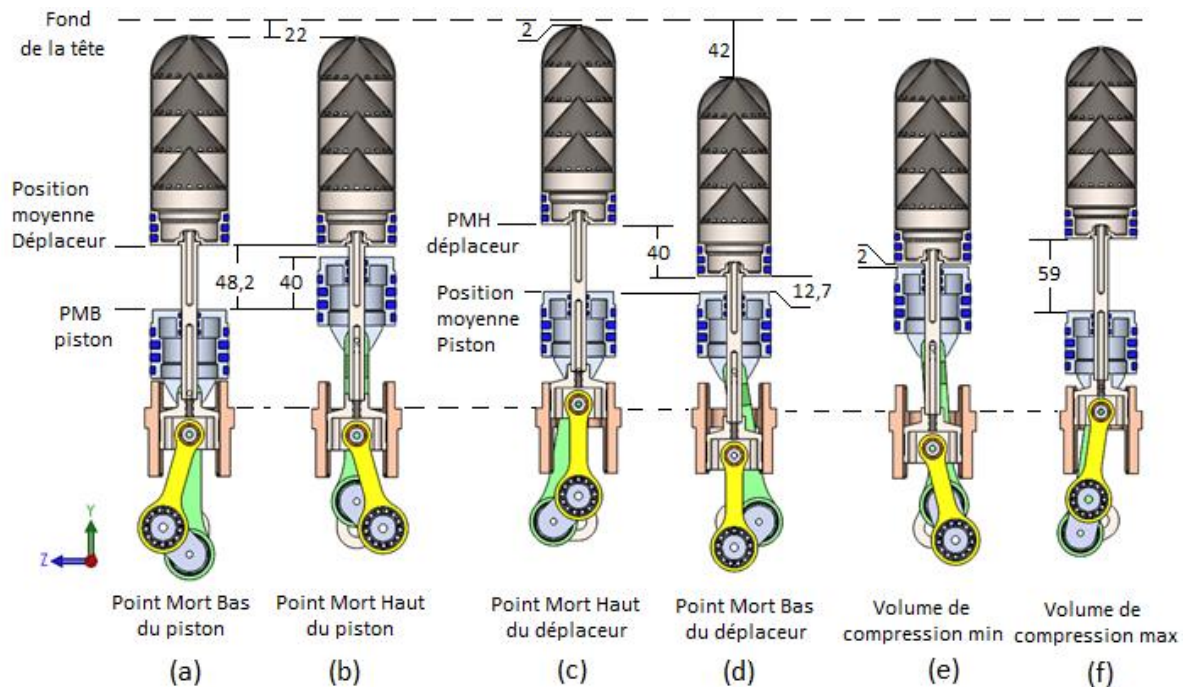


Figure 2-21 : différentes positions du piston et du déplaceur.

- a) : le piston est à son point mort bas, le déplaceur est à sa position moyenne. La hauteur du volume de compression est de 48,2 mm et celle du volume de détente est de 22 mm ;
- (b) : après sa course de 40 mm, le piston est à son point mort haut, le déplaceur est à sa position moyenne. La hauteur du volume de compression est de 8,2 mm et celle du volume de détente est de 22 mm ;
- (c) : le déplaceur est à son point mort haut, le piston est à sa position moyenne. La hauteur du volume de compression est de 52,7 mm et celle du volume de détente est de 2 mm, ce qui correspond à la hauteur de garde entre le dessus du déplaceur et le fond de la tête de la machine ;
- (d) : après sa course de 40 mm, le déplaceur est à son point mort bas, le piston est à sa position moyenne. La hauteur du volume de compression est de 12,7 mm, et celle du volume de détente est de 42 mm ;
- (e) : la hauteur minimale du volume de compression est de 2 mm, ce qui correspond à la hauteur de garde entre le dessous du déplaceur et le dessus du piston ;
- (f) : la hauteur maximale du volume de compression est de 59 mm.

Les différentes positions réelles du piston et du déplaceur, décrites ci-dessus, sont en parfaite adéquation avec les équations de la cinématique de la machine présentées précédemment. Au paragraphe suivant, nous présentons les différentes pièces constituant l'attelage mobile de la machine.

3.2.1 Ensemble déplaceur

Dans une machine de Stirling de type bêta, le rôle du déplaceur est de transvaser le gaz de travail du volume de compression au volume de détente et inversement, en le faisant passer par les trois échangeurs thermiques qui sont la tête, le régénérateur et le radiateur. Le déplaceur a été dimensionné mécaniquement et thermiquement (figure 2-19). Sa tête est

soumise à la température du volume de détente, qui peut être très chaude (utilisation potentielle en moteur 900 °C ou pompe à chaleur 400 °C) ou très froide (utilisation en réfrigérateur -200 °C), sa partie basse est à la température du volume de compression qui peut être froide (utilisation en moteur ou pompe à chaleur) ou chaude (utilisation en réfrigérateur). Afin de minimiser la conduction thermique tout le long du déplaceur, son corps a une paroi assez fine (1 mm). Réalisé en un seul bloc, par la fusion laser de poudre métallique, le déplaceur intègre des écrans radiatifs internes pour éviter que les faces chaudes rayonnent sur les autres faces plus froides (figure 2-20). Ces écrans permettent aussi de renforcer la paroi fine du déplaceur afin de bien résister aux variations de pression du gaz de travail.

La tige du déplaceur traverse le volume de compression et le piston dans son centre. Des évidements sont réalisés dans la tige afin de l'alléger. La tige est élancée, donc soumise à des contraintes de traction, flambage et fatigue. Elle a été mécaniquement dimensionnée pour résister à des forces de pression de 60 bar. A l'extrémité basse de la tige du déplaceur, se trouve le coulisseau appelé aussi crosse. Cette pièce permet d'assurer la liaison glissière du déplaceur et la liaison pivot de la bielle du déplaceur. Le guidage linéaire du coulisseau, dans le volume de rebond, permet de contrecarrer les efforts causés par le pied de la bielle du déplaceur.

Deux segments d'étanchéité dynamique ainsi qu'un segment porteur, fonctionnant à sec, sont montés vers le bas du déplaceur pour empêcher le gaz de travail de passer par l'espace annulaire (jeu fonctionnel) entre le corps du déplaceur et l'alésage de la chemise. De même, l'étanchéité dynamique autour du passage de la tige dans le piston est très importante pour éviter des pertes de compression dans la machine. L'ensemble constitué par le déplaceur, la tige et la crosse, est en acier inoxydable 316L et pèse 0,72 kg. Dans son mouvement linéaire alternatif le long de sa course de 40 mm, il est guidé en trois endroits : dans l'alésage de la chemise, dans le piston et dans le carter.

3.2.2 Piston

Dans une machine de Stirling de type bêta, le piston, par son mouvement linéaire alternatif, comprime et détend le gaz du travail et participe ainsi à la transmission de puissance mécanique de la machine. Au-dessus du piston se trouve le volume de compression et au-dessous le volume de rebond contenant les bielles et le vilebrequin. Dans son mouvement le piston est en retard de phase de 90° par rapport au déplaceur.

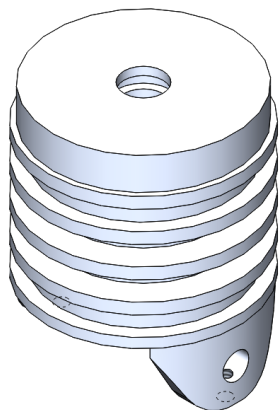


Figure 2-22 : vue 3D du piston seul.

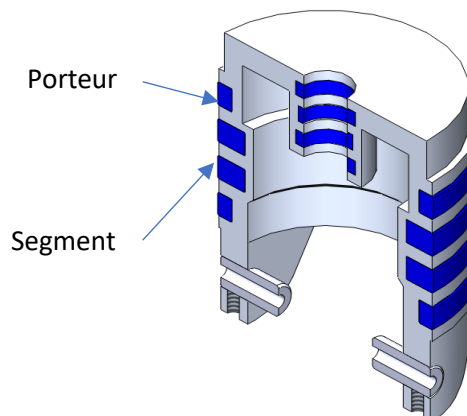


Figure 2-23 : vue en coupe du piston avec les segments et les axes des bielles.

Afin d'assurer l'étanchéité dynamique et son guidage dans l'alésage de la chemise, sur le piston sont montés deux segments et deux porteurs ou bagues de guidage, fonctionnant à sec (figures 2-22 et 2-23). Dans l'alésage de passage de la tige du déplaceur, nous avons monté deux segments d'étanchéité dynamique et un porteur, fonctionnant à sec. Le piston est assujéti aux contraintes thermomécaniques résultant : des forces de pression, des forces des bielles, des frottements mécaniques ainsi que de la production de chaleur issue des phases de compression et de détente du gaz. Le choix du matériau du piston s'est porté sur de l'acier inoxydable, plus résistant et moins dilatable que l'aluminium généralement utilisé dans les moteurs à combustion interne. Le dimensionnement du piston est fait par analogie au piston des moteurs à combustion interne [65].

3.2.3 Vilebrequin

Le vilebrequin est la pièce maîtresse du mécanisme cinématique. Il assure la liaison entre le moteur électrique et les bielles. Associé avec les bielles et les pistons, le vilebrequin a pour fonction de transformer un mouvement rotatif continu en un mouvement alternatif continu et inversement. Le vilebrequin (figure 2-24) est constitué de tourillons, de flasques, de manetons et d'un arbre de sortie. Sous les actions du couple moteur et des forces des bielles, le vilebrequin est assujéti à la fois à la torsion et à la flexion. Le dimensionnement du vilebrequin ainsi que le choix des diamètres des tourillons, des manetons et de l'arbre de sortie, sont faits de manière analogue à ceux pratiqués pour des moteurs à combustion interne [65].

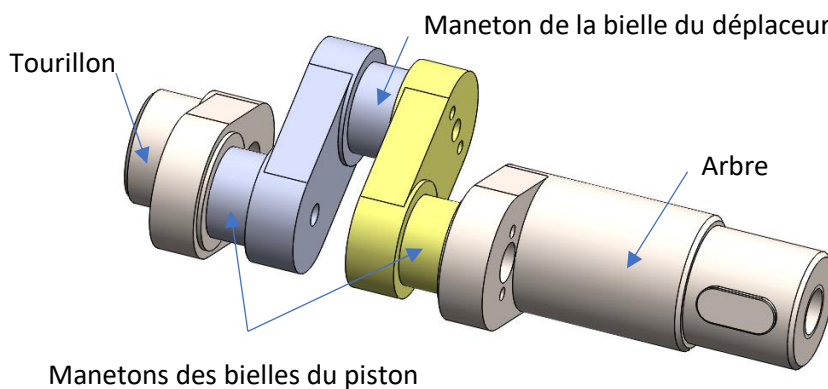


Figure 2-24 : vilebrequin assemblé de la machine Stirling bêta.

Le vilebrequin peut être constitué d'une pièce monobloc ou d'un assemblage de plusieurs pièces. En monobloc, le vilebrequin est robuste et garantit les contraintes de coaxialité des tourillons. Un vilebrequin assemblé nécessite un système de montage précis afin d'assurer la coaxialité des tourillons. L'emploi d'un vilebrequin monobloc conduit au montage de bielles assemblées alors que l'emploi d'un vilebrequin assemblé permet de monter les bielles de type monobloc ou assemblées. L'usinage d'un vilebrequin monobloc avec plusieurs manetons est une tâche ardue et coûteuse. Pour notre machine, le vilebrequin est un assemblage de quatre pièces en acier 42CD4T. Les manetons des bielles du piston et du déplaceur sont montés déphasés de 90° sur le vilebrequin. En utilisant des roulements à billes étanches et lubrifiés à vie à la place des coussinets des bielles, on évite de traiter les surfaces des manetons du vilebrequin.

3.2.4 Bielles du déplaceur et du piston

Une bielle assure la liaison entre le vilebrequin et le piston. Elle permet la transformation du mouvement linéaire alternatif du piston en mouvement rotatif du vilebrequin et inversement. La bielle est soumise à des forces cycliques de traction et de compression. Suivant le type du vilebrequin, monobloc ou assemblé, sur lequel la bielle sera montée, l'architecture des bielles se décline en deux types :

- bielle en monobloc utilisable sur un vilebrequin assemblé et facilement démontable ;
- bielle en deux parties assemblées généralement montée sur un vilebrequin monobloc.

Pour notre machine constituée d'un vilebrequin assemblé, les bielles du piston et du déplaceur, figures 2-25 et 2-26, sont de type monobloc et sont dimensionnées pour bien résister aux forces issues de différentes pressions de remplissage du gaz de travail dans la machine. En travaillant sans lubrification, pour assurer les liaisons pivots entre les têtes des bielles et les manetons du vilebrequin, des roulements à billes lubrifiés à vie et étanches sont utilisés. Par contre, pour les pieds des bielles, compte-tenu de leurs petits diamètres, les liaisons pivots et les axes du piston et du déplaceur se font par des coussinets auto-lubrifiés en bronze.

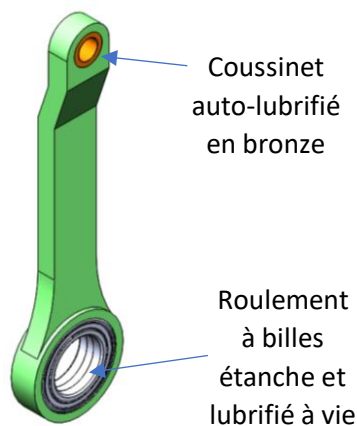


Figure 2-25 : vue de la bielle du piston.

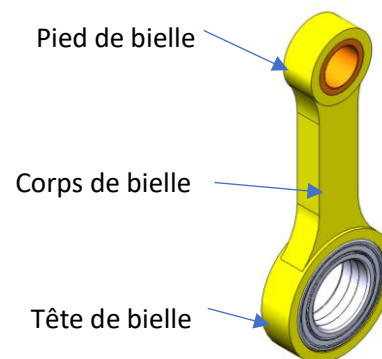


Figure 2-26 : vue de la bielle du déplaceur.

3.2.5 Accouplement magnétique

Un accouplement magnétique est un système qui permet une transmission sans contact d'une puissance mécanique d'un moteur vers un récepteur, en utilisant un champ magnétique plutôt qu'une liaison mécanique physique. En général, la transmission d'une puissance mécanique se fait entre deux arbres situés dans deux milieux différents : un arbre dans un carter ou enceinte contenant un fluide à étancher et l'autre arbre souvent dans un environnement externe. L'étanchéité du fluide contenu dans le carter se fait sur l'arbre et le carter par le moyen de joints rotatifs ou des garnitures mécaniques. Les problèmes liés à l'utilisation de ces pièces d'étanchéité sont connus :

- frottements des joints sur l'arbre, donc usures et à la longue apparition de fuites ;
- pertes mécaniques ;
- maintenances régulières ;
- pressions et vitesses d'utilisation limitées ;
- dépendance au type de fluide à étancher ;
- mise en place d'un système de compensation de fuite.

Contrairement aux joints d'étanchéité rotative et aux garnitures mécaniques, les systèmes d'accouplement magnétique présentent les avantages suivants [66] :

- pas de contact entre les arbres menant et mené ;
- pas de frottements donc pas de pertes mécaniques ;
- une étanchéité parfaite ;
- entraînement par des aimants permanents ;
- fonctionnement dans une large gamme de pression, de température et de vitesse.

Les accouplements magnétiques sont largement utilisés dans les domaines nécessitant une étanchéité totale, durable et fiable quelle que soit l'application : basses et hautes températures, atmosphère corrosive, environnement chimique sévère, fortes pressions, vide [67]. Un système d'accouplement magnétique est constitué de trois pièces principales : un rotor magnétique menant, un rotor magnétique mené et d'une cloche amagnétique et hermétique séparant les deux rotors dans leur entrefer [68], figure 2-27.

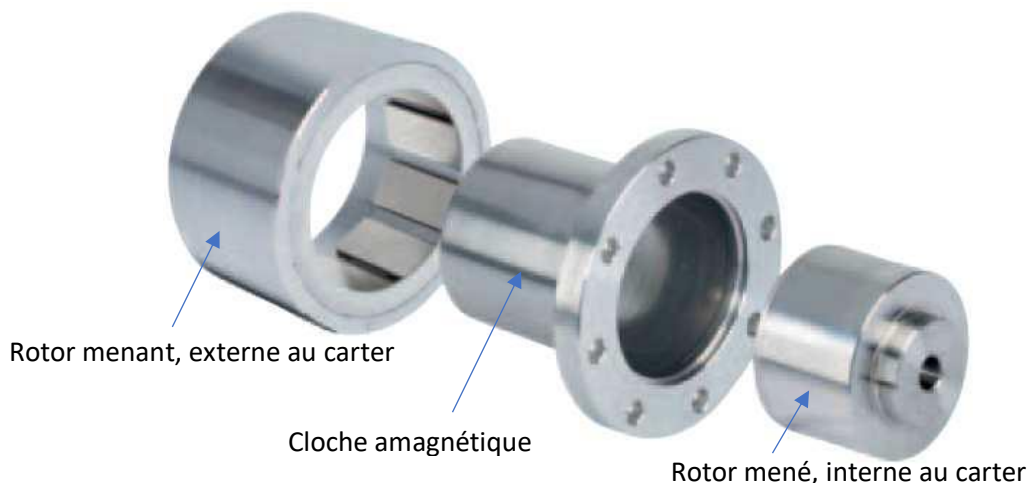


Figure 2-27 : vue d'un accouplement magnétique à aimants permanents [68].

En fonctionnement, les accouplements magnétiques à aimants permanents sont des accouplements synchrones : lorsque le rotor menant fait un tour, le rotor mené fait également un tour, mais la position angulaire des rotors varie avec la charge appliquée au rotor mené. Ce décalage passe par un maximum lorsque l'on atteint le couple de décrochage. Lorsque la charge est faible, les deux rotors de l'accouplement tournent en synchronisation avec un décalage pratiquement nul. Quand le couple croît, le synchronisme est maintenu mais le décalage angulaire augmente et lorsque le couple atteint $2/3$ environ du couple de décrochage, il y a rupture de synchronisme et suppression du couple donc décrochage du rotor mené [66].

Pour notre machine réceptrice frigorifique de Stirling, par rapport à la pression de remplissage maximale de 25 bar, nous avons choisi un accouplement magnétique avec une cloche hermétique en acier inoxydable. Dans le but de mesurer l'angle de décalage entre les deux rotors, nous avons installé deux capteurs de positions : le premier sur le volant d'inertie solidaire au rotor menant externe au carter, et le second au bout du vilebrequin sur lequel le rotor mené est monté dans le carter. Compte tenu des vibrations et des variations de la pression interne dans le carter, le deuxième capteur, de type codeur rotatif, a fini par casser.

3.2.6 Volant d'inertie et équilibrage de la machine

Dans un moteur monocylindre à piston, comme notre machine réceptrice de Stirling de type bêta, l'attelage mobile est soumis à trois catégories de forces : les forces de pression du gaz de travail, les efforts d'inertie des pièces en mouvements et les forces de frottements. Parmi ces trois forces, seules celles dues aux inerties peuvent être équilibrés [69]. Les efforts inertiels constituent des sollicitations cycliques qui remontent au châssis sous forme de vibrations et de bruit, et sont destructrices si le moteur n'est pas correctement équilibré [70].

L'équilibrage de l'attelage mobile d'une machine est une tâche assez ardue et continue d'occuper des motoristes et chercheurs. Dans une machine non équilibrée, le mouvement de rotation du vilebrequin n'est pas constant mais présente des variations cycliques. Ces irrégularités de rotation sont désignées par le terme acyclisme.

Baron et Ligier [71] ont étudié l'acyclisme des moteurs thermiques en prenant pour modèle de base un moteur monocylindre. Les auteurs ont donné trois définitions d'équilibrage à savoir : un solide est équilibré statiquement si son centre de gravité est situé sur l'axe de rotation ; un solide est équilibré dynamiquement si son axe de rotation est un axe principal d'inertie du solide ; un équilibrage est dit complet lorsqu'il est assuré à la fois statiquement et dynamiquement.

Pour notre machine Stirling de type bêta monocylindre, l'équilibrage statique a été réalisé, et un volant d'inertie a été monté afin d'atténuer les irrégularités cycliques.

4. Réalisation de la machine Stirling

Après les phases de dimensionnement, de conception 3D et de mises en plans 2D de toutes les pièces de la machine avec le logiciel SOLIDWORKS, nous avons procédé à sa réalisation. La figure 2-28 représente une vue en coupe de la machine réceptrice de Stirling pour la production de froid réalisée, avec les différents capteurs de pression et de température, le volant d'inertie, les trois pièces constituant l'ensemble accouplement magnétique, et toutes les autres pièces.

Un deuxième radiateur, que l'on désignera par le terme radiateur 2, est monté en dessous du carter du volume de rebond afin de le refroidir par eau. Des mesures de températures instantanées sont effectuées aux entrée et sortie du radiateur 2. Un débitmètre est aussi installé à son entrée.

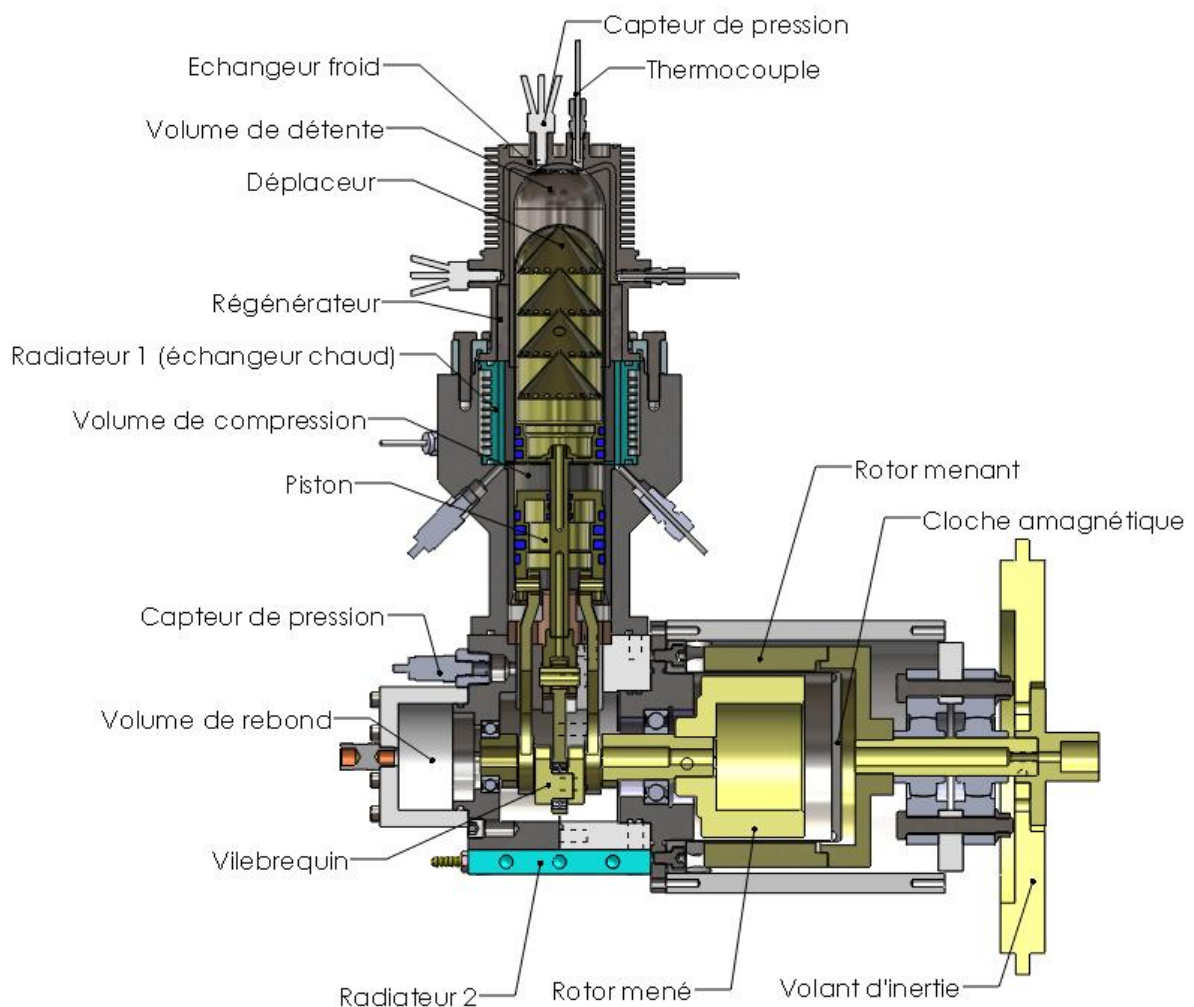


Figure 2-28 : vue en coupe de la machine réceptrice de Stirling pour la production du froid.

5. Réalisation du banc expérimental

Après le montage de la machine Stirling frigorifique, le banc d'essais expérimental est réalisé à son tour en associant à la machine Stirling développée : un moteur asynchrone triphasé qui est commandé par un variateur de vitesse, un système d'acquisition piloté par le logiciel LabVIEW, et enfin un système de bain à thermostat et à circulation pour réguler le débit d'eau circulant dans les deux radiateurs. Le schéma synoptique du banc d'essais expérimental est représenté figure 2-29.

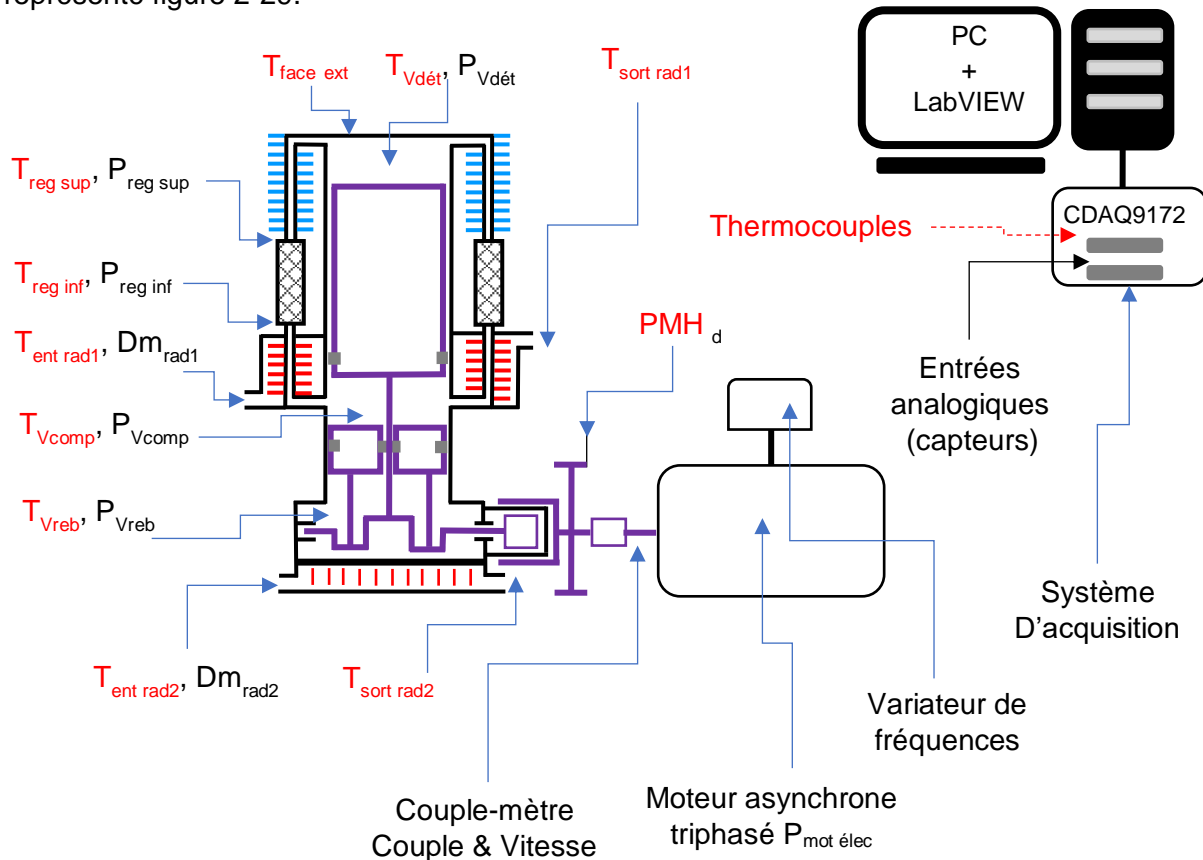


Figure 2-29 : schéma synoptique du banc d'essais expérimental.

Les différents points de mesure sur le banc expérimental sont :

- T_{amb} : température ambiante ;
- $T_{face\ ext}$: température sur la face externe de la tête ;
- $T_{Vdét}$, $P_{Vdét}$: température et pression dans volume de détente ;
- $T_{reg\ sup}$, $P_{reg\ sup}$: température et pression au-dessus du régénérateur ;
- $T_{reg\ inf}$, $P_{reg\ inf}$: température et pression au-dessous du régénérateur ;
- T_{Vcomp} , P_{Vcomp} : température et pression dans le volume de compression ;
- T_{Vreb} , P_{Vreb} : température et pression dans le volume de rebond ;
- $T_{ent\ rad1}$, Dm_{rad1} : température et débit d'eau en entrée du radiateur 1 ;
- $T_{sort\ rad1}$: température d'eau en sortie du radiateur 1 ;
- $T_{ent\ rad2}$, Dm_{rad2} : température et débit d'eau en entrée du radiateur 2 ;
- $T_{sort\ rad2}$: température d'eau en sortie du radiateur 2 ;
- PMH_d : Point mort haut du déplaceur ;
- couple et vitesse du moteur électrique ;
- $P_{u_{mot\ elec}}$: puissance du moteur électrique.

5.1 Capteurs utilisés sur la machine Stirling

5.1.1 Capteurs de pression

La machine Stirling frigorifique est composée de deux parties distinctes (chaude et froide), séparées par le régénérateur, et dans lesquelles se trouvent cinq volumes remplis par le gaz de travail. Les mesures des pressions instantanées dans ces cinq volumes de la machine se font par des capteurs de pression de deux types, tous caractérisés avant et après leur montage sur la machine :

- dans les volumes à très basse température (de détente et au-dessus du régénérateur), des capteurs de pression cryogéniques sont généralement utilisés. Compte tenu de leurs coûts et des températures mises en jeu dans notre machine qui sont supérieures à -100 °C , il existe d'autres capteurs de pression qui peuvent répondre à ce besoin : les capteurs EWCTV-312 35 bar de marque KULITE, munis d'un circuit d'eau permettant de les maintenir à leur température de fonctionnement. Cette fonctionnalité a été prévue par le fabricant dans le but de refroidir des capteurs placés dans un environnement à haute température. Nous avons utilisé cette fonction pour maintenir à température ambiante des capteurs placés à basse température. La circulation d'eau à température ambiante entraîne néanmoins un apport de chaleur au niveau de l'échangeur froid. L'impact de cet apport sur la température de la tête sera présenté au paragraphe 5 du chapitre 3.
- dans les volumes chauds (au-dessous du régénérateur, de compression et de rebond) sont implantés des capteurs ETM-DC-375 35 bar de marque KULITE.

5.1.2 Capteurs de températures

Les mesures des températures aux différents points de la machine sont réalisées par des thermocouples chemisés de type K issus du commerce. Ces thermocouples ont un diamètre de 3 mm et sont de classe 3 c'est-à-dire que leur précision est de $2,5\text{ °C}$ entre -167 °C à 40 °C (valeur annoncée par le fabricant suite à un étalonnage préalable). Ces thermocouples de diamètres élevés ne permettent pas de suivre des variations rapides de température mais ils permettent d'assurer une étanchéité totale face à la pression interne de la machine en fonctionnement pouvant atteindre 35 bar. Seules les valeurs moyennes des températures sont donc mesurées dans nos essais.

5.1.3 Débitmètres

En sortie du système de bain à thermostat et à circulation, deux débitmètres, BROOKS GT1024 d'un débit maximum de 730 l/h avec une précision de 2% à pleine échelle, sont installés dans les circuits d'eau alimentant les deux radiateurs de la machine :

- le radiateur 1 qui refroidit le volume de compression et la chemise de glissement ;
- le radiateur 2 qui refroidit le volume de rebond dans lequel se trouve le système bielle-manivelle et le vilebrequin.

Le débit d'eau dans le circuit du radiateur 1 est fixé de manière à être égal ou plus élevé que celui du circuit du radiateur 2, car le radiateur 1 sert à dissiper la quantité de chaleur issue des frottements des segments ainsi que celle issue de la compression du gaz de travail. Le radiateur 2 dissipe la quantité de chaleur issue des frottements aérodynamiques des pièces en mouvement et la compression dans le volume de rebond qui est assez large.

5.2 Partie entraînement électrique de la machine Stirling

La partie entraînement de la machine Stirling est constituée d'un moteur asynchrone triphasé d'une puissance de 5,5 kW pour une vitesse nominale de 1450 tr.min^{-1} et un couple maximal de 49 N.m. Ce moteur répond également aux exigences de la norme IEC (International Electrotechnical Commission). Le moteur est piloté par un variateur de vitesse PARKER AC30. Le mode de régulation du variateur est celui de la régulation de vitesse en boucle ouverte. La puissance électrique consommée est directement donnée par le variateur.

L'un des critères du choix du moteur est celui du couple. En effet, la machine Stirling fonctionnant sous pression, le couple résistant au démarrage est élevé : pour une pression de remplissage à 25 bar, le couple résistant calculé est de 32 N.m sur l'arbre du vilebrequin de la machine Stirling. Il est donc nécessaire de choisir un moteur électrique qui permette d'imposer un couple supérieur au couple résistant.

Le prototype de la machine Stirling fonctionne à sec, c'est à dire sans lubrification des segments, coussinets et roulements. Afin de limiter l'usure rapide des segments, la vitesse de rotation maximale des essais est limitée à la moitié de la vitesse nominale du moteur électrique. Ainsi, la machine électrique va fonctionner dans une gamme de puissance qui est inférieure à sa puissance nominale et son rendement sera donc dégradé par rapport à celui prévu par les normes IEC. Cela nous a donc conduit à déterminer la valeur de la puissance délivrée par le moteur électrique à partir d'une mesure de couple et de vitesse sur l'arbre du moteur électrique. La liaison entre l'arbre du moteur électrique et le vilebrequin de la machine Stirling est assurée par un accouplement magnétique, MINEX SC 110/16 de marque KTR, capable de transmettre un couple maximal de 95 N.m, ce qui est au-dessus du couple résistant maximal dans la machine Stirling qui est de 32 N.m. Ce choix permet d'avoir un décalage angulaire presque nul entre les rotors menant et mené puisque le couple résistant mis en jeu dans la machine Stirling est nettement inférieur aux $2/3$ du couple de l'accouplement choisi.

5.2.1 Capteur optique à fourche

Un capteur optique à fourche, de marque OPTEK OPB365T55, est installé sur le volant d'inertie afin de détecter chaque passage du déplaceur à son point mort haut. A chaque passage, une tension d'environ 4 volts est générée ce qui permet de délivrer un top de synchronisation et un signal de référence dont la fréquence est directement liée à la fréquence de fonctionnement de la machine. La fréquence de passage du déplaceur sera ensuite comparée dans un premier temps à la fréquence imposée par le variateur au moteur électrique, et dans un second temps aux fréquences des variations instantanées des pressions internes de la machine. Le temps de montée de la réponse électrique du capteur optique est de $10 \mu\text{s}$.

5.2.2 Capteur de couple et de vitesse

Les mesures instantanées de couple et de vitesse de rotation du moteur électrique sont faites simultanément à l'aide d'un couple-mètre de marque DATAFLEX 32 installé entre le moteur électrique et la machine Stirling. Ce capteur permet de mesurer un couple maximal de 500 N.m avec une précision de 0,1% de la valeur terminale, et réalise aussi une mesure de vitesse à deux canaux avec 720 impulsions par tour [68]. Ces valeurs mesurées permettront de quantifier la puissance mécanique, le produit du couple et de la vitesse de rotation, en entrée de la machine Stirling. Sur le schéma synoptique (figure 2-29), nous pouvons observer que ce capteur mesure globalement la puissance mécanique fournie à la machine Stirling, aux pertes

de l'accouplement magnétique près. La différence entre cette puissance mesurée par le couple-mètre et la puissance mesurée par le variateur du moteur électrique donne les pertes de l'entraînement électrique.

5.3 Système d'acquisition des données

Le système d'acquisition des données est constitué principalement de matériels de marque National Instruments piloté par le logiciel LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) qui est un logiciel de programmation graphique destiné à l'instrumentation et à la mesure. Le châssis utilisé est un CompactDAQ NI 9172 connecté à l'ordinateur par liaison USB et possédant 8 slots destinés à recevoir des modules d'entrées sorties spécifiques et adaptés aux besoins de mesures (entrées analogiques, sorties analogiques, entrées et sorties numériques, entrées thermocouple, jauges de contraintes). Le système de mesures est représenté figure 2-30.



Figure 2-30 : système de mesure CompactDAQ NI 9172 du banc d'essais.

La fréquence d'échantillonnage de l'ensemble est directement liée aux types de modules utilisés et aux nombres de voies mises en œuvre. Pour notre banc d'essais, nous avons retenu les modules d'entrées suivants :

- un module NI-9213 possédant 16 entrées thermocouples multiplexées avec compensation de soudure froide. La fréquence d'acquisition maximale est de 75 Hz pour une résolution de 24 bits et une gamme de tension d'entrées de +/- 78 mV ;
- deux modules NI-9215 possédant chacun 4 entrées tension simultanées dans la gamme +/-10V pour une fréquence d'acquisition maximale de 100 kHz par voie sur 16 bits. La précision annoncée par le constructeur pour cette carte est de 0, 2% ;

Le programme d'acquisition développé au laboratoire permet d'enregistrer les variations temporelles des paramètres de la machine de Stirling pendant plusieurs heures et de les stocker sur le disque dur de l'ordinateur. La fréquence d'acquisition choisie est de 1 kHz pour chacune des entrées analogiques ce qui reste nettement suffisant pour une fréquence de travail de 25 Hz au niveau de la machine. Les mesures de température sont quant à elles réalisées à une fréquence de quelques Hz, compte-tenu de la fréquence d'échantillonnage de 75Hz du module de température répartie sur toutes ses entrées. Au final, le programme LabVIEW permet de faire l'acquisition et le stockage de 5 signaux de pressions (suivis d'un filtrage), 11 signaux de température, un signal issu du capteur de position, un signal de vitesse

et un signal lié à la mesure du couple. Les puissances électriques et les débits de refroidissement sont relevés manuellement. Un exemple de la face-avant (Interface Homme Machine) est représenté sur la figure 2-31 :

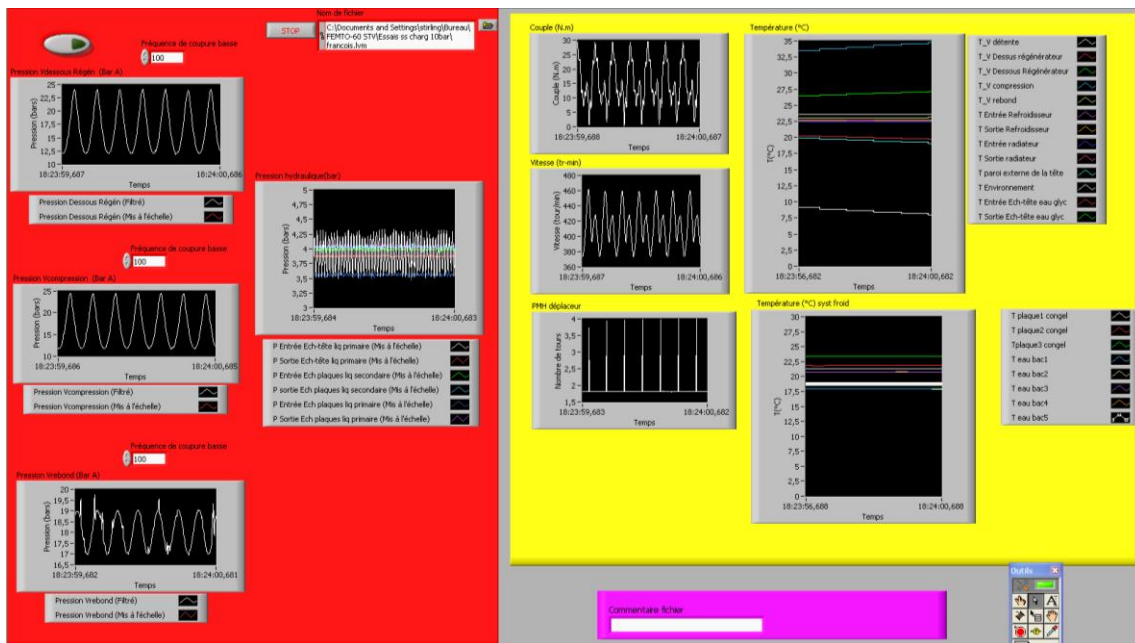


Figure 2-31 : face avant du logiciel d'acquisition.

6 Résultats du premier essai expérimental

Une fois le banc d'essais terminé, des tests d'étanchéité de la machine avec de l'azote et de l'hélium sous une pression de remplissage de 25 bar maximum ont été mis en œuvre avec succès. Le premier essai expérimental est réalisé avec de l'azote à 15 bar, et après 40 minutes d'entraînement à une vitesse de 580 tr.min⁻¹, la température au niveau de la face externe de la tête atteint -85 °C. Nous observons alors le givrage autour de la tête froide, comme présenté figure 2-32. La machine fonctionne à vide, la seule charge thermique appliquée sur la tête résulte des échanges en convection naturelle entre la tête de la machine et l'environnement.



Figure 2-32 : vue de la tête froide de la machine Stirling à la fin d'un essai expérimental.

Après avoir observé le bon fonctionnement du prototype de la machine Stirling pour la production de froid, nous procéderons aux essais expérimentaux sous différentes pressions, vitesses et charges thermiques. Ces essais se répartissent en deux groupes :

- des essais sans charge thermique au niveau de la tête froide de la machine Stirling ;
- des essais avec une charge thermique de puissance variable montée sur la tête froide.

Les résultats détaillés des essais expérimentaux seront présentés dans les prochains chapitres destinés aux deux types d'essais expérimentaux présentés ci-dessus. Nous présentons toutefois sur les courbes suivantes (figure 2-33 à 2-38) un exemple de mesures obtenues lors d'un essai type afin de valider la conception du banc d'essai.

6.1 Mesure de température dans le volume de détente

Nous observons sur la figure 2-33 que l'évolution de la température se déroule en deux phases : une phase transitoire avec une baisse rapide de la température, et une phase avec une très faible variation de température, qui peut être supposée comme stabilisée, et qui correspond à la température d'équilibre thermodynamique de la machine. Pour chaque essai effectué sur la machine à partir de la température ambiante, ces deux phases sont observées.

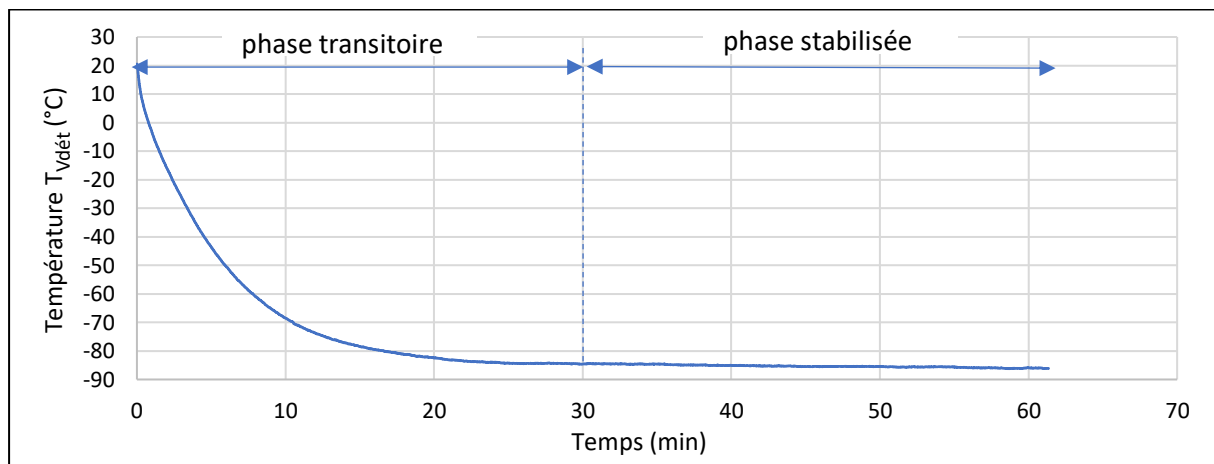


Figure 2-33 : variation de la température dans le volume de détente en fonction du temps.

La figure 2-34 présente les variations de la température dans la phase supposée stable, pendant plus de 20 minutes. La température dans le volume de détente varie faiblement de de -85 à -86 °C ce qui confirme l'équilibre thermodynamique.

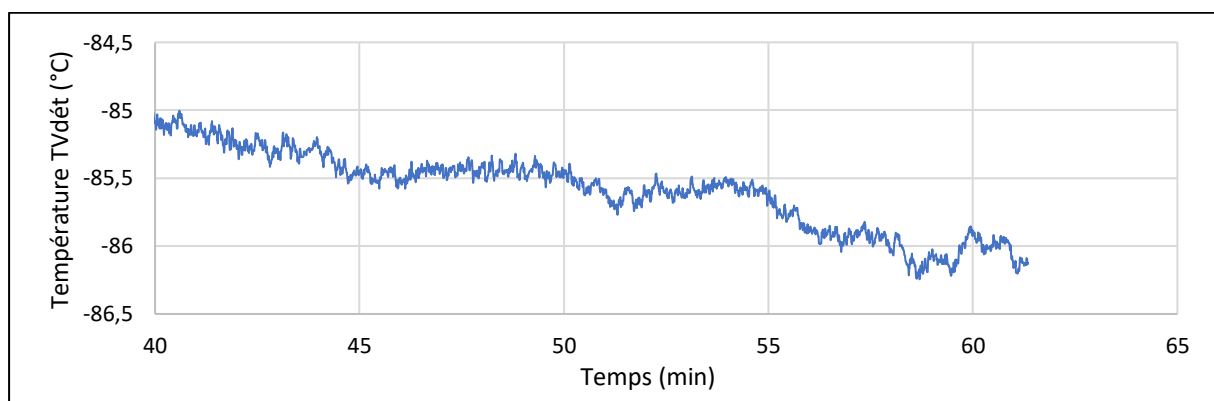


Figure 2-34 : observation de la température dans la phase considérée stabilisée dans le volume de détente.

6.2 Mesure de couple et de vitesse de rotation

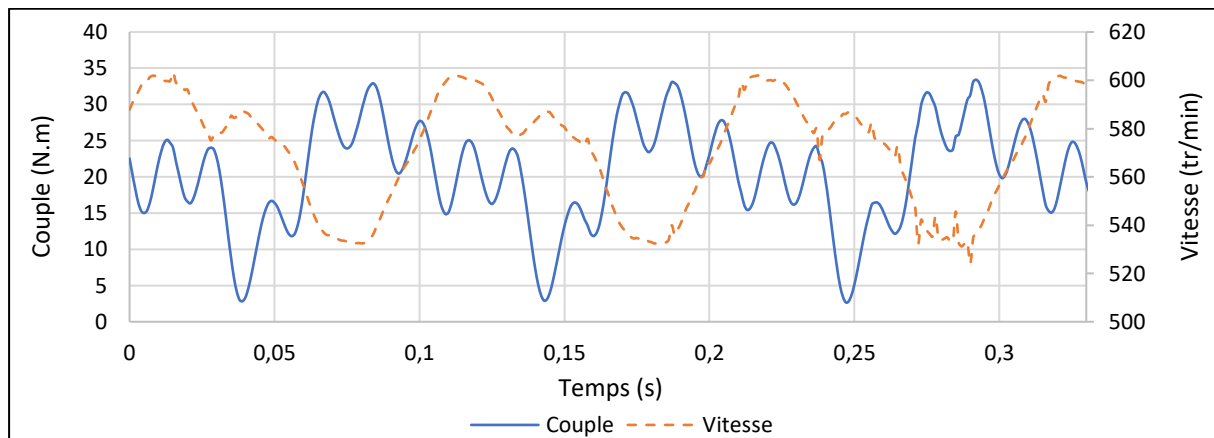


Figure 2-35 : couple et vitesse instantanés en fonction du temps.

La figure 2-35 montre le couple et la vitesse instantanés mesurés par le couple-mètre, monté sur l'arbre entre le moteur électrique et la machine Stirling. La machine Stirling étant monocylindre et dynamiquement non équilibrée, les courbes de couple et vitesse sont bien périodiques mais présentent des irrégularités, qui sont dues aux actions de pression interne de la machine, qui ne sont pas symétriques, et aussi aux inerties des pièces en mouvements. Par analogie aux calculs des machines à combustions internes, les valeurs moyennes du couple et de la vitesse permettent de déterminer la puissance mécanique effective sur l'arbre du vilebrequin. Pour cet essai, elle est de 1213 W, la puissance électrique consommée par le moteur asynchrone triphasé est de 1530 W, la différence entre ces deux puissances nous donne les pertes électriques de 317 W sur la partie entraînement de la machine. Ces pertes électriques sont dues au fait que le moteur électrique piloté par le variateur de vitesse est utilisé à une vitesse inférieure à sa vitesse nominale et son rendement est donc faible.

6.3 Mesure de la fréquence de rotation

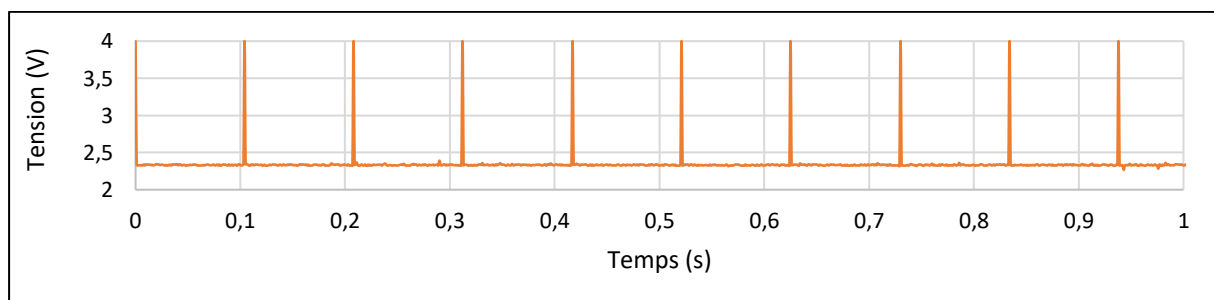


Figure 2-36 : fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut.

La fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut est mesurée à partir du capteur optique à fourche monté sur le volant d'inertie donc à l'extérieur de la machine Stirling. Une vitesse d'entraînement de la machine Stirling de 580 tr.min⁻¹ correspond à une fréquence de 9,63 Hz. Ceci correspond parfaitement à la fréquence mesurée et représentée sur la figure 2-36. Cette mesure est utilisée par la suite comme référence pour calculer à l'aide des lois cinématiques les variations des positions et des volumes dans la machine. L'allure de la variation de la pression dans le volume de détente de la machine Stirling est également comparée à cette détection du point mort haut.

6.4 Pression dans le volume de détente et PMH du déplaceur

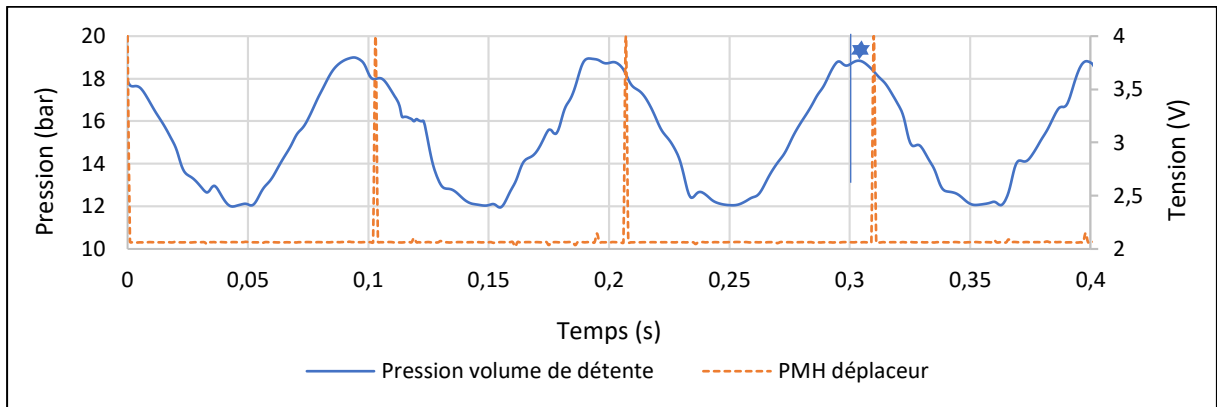


Figure 2-37 : courbes de pression dans le volume de détente et PMH du déplaceur en fonction du temps.

Théoriquement au moment de passage du déplaceur à son point mort haut (PMH), la pression dans le volume de détente est maximale, cette assertion correspond au cas de compression de gaz dans un volume hermétique. Dans la machine Stirling les cinq volumes contenant le gaz de travail (volumes de détente, dans les canaux de la tête, dans le régénérateur, dans le refroidisseur et de compression) communiquent entre eux. Au passage du déplaceur à son PMH, figure 2-37, il y a un léger décalage d'environ 7 millisecondes entre la pression maximale dans le volume de détente et le PMH du déplaceur, soit un déphasage angulaire de 25° environ.

6.5 Mesures de pressions dans les cinq volumes de la machine

Nous observons sur la figure 2-38, les variations de pressions dans les cinq volumes de la machine Stirling. L'amplitude de la pression dans le volume de compression est la plus grande et la plus petite amplitude s'observe dans le volume de rebond. Des pertes de charge existent entre les différents volumes de la machine entraînant des chutes de pressions. La courbe de pression dans le volume de détente est plus bruitée que les autres car la mesure s'est effectuée dans une zone très froide affectant l'électronique du capteur.

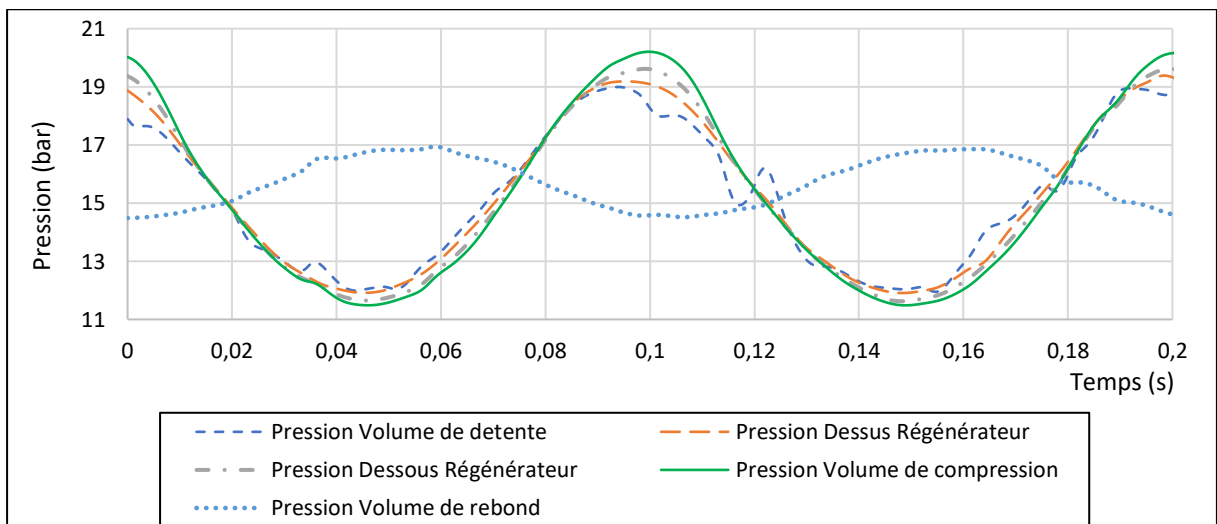


Figure 2-38 : courbes des pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction du temps.

Comme écrit plus haut les interprétations détaillées des différentes mesures effectuées seront présentées dans les deux prochains chapitres. Les premiers résultats obtenus montrent que le banc d'essais expérimental est totalement fonctionnel et que des essais de caractérisation de la machine Stirling peuvent être effectués.

7. Conclusion de la conception et de la réalisation

Dans le cadre de la conception et de la réalisation de ce prototype de machine réceptrice de Stirling pour la production de froid, nous nous sommes basés sur l'état de l'art, la littérature et le savoir-faire du département Energie du laboratoire FEMTO-ST sur les moteurs et machines Stirling. Nous avons réalisé un prototype d'architecture bêta avec un mécanisme double bielle-manivelles, ayant un diamètre de 60 mm et une course de 40 mm communs au piston et au déplaceur.

Des pièces de formes complexes comme la tête froide et le déplaceur ont été réalisées par fusion laser de poudre métallique. Nous avons utilisé un accouplement magnétique présentant les avantages d'une étanchéité parfaite et d'une absence de frottement au niveau de l'arbre de sortie du vilebrequin.

L'azote est choisi comme gaz de travail et la pression maximale de remplissage dans la machine est de 25 bar. Des segments d'étanchéité dynamique à base de polymères sont montés sur le piston et le déplaceur pour un fonctionnement à sec, sans lubrification à l'huile.

Différents capteurs de pression, de température et de débit sont montés sur la machine et un système d'acquisition de données piloté par LabVIEW (équipements et logiciel) a été réalisé. Les résultats des premiers essais expérimentaux ont prouvé le bon fonctionnement du prototype et du banc expérimental. Une caractérisation complète par différents types d'essais est présentée dans les prochains chapitres.

Chapitre 3

PRODUCTION DE FROID SANS CHARGE THERMIQUE

Introduction

L'entraînement de la machine réceptrice de Stirling par un moteur électrique, dans le sens horaire, conduit à la production de froid au niveau de son échangeur thermique de tête, appelé aussi la tête froide. Le froid produit peut servir par la suite à refroidir une charge thermique suivant deux méthodes d'échange distincts : refroidissement direct par conduction présenté au chapitre 5 et refroidissement indirect par convection, non traité au cours de la thèse, mais pour des applications futures.

Le but principal des essais expérimentaux sans charge thermique est de cartographier rigoureusement le prototype de la machine Stirling nouvellement réalisé, en le faisant fonctionner sous différents paramètres variables qui sont : la vitesse de rotation, la pression de remplissage, le débit et la température d'eau dans les radiateurs. A travers ces essais, les paramètres optimaux de fonctionnement de la machine Stirling seront déterminés. Trois éléments clés de performance de la machine seront particulièrement étudiés :

- la température la plus froide atteignable sur la face externe de l'échangeur de tête ;
- la durée (et donc la vitesse) de la baisse de cette température avant sa stabilisation ;
- la capacité de production de froid au niveau du volume de détente.

Dans ce chapitre, consacré à la caractérisation de la machine réceptrice de Stirling sans charge thermique, nous présenterons :

- le banc d'essais expérimental de production de froid;
- les résultats expérimentaux d'un essai typique, pendant la durée entière de l'essai et sur quelques périodes de la phase stabilisée ;
- l'influence de la vitesse de rotation sur les autres paramètres (températures, puissances, pertes de charge, capacité de refroidissement, etc.) ;
- l'influence de la pression de remplissage sur les autres paramètres (températures, puissances, pertes de charge, capacité de refroidissement) ;
- l'influence de la circulation d'eau dans les capteurs de pression implantés dans la tête froide sur les températures froides ;
- en la fin de ce chapitre, une synthèse des résultats issus des 42 essais expérimentaux réalisés.

1. Plan des essais expérimentaux

Les paramètres d'entrée des essais expérimentaux sans charge thermique sont les suivants :

- le gaz de travail utilisé est de l'azote, son remplissage dans la machine Stirling se fait à l'aide d'une bouteille sous pression munie d'un détendeur ;
- la pression de remplissage est choisie dans la gamme [10 ; 12 ; 14 ; 16 ; 20 ; 25] bar. La pression maximale est fixée par rapport à la charge admissible des pièces de la machine avec un coefficient de sécurité de 2,5 généralement défini pour des charges régulières et assez bien connues;
- la vitesse moyenne est choisie dans la gamme [290 ; 363 ; 435 ; 508 ; 580 ; 653 ; 725] tr.min⁻¹, ce qui correspond à des vitesses assez faibles afin de minimiser les frottements dans la machine Stirling qui fonctionne sans lubrification ;
- la température et les débits d'eau en entrée des deux radiateurs, permettant le refroidissement des volumes de compression et de rebond, sont fixés à 10 ° C, et à 9 et 3 l.min⁻¹ pour les radiateurs 1 et 2 respectivement.

Le déroulement d'un essai expérimental se présente comme suit :

- tout d'abord, on effectue le remplissage d'une certaine masse d'azote dans la machine Stirling, ce qui se traduit par une pression de remplissage à choisir dans la gamme définie ;
- on procède ensuite à la mise en circulation d'eau dans les deux radiateurs par le biais du thermostat à bain et à circulation ;
- enfin, on démarre le moteur électrique entraînant la machine Stirling avec la vitesse de rotation choisie. Le banc d'essais fonctionne de manière continue jusqu'à atteindre un régime thermodynamique quasi-stationnaire, c'est-à-dire une observation de la stabilisation de toutes les températures et puissances en jeu.

Comme le montre la figure 3-1, le banc d'essais de production de froid sans charge thermique est constitué de la machine réceptrice de Stirling dont la tête froide est entourée d'une enceinte adiabatique, du moteur asynchrone triphasé et son variateur de vitesse, ainsi que du système d'acquisition des données. Les différents points de mesure à réaliser sur le banc d'essais sont indiqués et détaillés sur le schéma synoptique du banc d'essais présenté au chapitre 2 page 79.

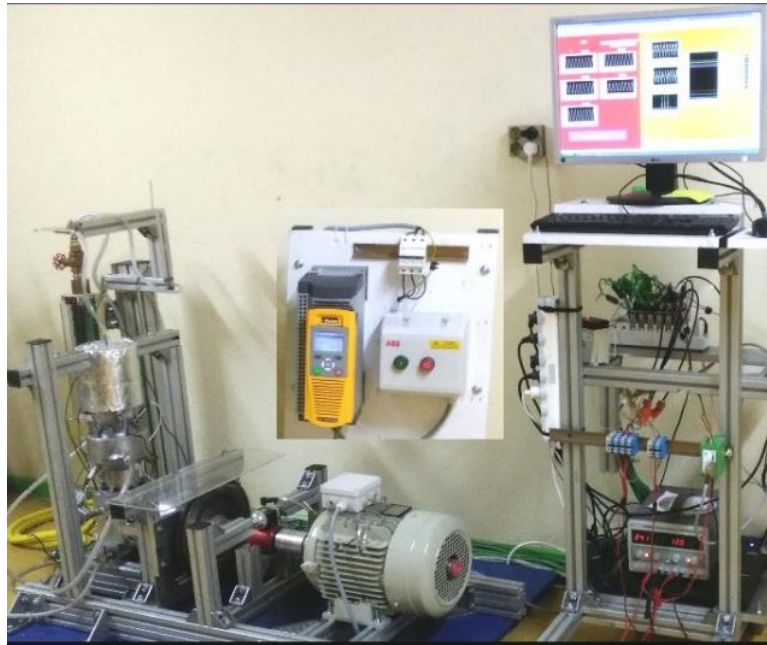


Figure 3-1 : vue du banc d'essais expérimental sans charge thermique.

Dans le but de limiter les échanges par convection entre la tête froide et son environnement, une isolation thermique s'avère nécessaire. Le bénéfice de l'isolation thermique de la tête froide, par une enceinte adiabatique ou sous vide, a été prouvé par les travaux de [48][72]. Autour de la tête froide du moteur Stirling, est installée une enceinte isolante en tôle Inox recouverte sur ses faces internes et externes d'isolant thermique de type Armaflex de couleur noir et de feuille d'aluminium comme le montre la figure 3-2.

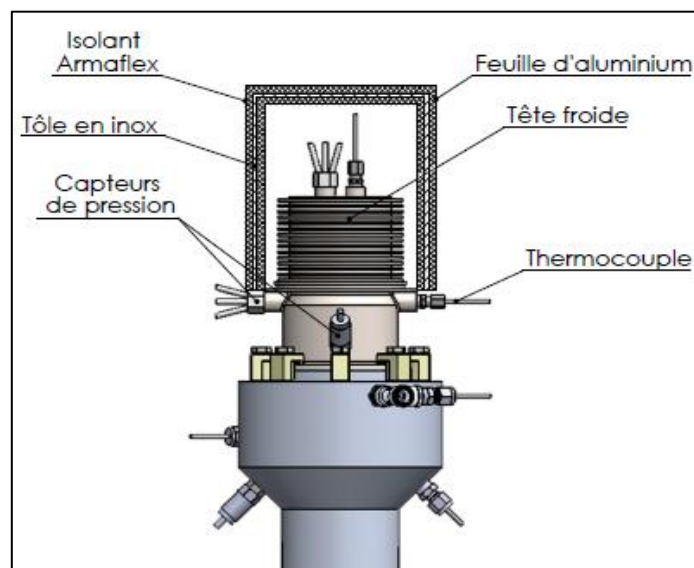


Figure 3-2 : vue de l'isolation de la tête froide de la machine Stirling par une enceinte adiabatique.

2. Résultats des essais expérimentaux

Nous avons réalisé un total de 42 essais expérimentaux, ayant chacun une durée de 60 minutes, à différentes pressions de remplissage et vitesses de rotation. Pour tous ces essais, nous avons observé que les résultats liés à un point de mesure présentent des évolutions temporelles similaires malgré les variations des paramètres d'entrée de la machine Stirling. Afin d'illustrer les performances de la machine sur un cas générique, nous présentons ci-dessous les résultats d'un essai expérimental de production de froid sans charge thermique, choisi parmi les essais réalisés, pour une pression de remplissage de 16 bar et pour une vitesse de rotation de 725 tr.min⁻¹. L'essai est réalisé dans une salle à une température ambiante de 21 °C.

2.1 Synthèse des mesures pour un essai expérimental type

2.1.1 Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête

Les températures instantanées, enregistrées pendant la durée de l'essai, dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête de la machine sont représentées sur la figure 3-3 :

- dans le volume de détente, la température obtenue est la plus basse, lorsque le régime permanent est atteint, $T_{Vdét} : -72 \text{ °C}$;
- sur la face externe de la tête froide $T_{face\ ext} : -62 \text{ °C}$;
- au niveau de la partie supérieure du régénérateur $T_{reg\ sup} : -55 \text{ °C}$;
- au niveau de la partie inférieure du régénérateur $T_{reg\ inf} : 15 \text{ °C}$;
- dans le volume de rebond $T_{Vreb} : 32 \text{ °C}$;
- dans le volume de compression $T_{Vcomp} : 35 \text{ °C}$;
- la température ambiante en fin d'essai $T_{amb} : 21 \text{ °C}$.

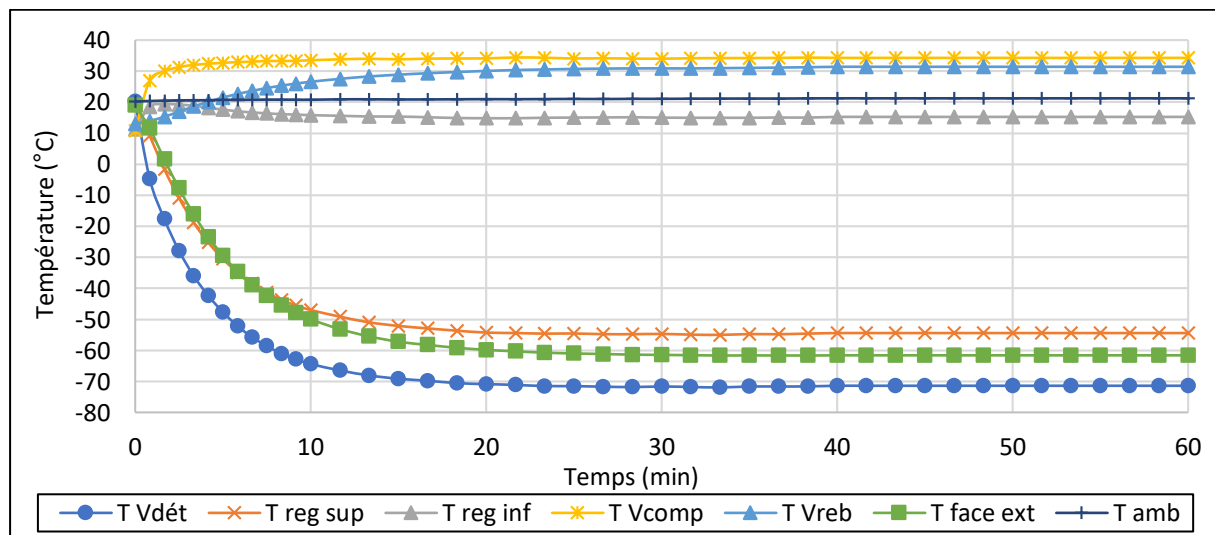


Figure 3-3: évolutions des températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête froide en fonction du temps
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Pour chaque mesure de température instantanée effectuée, il existe une phase transitoire et une phase stabilisée. Après 20 minutes d'essai expérimental, on observe la stabilisation de toutes les températures, la machine atteint alors un régime de fonctionnement quasi-stationnaire. Nous observons un écart de températures de 70 °C entre les deux extrémités du régénérateur. Les écarts de températures sur les diverses parties de la machine seront détaillés plus bas.

2.1.2 Températures aux entrées et sorties des deux radiateurs

Au niveau du thermostat à bain et à circulation, commandant les débits et températures de l'eau aux entrées des deux radiateurs, la température est fixée à 10 °C, pour un débit de 9 l.min⁻¹ pour le radiateur 1 et 3 l.min⁻¹ pour le radiateur 2. D'après la figure 3-4, aux entrées des deux radiateurs, les températures d'eau mesurées sont à environ $T_{\text{ent rad1}} \approx T_{\text{ent rad2}} \approx 9,5$ °C. En sortie du radiateur 1, refroidissant le volume de compression et la chemise du cylindre dans laquelle frottent les segments, la température d'eau est $T_{\text{sort rad1}} \approx 12$ °C d'où un écart de températures entre l'entrée et la sortie de 2,5 °C. La température en sortie du radiateur 2, refroidissant le carter du volume de rebond, étant $T_{\text{ent rad2}} \approx 10$ °C, l'écart de températures correspondant est d'environ 0,5 °C.

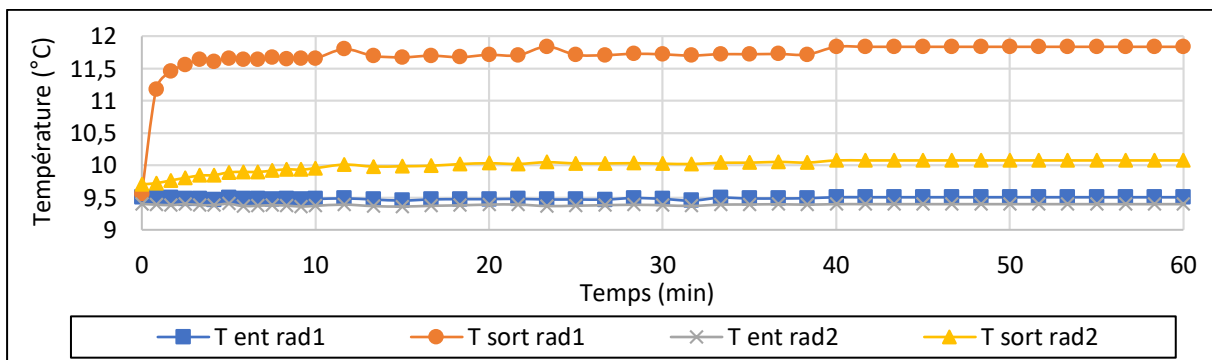


Figure 3-4 : évolutions des températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs 1 et 2 en fonction du temps
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.1.3 Puissance moteur électrique et puissance thermique rejetée

La figure 3-5 montre les courbes de la puissance consommée par le moteur et la puissance thermique rejetée au puits chaud. Nous appelons « puissance thermique rejetée au puits chaud ou puissance thermique rejetée (pour faire référence aux termes anglo-saxons *heat rejected*) » la puissance thermique échangée au niveau des radiateur 1 et 2 calculée à l'aide des valeurs mesurées des débits massiques de refroidissement et des températures aux entrées et sorties des radiateurs). Au démarrage du moteur électrique, la puissance consommée est de 1200 W. Par la suite, elle croît pendant une dizaine de minutes d'essai, ce qui correspond à la phase transitoire, et se stabilise à 2030 W. Cette puissance est donnée par le variateur de vitesse du moteur électrique, et est relevée manuellement toutes les 5 minutes. La puissance thermique rejetée est de 1575 W environ correspond à la somme des puissances thermiques rejetées dans l'eau de refroidissement des radiateurs 1 et 2.

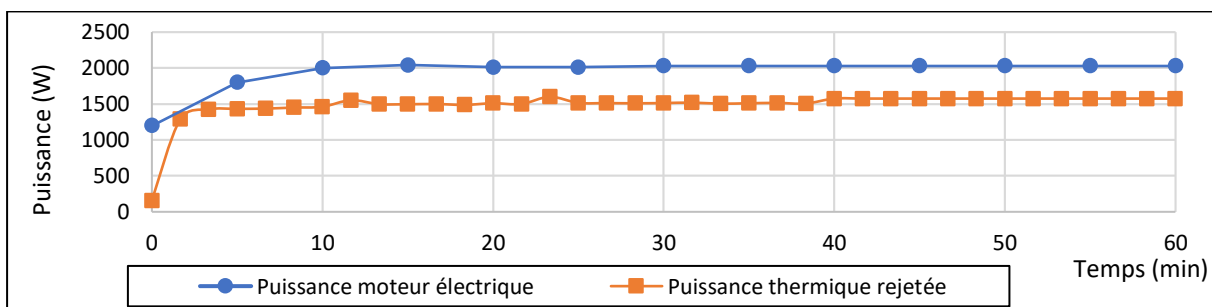


Figure 3-5: puissance consommée par le moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction du temps
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.2 Analyse des résultats dans la phase stabilisée

2.2.1 Couple et vitesse instantanés

Les mesures de couple et vitesse instantanés faites par le couplemètre représentées sur la figure 3-6, présentent des acyclismes consécutifs à la technologie de l'attelage mobile. En effet, la machine Stirling de type bêta étant construite à partir d'une architecture monocylindrique, un équilibrage total de l'attelage mobile constitué de l'ensemble piston/bielle/manivelle est impossible à réaliser. Ceci a pour effet de générer des efforts mécaniques sur l'attelage mobile occasionnant des vibrations et des variations temporelles de vitesse et d'accélération angulaire du vilebrequin [71] (voir chapitre 2).

En faisant le produit des valeurs moyennes du couple (23 N.m) et de la vitesse de rotation (725 tr.min^{-1} soit 76 rad.s^{-1}), nous calculons la puissance mécanique effective sur l'arbre de la machine Stirling : 1748 W. La différence entre la puissance consommée par le moteur électrique 2030 W, et la puissance mécanique calculée, donne une perte électrique de 282 W sur la partie entraînement électrique de la machine Stirling.

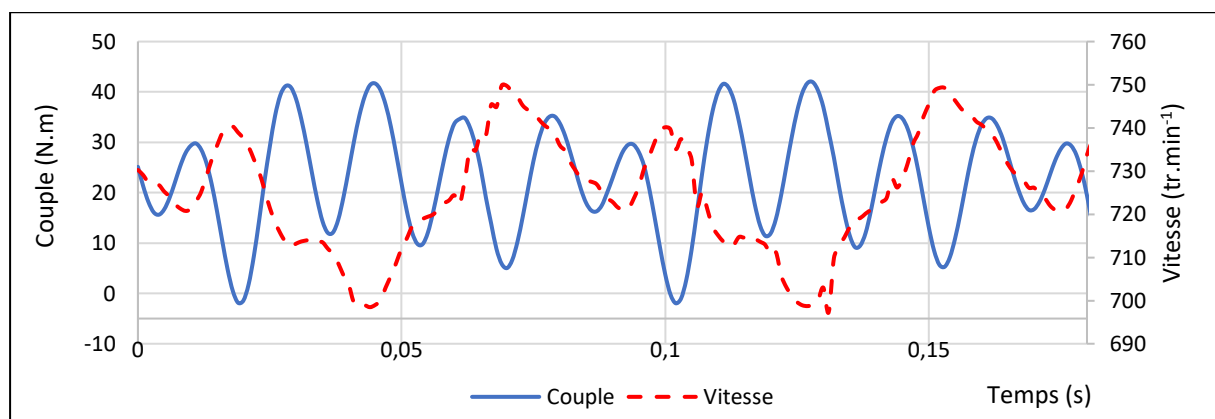


Figure 3-6 : variations du couple et de la vitesse en fonction de l'angle du vilebrequin
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min^{-1} - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min^{-1}

La transmission de la puissance mécanique entre le moteur électrique et la machine Stirling se fait par l'intermédiaire de l'accouplement magnétique. A chaque valeur de la pression de remplissage du gaz de travail dans la machine Stirling, correspond un couple résistant. Lors de la mise en marche du moteur électrique, il peut y avoir un décalage angulaire entre les rotors menant et mené, comme expliqué dans le chapitre 2 aux pages 75-76.

En se basant sur les conditions d'utilisation de l'accouplement magnétique données par le fournisseur [68], dès que le couple résistant est inférieur à $2/3$ du couple maximal à transmettre (95 N.m), le décalage angulaire entre les deux rotors est quasiment nul. Pour cet essai, les couples moyen et maximal sont de 24 et 42 N.m respectivement. Ils sont largement en dessous de 64 N.m soit les $2/3$ du couple maximal à transmettre. On peut donc affirmer que les deux rotors de l'accouplement magnétique ont un décalage angulaire nul et tournent de manière synchrone. Le capteur optique à fourche installé sur le volant d'inertie de la machine Stirling, détecte chaque passage du déplaceur à son point mort haut, ce qui correspond au minimum du volume de détente. A chaque passage, le capteur délivre une tension de 4 V. La fréquence de ces passages permet de faire une comparaison avec la fréquence de rotation du moteur électrique, comme indiqué au chapitre 2 page 85 figure 2-36. Pour cet essai, la fréquence est de 12 Hz ce qui correspond à une vitesse du moteur électrique de 725 tr.min^{-1} .

2.2.2 Variations des pressions dans les cinq volumes de la machine

La pression de remplissage de la machine est de 16 bar. Sur la figure 3-7, les variations des pressions instantanées dans les cinq volumes, définis sur le schéma synoptique du banc d'essais au chapitre 2 page 79. Nous avons les résultats suivants :

- la plus grande amplitude de pression se situe dans le volume de compression ($P_{V_{comp}}$) ;
- entre la sortie des canaux du radiateur 1 et la partie inférieure du régénérateur on mesure la pression $P_{reg\ inf}$ ayant une amplitude inférieure à celle de $P_{V_{comp}}$. Entre ces deux points de mesures de pression il existe donc des pertes de charge ;
- entre la partie supérieure du régénérateur et l'entrée des canaux de la tête froide on mesure la pression $P_{reg\ sup}$ ayant une amplitude inférieure à celle de la pression $P_{reg\ inf}$. Des pertes de charge sont donc également mises en évidence entre ces deux points de mesures ;
- dans le volume de détente l'amplitude de la pression $P_{V_{dét}}$ est plus faible que celle de $P_{reg\ sup}$ ce qui montre là encore la présence de pertes de charge entre les deux points de mesures ;
- la plus faible des amplitudes se situe dans le volume de rebond ($P_{V_{reb}}$) , car ce volume est plus grand que tous les autres volumes de la machine ;
- la pression moyenne dans le volume de rebond est plus faible que toutes les autres pressions moyennes dans les volumes de la machine : ce qui permet d'avoir moins de contraintes mécaniques sur les pièces mobiles qui s'y trouvent.

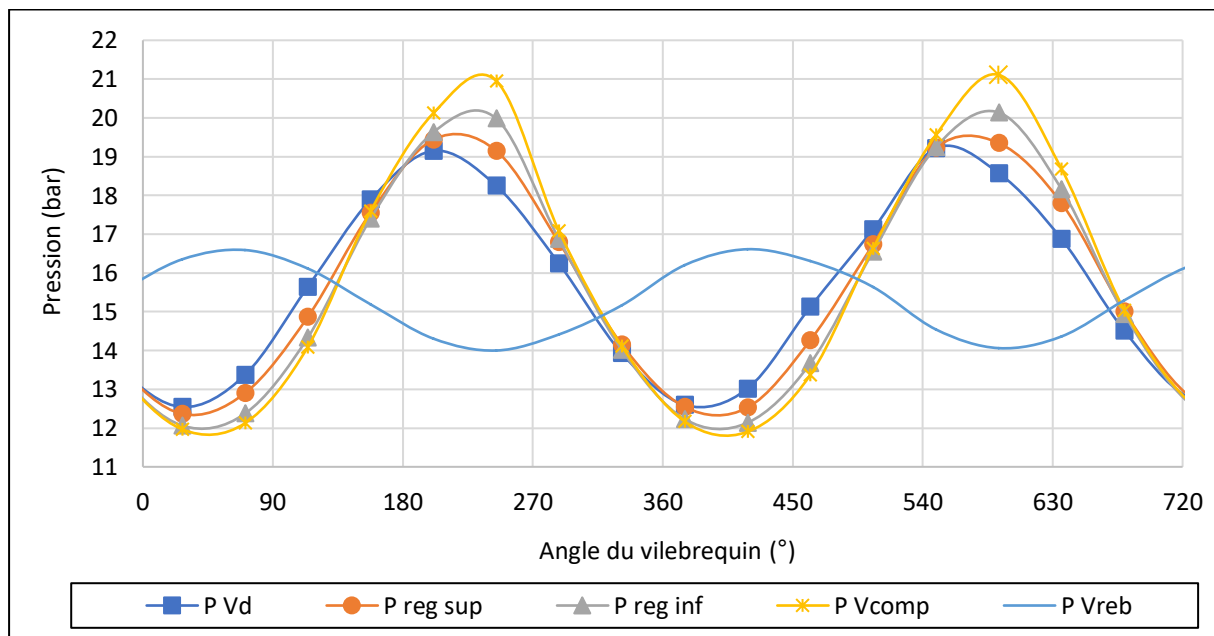


Figure 3-7 : variations des pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Ces mesures de pressions instantanées ont mis en évidence les pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques de la machine : la tête froide, le régénérateur et le radiateur 1. Nous observons également de légers déphasages entre les courbes des pressions lors du transvasement du gaz de travail du volume de compression au volume de détente, ce qui s'explique par la compressibilité du gaz et par l'existence de pertes de charge dans le parcours du gaz.

2.2.3 Pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques

Pour chaque pression de remplissage d'azote dans la machine Stirling, les pertes de charge sur le parcours du gaz de travail réduisent les performances. Leurs valeurs maximales de doivent être connues afin d'être minimisées lors d'améliorations futures. Nous avons déterminé, en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, les pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques de la machine (tête froide, régénérateur et radiateur 1).

La figure 3-8 décrit ces pertes de charge dans les canaux de la tête froide. La valeur maximale de l'écart de pression est de 0,9 bar en amplitude calculée entre les variations des pressions instantanées dans le volume de détente et celle au point de mesure situé à la partie supérieure du régénérateur.

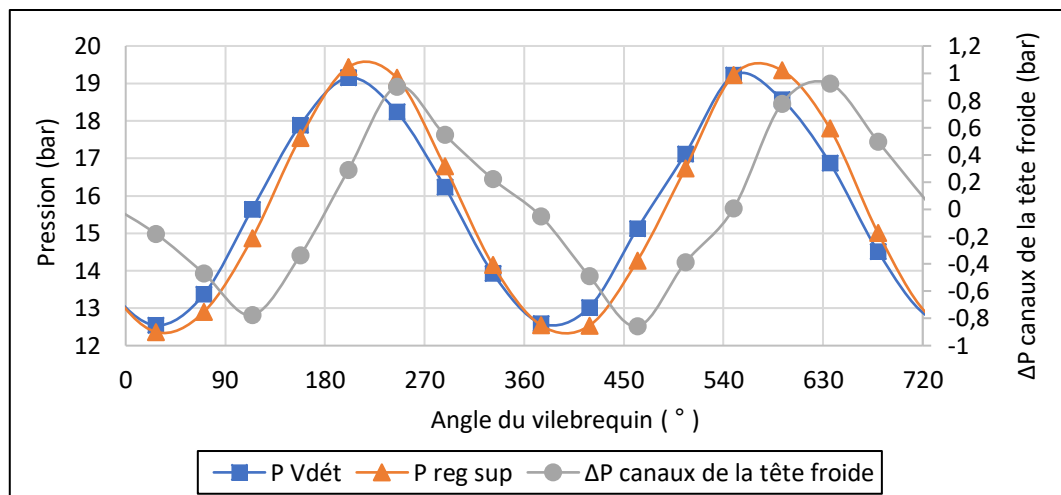


Figure 3-8 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin.
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹

La figure 3-9 présente les pertes de charge dans le régénérateur. Nous observons une valeur maximale de l'écart de pression de 0,8 bar en amplitude correspondant à la différence de pressions instantanées entre les points de mesures situés aux deux extrémités du régénérateur.

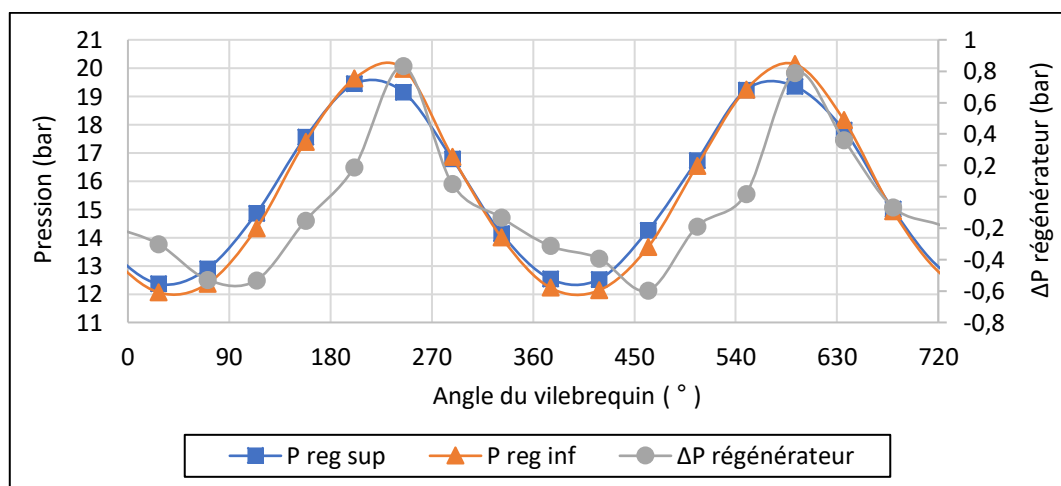


Figure 3-9 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹

Les pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 sont représentées sur la figure 3-10. La valeur maximale de l'écart de pression d'environ 1,0 bar en amplitude est déterminée à partir de la différence de pressions instantanées entre le volume de compression et le point de mesure situé dans la partie inférieure du régénérateur.

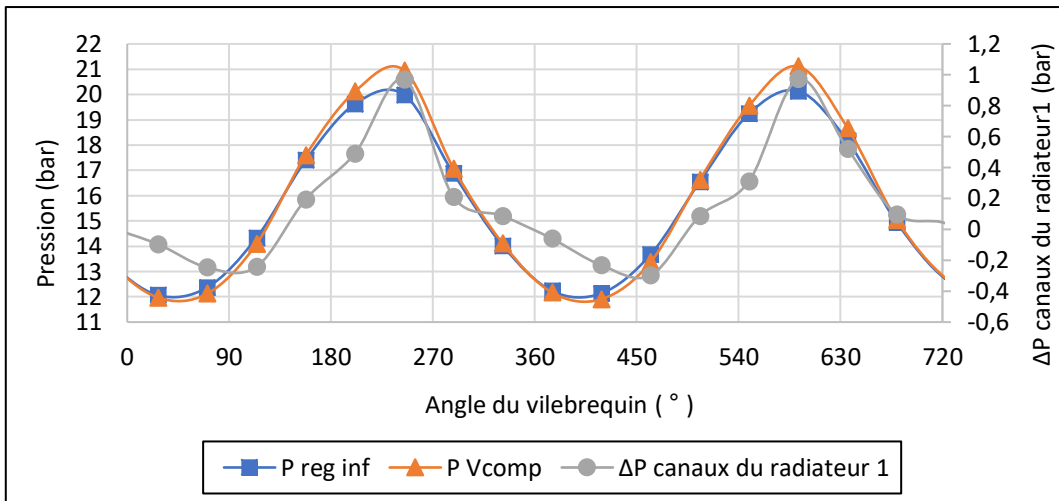


Figure 3-10 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin. Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.2.4 Déphasage entre pressions de compression et de rebond

Les courbes des pressions instantanées dans les volumes de compression et de rebond ne sont pas en opposition de phase totale sur la figure 3-11. Le déphasage mesuré est de 18 ° et provient des effets de la compressibilité et de transvasement du gaz de travail. En effet, dans le volume de compression le gaz de travail subit simultanément une compression, une détente et un transvasement vers les volumes des trois échangeurs alors que dans le volume de rebond, le gaz de travail subit juste une détente et une compression.

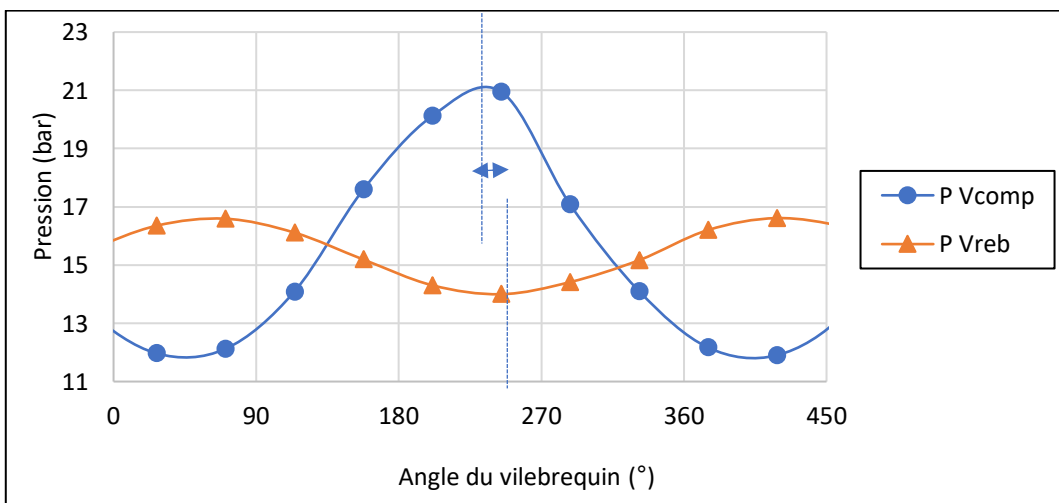


Figure 3-11 : déphasage entre les pressions dans les volumes de compression et de rebond en fonction de l'angle du vilebrequin. Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.2.5 Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête

Nous présentons dans le tableau 3-1, à partir des températures en phase stabilisée sur la figure 3-4, les mesures qui permettront par la suite de déterminer les écarts de températures moyennes dans les trois échangeurs thermiques de la machine et dans la paroi de la tête froide :

Température moyenne dans le volume de détente $T_{Vdét}$ (°C)	-72
Température moyenne sur la face externe de la tête $T_{face\ ext}$ (°C)	-62
Température moyenne à la partie supérieure du régénérateur $T_{reg\ sup}$ (°C)	-55
Température moyenne à la partie inférieure du régénérateur $T_{reg\ inf}$ (°C)	15
Température moyenne dans le volume de compression T_{Vcomp} (°C)	34
Température moyenne dans le volume de rebond T_{Vreb} (°C)	32
Ecart de températures moyennes dans la paroi de la tête ($T_{face\ ext} - T_{Vdét}$) (°C)	10
Ecart de températures moyennes dans les canaux de la tête ($T_{reg\ sup} - T_{Vdét}$) (°C)	17
Ecart de températures moyennes aux deux extrémités régénérateur ($T_{reg\ inf} - T_{reg\ sup}$) (°C)	70
Ecart de températures moyennes dans les canaux du radiateur 1 ($T_{reg\ inf} - T_{Vcomp}$) (°C)	17

Tableau 3-1 : températures moyennes aux différents points de mesures de la machine Stirling
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.2.6 Tracés des diagrammes indicateurs

Les tracés des diagrammes indicateurs ou diagrammes de Watt des volumes de compression et de détente de la machine Stirling se font à partir des variations instantanées de leurs pressions et volumes expérimentaux. Sur notre machine, suite à des problèmes techniques sur le codeur rotatif qui devait mesurer les variations des volumes, nous avons utilisé les variations instantanées de volumes issues des équations de la cinématique.

D'après les équations de la cinématique de l'attelage mobile de notre machine Stirling de type bêta, le passage du déplaceur à son point mort haut correspond au minimum du volume de détente (5,65 cm³) et donc à la valeur maximale de la pression de détente. Le piston quant à lui est à sa position moyenne, ce qui correspond à un volume de compression de 143,27 cm³. La figure 3-12 représente les variations des volumes de compression et de détente de la machine Stirling en fonction de l'angle du vilebrequin.

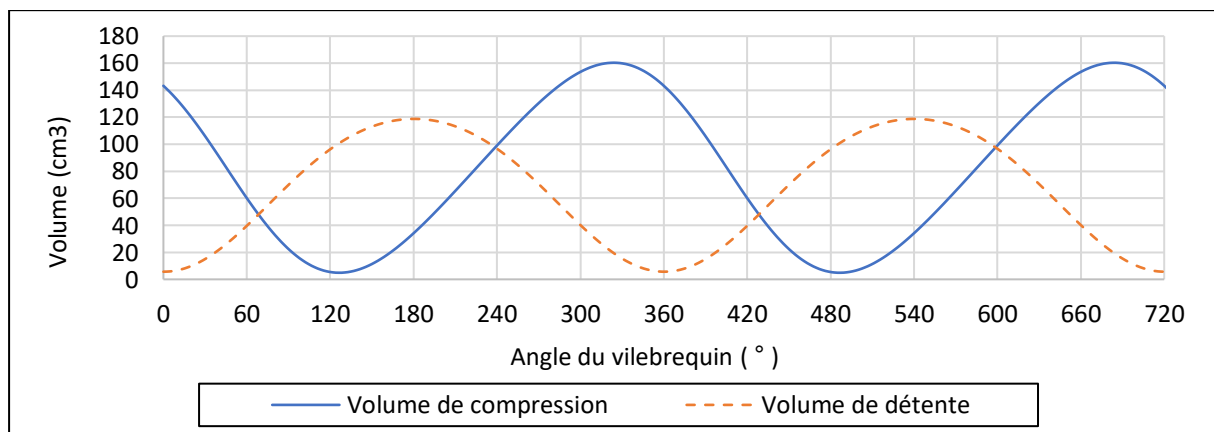


Figure 3-12 : variations des volumes de compression et de détente en fonction de l'angle du vilebrequin. Vitesse 725 tr.min⁻¹.

En associant les variations de pressions dans les volumes de détente et de compression avec les variations des volumes présentées figure 3-12, nous obtenons les diagrammes indicateurs des deux volumes de la machine qui sont illustrés sur la figure 3-13. Le calage pression-volume se fait à partir de la position du point mort haut du déplaceur détecté par le capteur à fourche optique présenté sur le schéma synoptique au chapitre 2 page 79.

L'aire d'un diagramme indicateur d'un volume donné représente le travail indiqué ou encore l'énergie fournie par le piston ou le déplaceur au gaz contenu dans ce volume pendant un cycle. Cette surface s'obtient par intégration numérique de la courbe qui la délimite.

Chaque puissance indiquée issue du diagramme indicateur d'un volume donné est le produit de l'énergie (W_{Vcomp} ou $W_{Vdét}$) de ce volume par la fréquence de rotation de la machine Stirling. Nous notons par Pu_{PVcomp} et $Pu_{PVdét}$ les puissances indiquées correspondant aux volumes de compression et de détente.

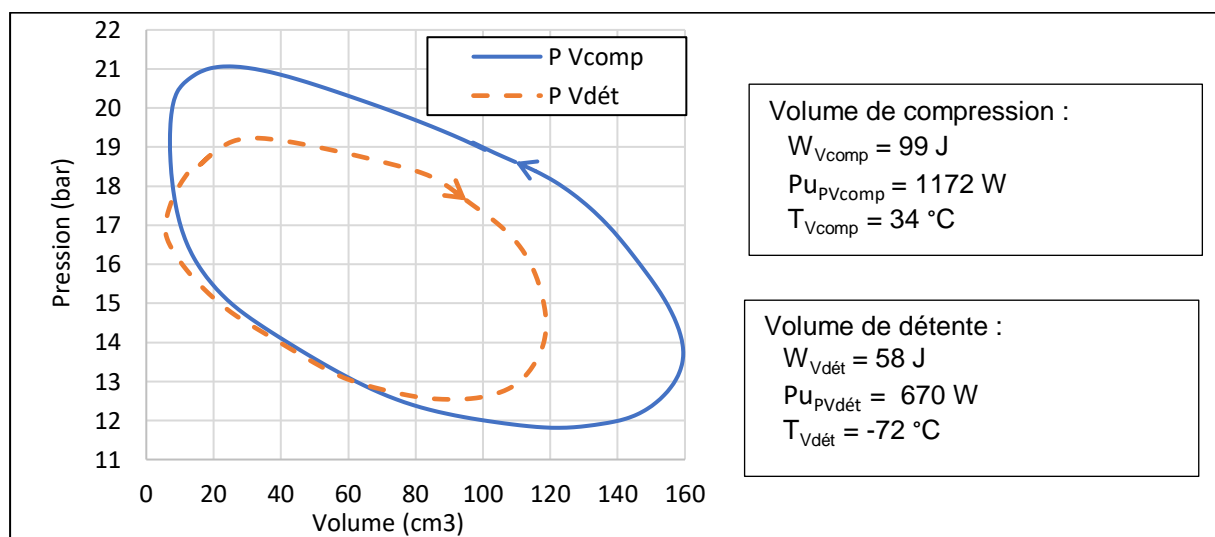


Figure 3-13 : diagrammes indicateurs réels des volumes de compression et de détente de la machine.
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

2.2.7 Bilan des puissances et températures

Pour cet essai sans charge thermique avec une pression de remplissage de 16 bar d'azote dans la machine réceptrice et pour vitesse de rotation de 725 tr.min⁻¹, le bilan des puissances se fait inversement à celui d'un moteur (Stirling ou à combustion interne) :

- la puissance consommée par le moteur électrique $Pu_{mot\ elec}$ est de 2030 W ;
- la puissance mécanique Pu_{meca} est de 1748 W sur l'arbre du vilebrequin (figure 3-6). C'est cette puissance effective rotative, qui entre réellement dans la machine Stirling ;
- il existe donc une perte électrique Prt_{elec} qui est de 282 W ;
- sur le piston et le déplaceur, en mouvements linéaires alternatifs, les puissances effectives $Pu_{eff\ p}$ (1141 W) et $Pu_{eff\ d}$ (246 W) utiles à la compression et à la détente se déterminent, comme pour les moteurs, par calcul avec les équations de la dynamique de chaque système bielle-manivelle [73]-[74]. Nous les avons calculées à partir de forces de pression et d'inertie du piston et du déplaceur. Nous définissons une puissance effective $Pu_{eff\ p\&d}$ (1387 W) qui est la somme des deux puissances $Pu_{eff\ p}$ et $Pu_{eff\ d}$;

- entre la puissance mécanique sur l'arbre du vilebrequin et la puissance effective globale il existe des pertes mécaniques $P_{rt_{meca}}$ (361 W), constituées d'une part par les pertes liées à la transformation du mouvement de rotation du vilebrequin en deux mouvements linéaires alternatifs et d'autres part par les dissipations dues aux frottements des segments et bagues de guidages du piston et du déplaceur dans la chemise du cylindre.
- la puissance indiquée ou calculée à partir du diagramme indicateur du volume de compression $P_{u_{PVcomp}}$ est de 1172 W. Elle correspond à une production de chaleur à la température de 34 °C ;
- la puissance thermique rejetée par l'eau de refroidissement des deux radiateurs est de 1348 W ;
- la puissance indiquée ou calculée à partir du diagramme indicateur du volume de détente $P_{u_{PVdét}}$ est de 670 W. Elle représente la capacité de refroidissement dans le volume de détente à la température de -72 °C (pour faire référence à la dénomination anglo-saxonne « cooling capacity ») ;
- en traversant la paroi de la tête, la température sur la face externe est de -62 °C, donc la capacité de refroidissement sur la face externe de la tête est naturellement plus basse que dans le volume de détente à cause des pertes thermiques de conduction et de rayonnement.

2.3 Conclusions de l'essai sans charge thermique

Les résultats de l'essai de production de froid avec la machine réceptrice de Stirling, sans charge thermique sur la tête froide ont été présentés. Cet essai, réalisé avec une pression de remplissage d'azote à 16 bar, une vitesse moyenne d'entraînement de 725 tr.min⁻¹ et des débits d'eau de 9 et 3 l.min⁻¹ dans les radiateurs 1 et 2, a mis en évidence les points suivants :

- une capacité de production de froid de 670 W à une température -72 °C dans le volume de détente a été obtenue avec une température de -62 °C atteinte sur la face externe de la tête ;
- il existe des pertes électriques et des pertes mécaniques ;
- le fluide de travail étant compressible, les variations de pressions dans les différents volumes font apparaître des déphasages ;
- l'acquisition et les traitements des données expérimentales ont permis de bien comprendre le fonctionnement de ce premier prototype réalisé, grâce à la présentation détaillée de ses différents résultats ;
- la réussite de la conception et de la réalisation de ce premier prototype de machine Stirling ainsi que de son banc expérimental, au sein du département Energie de l'institut FEMTO-ST.

Cependant, le type d'essai expérimental sans charge thermique ne nous permet pas de quantifier la puissance de production de froid sur la face externe de la tête à la température atteinte. Il nous permet de connaître la capacité de refroidissement dans le volume de détente qui est naturellement plus élevée. Afin de bien cartographier la machine Stirling frigorifique réalisée, la totalité des 42 essais expérimentaux, citée plus haut, à différentes vitesses et pressions a été réalisée. Les influences de pressions et vitesses sur les différents paramètres de la machine sont présentées dans la suite de ce chapitre.

3. Influences de la vitesse sur les paramètres de la machine

Pour une pression de remplissage d'azote à 16 bar dans la machine, des essais sans charge thermique ont été réalisés à différentes vitesses de rotation dans la gamme de [290 ; 363 ; 435 ; 508 ; 580 ; 653 ; 725] tr.min⁻¹. Pour tous ces essais, la température et les débits aux entrées des radiateurs 1 et 2 sont identiques : 10 °C, et respectivement 9 et 3 l.min⁻¹. Nous présentons ci-après les influences de la vitesse de rotation sur :

- la température sur la face externe de la tête froide ;
- les puissances électriques et mécaniques ;
- les pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques ;
- les écarts de température entrée/sortie des trois échangeurs thermiques ;
- la puissance thermique et l'écart de températures entrée/sortie dans le radiateur 1.

3.1 Influences de la vitesse sur la température externe de la tête

Pour une vitesse de rotation donnée de la machine Stirling, sur la figure 3-14 nous observons que la baisse de la température sur la face externe de la tête froide se fait en deux phases : transitoire et stabilisée.

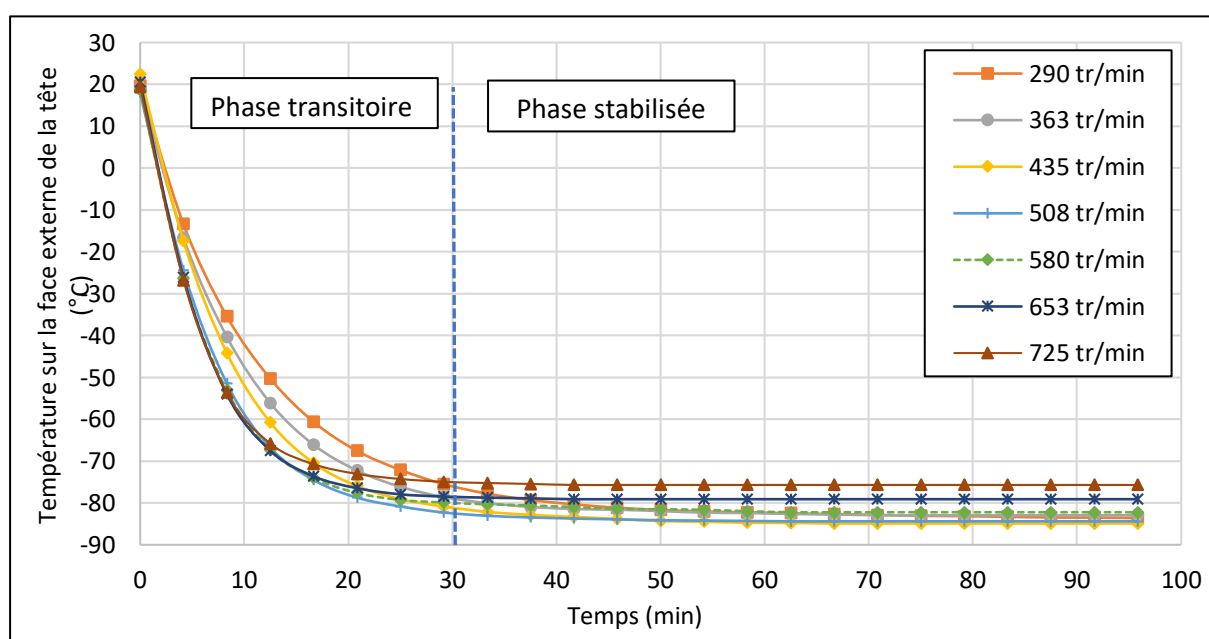


Figure 3-14 : influence de la vitesse sur la baisse de température de la face externe de la tête en fonction du temps
Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

La durée de la phase transitoire décroît lorsque la vitesse de rotation augmente (tableau 3-2). La fin du régime transitoire correspond au moment où la température atteint 95% de la valeur de la température stabilisée sur la face externe de la tête de la machine.

Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	290	363	435	508	580	653	725
Durée de la phase transitoire (min)	70	60	48	38	30	26	22

Tableau 3-2 : durée de la phase transitoire en fonction de la vitesse de rotation de la machine.

La température sur la face externe de la tête froide (ou celle du gaz dans le volume de détente) se stabilise après la phase transitoire, à une valeur qui dépend aussi de la vitesse de rotation. En effet, les résultats de la figure 3-15 montrent que pour une vitesse de 295 tr.min⁻¹, la température stabilisée sur la face externe de la tête est de -82 °C tandis qu'à 725 tr.min⁻¹, cette température stabilisée est égale à -76 °C. Pour chaque vitesse, la différence entre les températures dans le volume de détente (gaz) et sur la face externe de la tête (paroi) correspond à la perte thermique dans la paroi solide de la tête froide. La machine n'étant pas lubrifiée, elle fonctionne mieux à faible vitesse.

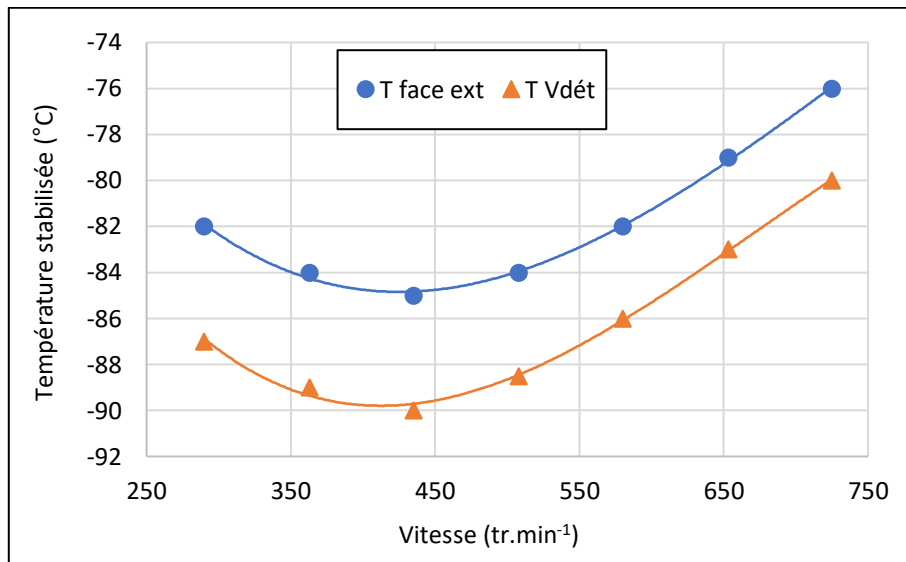


Figure 3-15 : températures stabilisées dans le volume de détente et sur la face externe de la tête en fonction de la vitesse de rotation de la machine. Pression 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

D'autre part, la figure 3-16 montre également qu'il existe un minimum local : la température la plus froide sur la face externe ou dans le volume de détente de la tête s'obtient avec une vitesse d'entraînement de 435 tr.min⁻¹, pour une pression de remplissage de la machine Stirling à 16 bar. Ce type de résultat a également été observé par Wu et al. [75], comme nous pouvons le voir sur la figure 3-16.

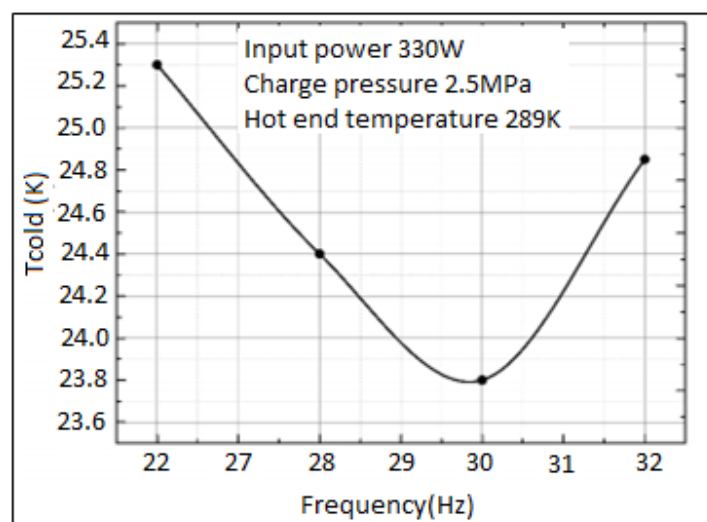


Figure 3-16 : influence de la fréquence sur la température froide d'un cryocooler sans charge thermique [75].

3.2 Influences de la vitesse sur les puissances électriques et mécaniques, et les pertes électriques

Sur la figure 3-17, nous observons que les puissances consommées par le moteur électrique (valeurs données par le variateur de vitesses) et mécaniques moyennes (mesurées par le couplémètre) augmentent avec la vitesse de rotation. Les pertes électriques, qui correspondent aux différences entre les puissances électriques consommées et mécaniques moyennes, baissent avec l'augmentation de la vitesse.

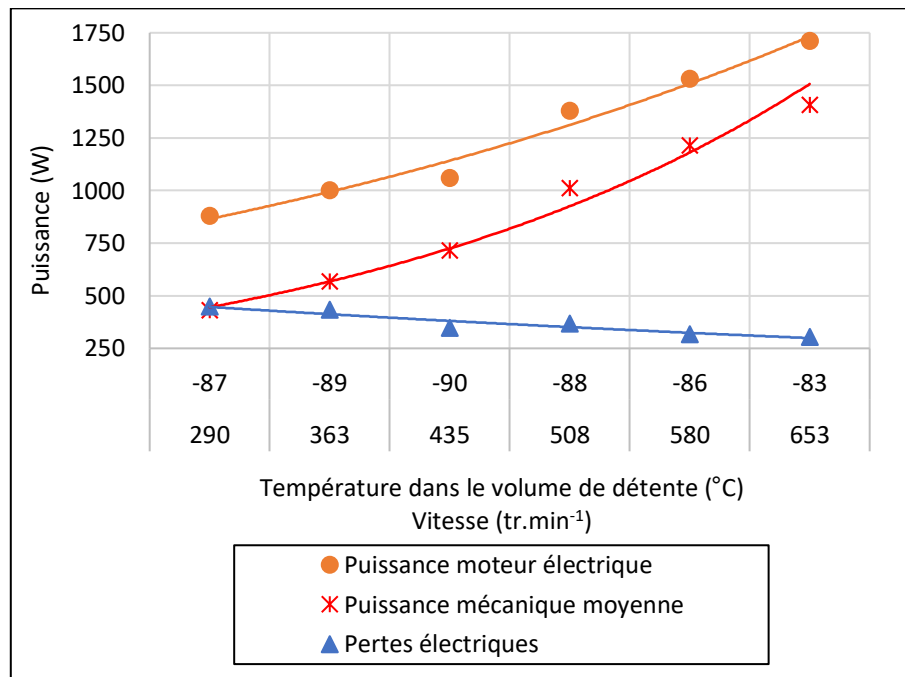


Figure 3-17 : puissances électriques consommées, mécaniques moyennes et pertes électriques en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation.

Pression 16 bar - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Le moteur asynchrone triphasé n'est pas adapté aux conditions optimales de fonctionnement de notre machine Stirling frigorifique (vitesse < 800 tr.min⁻¹), il est utilisé sur une plage de vitesses très inférieure à sa vitesse nominale (1450 tr.min⁻¹) et son rendement se dégrade très vite, ce qui a pour effet d'augmenter les pertes électriques à basse vitesse.

3.3 Influences de la vitesse sur les pertes de charge dans les échangeurs

Dans les trois échangeurs thermiques de la machine (tête froide, régénérateur et radiateur 1), les valeurs maximales des pertes de charge augmentent avec la vitesse de rotation comme nous pouvons l'observer sur la figure 3-18. Les plus grandes valeurs s'observent dans les canaux de la tête froide qui est réalisée par fusion laser de poudre métallique : la surface des canaux est assez rugueuse (rugosité absolue de 6,5 µm). De plus les canaux sont coudés ce qui entraîne la présence de pertes de charge singulières.

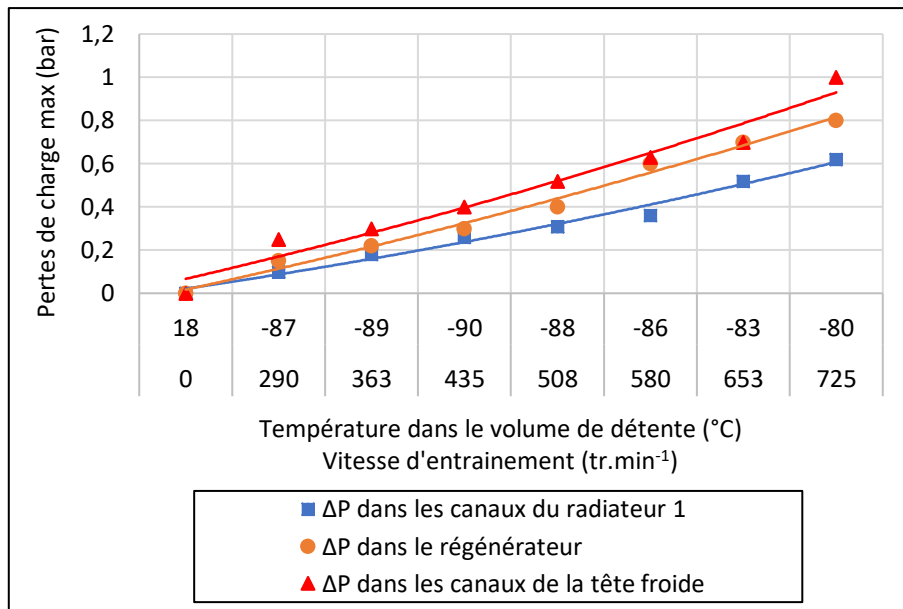


Figure 3-18 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation. Pression 16 bar - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

3.4 Influences de la vitesse sur les écarts de températures dans les échangeurs

Sur la figure 3-19, nous observons que l'augmentation de la vitesse n'impacte pas les écarts de température entre les entrées et les sorties du radiateur 1 ni dans la tête froide car la circulation d'eau de refroidissement se fait avec un débit important. Par contre, dans le régénérateur, il y a une légère augmentation de l'écart de températures de 6 °C entre les vitesses de 290 et 725 tr.min⁻¹.

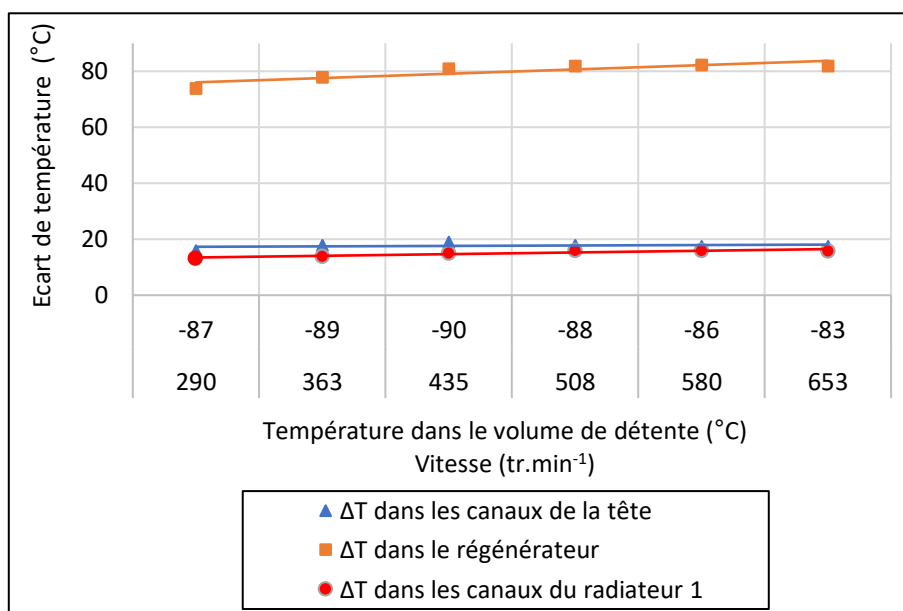


Figure 3-19 : écarts de température entrée/sortie des trois échangeurs en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation. Pression 16 bar - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

3.5 Influences de la vitesse sur la puissance thermique rejetée et les écarts de températures dans le radiateur 1

Sur la figure 3-20, nous observons qu'en augmentant la vitesse de rotation :

- la puissance consommée par le moteur électrique augmente ;
- la puissance thermique rejetée par le radiateur augmente, car le radiateur 1 dissipe aussi la quantité de chaleur issue des frottements qui augmentent naturellement avec la vitesse. Ce phénomène a ainsi pour effet d'augmenter l'écart de températures entre l'entrée et la sortie du radiateur 1.

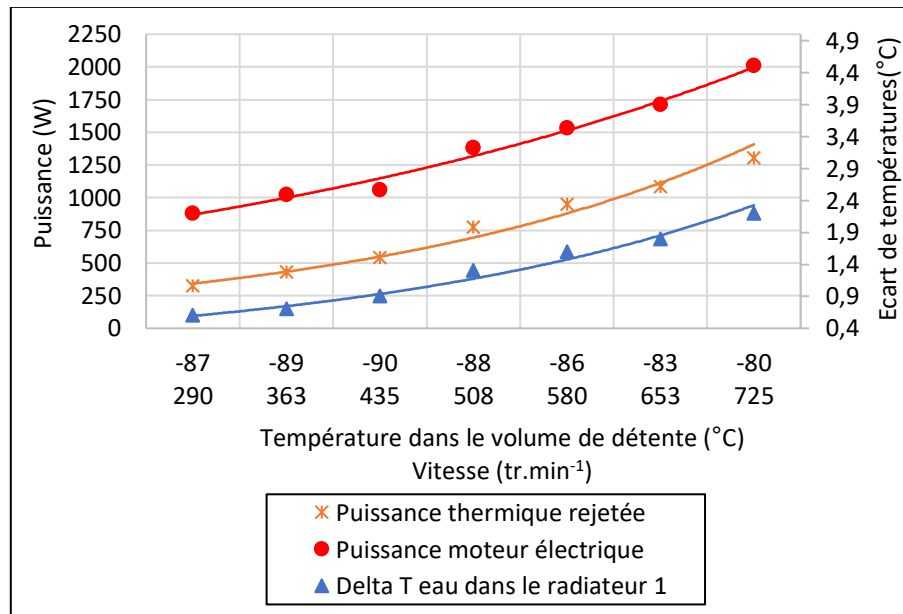


Figure 3-20 : puissances consommée par le moteur électrique et thermique rejetée, et écart de températures dans le radiateur 1 en fonction de la température dans le volume de détente et de la vitesse de rotation.

Pression 16 bar - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

3.6 Conclusions sur les influences des vitesses

La vitesse de rotation de la machine réceptrice de Stirling est commandée par un moteur asynchrone triphasé piloté par un variateur de vitesse. En travaillant avec différentes vitesses de rotation, nous avons observé leurs influences sur les autres paramètres de la machine Stirling comme : la température la plus basse sur la face externe de la tête, la durée de la phase transitoire de refroidissement, les pertes de charge et écarts de températures au travers des différents échangeurs thermiques, et les puissances thermiques rejetées.

Le choix de travailler avec différentes vitesses de rotation nous a permis de montrer que pour une pression de remplissage donnée de la machine Stirling, il existe une vitesse optimale permettant d'atteindre la plus basse température. La machine Stirling n'étant pas lubrifiée afin d'éviter la contamination des échangeurs thermiques par l'huile, le fait de travailler avec des vitesses de rotation élevées augmente les frottements des segments, ce qui affecte directement les performances. Afin de minimiser les pertes électriques de la partie entraînement de la machine réceptrice de Stirling, il convient de choisir un moteur électrique fonctionnant à une vitesse nominale qui doit être proche de la valeur optimale d'obtention de la plus basse température.

4. Influences de la pression de remplissage sur les paramètres de la machine

Dans une machine Stirling (motrice ou réceptrice), la puissance mécanique (fournie ou absorbée) est proportionnelle à la masse de gaz qu'elle contient, donc à sa pression dans un volume total donné. Dans la littérature, la pression de remplissage peut aller de la pression atmosphérique à plus d'une centaine de bars. Cette pression de remplissage est limitée par les contraintes admissibles des matériaux des pièces utilisées, le couple du moteur électrique et la réglementation d'utilisation des équipements sous pression [76].

Dans le cas de notre prototype de machine Stirling, la cloche de l'accouplement magnétique en acier inoxydable est l'élément mécanique du carter dont l'épaisseur de paroi est la plus fine (2 mm), sa pression maximale d'utilisation est de 60 bar. Nous avons donc décidé de travailler avec des pressions de remplissage inférieures à cette valeur : [10 ; 12 ; 14 ; 16 ; 20 ; 25] bar.

L'azote est choisi comme gaz de travail (gaz neutre et sec dont les propriétés sont très proches de celles de l'air). Pour chacune de ces pressions de remplissage des essais ont été réalisés avec différentes vitesses de rotation [290 ; 363 ; 435 ; 508 ; 580 ; 653 ; 725] tr.min⁻¹. Pour tous ces essais, la température et les débits d'eau aux entrées des radiateurs 1 et 2 sont identiques (10 °C) et respectivement 9 et 3 l.min⁻¹. Ci-après, sont présentées les influences de la pression de remplissage sur :

- la température dans le volume de détente ;
- la puissance thermique rejetée par les radiateurs ;
- les écarts de température et de pression dans les trois échangeurs thermiques.

4.1 Influences de la pression sur la température dans le volume de détente

Nous avons tracé les courbes pour les sept vitesses de rotation mais nous ne présentons que celles correspondant aux deux vitesses de rotations 435 tr.min⁻¹ et 725 tr.min⁻¹ (voir annexe 3-1 pour les autres vitesses). Pour chaque vitesse (figures 3-21 et 3-22), c'est avec la pression la plus élevée que la température dans le volume de détente se stabilise le plus rapidement à la valeur la plus basse. Les essais confirment que la puissance frigorifique augmente avec la masse de gaz, donc avec la pression, à volume total de machine donné.

L'augmentation de la vitesse a pour effet d'augmenter les pertes de charge au sein de la machine ainsi que les pertes par frottement mécanique et donc d'augmenter la valeur de la température du gaz au sein du volume de détente. Ainsi, à 725 tr.min⁻¹, après la phase transitoire, la température tend vers -70 °C pour toutes les pressions tandis qu'à 435 tr.min⁻¹ la température la plus basse tend vers -90 °C pour une pression de 25 bar et vers -70 °C pour une pression de 10 bar.

Sur la figure 3-23 issue de la littérature [77], les auteurs montrent avec une machine industrielle lubrifiée, que dans la phase transitoire la vitesse de refroidissement augmente avec la pression. Dans la phase stabilisée, toutes les courbes de température tendent vers une même valeur indépendamment de la valeur de la pression de remplissage (de 12 à 17 bar). A grande vitesse et sous forte pression de remplissage, notre machine montre aussi un comportement similaire (figure 3-23).

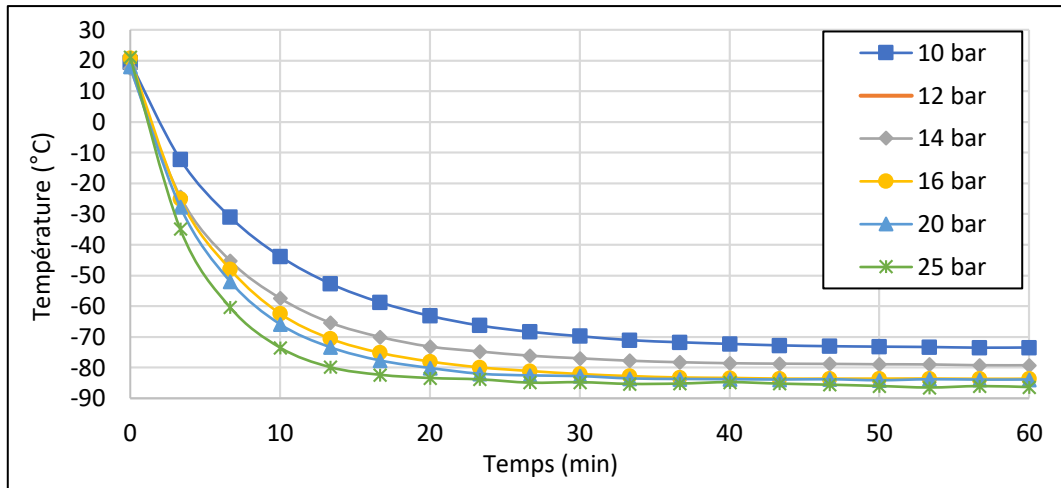


Figure 3-21 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente
Vitesse de 435 tr.min⁻¹; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

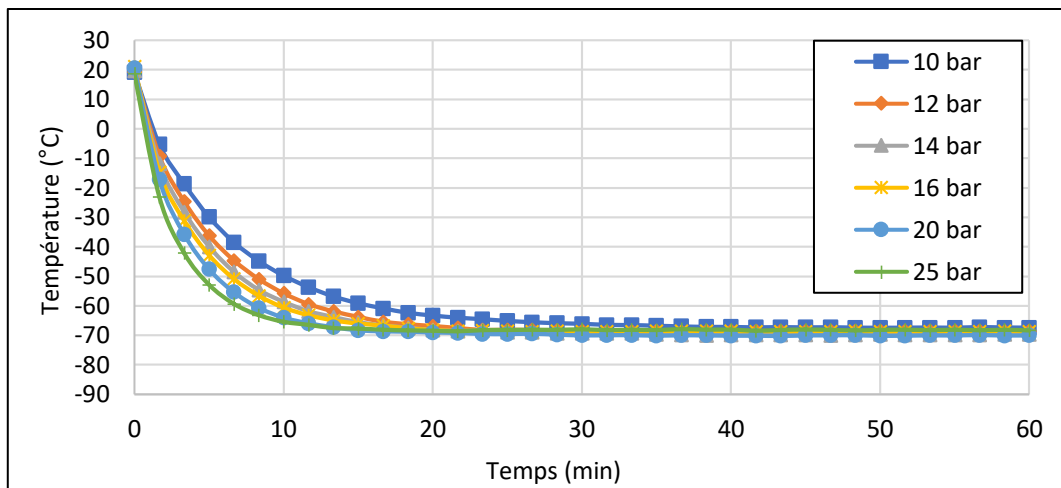


Figure 3-22 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente
Vitesse de 725 tr.min⁻¹; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

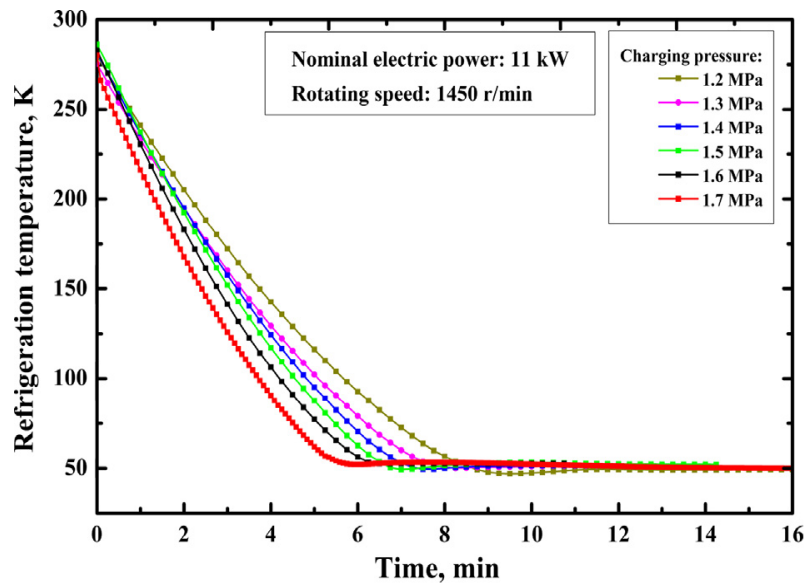


Figure 3-23 : influences de la pression de remplissage sur la température de réfrigération [77].

Pour chaque pression de remplissage, il existe une vitesse optimale permettant d'obtenir la température la plus basse comme nous pouvons l'observer figure 3-24. La valeur de cette température minimale décroît lorsque la pression de remplissage augmente : à 25 bar, la température minimale est de -87 °C pour une vitesse de rotation de 350 tr.min^{-1} et à 10 bar, elle est de -74 °C pour une vitesse de 350 tr.min^{-1} . On remarque également que la valeur de la température minimale augmente avec la vitesse de rotation. Ce phénomène est dû en partie à l'augmentation des pertes mécaniques dues aux frottements secs des segments dans l'alésage de la chemise du cylindre. Notre machine n'est pas lubrifiée, ce qui a pour effet d'augmenter la température et de dégrader ses performances.

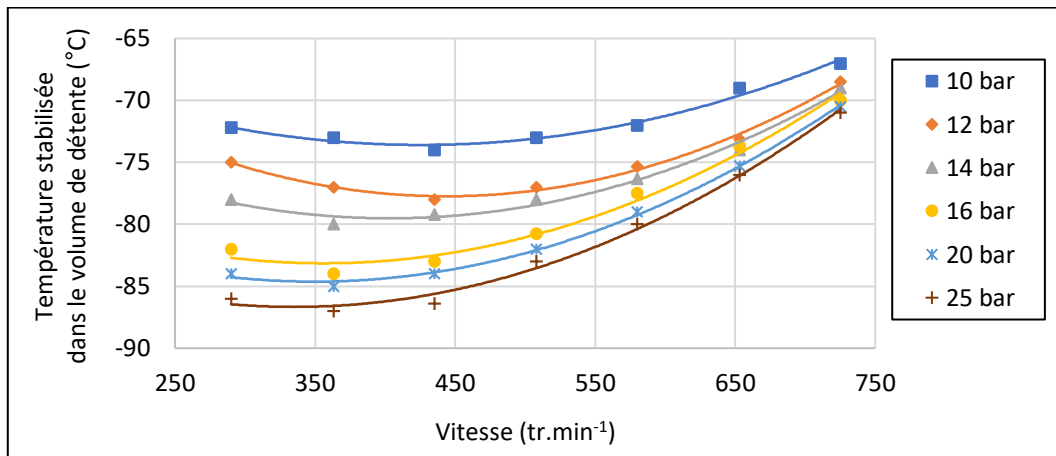


Figure 3-24 : température dans le volume de détente en fonction de la vitesse de rotation et de la pression de remplissage ; Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $9\text{ et }3\text{ l.min}^{-1}$.

4.2 Influences de la pression sur la puissance thermique rejetée

Le radiateur 1 a pour rôle le refroidissement du volume de compression et la dissipation de la quantité de chaleur issue des frottements des segments dans la chemise du cylindre. La puissance thermique rejetée par l'eau de refroidissement en sortie du radiateur 1 augmente avec la pression de remplissage : la puissance thermique due à la compression du gaz ainsi que la puissance générée par les frottements secs des segments sur la chemise du cylindre augmentent la température du gaz au sein du volume et donc la puissance thermique rejetée à l'échangeur (figure 3-25).

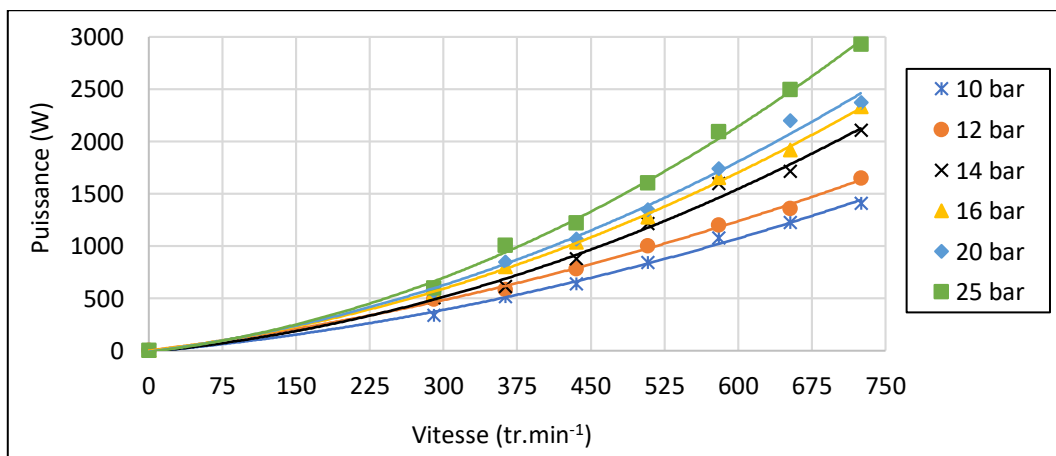


Figure 3-25 : puissance thermique rejetée par la radiateur 1 en fonction de la vitesse de rotation et de la pression de remplissage; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $9\text{ et }3\text{ l.min}^{-1}$.

4.3 Influences de la pression sur les pertes de charge et les écarts de températures dans les échangeurs

Pour une vitesse de rotation donnée de la machine Stirling, l'augmentation de la pression de remplissage conduit à l'augmentation des pertes de charge dans les canaux de la tête. On constate également une augmentation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (figure 3-26).

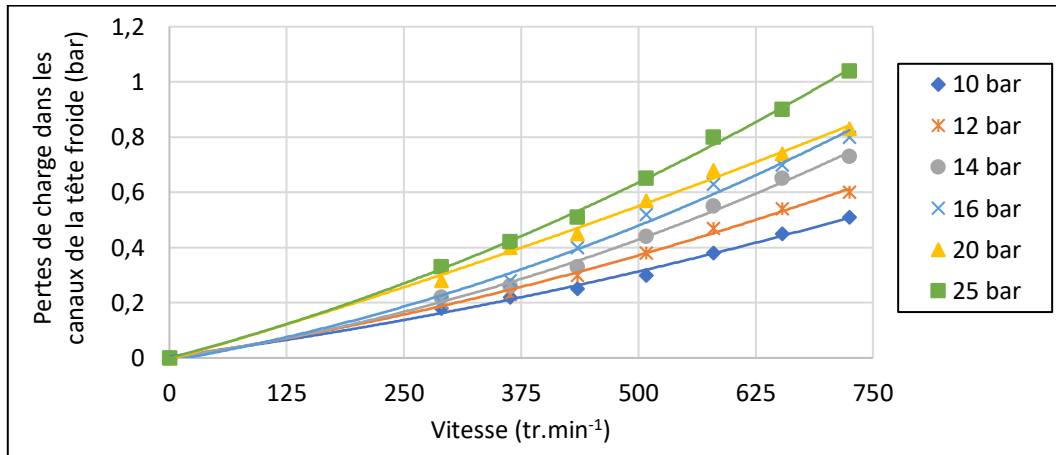


Figure 3-26 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage. Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

A pression de remplissage donnée, les écarts de température décroissent avec la vitesse de rotation du fait de l'augmentation de débit de gaz traversant les canaux, le transfert de chaleur étant augmenté (figure 3-27). L'effet de la pression est moins évident ; à vitesse de rotation donnée, les minimum et maximum d'écarts de température ne sont pas obtenus à pression de remplissage minimale de 10 bar et maximale de 25 bar mais à 16 bar et 14 bar respectivement. Il semble que l'écart de températures au niveau de la tête résulte d'un compromis entre le débit de gaz et les pertes de charge qui ont tendance à diminuer l'efficacité de l'échangeur. Malheureusement, nos investigations expérimentales n'ont pas pu permettre de déterminer le débit de gaz instantané traversant la tête de la machine.

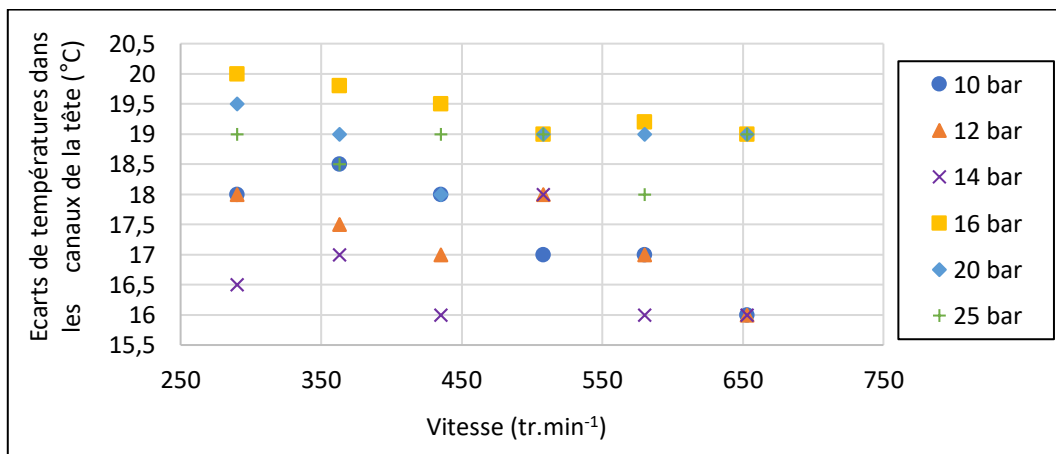


Figure 3-27 : écarts de températures dans les canaux de la tête en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Dans le régénérateur, à pression de remplissage donnée, les pertes de charge entrée/sortie augmentent avec la vitesse de rotation (figure 3-28) et à vitesse de rotation fixée, les pertes de charge augmentent avec la pression de remplissage. Cet effet est consécutif à l'augmentation des pertes de charge avec la vitesse au sein du régénérateur.

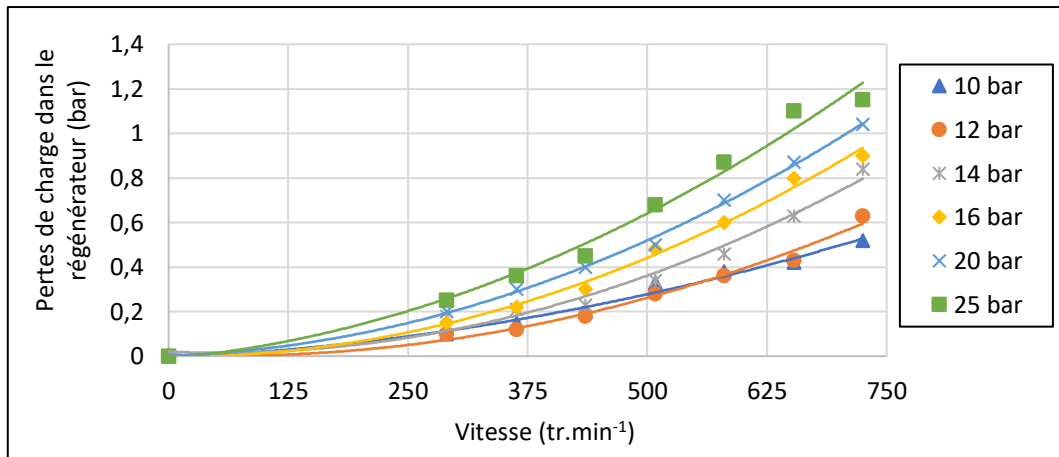


Figure 3-28: pertes de charge dans le régénérateur en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Contrairement aux canaux de la tête froide, les écarts de température au sein du régénérateur (figure 3-29) augmentent avec la vitesse de rotation et la pression de remplissage. Pour chaque pression de remplissage, l'écart de températures entre les deux vitesses extrêmes vaut environ 6 °C. Cependant, à vitesse de rotation donnée, la valeur moyenne des écarts de température augmente avec la pression de remplissage. Augmenter la pression de remplissage et la vitesse de rotation revient à augmenter le débit massique de gaz traversant le régénérateur dont les performances se dégradent compte-tenu de la porosité et des vitesses caractéristiques des échanges thermiques.

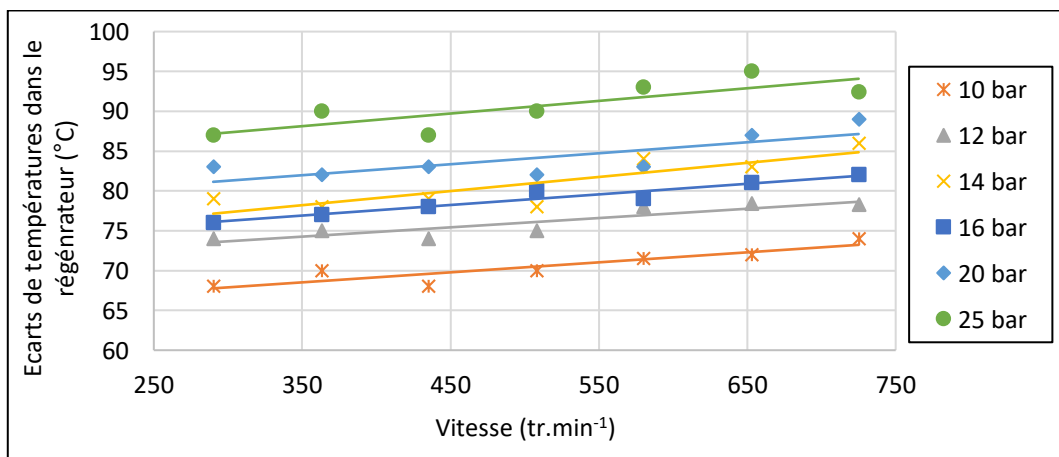


Figure 3-29 : écarts de températures dans le régénérateur en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Les pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 augmentent avec la pression de remplissage et avec la vitesse de rotation comme nous pouvons l'observer figure 3-30. Ce comportement est identique à celui observé dans les canaux de la tête et dans le régénérateur : le débit de gaz augmente proportionnellement à la vitesse et à la pression de remplissage donc logiquement les pertes de charge augmentent aussi.

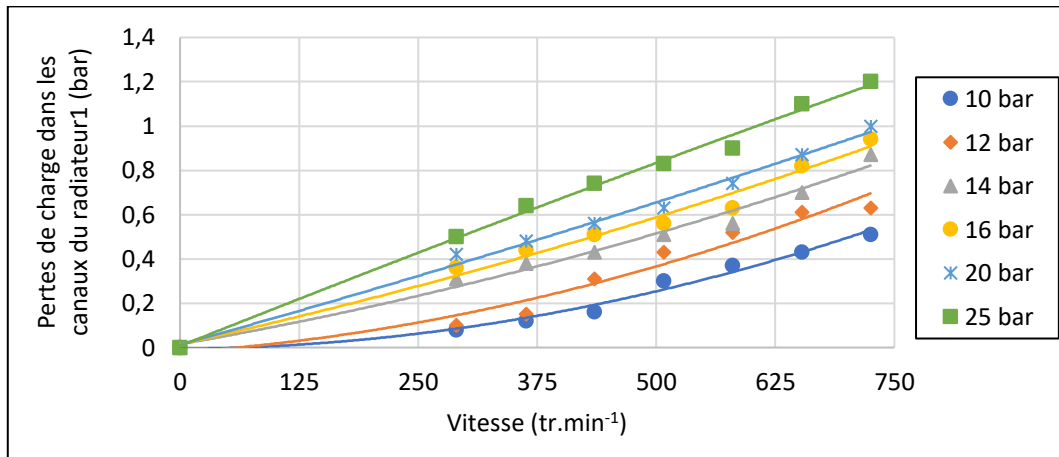


Figure 3-30: pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

L'influence de la pression de remplissage et de la vitesse de rotation sur les écarts de température, représentée figure 3-31 est plus délicate à interpréter : les mesures ne font pas apparaître des tendances claires. Tout comme pour les canaux de la tête froide, les écarts de température au niveau du radiateur 1 montrent des valeurs maximales pour une pression de remplissage de 16 bar et que le comportement général de cet échangeur résulte d'un compromis entre le débit massique de gaz et les pertes de charge dont il est difficile d'interpréter finement les performances (du fait de la méconnaissance des valeurs du débit massique instantané du gaz).

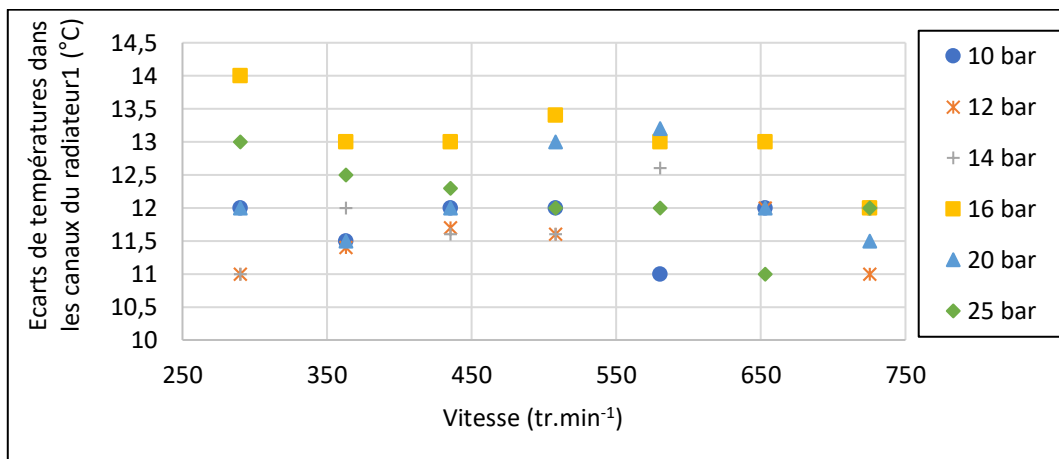


Figure 3-31: écarts de températures dans les canaux du radiateur 1 en fonction de la vitesse et de la pression de remplissage ; débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

4.4 Conclusion sur les influences de la pression de remplissage

La pression de remplissage de la machine Stirling équivaut à la quantité de gaz de travail dans la machine. C'est le facteur prépondérant de la puissance frigorifique à produire. Dans la phase transitoire, la vitesse de refroidissement du gaz augmente avec la vitesse de rotation de la machine. Lorsque le régime permanent stabilisé est atteint, quelle que soit la pression de remplissage, la température la plus basse est indépendante de la vitesse de rotation. Pour toutes les vitesses de rotation, c'est avec la pression la plus élevée que la température la plus basse est obtenue. L'augmentation de la pression de remplissage entraîne aussi l'augmentation des pertes de charge dans les trois échangeurs de la machine qui sont la tête froide, le régénérateur et le radiateur 1. Ce phénomène est aussi observable sur les écarts de température dans le régénérateur.

5. Influences du débit d'eau dans le radiateur 1 et de la circulation d'eau dans les capteurs de pression

Dans cette partie du manuscrit, nous présentons sous forme de tableau les influences sur les performances de la machine du débit d'eau de refroidissement dans le radiateur 1 et de la circulation d'eau dans les capteurs de pression montés sur la tête froide. Au chapitre 2 à la partie 3.1.1 page 67, l'influence de la température de l'eau de refroidissement sur la puissance froide produite par un cryogénérateur a été présentée. Un autre paramètre indissociable de la température est le débit d'eau de refroidissement. Nous avons réalisé des essais avec deux débits différents de 3 et 9 l.min⁻¹ en entrée du radiateur 1 mais avec la même température de 10 °C, la même vitesse de rotation 725 tr.min⁻¹ et la même pression de remplissage 16 bar.

Deux capteurs de pressions EWCTV-312 35 bar de marque KULITE, munis d'un circuit d'eau permettant de les maintenir à leur température de fonctionnement, sont montés dans le volume de détente et dans le volume situé à la partie inférieure du régénérateur, comme présenté dans le chapitre 2 à la partie 5.1.1 page 80. Cette fonctionnalité a été prévue par le fabricant dans le but de refroidir des capteurs placés dans un environnement à haute température. Nous avons utilisé cette fonction pour maintenir à température ambiante des capteurs placés à basse température dans la tête froide. La circulation d'eau à température ambiante entraîne néanmoins un apport de chaleur au niveau de la tête froide.

Dans le tableau 3-3, nous présentons une première comparaison entre les données des essais réalisés avec des débits d'eau de 3 et 9 l.min⁻¹, et une deuxième comparaison entre des essais avec et sans capteurs maintenus à la température ambiante par circulation d'eau. Les résultats, présentés dans le tableau 3-3, montrent :

- qu'avec un grand débit d'eau de refroidissement, la partie chaude de la machine Stirling est suffisamment refroidie : l'écart de températures aux extrémités du régénérateur est plus faible ; la température dans le volume de compression est plus faible ; l'écart de températures en entrée et sortie du radiateur 1 est plus faible d'où une faible puissance thermique rejetée. Nous observons de légères augmentations des puissances électrique, mécanique, froide et chaude issues des diagrammes indicateurs des volumes de détente et de compression ;
- que sans les capteurs de pression maintenus à la température ambiante par circulation d'eau : les températures dans le volume de détente et sur la face externe de la tête

sont plus basses ; il apparaît un grand écart de températures entre les deux extrémités du régénérateur ; aucun impact sur les températures dans les volumes de compression et de rebond ; de légères variations des puissances électrique, mécanique, et chaude issue du diagramme indicateur du volume de compression.

Essais sans charge thermique - Pression de remplissage 16 bar			
Vitesse 725 tr.min⁻¹ - Débit d'eau dans le radiateur 2 : 3 l.min⁻¹			
Débit d'eau dans le radiateur 1	3 l.min ⁻¹	9 l.min ⁻¹	9 l.min ⁻¹
Capteurs de pression maintenus à température ambiante	Oui	Oui	Non
Température sur la face externe de la tête T _{face ext} (°C)	-61	-63	-76
Température dans le volume de détente T _{Vdét} (°C)	-69	-72	-80
Ecart de températures dans le régénérateur (T _{reg inf} – T _{reg sup}) (°C)	82	70	82
Température dans le volume de compression T _{Vcomp} (°C)	44	34	34
Température dans le volume de rebond T _{Vreb} (°C)	32	31	32
Ecart de températures d'eau radiateur 1 (T _{ent rad1} – T _{sort rad1}) (°C)	11	2	2
Puissance thermique rejetée par les radiateurs P _{Urejetée} (W)	2332	1384	1305
Puissance consommée par le moteur électrique P _{U_{mot elec}} (W)	1980	2030	2010
Puissance mécanique P _{U_{meca}} (W)	1648	1702	1675
Capacité de refroidissement P _{U_{PVdét}} (W)	662	690	
Puissance chaude P _{U_{PVcomp}} (W)	1129	1172	1181

Tableau 3-3 : comparaisons des essais en fonction du débit d'eau de circulation dans les capteurs de pression et du maintien ou non à température ambiante des capteurs de pression.

6. Conclusions des essais sans charge thermique

Après la conception et la réalisation du prototype de machine réceptrice de Stirling pour la production de froid ainsi que de son banc d'essais expérimental, nous avons réalisé des essais sans charge thermique sous différentes vitesses de rotation, différentes pressions de remplissage, différents débits d'eau de refroidissement et avec ou sans capteurs de pression maintenus à température ambiante par circulation d'eau ce qui représente un total d'une cinquantaine d'essais expérimentaux dont chacun d'eux dure au minimum 60 minutes. Ceci a prouvé tout d'abord la réussite et la robustesse de ce premier prototype, ensuite la compréhension de l'influence des différents paramètres de la machine Stirling les uns envers les autres, et enfin que les objectifs fixés sont atteints : capacité de production de froid à des puissances proche de 700 W pour des températures intermédiaires pouvant atteindre -80 °C dans le volume de détente. Compte tenu des incertitudes de mesures de températures d'eau, il est difficile d'établir un bilan précis sur les puissances thermiques rejetées par les radiateurs ; l'écart de températures d'eau radiateur 1 étant du même ordre de grandeur que l'incertitude (2 °C).

Suite à ces essais sans charge thermique, nous avons une première cartographie de la machine réalisée. Ceci nous permettra au chapitre suivant de réaliser des essais avec des charges thermiques montées sur la tête froide. C'est à partir des résultats des essais avec charges thermiques que nous déterminerons les coefficients de performances et les efficacités de notre machine réceptrice de Stirling.

Chapitre 4

PRODUCTION DE FROID

AVEC CHARGE THERMIQUE

Introduction

Les essais expérimentaux avec la machine réceptrice de Stirling refroidissant une charge thermique permettront de connaître les performances de ce prototype nouvellement réalisé. Après les essais de production de froid sans charge thermique ayant permis de comprendre le fonctionnement de la machine Stirling, une charge thermique, dont la puissance peut varier, est montée sur l'échangeur de tête de la machine.

Dans le domaine de la réfrigération, le type de charge thermique à refroidir dépend de l'application frigorifique à laquelle la machine est destinée : froid alimentaire, conditionnement d'air, froid industriel. Le froid peut également être distribué par circulation d'air ou de fluide, et ce, à différentes températures. Dans ce chapitre, nous avons choisi une charge thermique de type résistance électrique chauffante, positionnée localement sur la tête de la machine, ce qui nous permet de mesurer facilement sa puissance absorbée.

Les objectifs de ces essais de production de froid avec une charge thermique sont multiples : tout d'abord, la détermination des puissances frigorifiques de la machine Stirling ainsi que de ses différents Coefficients de Performance (COP réel et COP de Carnot, définis au chapitre 1) à différentes températures froides stabilisées (allant de -50 °C à 20 °C) ; ensuite la détermination des efficacités ou encore des rendements thermodynamiques ; enfin, la réalisation d'une cartographie des performances de la machine fonctionnant à différentes vitesses de rotation et pour des débits d'eau différents dans les radiateurs.

La première partie du chapitre détaille le montage expérimental et le plan d'essais. La deuxième partie montre les différents résultats obtenus. La troisième partie présente les essais dans le cas d'entraînement à faibles vitesses. En fin de chapitre, quelques résultats expérimentaux issus de la littérature sont comparés à ceux de notre machine frigorifique.

1. Description du banc expérimental et de types d'essais

La charge thermique est imposée par un collier chauffant électrique céramique de puissance nominale (1,2 kW) pour la caractérisation de notre prototype de machine Stirling (figure 4-1). La puissance de chauffe de ce collier est pilotée par un alternostat appelé encore autotransformateur variable. Afin de limiter les pertes thermiques entre le collier chauffant et la tête froide de la machine, l'ensemble est thermiquement isolé par un matelas conçu spécialement pour de telles applications. La puissance absorbée par le collier chauffant électrique est mesurée par un wattmètre monté entre le collier chauffant et l'alternostat. La machine Stirling étant non lubrifiée, sa vitesse maximale d'entraînement par le moteur asynchrone triphasé est fixée à 725 tr.min^{-1} afin de minimiser les frottements secs donc les pertes mécaniques.

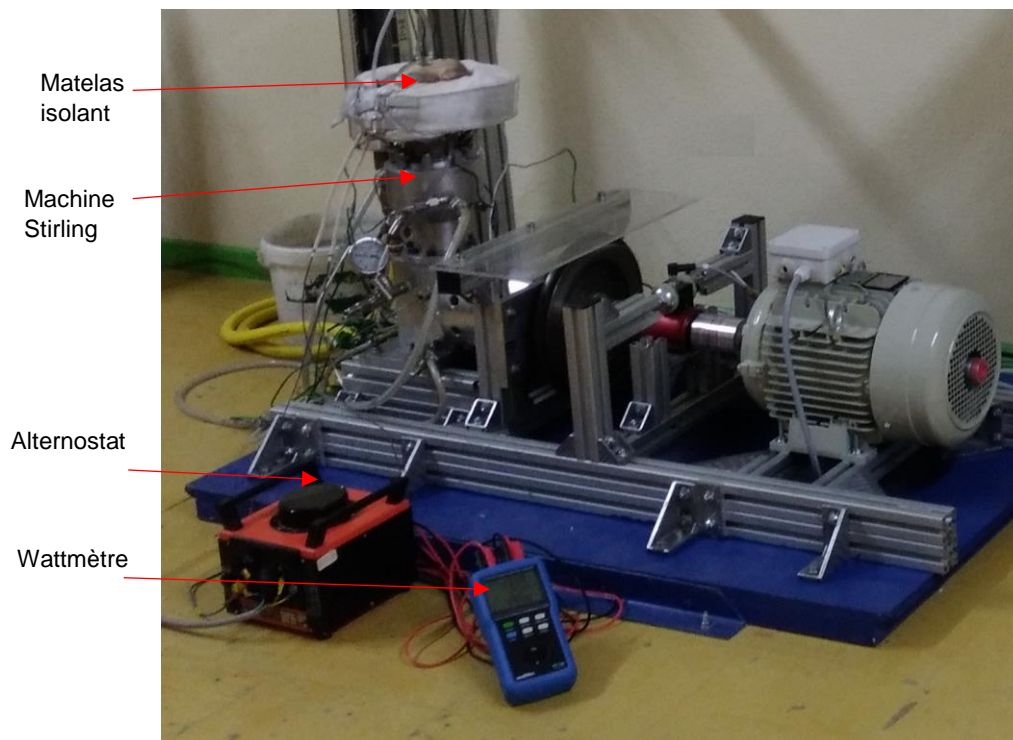


Figure 4-1 : machine réceptrice de Stirling avec sa charge thermique pilotée par un alternostat.

Au cours d'un essai, lorsque l'ensemble machine Stirling et charge thermique fonctionne en continu jusqu'à atteindre un régime quasi-stationnaire, les températures et puissances sont stabilisées. La puissance frigorifique produite à la température stabilisée, sur la face externe de la tête de la machine Stirling, équivaut donc à la puissance imposée au collier chauffant électrique et mesurée au wattmètre. Nous appelons « puissance froide » la puissance thermique du collier chauffant supposée égale à la puissance électrique mesurée de l'élément chauffant. Cette expression impropre correspond à l'expression anglo-saxonne « cold production » que l'on retrouve dans la littérature internationale.

Les essais expérimentaux avec le collier chauffant électrique comme charge thermique se dérouleront de trois manières différentes :

- **Cas n°1 : refroidissement sans charge thermique, puis application d'une charge thermique à puissance croissante.** Pour la première caractérisation de la machine avec une charge thermique, nous avons tout d'abord procédé au refroidissement de l'ensemble constitué de la tête de la machine Stirling et du collier chauffant électrique non alimenté. La procédure peut se résumer comme suit :
 - mise en marche du prototype Stirling, collier chauffant non alimenté jusqu'à l'obtention d'une température stable relevée sur la face externe de la tête ;
 - observation de la stabilisation pendant 5 minutes (les essais ont montré que cette durée était suffisante pour atteindre la stabilisation) ;
 - mise sous tension du collier chauffant à une puissance donnée et fonctionnement de l'ensemble jusqu'à la nouvelle température d'équilibre (la puissance frigorifique de la machine est alors celle imposée au collier chauffant) ;
 - de nouveau, observation de la stabilisation pendant 5 minutes ;
 - augmentation de la puissance du collier chauffant et fonctionnement de l'ensemble jusqu'à une nouvelle température d'équilibre ;
 - observation de la stabilisation pendant 5 minutes ;
 - répétition des 2 dernières phases jusqu'à l'obtention de la température ambiante.
- **Cas n°2 : refroidissement sans charge thermique puis application d'une charge thermique à puissance fixe.** Ce type d'essai expérimental correspond à une enceinte frigorifique vide dont la température interne est à sa valeur la plus basse. Par la suite, un produit y est déposé pour être refroidi. Cet essai se déroule comme suit :
 - mise en marche du prototype Stirling, collier chauffant non alimenté jusqu'à l'obtention d'une température stabilisée relevée en face externe de la tête ;
 - observation de la stabilisation pendant 5 minutes ;
 - mise sous tension du collier chauffant à une puissance donnée puis fonctionnement de l'ensemble jusqu'à la température d'équilibre. La puissance frigorifique de la machine est celle imposée au collier chauffant ;
 - observation de la stabilisation.

Plusieurs puissances de colliers chauffants seront appliquées selon cette procédure jusqu'à obtenir une température proche de la température ambiante.

- **Cas n°3 : refroidissement et application d'une charge thermique à puissance fixe simultanément.** Cet essai correspond à un système frigorifique à l'arrêt dont la température interne est la température ambiante, et dans lequel un produit est déposé pour être refroidi. Cet essai se déroule comme suit :
 - mise en marche de la machine Stirling et alimentation du collier chauffant à puissance fixe jusqu'à une température stabilisée sur la face externe de la tête ;
 - observation de la stabilisation.

Comme précédemment, différentes puissances thermiques seront utilisées jusqu'à l'obtention d'une température sur la face externe de la tête proche de l'ambiante. Des essais avec de faibles vitesses d'entraînement seront réalisés dans le cas n° 3, afin d'observer l'influence du changement de vitesse sur la machine Stirling frigorifique.

2. Essai cas n°1

Dans ce paragraphe, nous allons décrire les résultats des premiers essais réalisés avec le prototype dans les conditions décrites au paragraphe précédent, cas n°1. Il s'agit d'essais où un premier refroidissement est obtenu sans charge thermique, puis une charge thermique variable est appliquée par paliers de puissance croissante.

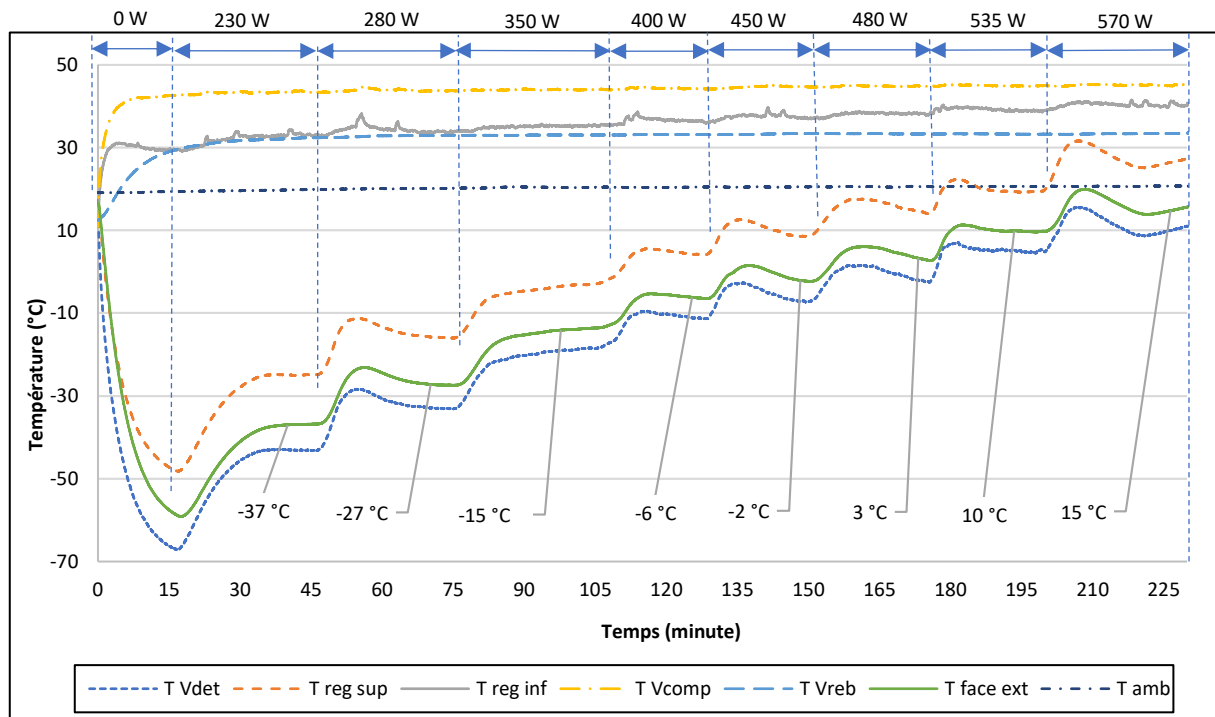


Figure 4-2 : production de froid à différentes températures avec une charge thermique à puissance croissante
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

Sur la figure 4-2, le déroulement dans le temps de l'essai est présenté, avec les différentes puissances appliquées et les relevés de températures dans les volumes de détente et de compression, dans les zones inférieures et supérieures du régénérateur, dans le volume de rebond, sur la face externe de tête et la température ambiante. Au début de l'essai, toutes les températures sont à 20 °C. Après la mise en marche de la machine Stirling, nous observons des augmentations de températures de la zone chaude et des baisses des températures de la zone froide.

Après 17 minutes de fonctionnement correspondant à la phase transitoire de la machine, les températures observées dans les différents volumes sont :

- -67 °C dans le volume de détente ;
- -59 °C sur la face externe de la tête ;
- -48 °C dans le volume au-dessus du régénérateur.

Notons que ces valeurs de températures dans les zones froide et chaude de la machine sont plus élevées que celles observées lors des essais sans charge thermique au chapitre 3, car l'inertie du collier électrique s'est ajoutée à celle de la tête de la machine. A la fin de cette période transitoire, une puissance de 230 W est appliquée au collier chauffant : nous observons l'augmentation des trois températures de la zone froide jusqu'à leurs stabilisations

pendant 15 minutes environ, d'où l'apparition des premiers paliers sur les trois courbes. La température sur la face externe de la tête se stabilise à -37 °C . La puissance de chauffe du collier est augmentée jusqu'à 280 W et comme précédemment nous observons les augmentations des températures puis leurs stabilisations, en particulier à -27 °C sur la face externe de la tête.

Nous procédons de la même manière et augmentons par paliers successifs la puissance de chauffe du collier jusqu'à 570 W pour atteindre une température de 15 °C sur la face externe de la tête de la machine. A chaque changement de puissance de chauffe du collier, sur les courbes, nous observons une remontée en température puis une descente jusqu'au palier, car le collier chauffant ayant une dynamique plus rapide que la machine Stirling, fait augmenter la température. La machine Stirling, plus puissante que le collier chauffant mais ayant une dynamique lente, impose la température d'équilibre à l'ensemble.

Dans cet essai, le débit d'eau de refroidissement de $3\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ est utilisé en raison de problèmes techniques sur le bain thermostaté prévu initialement. Les premiers résultats de ces essais de la machine Stirling montrent que le fonctionnement en charge est opérationnel : nous avons obtenu une production de froid à des températures intermédiaires, allant de -40 °C à 20 °C , pour des puissances frigorifiques allant jusqu'à 500 W . Les détails des résultats des essais cas n° 1 se trouvent en annexe 4-1, il s'agit :

- des puissances électriques et thermique rejetée (eau chaude) en sortie des 2 radiateurs, annexe 4-1-1 ;
- des coefficients de performances, annexe 4-1-2 ;
- des puissances froides produites et efficacités, annexe 4-1-3 ;
- des coefficients de performances et efficacités, annexe 4-1-4 ;
- d'un tableau synthétisant toutes les valeurs des différents paramètres, annexe 4-1-5.

Tout au long de l'essai expérimental, nous observons qu'avec les augmentations de la charge thermique, les températures dans les volumes de compression, de rebond et au-dessus du régénérateur, tous situés dans la partie chaude de la machine, varient très légèrement à chaque augmentation de la puissance de chauffe, en raison du rôle de pont thermique que joue le régénérateur entre les 2 parties de la machine. Pour les différents paliers de cet essai, nous pouvons donc établir une correspondance entre la puissance froide produite et les différentes températures stabilisées sur la face externe de la tête. Ces valeurs obtenues dans ce premier essai vont nous permettre de planifier la deuxième campagne d'essais correspondant au cas n°2.

3. Essai cas n°2

Dans cette série d'essais, la charge thermique est appliquée une fois la machine refroidie à sa température d'équilibre, et les mesures sont effectuées une fois la nouvelle température d'équilibre atteinte [78]. Nous avons réalisé un total de 8 essais expérimentaux. Les résultats détaillés d'un essai avec une puissance frigorifique de 220 W sont présentés dans le paragraphe qui suit, une synthèse des résultats pour les différentes puissances appliquées sera présentée au paragraphe 3.4. Les conditions expérimentales sont présentées dans le tableau 4-1.

Pression de remplissage (bar)	16
Gaz de travail	N ₂
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	725
Température d'entrée de l'eau (°C)	10
Débit d'eau (l.min ⁻¹)	3
Puissance de la charge thermique (W)	0 ; 220 ; 280 ; 322 ; 380 ; 475 ; 590 ; 653

Tableau 4-1 : conditions expérimentales cas n°2.

3.1 Résultats d'un essai cas n°2

3.1.1 Températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête

Les mesures obtenues sont représentées figure 4-3. Au début de l'essai, nous observons que toutes les températures sont à environ 20 °C. Lorsque la machine Stirling est mise en marche, il s'ensuit une augmentation des températures dans la zone chaude (dans les volumes de compression, de rebond et au-dessous du régénérateur) et une baisse des températures dans la zone froide (dans les volumes de détente et au-dessus du régénérateur, et sur la face externe de la tête). La température dans le volume de détente atteint -61 °C. Après l'observation d'une courte stabilisation, le collier chauffant électrique est mis sous tension avec une puissance de chauffe de 220 W, sa dynamique plus rapide que celle de la machine Stirling fait augmenter les températures froides. Le fonctionnement est alors continu jusqu'à la stabilisation de toutes les températures : le régime permanent est atteint pour une puissance frigorifique de 220 W avec une température sur la face externe de la tête de -37 °C.

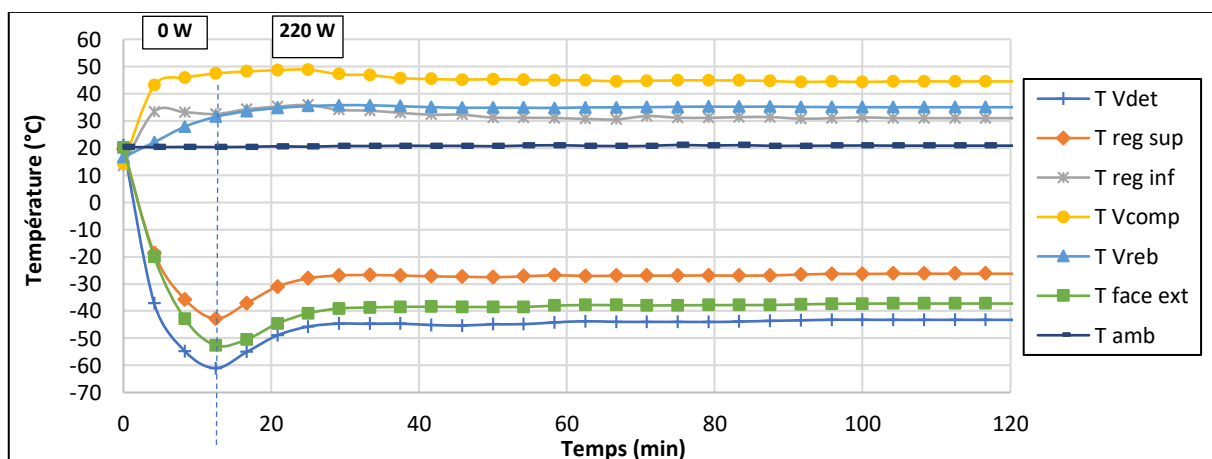


Figure 4-3 : températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête en fonction du temps
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

3.1.2 Températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs

Nous observons sur la figure 4-4 : un écart de températures de 10 °C entre l'entrée et la sortie du radiateur 1 refroidissant le volume de compression et la chemise du cylindre. Nous constatons également un écart de températures de 1 °C entre l'entrée et la sortie du radiateur 2 refroidissant le volume de rebond contenant le vilebrequin et les bielles, et correspondant à la dissipation de chaleur dégagée par les frottements des roulements et ceux des pièces en mouvement dans ce volume.

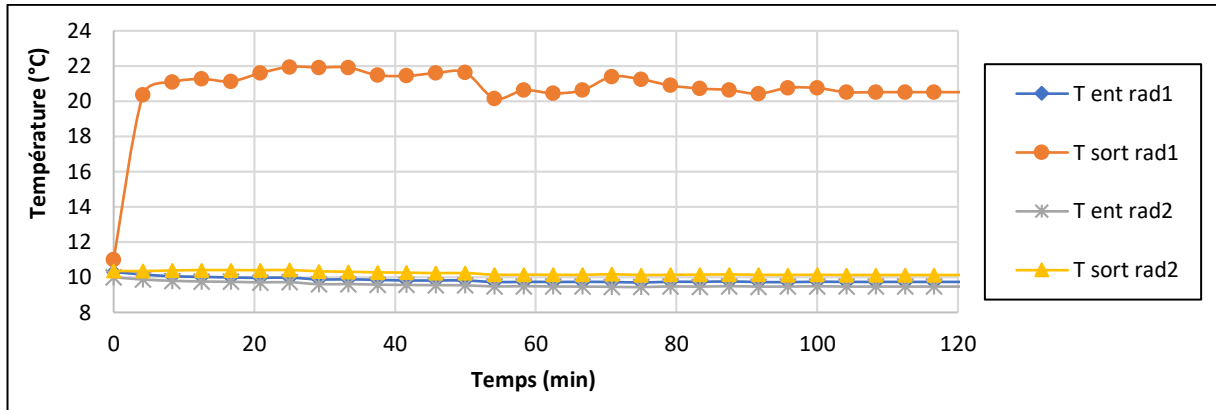


Figure 4-4 : températures d'eau aux entrées et sorties des deux radiateurs en fonction du temps
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

3.1.3 Puissances électrique consommée et thermique rejetée

D'après la figure 4-5, la puissance du collier chauffant est de 220 W, celle du moteur électrique augmente jusqu'à 2000 W pendant la durée de refroidissement puis diminue dès la mise sous tension du collier chauffant pour se stabiliser à 1810 W. La puissance thermique rejetée par les deux radiateurs se stabilise à 2250 W. Cette puissance regroupe les puissances d'eau de refroidissement des volumes de compression et de rebond, des frottements des segments sur la chemise, et des frottements dans le carter du vilebrequin.

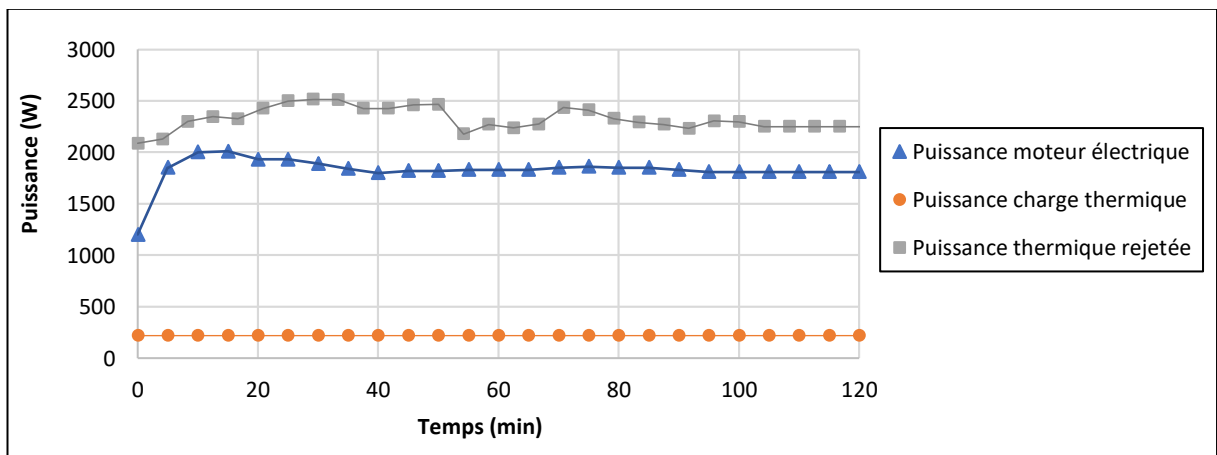


Figure 4-5 : puissance consommée par le moteur électrique, puissance de la charge thermique et puissance thermique rejetée par les radiateurs en fonction du temps.
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

3.2 Mesures en zone stabilisée

3.2.1 Couple et vitesse instantanés

Les variations instantanées du couple et de la vitesse sont représentées figure 4-6. Les valeurs moyennes du couple (20 N.m) et de la vitesse (718 tr.min⁻¹) permettent le calcul de la puissance mécanique effective de 1512 W sur l'arbre d'entrée de la machine Stirling. La puissance consommée par le moteur électrique étant de 1810 W, la différence entre ces deux puissances donne une perte électrique de 298 W, environ 16%.

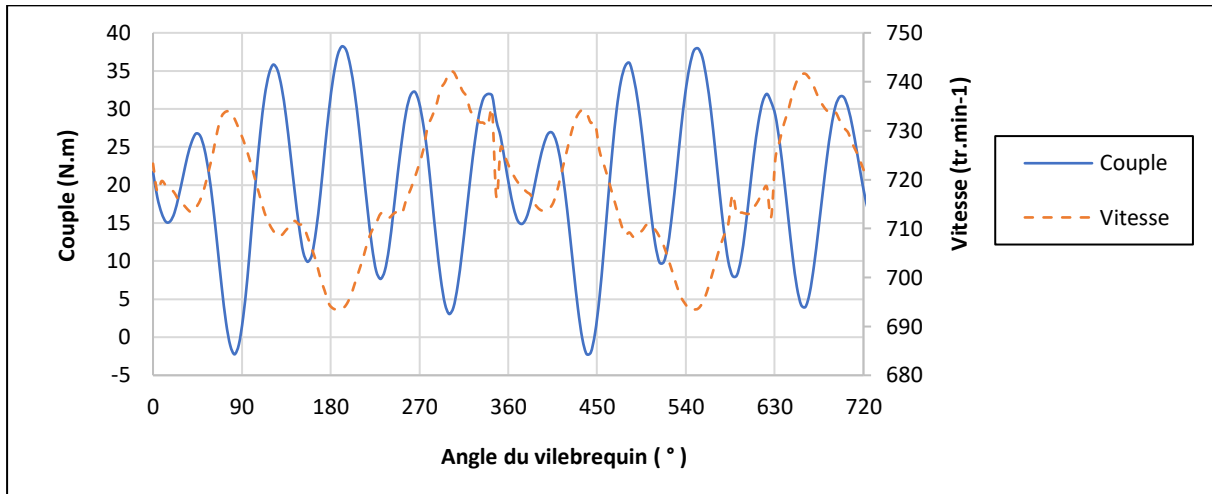


Figure 4-6 : couple et vitesse instantanés mesurés par le coulemètre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

3.2.2 Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête

Les températures stabilisées dans les cinq volumes de la machine et sur la face externe de la tête présentées à la figure 4-3 permettent de déterminer les écarts de température dans les trois échangeurs thermiques de la machine, tableau 4-2 :

Température dans le volume de détente $T_{V_{dét}}$ (°C)	-43
Température sur la face externe de la tête $T_{face\ ext}$ (°C)	-37
Température au niveau de la partie supérieure du régénérateur $T_{reg\ sup}$ (°C)	-26
Température au niveau de la partie inférieure du régénérateur $T_{reg\ inf}$ (°C)	31
Température dans le volume de compression $T_{V_{comp}}$ (°C)	45
Température dans le volume de rebond $T_{V_{reb}}$ (°C)	35
Ecart de températures dans la paroi de la tête ($T_{face\ ext} - T_{V_{dét}}$) (°C)	6
Ecart de températures dans les canaux de la tête ($T_{sup\ reg} - T_{V_{dét}}$) (°C)	17
Ecart de température aux deux extrémités du régénérateur ($T_{inf\ reg} - T_{sup\ reg}$) (°C)	55
Ecart de température dans les canaux du radiateur 1 ($T_{V_{comp}} - T_{inf\ reg}$) (°C)	13

Tableau 4-2 : températures aux différents points de mesures de la machine Stirling
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

3.2.3 Pressions instantanées dans les cinq volumes

Pour une pression de remplissage à 16 bar et une vitesse de rotation de 725 tr.min^{-1} , la pression dans le volume de compression a une amplitude de 9 bar conformément aux résultats de la figure 4-8. C'est l'amplitude la plus élevée ; celle du volume de rebond est la plus faible à 2,7 bar en raison du volume important de cet espace. Comme pour les essais sans charge, les maximums de pressions montrent l'existence d'un déphasage dont la valeur maximale d'environ 30° entre les courbes $P_{Vdét}$ et P_{Vcomp} traduit, entre autres, les effets de compressibilité du gaz lors de l'écoulement alterné avec pertes de charge entre les deux volumes de détente et de compression.

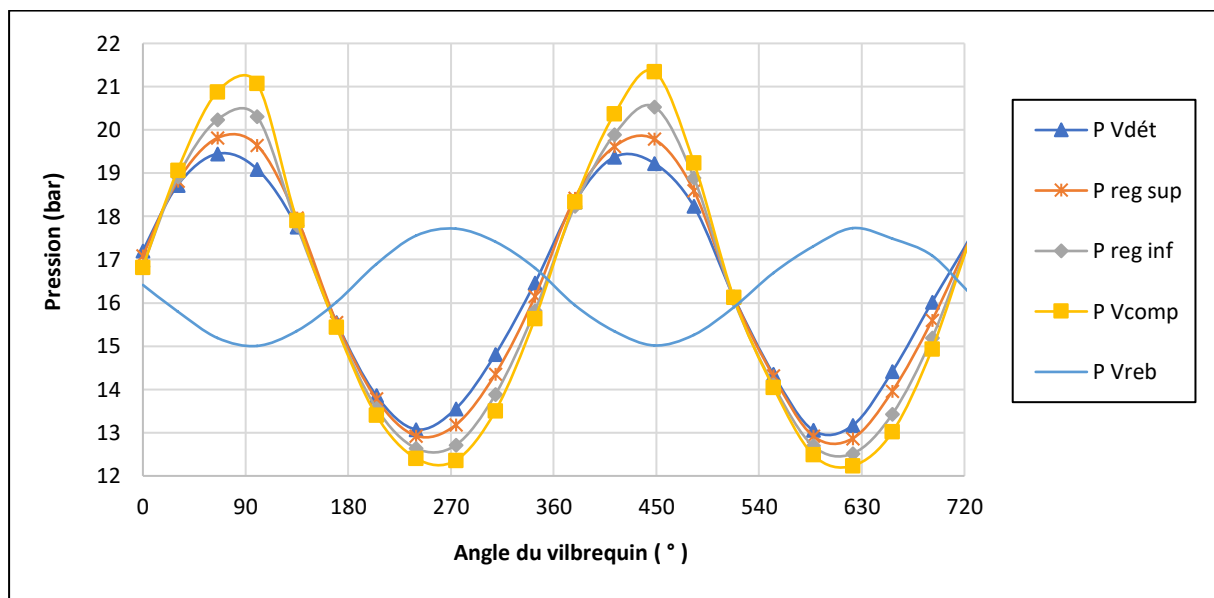


Figure 4-7 : pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min^{-1} - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min^{-1} .

3.2.4 Pertes de charge dans les échangeurs thermiques

Sur les trois figures 4-8 à 4-10 présentant les pertes de charge, nous observons une chute de pression de 0,6 bar dans les canaux de la tête froide, de 0,7 bar dans le régénérateur, et de 0,8 bar dans les canaux du radiateur 1. Nous constatons que le régénérateur présente des pertes de charge du même ordre de grandeur que celles des canaux de la tête froide et du radiateur 1. Par rapport aux résultats classiques dans les modèles de machines, nous observons que l'écart entre les pertes de charge des trois échangeurs est nettement plus restreint [79]. Cela ouvre la voie à de futurs travaux d'optimisation sur la porosité du régénérateur et sur les canaux de passages du gaz de travail dans la tête froide et dans le radiateur 1.

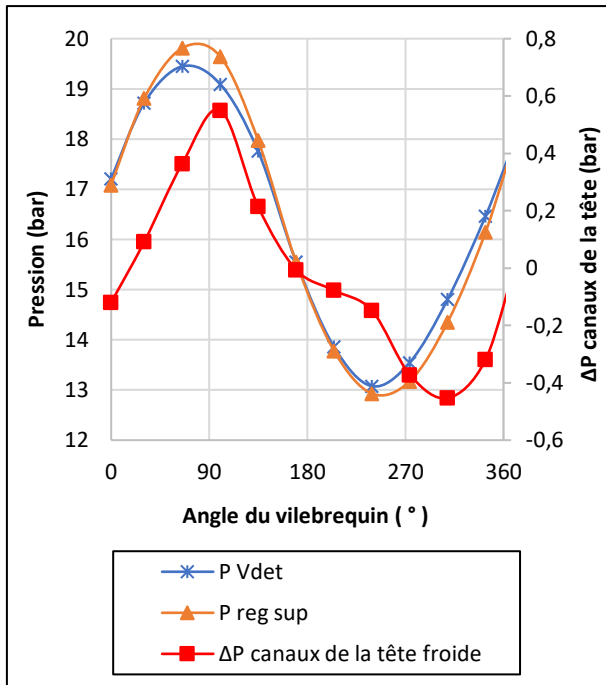


Figure 4-8 : pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin.

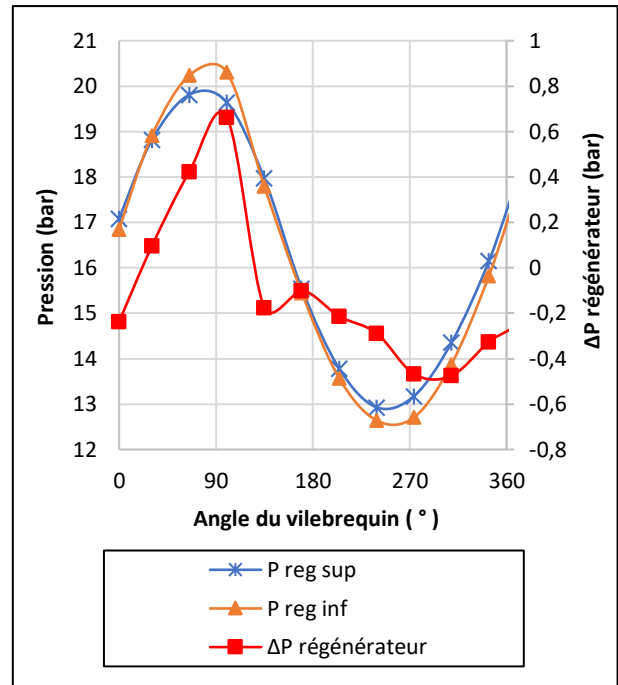


Figure 4-9 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.

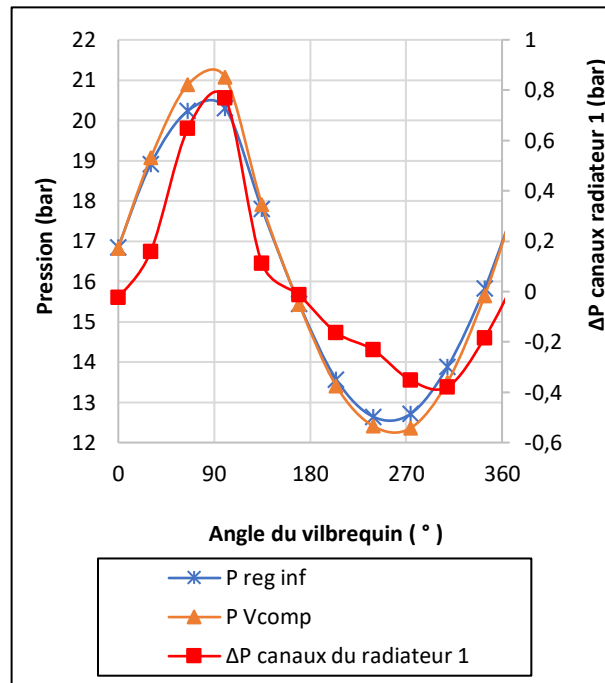


Figure 4-10 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin.

3.2.5 Diagrammes indicateurs

La figure 4-11 montre les diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente.

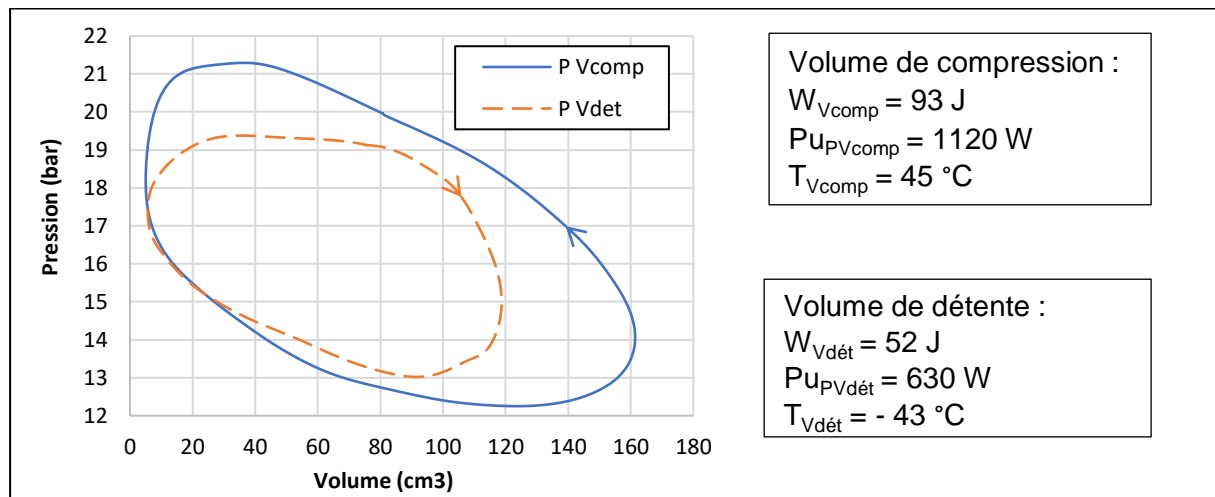


Figure 4-11 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente.

Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

Les énergies indiquées dans les volumes de compression et de détente sont : $W_{Vcomp} = 93 \text{ J}$ et $W_{Vdet} = 52 \text{ J}$. Ainsi, pour une machine fonctionnement à la vitesse de rotation de 725 tr.min⁻¹, cela correspond aux puissances indiquées correspondantes : $Pu_{PVcomp} = 1120 \text{ W}$ et $Pu_{PVdet} = 630 \text{ W}$.

3.3 Synthèse de l'essai cas n°2

Pour cet essai cas n°2 réalisé ayant une durée de 120 minutes, nous avons les résultats suivants :

- une puissance froide produite de 220 W sur la face externe de la tête froide à -37 °C ;
- une capacité de refroidissement de 630 W à -43 °C dans le volume de détente ;
- une puissance de 1810 W consommée par le moteur électrique ;
- une puissance mécanique de 1512 W sur l'arbre du vilebrequin ;
- une perte électrique de 298 W ;
- une puissance effective linéaire de 1205 W ($Pu_{eff p} = 1058 \text{ W}$ et $Pu_{eff d} = 147 \text{ W}$) ;
- une perte mécanique de 307 W ;
- une puissance chaude indiquée de 1120 W à 45 °C dans le volume de compression ;
- une puissance thermique rejetée de 2250 W par les deux radiateurs ;
- un écart de températures de 55 °C entre les deux extrémités du régénérateur ;
- des pertes de charge inférieures à 1 bar dans les trois échangeurs thermiques ;
- un COP de 0,12 issu des puissances froide produite et électrique consommée ;
- un COP Carnot de 2,62 pour des températures dans les volumes de détente et de compression de -43 °C et 45 °C respectivement ;
- une efficacité ou rendement thermodynamique de la machine Stirling de 4,6%.

Les résultats des autres essais expérimentaux permettront d'avoir les performances pour d'autres charges thermiques donc pour des productions de froid sur une plage de température allant de -37 °C à 20 °C sur la face externe de la tête de la machine Stirling frigorifique.

3.4 Influences des charges thermiques appliquées

Ce paragraphe présente les résultats synthétisés de 7 essais cas n° 2 avec différentes puissances de production de froid. Les conditions expérimentales sont celles du tableau 4-1.

3.4.1 Evolutions de la température sur la face externe de la tête

Les courbes de la figure 4-12 montrent les évolutions de la température sur la face externe de la tête de la machine en fonction de la puissance froide produite et du temps. Pour une puissance nulle, c'est-à-dire sans charge thermique la température s'est stabilisée à $-61\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pour des productions de froid négatif : les températures vont de $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ et les puissances varient entre 220 à 475 W. Pour des productions de froid positif : les températures vont de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ et les puissances varient de 475 à 653 W.

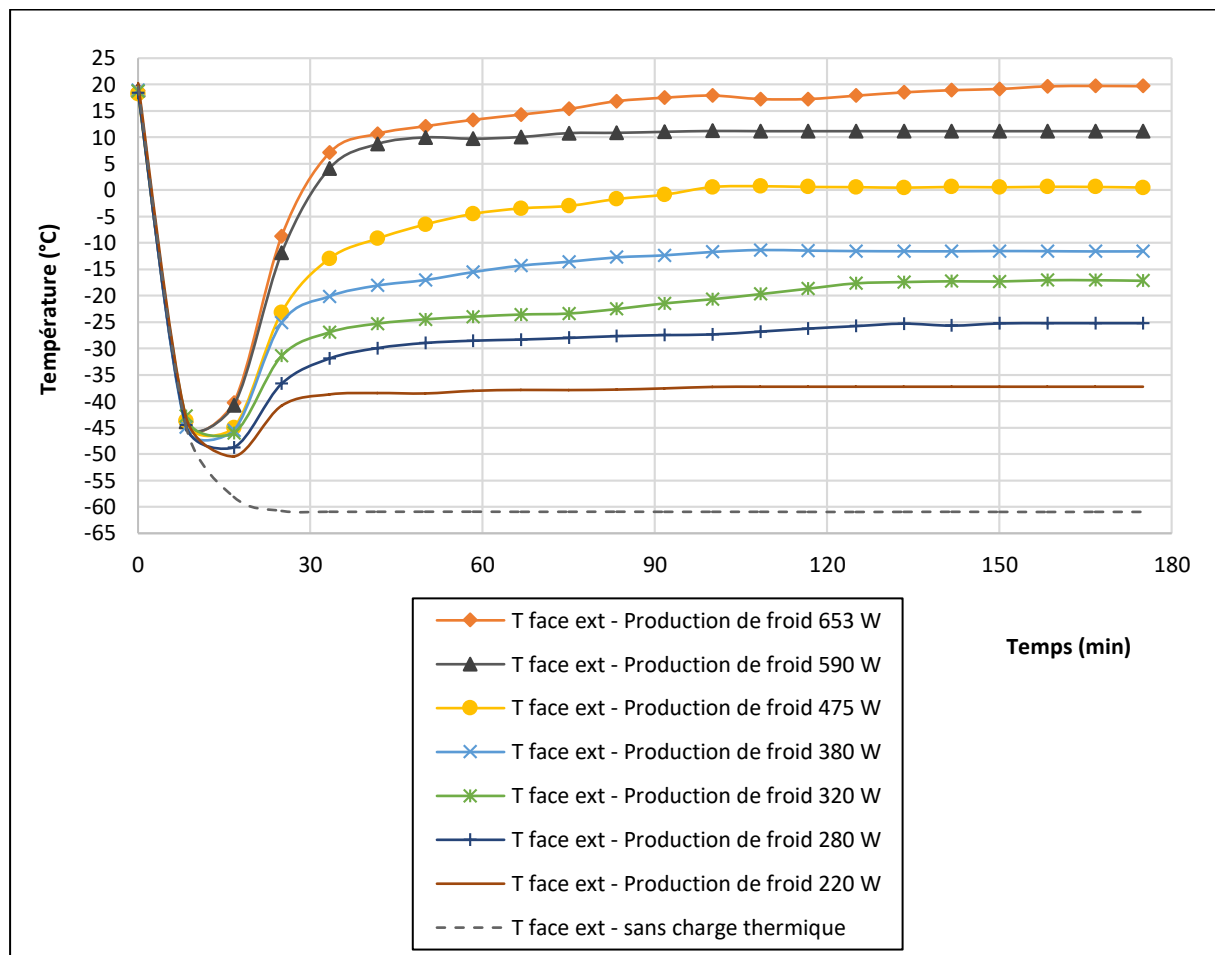


Figure 4-12 : évolutions en fonction du temps de la température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid Pression de remplissage 16 bar - vitesse $725\text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ - débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $3\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

Les analyses des résultats en régime stabilisé permettront de résumer les évolutions des paramètres internes de la machine Stirling frigorifique.

3.4.2 Pertes de charge et écarts de température dans les échangeurs

Sur la figure 4-13, on observe que les pertes de charge dans les trois échangeurs sont inférieures à 1 bar. Les pertes de charge dans la tête froide diminuent de 27% quand la puissance froide produite et la température de la face externe de la tête augmentent, en raison de la modification de la viscosité du gaz de travail avec la température. La tendance est aussi visible pour les autres échangeurs avec des baisses de 12% pour le régénérateur et 20% pour le radiateur 1.

Sur la figure 4-14, pour des productions de froid négatif plus faible, nous observons, comme attendu, une augmentation de l'écart de températures aux extrémités du régénérateur. Dans les canaux de la tête, les écarts ne varient presque pas pour les différentes puissances froides produites et la température stabilisée. En revanche, cet écart varie de 2 °C à 13 °C avec la baisse de la température froide.

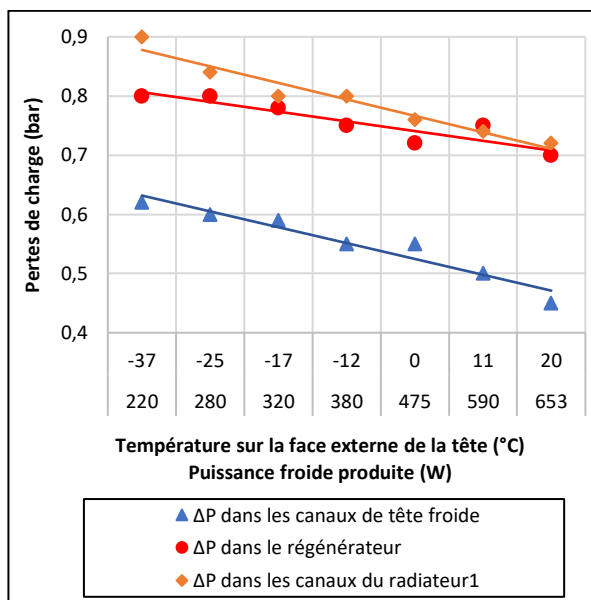


Figure 4-13 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.

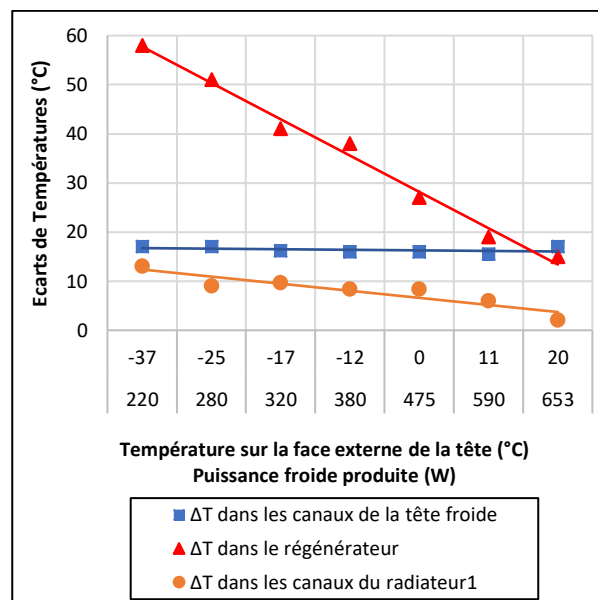


Figure 4-14 : écarts de température dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.

3.4.3 Puissances, COP et Efficacité

Sur la figure 4-15 nous présentons les différentes puissances mises en jeu lors des essais : la puissance frigorifique, la puissance consommée par le moteur électrique, et la puissance thermique rejetée par les deux radiateurs. Cette dernière puissance est plus élevée que les autres car elle englobe les puissances générées par les frottements des segments et par la compression du gaz de travail.

Les évolutions des différents COP sont décrites sur la figure 4-16. A très basse température observée de -37 °C, la production de froid est de 220 W avec un COP réel de 0,12 et un COP Carnot de 2,88. A la température de 20 °C, la production de froid est de 652 W avec un COP réel est de 0,45 et un COP de Carnot de 10,50. On montre logiquement que les COP augmentent avec la température mesurée sur la face externe de la tête.

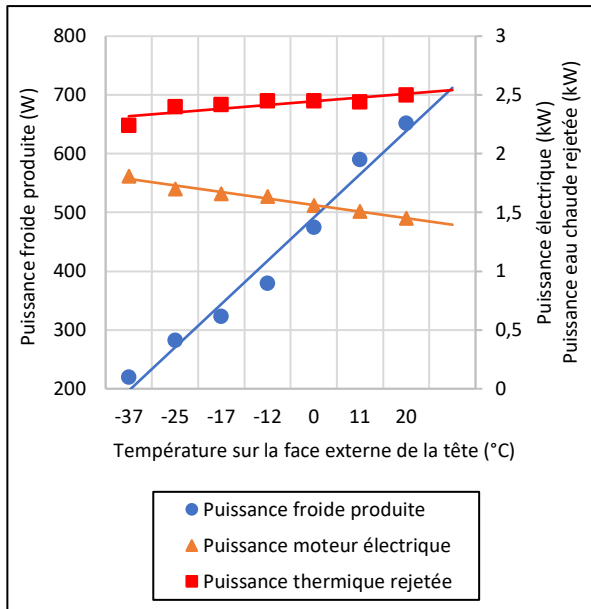


Figure 4-15 : puissance froide produite, puissance du moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction de la température sur la face externe de la tête.

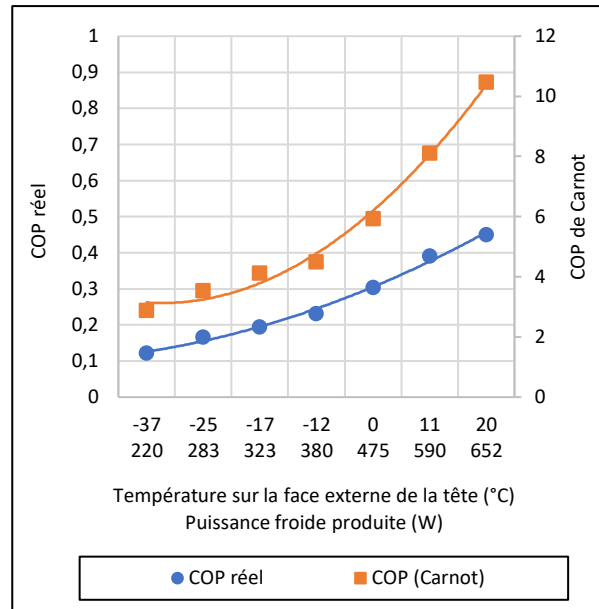


Figure 4-16 : coefficient de performance en fonction de la température sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite.

3.4.4 Puissance froide produite, Efficacité, COP réel et COP de Carnot

Sur la figure 4-17, la courbe de l'efficacité présente une forme de cloche avec une efficacité maximale de 5,15% pour une puissance froide produite de 450 W, à une température stabilisée sur la face externe de la tête de -8 °C. Cela correspond, sur la figure 4-18, à un COP réel de 0,34 et à un COP de Carnot de 6,5.

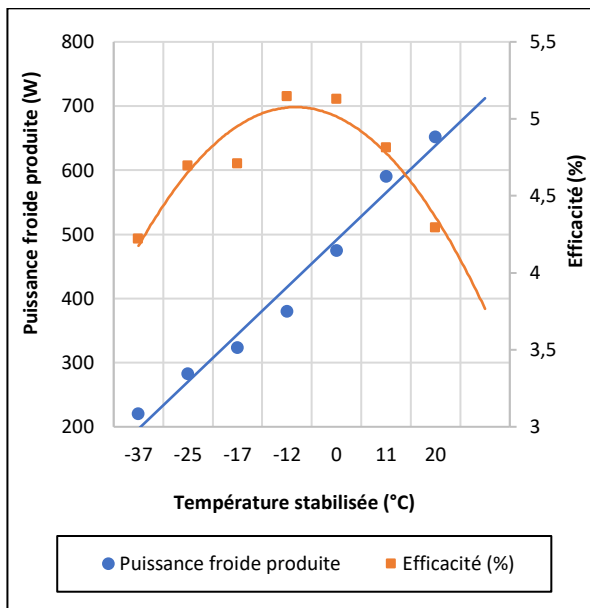


Figure 4-17 : puissance froide produite et efficacité en fonction de la température sur la face de la tête.

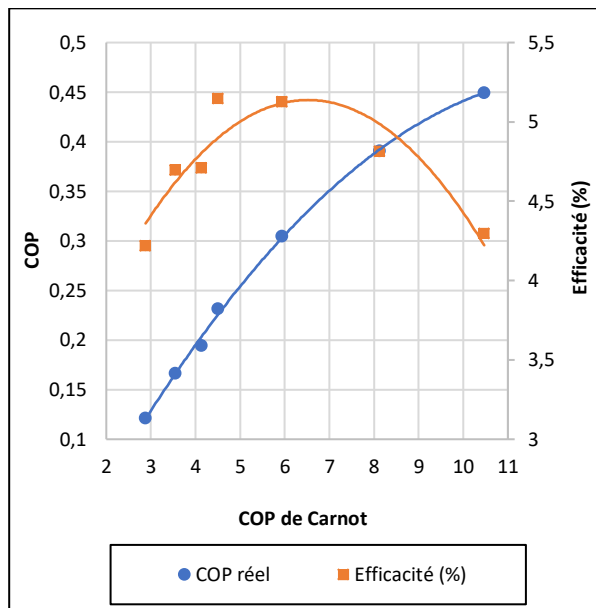


Figure 4-18 : COP et efficacité en fonction du COP de Carnot de la machine.

3.5 Synthèse des essais cas n°2

Dans le tableau 4-3, nous avons reporté les valeurs des différents paramètres de la machine Stirling frigorifique obtenues lors des 8 essais expérimentaux du cas n°2. Ces essais ont permis d'obtenir les performances et efficacités de la machine avec leurs températures stabilisées respectives sur une plage de -37 °C à 20 °C. Notre prototype Stirling peut donc produire du froid négatif et positif à différentes puissances. La température d'équilibre, qui est celle relevée sur la face externe de la tête, évolue de manière identique à la température dans le volume de détente. La puissance consommée par le moteur électrique diminue lorsque la puissance de la charge thermique augmente et il en est de même pour les pertes électriques. Il existe un optimum d'efficacité de la machine à 5,15%, pour une production de froid de 450 W à une température de -8 °C.

	Froid négatif						Froid positif	
$P_{U_{froid\ prod}} (W)$	0	220	283	323	380	475	590	652
$T_{face\ ext} (°C)$	-61	-37	-25	-17	-12	0	11	20
$P_{U_{PVdét}} (W)$	657	630	609	598	616	623	662	665
$T_{Vdét} (°C)$	-69	-43	-32	-22	-17	-5	6	14
$P_{U_{PVcomp}} (W)$	1318	1120	1071	1054	1041	992	1056	1094
$T_{Vcomp} (°C)$	44	45	45	45	46	46	46	48
$P_{U_{rejetée}} (W)$	2332	2236	2347	2309	2453	2445	2444	2769
$T_{Vreb} (°C)$	32	35	34	34	35	35	35	35
$\Delta T_{reg} (°C)$	82	58	51	41	38	27	19	15
$P_{U_{mot\ elec}} (W)$	1980	1700	1650	1660	1640	1560	1510	1450
$P_{rt_{elec}} (W)$	285	298	272	280	263	254	239	235
$P_{U_{meca}} (W)$	1695	1402	1378	1380	1377	1306	1271	1215
$P_{rt_{meca}} (W)$	361	307	253	242	223	185	156	141
$P_{U_{eff\ p\&d}} (W)$	1334	1205	1125	1138	1154	1121	1115	1074
COP réel		0,12	0,17	0,20	0,23	0,30	0,40	0,45
COP de Carnot	1,80	2,88	3,55	4,13	4,50	5,94	8,12	10,47
Efficacité (%)		4,22	4,70	4,71	5,14	5,13	4,81	4,30

Tableau 4-3 : synthèse des données expérimentales des essais cas n°2
Pression de remplissage 16 bar - vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 3 l.min⁻¹.

4 Essais cas n°3

Pour ce type d'essais, la mise en fonctionnement du moteur électrique entraînant la machine Stirling et celle du collier chauffant électrique servant de charge thermique se font simultanément. Pour une vitesse de rotation choisie, différentes puissances de chauffe du collier seront utilisées jusqu'à l'obtention d'une température sur la face externe de la tête proche de l'ambiante. Les données expérimentales utilisées sont représentées dans le tableau 4-4 :

Pression (bar)	16
Gaz de travail	N ₂
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	725
Température d'entrée de l'eau (°C)	10
Débit d'eau dans le radiateur 1 (l.min ⁻¹)	9
Débit d'eau dans le radiateur 2 (l.min ⁻¹)	3
Puissance de la charge thermique (W)	0 ; 260 ; 340 ; 400 ; 450 ; 480 ; 554 ; 673

Tableau 4-4 : conditions expérimentales cas n°3.

Dans ce type d'essais, le débit d'eau de refroidissement est supérieur à celui du cas précédent. L'influence du débit d'eau ou de la température de l'eau de refroidissement est présentée au chapitre 3 pages 114-115. Les résultats détaillés d'un essai type avec une charge thermique de 260 W sont présentés ci-dessous.

4.1 Résultats d'un essai cas n°3

4.1.1 Températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête

Les résultats expérimentaux sont représentés figure 4-19. Après 20 minutes de fonctionnement, la température dans le volume de détente s'est stabilisée à -47 °C, celle sur la face externe de la tête à -40 °C et celle au-dessus du régénérateur à -30 °C.

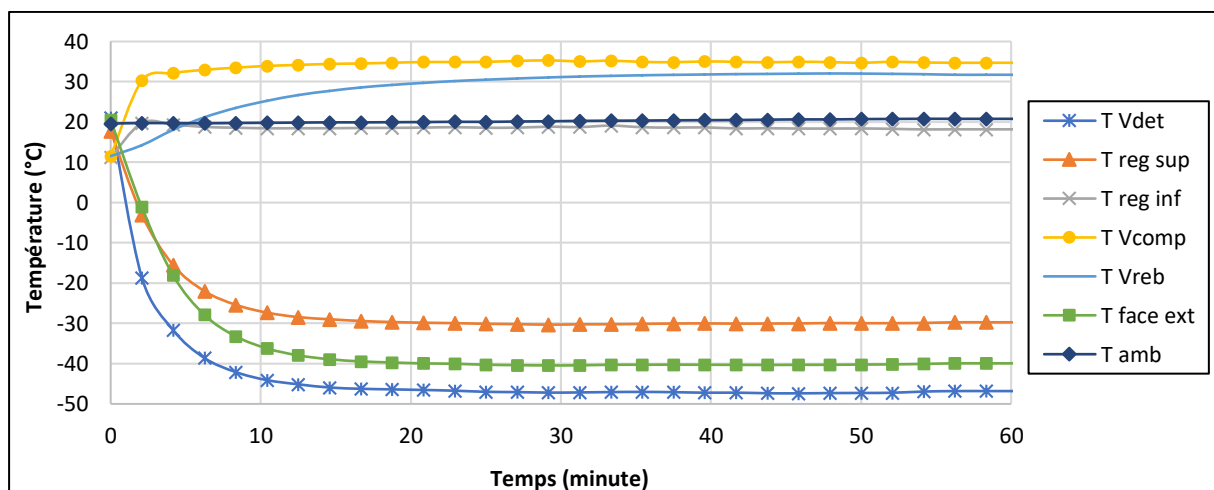


Figure 4-19 : variations des températures dans les cinq volumes et sur la face externe de la tête froide en fonction du temps
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Dans la partie chaude de la machine Stirling, environ 10 minutes de fonctionnement, les températures dans les volumes de compression et au-dessous du régénérateur se sont stabilisées à 35 °C et 19 °C respectivement. La température dans le volume de rebond a mis environ 40 minutes pour se stabiliser à 32 °C. Par rapport au cas précédent, on peut noter une différence dans l'allure des courbes de température. La mise en marche étant simultanée avec l'application de la charge, les températures décroissent régulièrement. La température atteinte dans le volume de détente est de -47 °C alors qu'elle était de -50 °C dans le cas n°2, ce qui est comparable compte-tenu du fait que les puissances sont légèrement différentes (15% de différence).

4.1.2 Températures d'eau aux entrées et sorties des radiateurs

Les courbes de la figure 4-20 montrent qu'aux entrées des deux radiateurs, la température d'eau de refroidissement est de 9,5 °C. En sortie du radiateur 1 la température d'eau est égale à 12 °C, d'où un écart de températures de 2,5 °C. En sortie du radiateur 2, la température est de 10 °C. L'écart de températures a baissé par rapport au cas n°2 en raison de l'augmentation du débit d'eau de refroidissement.

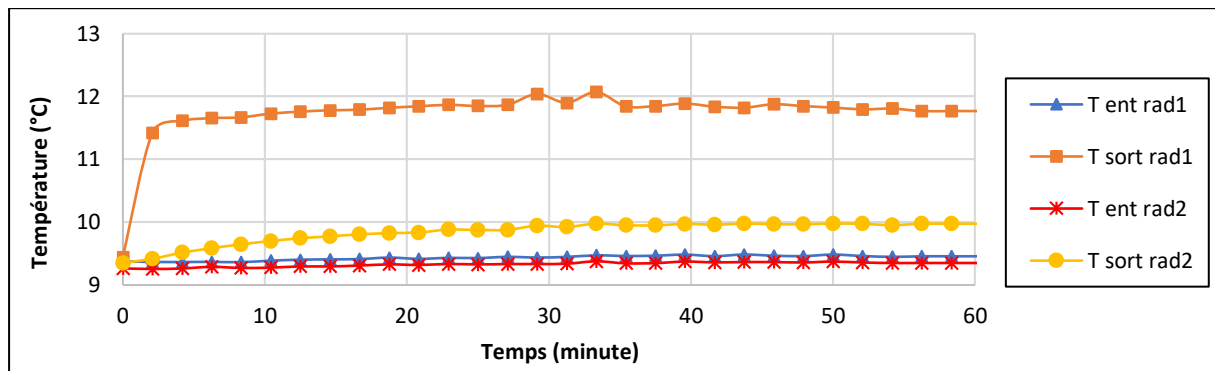


Figure 4-20: variations des températures d'eau aux entrées et sorties des deux radiateurs en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

4.1.3 Puissances électrique et thermique

Avec un débit de 9 l.min⁻¹ dans le radiateur 1, la puissance thermique rejetée par les deux radiateurs est inférieure à la puissance consommée par le moteur électrique (figure 4-21). Cet écart peut s'expliquer par la bonne dissipation des puissances thermiques issues des frottements des segments et des roulements, ainsi que de la compression du gaz de travail.

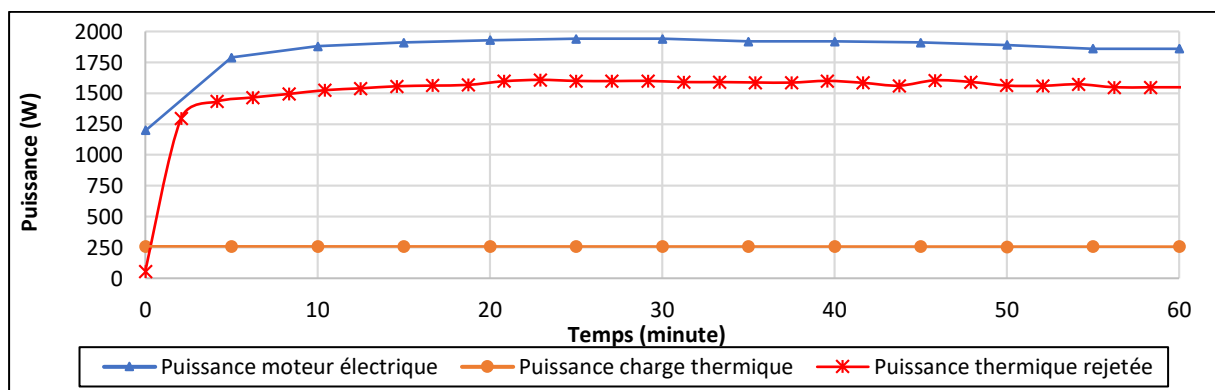


Figure 4-21 : puissance du moteur électrique, puissance de la charge thermique et puissance thermique rejetée en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

4.2 Mesures en zone stabilisée

Ces mesures n'ont pas montré de différences notables avec celles observées dans le cas n°2. De manière similaire à ce qui a été observé pour les essais du cas n°2 en zone stabilisée, nous avons remarqué que :

- la fréquence (12 Hz) de passage du déplaceur à son point mort haut correspond bien à la fréquence de rotation du moteur électrique (voir annexe 4-2-1) ;
- le couple moyen est de 21 N.m et la vitesse moyenne de 720 tr.min⁻¹, ce qui donne une puissance moyenne mécanique en entrée de la machine de 1538 W. Avec une puissance consommée par le moteur électrique de 1860 W, les pertes électriques sont de 322 W (voir annexe 4-2-2) ;
- les températures stabilisées permettent de calculer les écarts de températures aux différents endroits de la machine qui sont similaires à celles observées au cas n°2 (voir annexe 4-2-3) ;
- les variations des pressions dans les cinq volumes sont similaires à celles de l'essai du cas 2 (voir annexe 4-2-4) ;
- les pertes de charge observées sont de 0,6 bar dans les canaux de la tête, de 0,7 bar dans le régénérateur et de 0,9 bar dans les canaux du radiateur 1 (voir annexe 4-2-5) ;
- il existe un déphasage entre les pressions dans les volumes de compression et rebond (voir annexe 4-2-5) ;
- les diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente sont similaires à ceux du cas n°2 (voir annexe 4-2-6).

4.3 Synthèse de l'essai cas n°3

Dans cet essai de refroidissement et chargement thermique en simultané, après observation du régime stabilisé :

- la puissance consommée par le moteur asynchrone triphasé est de 1860 W ;
- la capacité de refroidissement dans le volume de détente est de 631 W à une température de -43 °C ;
- la puissance froide produite est de 256 W à une température de -40 °C sur la face externe de la tête ;
- la puissance chaude dans le volume de compression est de 1186 W à une température de 35 °C ;
- la puissance thermique rejetée par les deux radiateurs est de 1548 W ;
- un écart de températures de 48 °C est relevé entre les extrémités du régénérateur ;
- des pertes de charge inférieures à 1 bar dans les trois échangeurs thermiques sont relevées ;
- le COP réel de la machine Stirling est 0,14 ;
- le COP de Carnot est de 2,78 ;
- l'efficacité est de 5% ;

Cet essai nous a permis de montrer et de tester le fonctionnement de la machine avec une procédure différente de celle du cas n°2. Après une phase transitoire différente, nous avons observé des performances comparables sur la machine en régime établi. Les différences observées en termes de COP et d'efficacité peuvent s'expliquer par la différence de puissance appliquée et l'utilisation d'un débit d'eau de refroidissement plus important. Les résultats des

autres essais expérimentaux permettront d'avoir les performances de la machine sur une plage de température sur la face externe de la tête allant de -40 °C à 20 °C.

4.4 Influences des charges appliquées

4.4.1 Variations de températures sur la face externe de la tête

Comme le montrent les différentes courbes représentées figure 4-22, la durée de la phase transitoire avant stabilisation est plus faible pour les faibles puissances de charges thermiques. Pour l'essai sans charge thermique, la température sur la face externe de la tête s'est stabilisée à -62 °C. Pour des productions de froid négatif (-40 °C à 0 °C) les puissances varient entre 256 W à 540 W (figure 4-22). Pour des productions de froid positif (0 °C à 16 °C) les puissances varient de 540 W à 673 W. Hormis pour la phase transitoire, nous observons que les allures sont similaires à celles obtenues dans le cas n°2. Les températures atteintes sont cohérentes entre les 2 types d'essais. Dans l'essai n°3, des températures d'équilibre plus basses sont obtenues, probablement en raison de l'augmentation du débit de refroidissement.

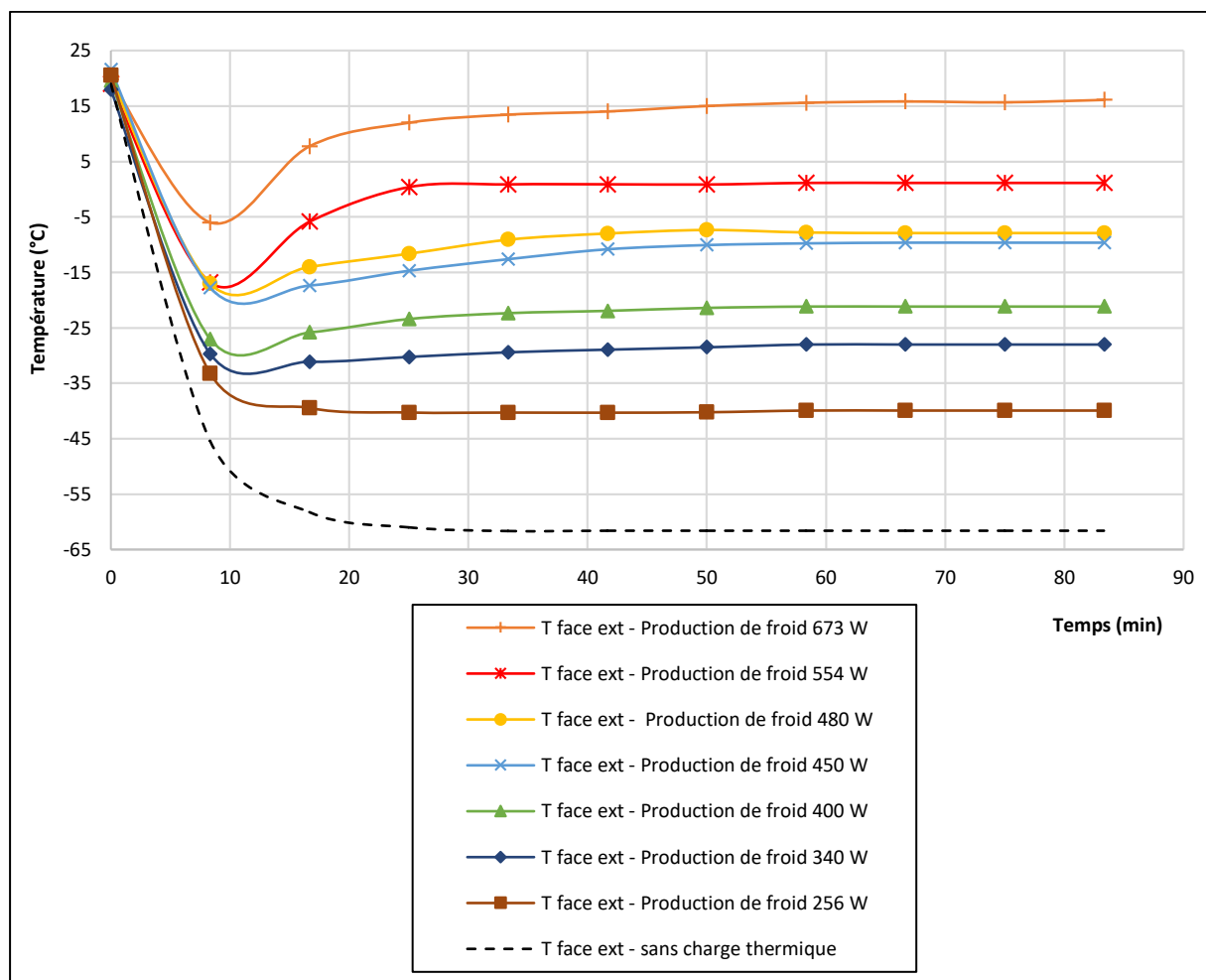


Figure 4-22 : variations des températures sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

4.4.2 Pertes de charge et écarts de température dans les échangeurs

Les pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques figure 4-23 sont inférieures à 1 bar. Comme pour les essais avec un débit d'eau de $3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, elles sont plus importantes dans les canaux du radiateur 1, puis dans le régénérateur, et enfin dans les canaux de la tête froide. Les écarts de température dans les canaux de la tête froide et dans ceux du radiateur 1 sont presque identiques. Dans le régénérateur, ils varient entre 0°C à 48°C (figure 4-24).

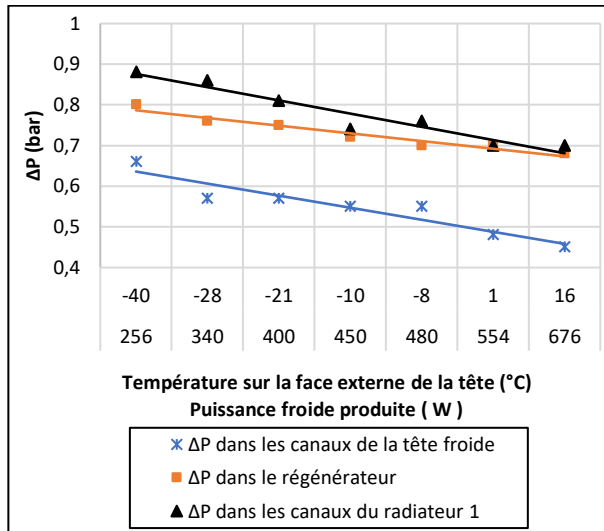


Figure 4-23 : pertes de charge dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face de la tête et de la puissance froide produite.

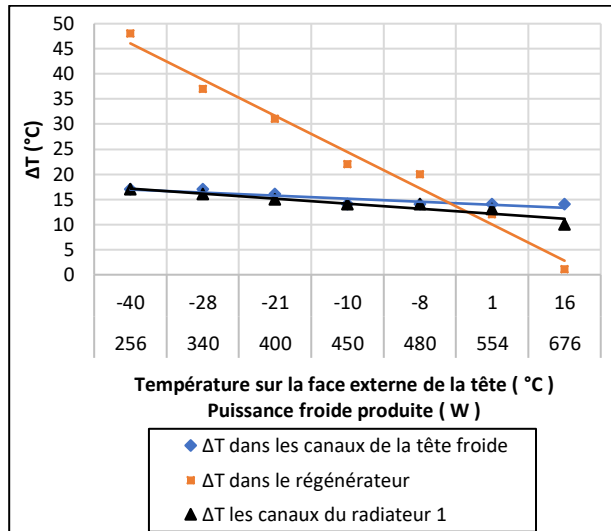


Figure 4-24 : écarts de températures dans les trois échangeurs en fonction de la température sur la face de la tête et de la puissance froide produite.

4.4.3 Puissances froides produites et COP

La figure 4-25 montre les différentes puissances en jeu : la puissance thermique rejetée est inférieure à la puissance électrique. Sur la figure 4-26, pour une température de -10°C , la production de froid est de 450 W : avec un COP réel de $0,27$ et un COP Carnot de 5 .

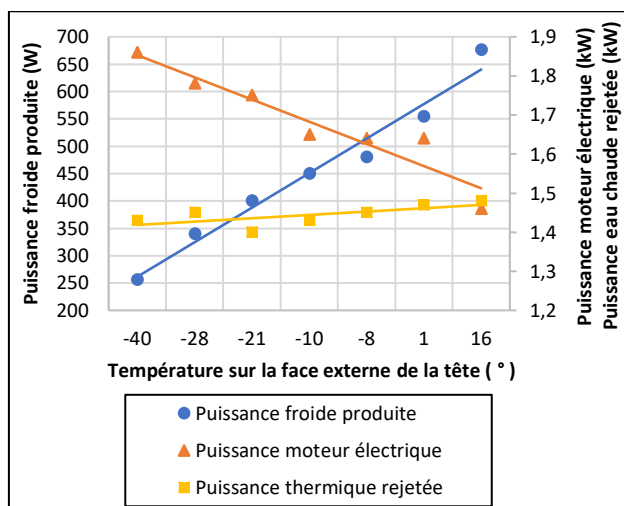


Figure 4-25: puissance froide produite, puissance du moteur électrique et puissance thermique rejetée en fonction de la température sur la face externe de la tête.

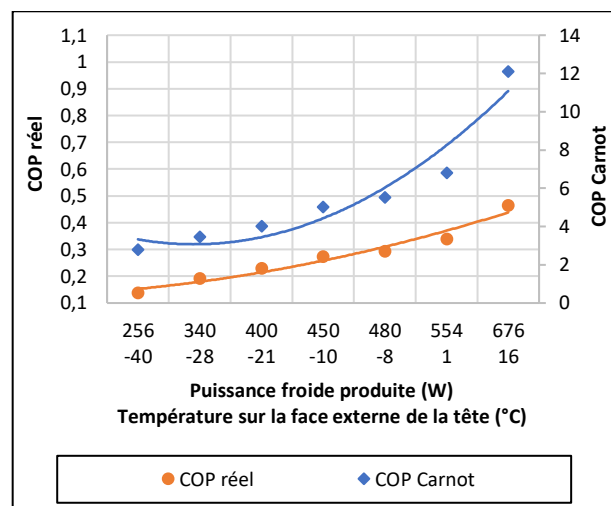


Figure 4-26 : coefficient de performance en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face externe de la tête.

4.4.4 Puissances froides, COP de Carnot, et Efficacité

Sur la figure 4-27, nous observons une efficacité maximale de 5,71% pour une puissance froide produite de 400 W à une température stabilisée de -21 °C, ce qui correspond, sur la figure 4-28, à un COP réel de 0,23 et à un COP de Carnot de 4.

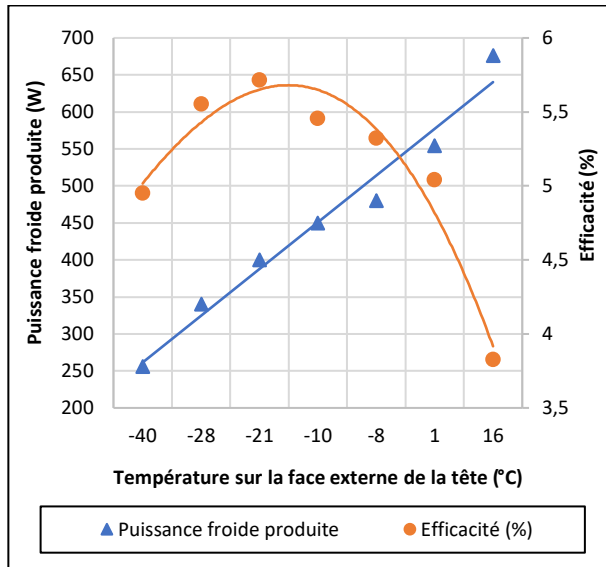


Figure 4-27 : puissance froide et efficacité en fonction de la température sur la face externe de la tête.

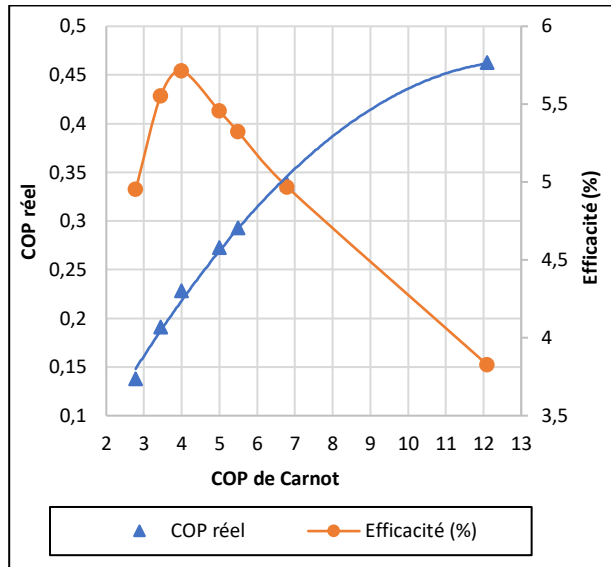


Figure 4-28 : COP et efficacité en fonction du COP de Carnot.

4.5 Synthèse des essais du cas n°3

Dans le tableau 4-5, nous avons reporté les valeurs des différents paramètres de la machine Stirling frigorifique obtenus pendant ces 7 essais expérimentaux du cas n°3 et un essai sans charge thermique. Ces essais ont permis d'avoir les performances et efficacités de la machine avec leurs températures stabilisées respectives sur une plage de -40 °C à 16 °C. Ces valeurs, issues des analyses en régime établi, sont similaires à celles du cas n°2.

La température d'équilibre, qui est celle relevée sur la face externe de la tête, évolue de manière identique à la température dans le volume de détente. La puissance consommée par le moteur électrique diminue lorsque la puissance de la charge thermique augmente et il en est de même pour les pertes électriques. Avec un grand débit d'eau de refroidissement, la température d'eau en sortie du radiateur 1 reste stable à 12 °C donc elle ne varie pas avec la charge thermique du collier chauffant électrique.

Des améliorations sont observées au niveau des différents coefficients de performance de la machine suite à l'augmentation du débit d'eau de refroidissement. Il existe un optimum d'efficacité de la machine à 5,71%, pour une production de froid de 400 W à la température de -21 °C et pour un COP réel de 0,23.

	Froid négatif						Froid positif	
$Pu_{\text{froide prod}} \text{ (W)}$	0	256	340	400	450	480	554	676
$T_{\text{face ext}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	-62	-40	-28	-21	-10	-8	1	16
$Pu_{\text{PVdét}} \text{ (W)}$	649	628	605	618	584	598	619	638
$T_{\text{Vdét}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	-72	-47	-34	-27	-15	-14	-4	10
$Pu_{\text{PVcomp}} \text{ (W)}$	1144	1108	1035	1015	996	985	977	916
$T_{\text{Vcomp}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	34	35	35	34	35	35	35	34
$Pu_{\text{rejetée}} \text{ (W)}$	1384	1430	1450	1400	1430	1450	1470	1480
$T_{\text{Vreb}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	31	32	33	32	31	31	32	31
$\Delta T_{\text{reg}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	70	48	37	31	22	20	12	1
$Pu_{\text{mot elec}} \text{ (W)}$	2030	1860	1780	1750	1650	1640	1640	1460
$Prt_{\text{elec}} \text{ (W)}$	328	322	295	290	285	263	280	252
$Pu_{\text{meca}} \text{ (W)}$	1702	1538	1485	1460	1365	1360	1360	1208
$Prt_{\text{meca}} \text{ (W)}$	415	275	250	222	181	239	188	131
$Pu_{\text{eff p\&d}} \text{ (W)}$	1287	1263	1235	1224	1184	1121	1172	1077
COP réel		0,14	0,19	0,23	0,27	0,29	0,34	0,46
COP de Carnot	2,20	2,78	3,44	4	5	5,50	6,70	12,10
Efficacité (%)		5	5,55	5,71	5,45	5,32	5,04	3,83

Tableau 4-5 : récapitulatif des essais de refroidissement et chargement thermique en simultané
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les deux radiateurs : 9 et 3 l.min⁻¹.

5 Influences de la vitesse de rotation

Au cours des essais de production de froid avec la machine réceptrice de Stirling sans charge thermique (chapitre 3), nous avons observé que pour une pression de remplissage donnée, la plus basse température s'obtient avec une vitesse comprise entre 435 et 580 tr.min⁻¹. Avec de faibles vitesses de rotation, la puissance consommée par le moteur électrique est faible que pour une vitesse de 725 tr.min⁻¹. Par contre, la durée de la phase transitoire avant stabilisation des températures est un peu plus longue.

Pour compléter ces essais, nous avons effectué des essais expérimentaux avec des charges thermiques à ces deux vitesses : 9 essais avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹ et 7 essais avec une vitesse de 580 tr.min⁻¹. Notons que suite à des problèmes de fuites sur les capteurs de pression, maintenus à température ambiante par circulation d'eau, ces derniers ont été enlevés. Les essais se sont déroulés sans les mesures de pression dans le volume de détente et au-dessus du régénérateur. Le fait de ne plus avoir la circulation d'eau au niveau de la tête de la machine limite les pertes thermiques et permet d'avoir des températures stabilisées encore plus basses, ce qui a été prouvé au chapitre 3 dans le tableau 3-3 page 115.

Les conditions expérimentales sont présentées dans le tableau 4-6 :

Pression (bar)	16
Gaz de travail	N ₂
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	435 ; 580 ;
Température d'entrée de l'eau (°C)	10
Débit d'eau dans le radiateur 1 (l.min ⁻¹)	9
Débit d'eau dans le radiateur 2 (l.min ⁻¹)	3
Puissance de la charge thermique (W)	250 ; 300 ; 330 ; 360 ; 390 ; 420 ; 450 ; 480 ; 510 ; 280 ; 340 ; 400 ; 466 ; 530 ; 590 ; 654
Pas de capteurs de pression avec circulation d'eau sur la tête froide	

Tableau 4-6 : conditions expérimentales d'essais à faibles vitesses.

Les différents résultats des essais à des vitesses de 435 et 580 tr.min⁻¹ seront présentés de manière synthétique sur les graphiques adjacents. Notons que le refroidissement et l'application de la charge thermique à l'aide du collier chauffant électrique se font simultanément comme pour les essais du cas n°3

5.1 Températures de la face externe de la tête avec les productions de froid

Les figures 4-29 et 4-30 montrent clairement qu'avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹ les durées des phases transitoires sont plus longues que celles avec une vitesse de 580 tr.min⁻¹. Les productions de froid sont plus élevées et les températures de stabilisation plus basses avec une vitesse de 580 tr.min⁻¹ qu'avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹. Ceci indique que la puissance frigorifique produite est plus importante.

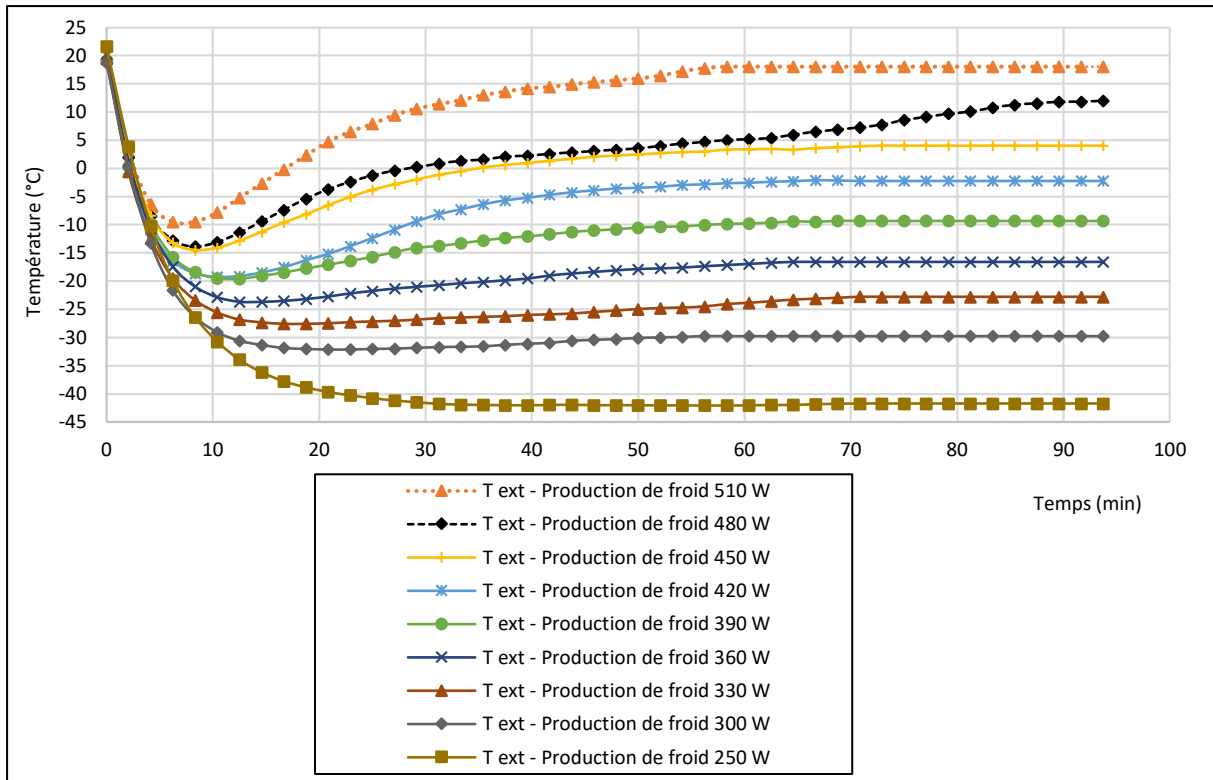


Figure 4-29: variations de température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 435 tr.min⁻¹ et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

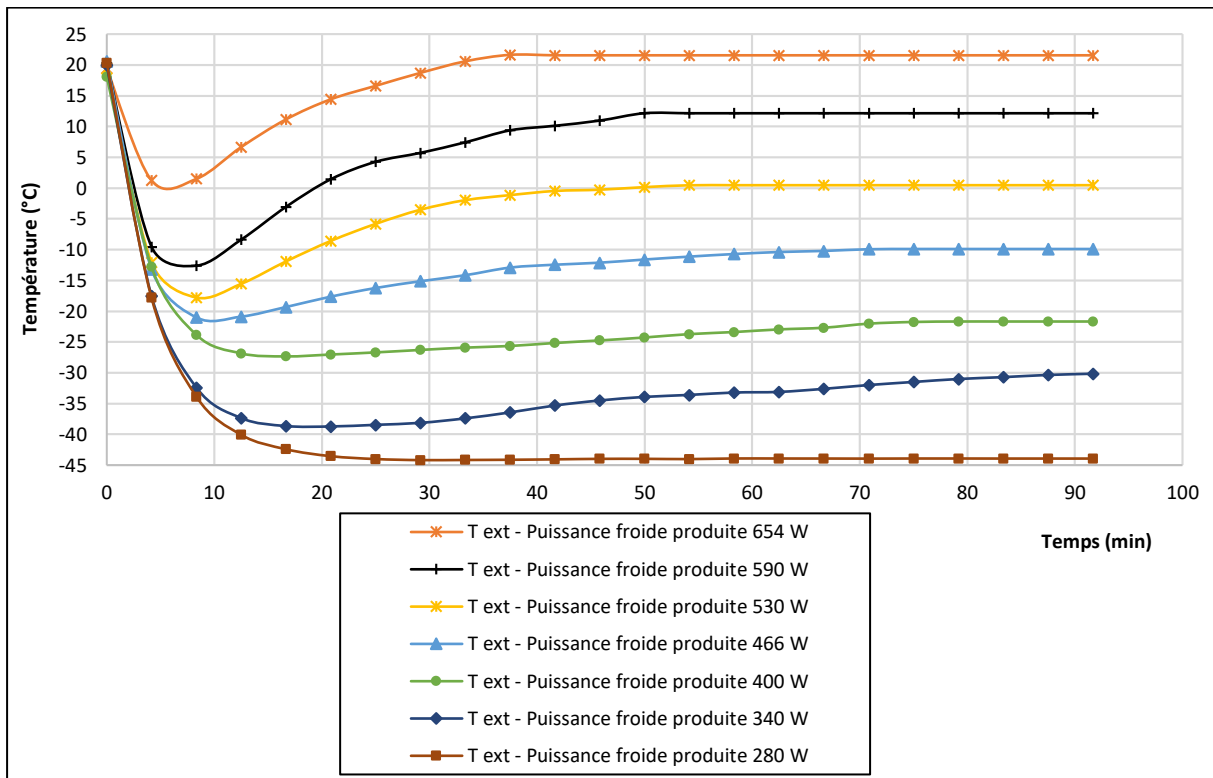
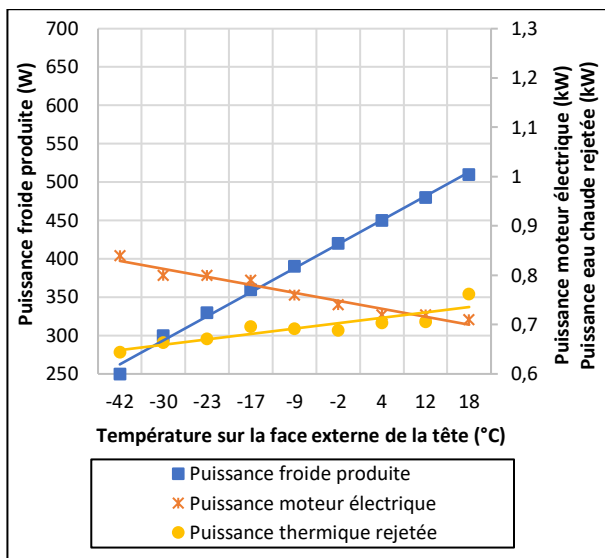


Figure 4-30 : variations de température sur la face externe de la tête avec différentes productions de froid en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 580 tr.min⁻¹ et débit d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

5.2 Puissances, COP et efficacité

Sur les courbes des puissances, figures 4-31 et 4-32, nous observons que la puissance froide produite pour une vitesse de 580 tr.min⁻¹ est plus élevée que celle avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹. A faible vitesse, c'est-à-dire à 435 tr.min⁻¹, la puissance électrique consommée par le moteur et la puissance thermique rejetée par les deux radiateurs sont plus faibles. En termes de COP (réel et de Carnot), figures 4-33 et 4-34, les valeurs correspondant à la vitesse de 435 tr.min⁻¹ sont légèrement supérieures à celles obtenues pour une vitesse de 580 tr.min⁻¹. Avec une faible vitesse, les pertes mécaniques dues aux frottements secs, qui ont des influences sur les COP, sont moindres.

Vitesse 435 tr.min⁻¹



Vitesse 580 tr.min⁻¹

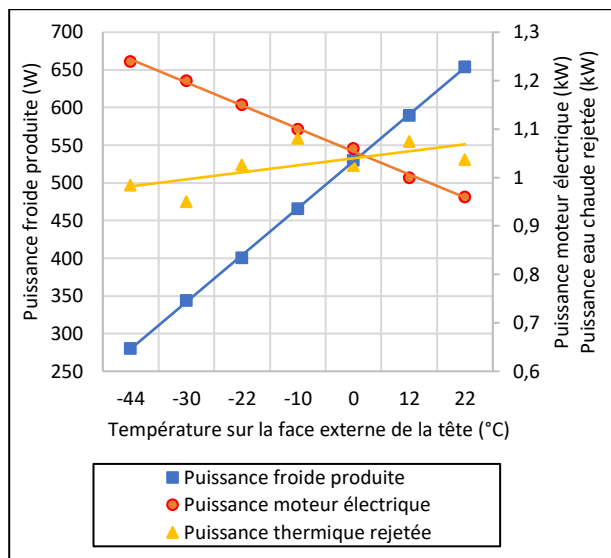


Figure 4-31 : courbes des puissances en fonction de la température sur la face externe de la tête (435 tr.min⁻¹).

Figure 4-32 : courbes des puissances en fonction de la température sur la face externe de la tête (580 tr.min⁻¹).

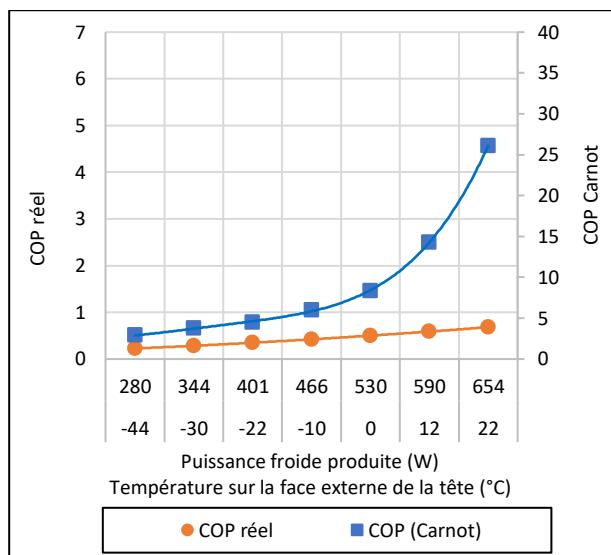
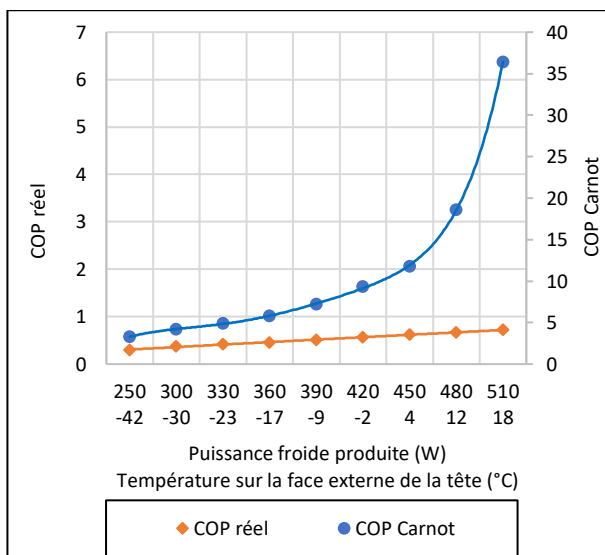


Figure 4-33 : COP en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face de la tête (435 tr.min⁻¹).

Figure 4-34 : COP en fonction de la puissance froide produite et de la température sur la face de la tête (580 tr.min⁻¹).

Sur les figures 4-35 et 4-36, nous observons de nouveau la différence entre les puissances froides produites pour les deux vitesses étudiées. En termes d'efficacité, avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹ la machine présente un meilleur rendement thermodynamique qu'avec une vitesse de 580 tr.min⁻¹. L'efficacité est calculée à partir du COP qui dépend des pertes mécaniques de la machine. Sur les figures 4-37 et 4-38, avec la vitesse de 435 tr.min⁻¹, les COP de Carnot, qui ne dépendent que des températures du gaz de travail, sont meilleurs que ceux obtenus pour la vitesse de 580 tr.min⁻¹. Avec l'augmentation de la vitesse, les pertes internes et mécaniques de la machine augmentent, ce qui impacte directement les températures du gaz de travail.

Vitesse 435 tr.min⁻¹

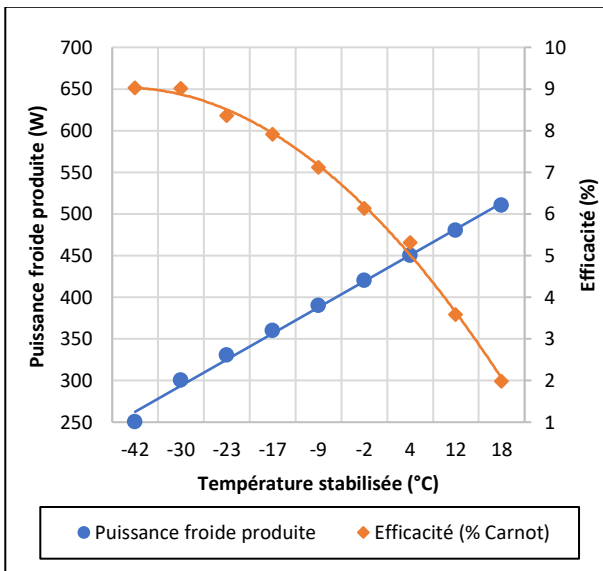


Figure 4-35 : puissance froide et efficacité en fonction de la température sur la face externe de la tête (435 tr.min⁻¹).

Vitesse 580 tr.min⁻¹

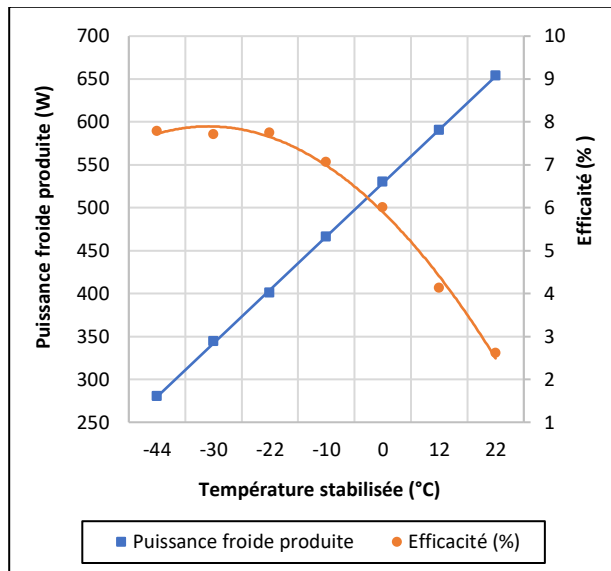


Figure 4-36 : puissance froide et efficacité en fonction de la température de la face externe de la tête (580 tr.min⁻¹).

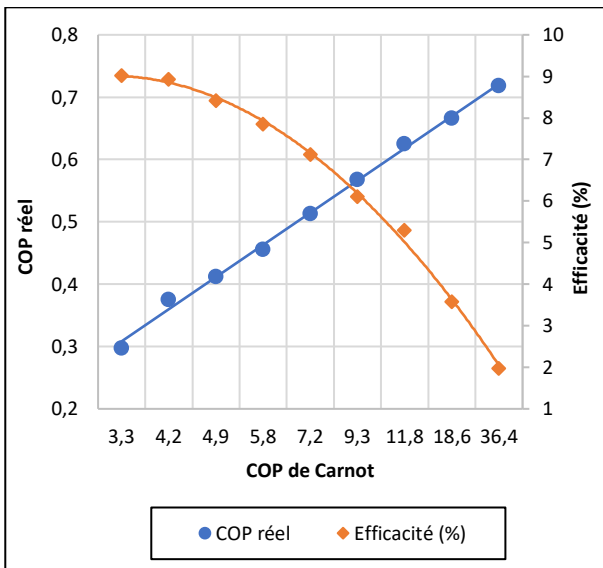


Figure 4-37 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot (435 tr.min⁻¹).

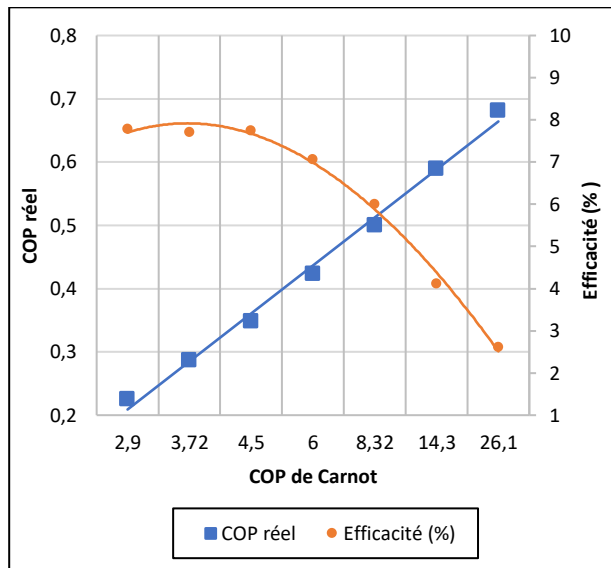


Figure 4-38 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot (580 tr.min⁻¹).

5.3 Récapitulatifs des essais cas n°3 avec de faibles vitesses

Le tableau 4-7 regroupe les résultats des essais avec charge thermique (cas n°3) réalisés avec les vitesses de rotation de 435 et 580 tr.min⁻¹. Pour mettre en évidence les différences entre les résultats, ces derniers sont placés dans des colonnes côte à côte.

Vitesse (tr.min ⁻¹)	Froid négatif										Froid positif					
	435	580	435	580	435	580	435	580	435	580	435	580	435	435	435	580
P _{Ufroid prod} (W)	250	280	300	344	330	401	360	466	390	530	420	590	450	480	510	654
T _{face ext} (°C)	-42	-44	-30	-30	-23	-22	-17	-10	-9	-1	-2	12	4	12	18	22
T _{Vdét} (°C)	-45	-48	-33	-34	-25	-25	-19	-13	-11	-2	-4	10	2	10	14	19
T _{Vcomp} (°C)	25	30	25	30	25	31	25	31	25	31	25	30	25	25	27	30
T _{Vreb} (°C)	24	30	23	29	24	30	24	30	24	29	23	29	23	23	22	29
ΔT _{reg} (°C)	37	43	25	32	20	25	14	13	8	3	1	11	7	13	23	19
P _{Umot elec} (W)	840	1240	800	1200	800	1150	790	1100	760	1060	740	1000	720	720	710	960
P _{rtelec} (W)	246	240	236	280	247	220	237	220	233	226	234	228	228	228	242	203
P _{urejetée} (W)	644	984	664	950	671	1026	696	1081	692	1025	688	1074	704	706	762	1037
COP réel	0,30	0,23	0,38	0,29	0,41	0,35	0,46	0,42	0,51	0,50	0,57	0,60	0,63	0,67	0,72	0,68
COP de Carnot	3,30	2,90	4,16	3,72	4,94	4,50	5,76	6,00	7,21	8,32	9,27	14,30	11,8	18,6	36,4	26,10
Efficacité (%)	9,02	7,79	9	7,58	8,35	7,74	7,91	7,06	7,11	6,00	6,12	4,13	5,31	3,58	1,97	2,61

Tableau 4-7 : récapitulatif 1 des essais cas n°3 avec des vitesses de 435 et 580 tr.min⁻¹.
Pression de remplissage 16 bar et débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

5.4 Conclusions des essais à faibles vitesses

Le tableau récapitulatif 4-7 regroupe tous les paramètres internes et externes de la machine Stirling entraînée à deux vitesses différentes. Nous observons qu'en termes de production de froid à des températures négatives et positives, avec la vitesse de 580 tr.min⁻¹ les puissances froides sont logiquement plus élevées que celles obtenues à la vitesse de 435 tr.min⁻¹. En termes de coefficient de performance et d'efficacité maximale, la vitesse de 435 tr.min⁻¹ donne les meilleurs résultats.

Avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹, les puissances consommées par le moteur électriques sont faibles, inférieures à 850 W. Par contre les pertes électriques varient autour de 250 W ce qui représente environ 29% de la puissance électrique consommée. La puissance thermique rejetée est bien inférieure à toutes les autres valeurs des différents essais réalisés. Avec une vitesse de 580 tr.min⁻¹, qui correspond à la vitesse optimale de fonctionnement sans charge thermique, naturellement les puissances électriques consommées et thermiques rejetées sont supérieures à celles obtenues avec une vitesse de 435 tr.min⁻¹.

Une fois de plus nous voyons que les pertes électriques et mécaniques, qui dépendent de la vitesse de rotation, ont une grande influence sur les performances de la machine. Le choix de la vitesse de rotation de la machine Stirling frigorifique s'avère donc important par rapport à la puissance froide à produire, la durée du transitoire, le COP réel et l'efficacité désirés.

6. Résultats expérimentaux issus de la littérature pour quelques machines

Les résultats expérimentaux de quelques machines Stirling frigorifiques provenant de la littérature permettent de comparer les performances de notre prototype. L'objectif principal de notre machine réceptrice de Stirling est la production de froid à des températures intermédiaires allant -50 °C à 20 °C avec de l'azote comme gaz de travail. Dans la littérature, les machines les plus performantes fonctionnent à l'hélium ou à l'hydrogène, ce qui pose des contraintes d'étanchéité et de sécurité notamment pour l'emploi de l'hydrogène. Le choix de l'azote comme gaz de travail est fait dans le but de s'affranchir de ces contraintes.

Tous les différents cas d'essais avec charge thermique ont été réalisés avec de l'azote sous une pression de remplissage de 16 bar et avec différentes vitesses de rotation inférieures ou égales à 725 tr.min^{-1} . Nous présentons ci-après quelques résultats expérimentaux de machines existantes ayant des mécanismes bielle-manivelle comme la nôtre.

Batooei et Keshavarz [80] ont obtenu un COP de 0,1 au maximum, avec une efficacité de 3% pour un COP de Carnot de 3,3 avec la machine Stirling Viabach ST05G de type Gama en version réfrigérateur, figure 4-39. Les résultats obtenus avec de l'air comme gaz de travail sont présentés sur les deux images regroupées en figure 4-40. Les pressions de remplissage de la machine varient de 4 à 6 bar. La capacité de refroidissement et le COP sont représentés en fonction de la vitesse de rotation pour une pression de remplissage de 6 bar.

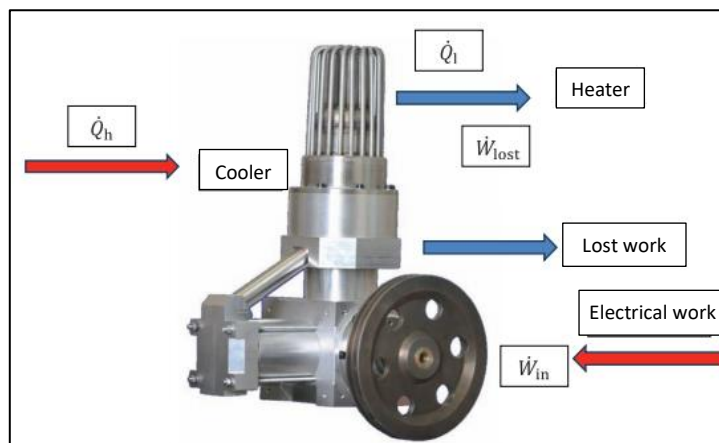


Figure 4-39 : machine Stirling Viabach ST05G frigorifique [80].

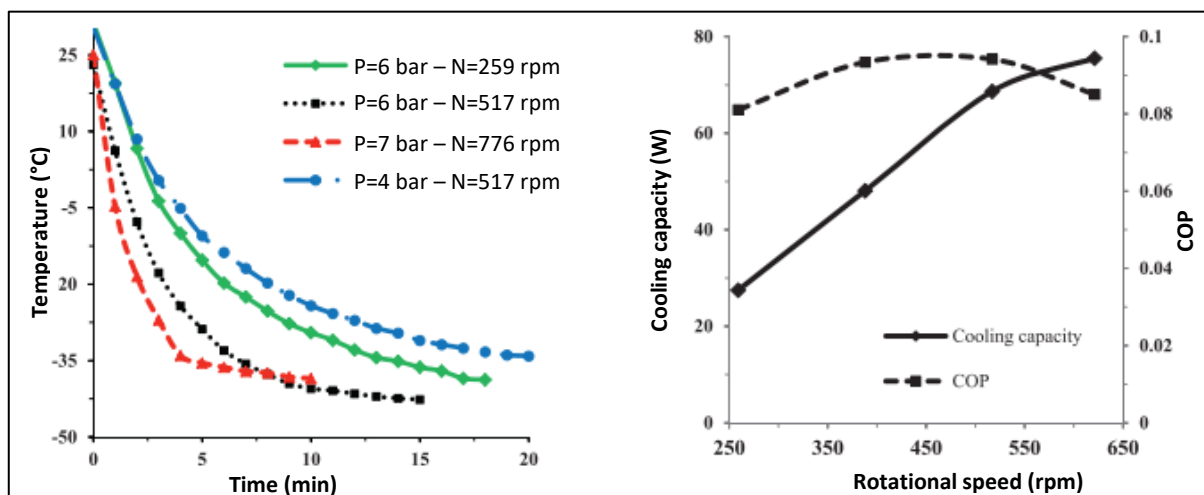


Figure 4-40 : quelques résultats des travaux de Batooei et Keshavarz [80].

Otaka et al. [49] ont obtenu, avec une machine de type bêta ayant le même diamètre (60 mm) que notre prototype mais une course de 20 mm (donc la moitié de la nôtre), des COP réels de 1,05 et 0,7 pour des températures de -20 °C et -40 °C, des efficacités de 20% et 21% et pour des COP de Carnot de 5,1 et 3,3 respectivement. La machine a une capacité de refroidissement de 100 W et fonctionne à l'hélium comme gaz de travail sous une pression de remplissage de 7 bar. Sur la figure 4-41 montrant le schéma de cette machine, nous observons que le moteur électrique est monté dans le carter du volume de rebond qui est sous pression.

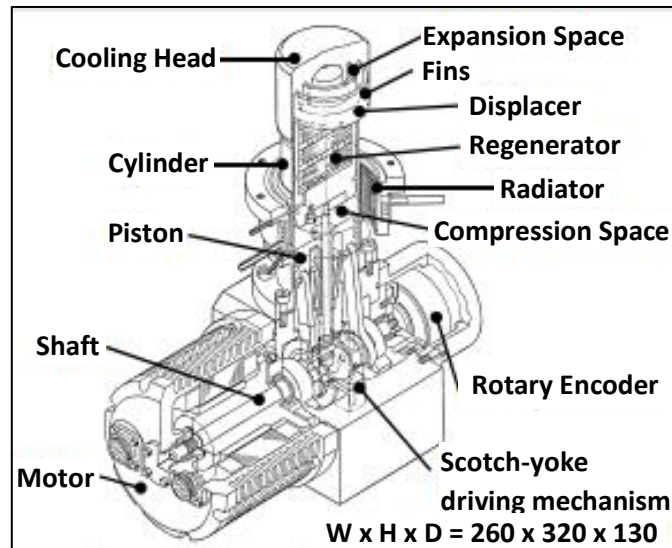


Figure 4-41 : machine Stirling frigorifique d'une capacité de refroidissement de 100 W réalisée par Otaka et al. [49].

Sur les représentations des évolutions des COP par rapport à la fréquence, figure 4-42, nous observons des optimums locaux comme dans nos essais et que les fréquences de rotations sont aussi faibles que les nôtres. Avec l'hélium comme gaz de travail, les valeurs des COP atteignent 1.

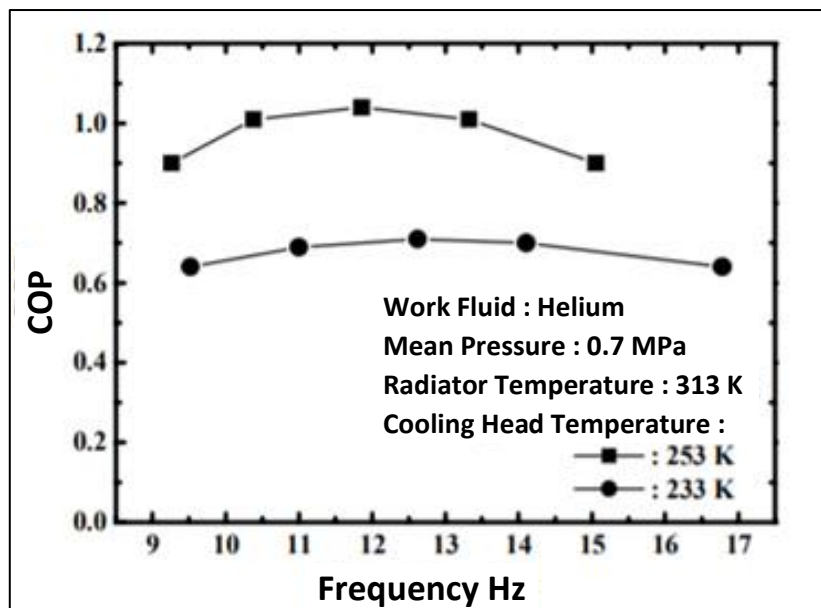


Figure 4-42 : COP en fonction de la fréquence [49].

Lean et al. [81] ont obtenu un COP de 0,7 au maximum pour une température froide atteinte de 238 K. Si on suppose que la température du puits chaud est de 300 K, on obtient une efficacité de 18% pour un COP de Carnot de 3,8. Leur machine Stirling de type alpha ayant une configuration V a été testée à l'hélium et à l'azote, figure 4-43.



Figure 4-43 : machine Stirling frigorifique réalisée par Lean et al. [81].

Nous observons sur la figure 4-44 représentant la capacité de refroidissement et le COP en fonction de la vitesse de rotation de la machine de Lean et al. : des capacités refroidissements inférieures à 120 W et un COP qui s'approche de 1, la machine semble mieux fonctionnée mieux à l'azote qu'à l'hélium comme gaz de travail.

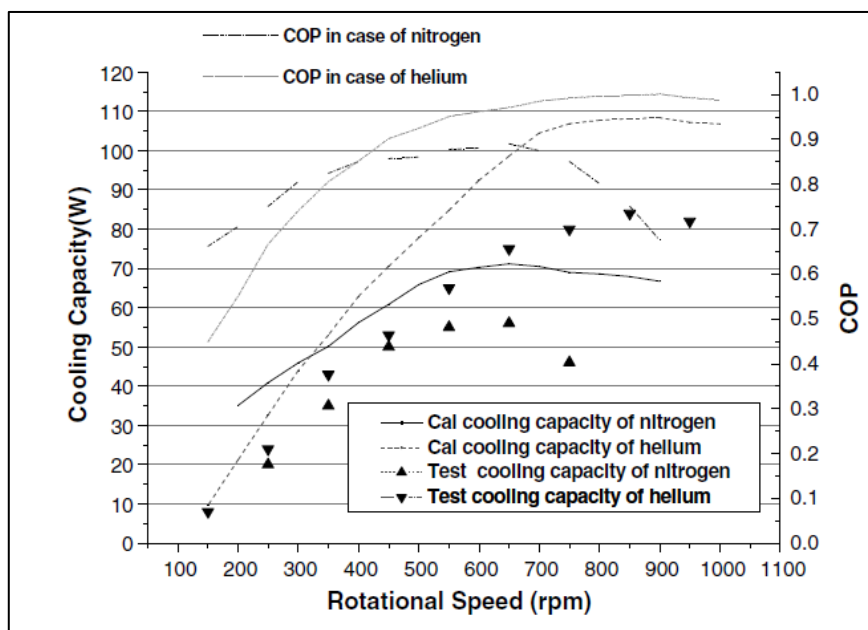


Figure 4-44 : courbes de capacité de refroidissement et COP issues des travaux de Lean et al. [81]

Le cryogénérateur Stirling SPC-1, présenté au chapitre 1, fonctionne avec de l'hélium sous une pression maximale de 20 bar, il est destiné à la liquéfaction de gaz. Les figures 4-45 et 4-46 présentent une image et les différentes courbes caractéristiques des puissances de cette machine qui produit des puissances froides allant de 200 à 2800 W à des températures allant de 40 à 160 K [39]. Par exemple, pour une puissance froide produite de 1000 W à la température de 70 K, la puissance électrique consommée par le moteur est d'environ 11 kW et la puissance thermique rejetée est d'environ 10,8 kW. Pour ce point de fonctionnement, le COP réel est donc de 0,09.



Figure 4-45 : cryogénérateur SPC-1 [39].

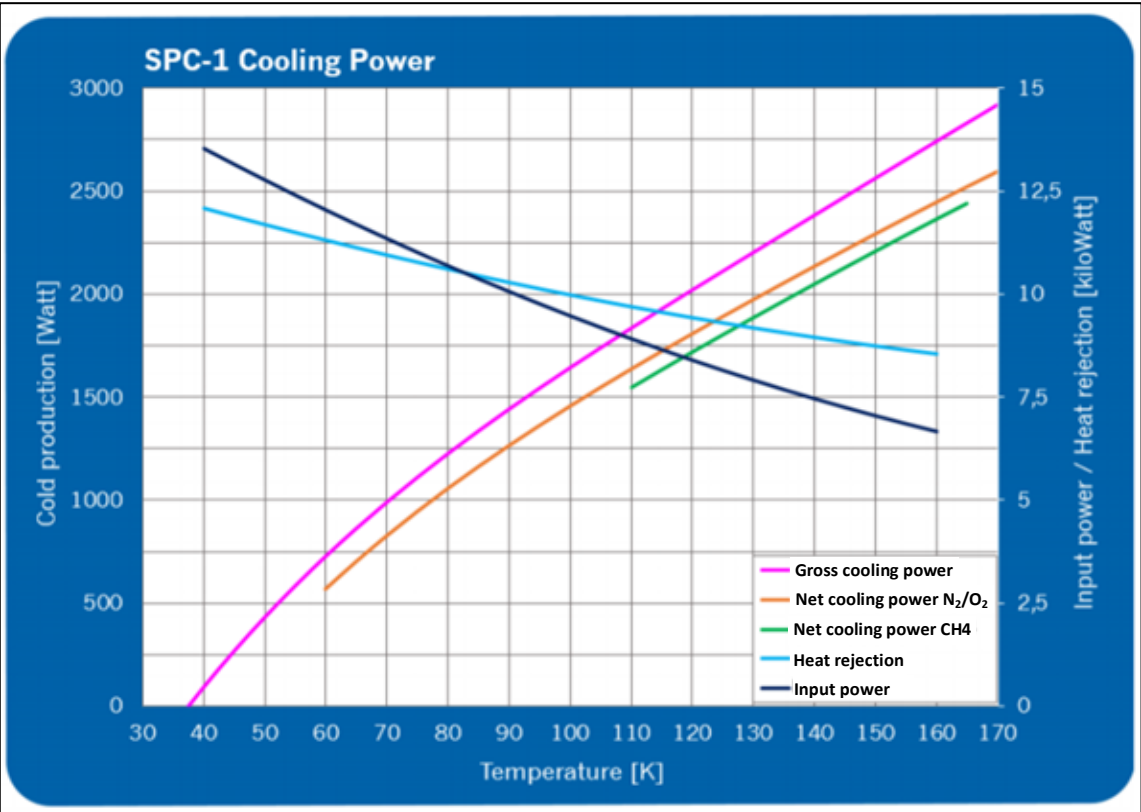


Figure 4-46: le cryogénérateur SPC-1 et ses courbes de puissances[39] .

Au regard de ces quelques résultats trouvés dans la littérature, nous constatons que les résultats de nos essais expérimentaux sont satisfaisants : notre machine peut produire du froid jusqu'à une puissance de 654 W à des températures allant de -44 °C jusqu'à 20 °C, ce qui est largement supérieur aux capacités de refroidissement des autres machines ; les différents coefficients de performance et efficacité mesurés placent notre prototype dans la fourchette basse des efficacités publiées et peut donc être améliorée. Notons que l'azote utilisé comme gaz de travail dans notre machine a des performances thermo-fluidiques moins bonnes que l'hélium utilisé dans les machines citées précédemment. Le fonctionnement de notre machine sans lubrification impacte directement les performances.

7. Conclusion des essais avec charge thermique

Les essais de production de froid avec charge thermique ont été réalisés suivant trois cas :

- tout d'abord un essai nommé cas n°1 qui consiste à refroidir la tête de la machine Stirling jusqu'à obtention de la plus basse température avant d'y appliquer une charge thermique à puissance croissante. Différents paliers d'équilibre thermodynamique de l'ensemble tête froide et charge thermique ont été obtenus. Ceci nous a permis d'établir une correspondance entre la puissance froide produite et les différentes températures stabilisées sur la face externe de la tête, et ainsi de déterminer les premiers coefficients de performance et efficacité de la machine ;
- ensuite, les essais cas n°2 qui débutent par un refroidissement de la tête jusqu'à observation de la température la plus basse puis l'application d'une charge thermique à puissance fixe et qui se termine par le fonctionnement de l'ensemble jusqu'à obtention d'un régime stabilisé. Les résultats synthétisés sont présentés dans le tableau 4-8 ;
- enfin, les essais cas n°3 qui se font de manière simultanée avec un refroidissement et une application de charge thermique à puissance fixe.

Les essais cas n°2 et n°3 se distinguent par le débit d'eau circulant dans le radiateur 1. Le tableau 4-8 présente en parallèle leurs résultats synthétisés :

Production de froid avec charge thermique Pression de remplissage 16 bar Vitesse de rotation 725 tr.min ⁻¹ (capteurs à circulation d'eau montés sur la tête froide)						
	Essais cas n°2 Débit rad 1 : 3 l.min ⁻¹ à 10 °C			Essais cas n°3 Débit rad 1 : 9 l.min ⁻¹ à 10 °C		
	Froid négatif	Froid positif		Froid négatif	Froid positif	
T _{face ext} (°C)	-37	0	20	-40	0	16
P _{froide prod} (W)	220	475	652	256	550	676
P _{rejetée} (W)	2236	2435	2769	1430	1475	1480
COP réel	0,12	0,30	0,45	0,14	0,32	0,40
Efficacité max (%)	5,2 (-8 °C ; 450 W ; COP réel 0,34)			5,7 (-21 °C ; 400 W ; COP réel 0,23)		

Tableau 4-8 : tableau de synthèse et comparatif des essais cas n°2 et n°3.

Comme nous pouvons l'observer avec un débit de 9 l.min⁻¹ dans le radiateur 1, les puissances froides produites sont élevées et les puissances thermiques rejetées par les deux radiateurs sont faibles par rapport aux valeurs obtenues pour un débit de 3 l.min⁻¹. Un grand débit de refroidissement favorise la dissipation de la chaleur générée de la compression du gaz de travail et les frottements des segments dans la chemise du cylindre. Donc cela a permis d'avoir des températures sur la face externe de la tête plus basses que pour les essais à un débit de 3 l.min⁻¹. Les coefficients de performance et les efficacités maximales ne sont pas comparables car ils arrivent à des températures et puissances différentes.

Au cours de tous les différents essais avec charge thermique, nous avons observé sur la machine que ses caractéristiques internes (pression, température, pertes de charge, puissances indiquées, et pertes mécaniques) dépendent du débit d'eau circulant dans le radiateur 1 ainsi que de la vitesse de rotation. Il en est de même pour ses caractéristiques externes (la température sur la face externe de la tête, les puissances : froide produite, électrique consommée, mécanique sur l'arbre, et chaude rejetée). Le tableau 4-9 synthétise les résultats des essais cas n°3 réalisés avec de faibles vitesses.

Production de froid avec charge thermique Pression de remplissage 16 bar (sans capteurs à circulation d'eau sur la tête)						
	Vitesse 435 tr.min ⁻¹ Débit rad 1 : 9 l.min ⁻¹			Vitesse 580 tr.min ⁻¹ Débit rad 1 : 9 l.min ⁻¹		
	Froid négatif	Froid positif		Froid négatif	Froid positif	
T _{face ext} (°C)	-42	0	18	-44	0	22
P _{Ufroide prod} (W)	250	435	510	280	530	654
P _{Urejetée} (W)	664	695	762	984	1030	1037
COP réel	0,30	0,55	0,72	0,23	0,50	0,68
Efficacité max (%)	9 (-42 °C ; 250 W ; COP réel 0,30)			7,7 (-30 °C ; 344 W ; COP réel 0,29)		

Tableau 4-9 : tableau synthèse des essais cas n°3 réalisés à faibles vitesses.

Avec une vitesse de rotation de 580 tr.min⁻¹, nous avons obtenu des résultats qui paraissent meilleurs en termes de puissance.

Pour ce premier prototype de machine Stirling frigorifique, capable de produire des puissances froides pour des températures intermédiaires, nous pouvons affirmer qu'il est une alternative aux machines à compression de vapeur utilisant des fluides frigorigènes. Toutefois, les pertes électriques et mécaniques de notre machine sont considérables et nécessitent d'être minimisées afin d'améliorer les performances.

Dans le prochain, et dernier, chapitre destiné à la modélisation, nous reproduirons par simulation ces essais expérimentaux dans le but d'améliorer les futurs prototypes qui seront réalisés à partir de la version actuelle de machine Stirling frigorifique.

Chapitre 5

MODELISATION

DE LA MACHINE STIRLING FRIGORIFIQUE

AVEC LE LOGICIEL SAGE

Introduction

De manière générale, la modélisation d'une machine réceptrice de Stirling fonctionnant comme réfrigérateur ou pompe à chaleur se fait avec les mêmes outils d'analyses thermodynamiques que pour les moteurs. La première modélisation de moteur Stirling a été décrite par l'analyse de Gustav Schmidt en 1871 en considérant que le gaz de travail est un fluide parfait, que le régénérateur est parfait, les mouvements des pistons sont harmoniques et que les compression et détente sont isothermes [82]. A partir de 1960, suite aux divers travaux de Finkelstein proposant des échanges adiabatiques dans les volumes de compression et de détente, la modélisation du cycle de Stirling a connu des avancées. Dans la littérature, il existe une multitude d'analyses thermodynamiques du cycle de Stirling, ces dernières se répartissent suivant quatre ordres de perfection [83]-[84]:

- les analyses d'ordre zéro basées sur des corrélations empiriques expérimentales. Les plus connues sont les formulations de Beale [85] et de West [86] ;
- les analyses du premier ordre, basées sur le cycle idéal sans perte, permettent d'établir les performances d'une machine Stirling d'après un modèle isotherme (théorie de Schmidt [87]) ou un modèle adiabatique (théorie de Finkelstein [88]). Ces deux modèles permettent ainsi d'établir les performances dans ces cas de fonctionnements extrêmes ;
- les analyses du second ordre, dites découplées : la machine Stirling est divisée en plusieurs domaines. Dans chaque domaine, les équations différentielles ordinaires de conservation de la masse et d'énergie sont résolues tout en prenant en compte les pertes mécaniques, thermiques, les fuites de gaz, ce qui permet de réaliser une optimisation plus réaliste qu'avec une analyse du premier ordre [89]-[90].
- les analyses du troisième ordre, dites couplées : le moteur est partitionné en plusieurs domaines dans lesquels les équations aux dérivées partielles sont discrétisées et résolues avec des méthodes nodales et aux différences finies, ce qui permet de simuler finement les variations de masses, pressions et températures au sein des différents volumes [91]-[92].

Au sein du département Energie du laboratoire FEMTO-ST, des machines motrices et réceptrices de Stirling réalisées ont été modélisées par l'analyse de Schmidt, de Schmidt-Beans [93]-[94]-[95]-[96]-[97], ou à l'aide d'une analyse adiabatique avec pertes [98]. Dans ce travail, nous avons utilisé le logiciel SAGE [99] pour simuler les performances de la machine frigorifique de Stirling à partir d'une analyse du troisième ordre avec un modèle d'écoulement monodimensionnel. Développé et commercialisé par David Gedeon, le logiciel SAGE est largement utilisé en milieu universitaire [100]-[101]-[102] et dans l'industrie [103]-[104], ce qui traduit sa fiabilité. Sur le site internet dédié, il existe différents modèles de moteurs et machines Stirling facilitant ainsi la compréhension et l'utilisation du logiciel [105].

Dans ce chapitre, nous présentons la modélisation de la machine réceptrice de Stirling réalisée et testée. Ce modèle est validé par reproduction des résultats expérimentaux des chapitres 3 et 4. Le chapitre est constitué de quatre grandes parties :

- la première présentera la machine Stirling et ses différents paramètres ;
- la deuxième décrira la modélisation avec le logiciel SAGE ;
- la troisième sera consacrée aux résultats détaillés de la simulation et leurs comparaisons avec les résultats expérimentaux d'essais sans charge thermique ;
- la quatrième sera destinée à la modélisation d'essais avec charge thermique.

1. Machine Stirling frigorifique de configuration bêta

1.1 Schéma de la machine Stirling frigorifique

La machine Stirling frigorifique de configuration bêta, avec un mécanisme double bielle-manivelles, est schématisée sur la figure 5-1. Nous rappelons qu'elle est principalement constituée par des pièces formant l'attelage mobile et des pièces fixes par rapport au bâti de la machine. Les informations détaillées de toutes ces pièces sont au chapitre 2 :

- les pièces formant l'attelage mobile sont : le vilebrequin, les bielles du piston et du déplaceur, le piston et le déplaceur muni de sa longue tige ;
- les pièces fixes sont constituées des trois échangeurs thermiques (le radiateur 1, le régénérateur, et la tête froide) et du carter contenant les bielles et le vilebrequin.

Dans la machine Stirling de configuration bêta, six volumes sont remplis par le gaz de travail : trois sont variables (volumes de détente, de compression et de rebond) et trois non variables considérés comme des volumes morts (volumes dans le radiateur 1, dans le régénérateur et dans la tête froide). Lors de la réalisation du cycle thermodynamique de Stirling, le parcours du gaz de travail est composé de deux volumes variables (compression et détente) et de trois volumes morts contenus dans les trois échangeurs thermiques. Dans le parcours du gaz de travail, le volume de rebond n'est pas pris en compte car il n'intervient pas dans le cycle thermodynamique de la machine.

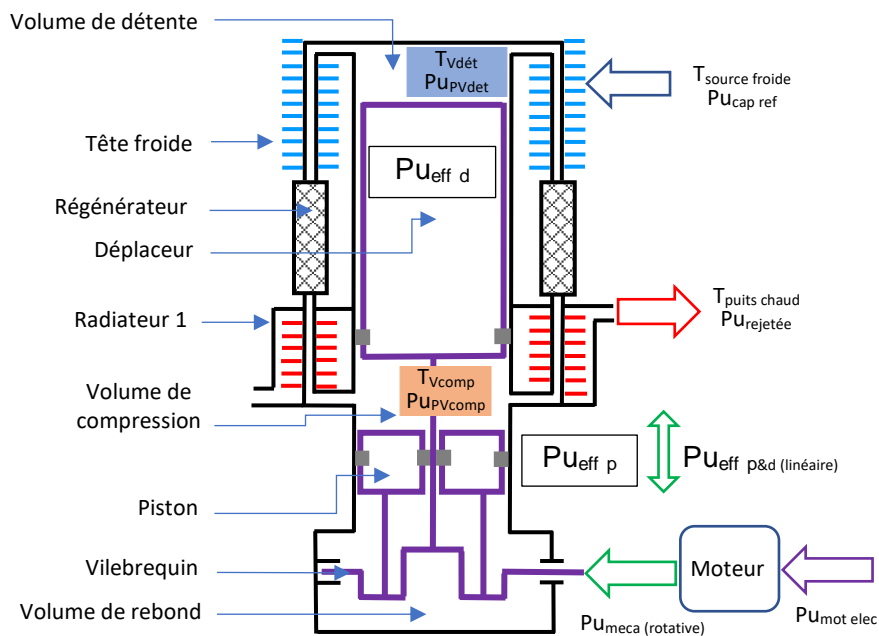


Figure 5-1 : machine Stirling frigorifique de configuration bêta avec un mécanisme double bielle-manivelles.

La machine comporte deux zones distinctes : une zone chaude et une zone froide, séparées par le régénérateur. Chaque zone est supposée avoir une température moyenne constante en régime établi. La modélisation de la machine s'effectue donc avec les paramètres opérationnels des régimes établis observés aux chapitres précédents. Dans une première partie, nous allons donc établir un bilan thermique et mécanique de chaque composant de la machine Stirling, par rapport aux différents essais réalisés et présentés au chapitres 3 et 4. De ce bilan, nous pourrions extraire les paramètres nécessaires à la modélisation dans le logiciel et les grandeurs de sortie.

1.2 Bilan des différents composants de la machine

Comme le montre la figure 5-1 présentant le schéma de la machine, différentes températures et puissances sont en jeu. Nous allons procéder au bilan thermique et mécanique de la machine afin d'avoir les données d'entrée de la simulation :

- **bilan des puissances sur l'attelage mobile**

La machine Stirling est entraînée par un moteur électrique consommant une puissance notée $P_{\text{mot elec}}$. En tenant compte des pertes électriques P_{rtelec} , une puissance mécanique (rotative) P_{meca} , mesurée par le couplemètre sur l'arbre du vilebrequin, rentre dans la machine Stirling ($P_{\text{meca}} = P_{\text{mot elec}} - P_{\text{rtelec}}$).

Il existe des pertes mécaniques notées P_{rtmeca} qui englobent les pertes issues de la transformation du mouvement de rotation en deux mouvements linéaires alternatifs, les pertes par frottements aérodynamiques dans le carter ainsi que les pertes par frottements des segments. On définit la puissance mécanique (linéaire) $P_{\text{Ueff p\&d}}$ au niveau du piston et du déplaceur, comme la puissance effective servant à comprimer et à détendre le gaz de travail ($P_{\text{Ueff p\&d}} = P_{\text{meca}} - P_{\text{rtmeca}}$).

Le piston est situé dans la zone chaude de la machine, il est à la température $T_{\text{puits chaud}}$. Le déplaceur est situé entre les deux zones chaude et froide, sa partie inférieure est à la température $T_{\text{puits chaud}}$ et sa partie supérieure à la température $T_{\text{source froide}}$.

Dans le logiciel, les paramètres d'entrée caractérisant la puissance mécanique au niveau du piston et du déplaceur sont : la fréquence, les masses et courses du piston et du déplaceur, et la pression de remplissage. La grandeur de sortie est la puissance effective $P_{\text{Ueff p\&d}}$.

- **bilan au niveau du radiateur 1**

Le radiateur 1 a pour fonction de refroidir le volume de compression et la chemise du cylindre. A son entrée de l'eau ayant une température de 10 °C et des débits de 3 et 9 l.min⁻¹ permet de maintenir la température du volume de compression et celles de toutes les pièces environnantes à une valeur inférieure à 60 °C. En régime stabilisé, la température dans la zone chaude est uniforme et équivaut à $T_{\text{puits chaud}}$. En sortie du radiateur 1, l'eau rejetée est à une température supérieure à $T_{\text{puits chaud}}$ et la puissance thermique correspondante est $P_{\text{Urejetée}}$.

- **bilan dans les volumes de compression et de détente**

Le volume de compression est dans la zone chaude, sa température T_{Vcomp} est plus élevée que $T_{\text{puits chaud}}$, sa puissance indiquée est P_{UVcomp} . Le volume de détente contenu dans la tête froide a une température T_{Vd} plus basse que $T_{\text{source froide}}$, sa puissance indiquée est $P_{\text{UVdét}}$.

- **bilan au niveau du régénérateur**

La partie inférieure du régénérateur est en contact avec le radiateur 1 situé dans la zone chaude, donc elle est à la température $T_{\text{reg inf}} = T_{\text{puits chaud}}$. De même, la partie supérieure du régénérateur en contact avec la tête froide, est à la température $T_{\text{reg sup}} = T_{\text{source froide}}$.

- **bilan au niveau de la tête froide**

Située dans la zone froide de la machine, la tête est à la température $T_{\text{source froide}}$ et la puissance froide produite $P_{\text{Ufroide prod}}$ y est mesurée lors des essais avec charge thermique au chapitre 4. En simulation, la capacité de refroidissement $P_{\text{Ucap ref}}$ sur la face externe de la tête est déterminée à partir de la puissance indiquée du volume de détente, en prenant en compte des pertes par conduction et par rayonnement, comme cela a été fait dans [100].

Le tableau 5-1 regroupe toutes les données géométriques et expérimentales des composants de la machine Stirling frigorifique dont les bilans mécaniques et thermiques ont été effectués.

Gaz de travail	
Type	Azote
Pression de remplissage (bar)	15 ; 16 ; 17,5
Vitesse de rotation du vilebrequin (tr.min ⁻¹)	290 ; 363 ; 435 ; 508 ; 580 ; 653 ; 725
Piston	
Matériau	Inox 316
Masse (kg)	1
Diamètre (mm)	60
Course (mm)	40
Hauteur (mm)	60
Longueur de la bielle (mm)	120
Déplaceur	
Matériau	Inox 316
Masse (kg)	0,6
Diamètre (mm)	60
Diamètre de la tige (mm)	12
Course (mm)	40
Hauteur (mm)	155
Longueur de la bielle (mm)	76
Déphasage piston/déplaceur (°)	90
Régénérateur	
Type	Toile métallique
Matériau du régénérateur	Inox 304
Porosité (%)	68
Diamètre du fil (µm)	112
Diamètre interne (mm)	66
Diamètre externe (mm)	82
Hauteur (mm)	50
Tête froide	
Matériau	Inox 316
Section d'un canal hydraulique (mm * mm)	0,6 * 5
Hauteur du canal hydraulique (mm)	100
Nombre de canaux hydrauliques	120
Rugosité absolue Ra (µm)	6,5
Radiateur 1	
Matériau	Aluminium
Section d'un canal hydraulique (mm * mm)	0,3 * 4
Hauteur d'un canal hydraulique (mm)	50
Nombre de canaux hydrauliques	160
Rugosité absolue Ra (µm)	1,8
Volumes variables	
Volume de compression min=volume mort (cm ³)	5,43
Volume de compression max (cm ³)	160,12
Volume de détente min=volume mort (cm ³)	5,66
Volume de détente max (cm ³)	118,75
Jeu diamétral piston et déplaceur/chemise (mm)	0,5

Tableau 5-1 : données géométriques et expérimentales de la machine Stirling frigorifique à modéliser.

2. Modélisation avec le logiciel SAGE

Le logiciel se présente sous la forme de schémas blocs que l'utilisateur assemble pour former sa configuration de machine Stirling. Le logiciel dispose ainsi d'une bibliothèque qui regroupe des modules génériques modélisant les différents composants. Ces modules sont définis sous formes de blocs contenant des sous-blocs sur plusieurs niveaux et qui représentent les interfaces solides et fluides dans lesquelles les flux massiques et ou thermiques seront appliqués [99].

Pour notre machine Stirling frigorifique de configuration bêta avec un mécanisme double bielle-manivelles, nous avons réalisé le modèle présenté sur la figure 5-2. Il est constitué de plusieurs blocs représentant les différents composants de la machine Stirling frigorifique. Ces blocs sont interconnectés par des débits massiques \dot{m}_{Gt} , des flux thermiques Q_{stdy} , des pressions P_{Gt} , et des forces F_{Gt} . Les liaisons sont représentées par des flèches et des numéros, deux grandeurs possédant le même numéro sont reliées entre elles.

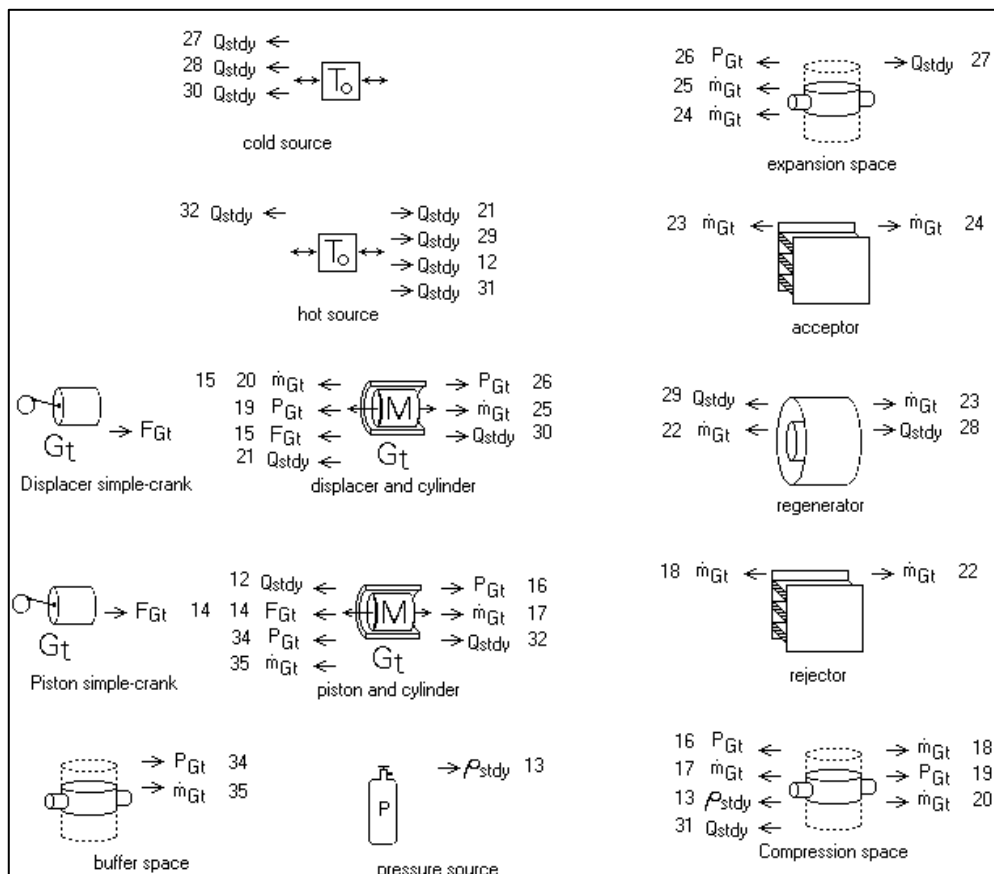


Figure 5-2 : modèle SAGE d'une machine Stirling frigorifique d'architecture bêta avec un double systèmes bielle-manivelles.

Ce modèle regroupe deux parties principales de la machine : une partie mécanique décrivant l'attelage mobile (le double systèmes bielle-manivelles, le piston et le déplaceur) et une partie thermodynamique décrivant le parcours du gaz de travail (formé par les volumes de compression, dans le radiateur 1, dans le régénérateur, dans la tête froide, et de détente) et les conditions aux limites thermiques. Dans les prochaines parties du chapitre, nous présenterons brièvement les blocs et sous-blocs de quelques composants du modèle.

2.1 Modélisation mécanique

L'attelage mobile de la machine est représenté sur la figure 5-3. Le volant d'inertie et le vilebrequin de la machine ne sont pas modélisés, leurs fonctions sont comprises dans l'association de deux systèmes bielle-manivelles (simple crank) qui sont montés sur le vilebrequin avec un déphasage de 90° . Chaque système bielle-manivelle est défini avec les paramètres géométriques suivants : le rayon de la manivelle qui équivaut à la moitié de la course du piston ou du déplaceur, la longueur de la bielle et le déphasage angulaire. Pour une rotation du vilebrequin dans le sens horaire, le déplaceur est en avance de phase sur le piston.

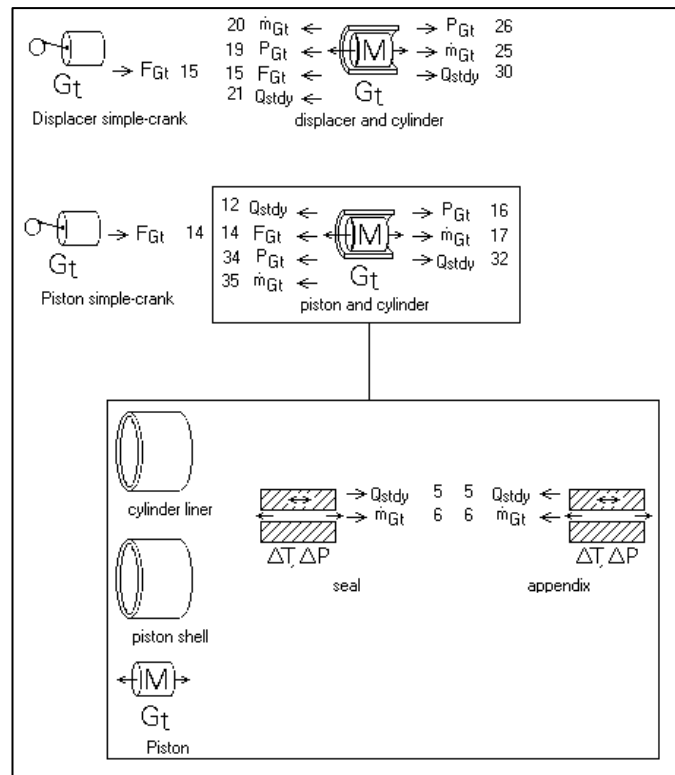


Figure 5-3 : modèle SAGE de l'attelage mobile de la machine Stirling de configuration bêta.

L'ensemble piston ou déplaceur et son cylindre est directement connecté à son système bielle-manivelle qui lui transmet une force F_{Gt} . Les piston et déplaceur, en mouvements linéaires alternatifs, transmettent à leur tour des pressions de surface P_{Gt} aux volumes situés à leurs extrémités : volumes de compression et de rebond pour le piston et volumes de compression et de détente pour le déplaceur.

Le bloc représentant l'ensemble piston ou déplaceur et son cylindre contient des sous-blocs modélisant les différentes pièces constitutives de l'ensemble : la chemise du cylindre, le volume du piston, le piston alternatif, les segments (seal), l'espace annulaire (appendix) ou encore le jeu entre le piston et l'alésage de la chemise du cylindre. En rentrant dans chaque sous-bloc, on découvre d'autres éléments qui peuvent être paramétrés.

Le piston et le déplaceur coulissent dans la chemise du cylindre. Ils sont munis de segments d'étanchéité dynamique qui ont un certain niveau de fuites acceptable, donc un débit massique \dot{m}_{Gt} dans l'interface annulaire. Ce débit massique connecte les deux volumes situés de part

et d'autre du piston ou déplaceur. Le transfert de chaleur dans les parois est représenté par le flux thermique Q_{stdy} qui circule entre le puits chaud et la source froide

Dans chaque élément d'un bloc ou sous-bloc on enregistre les valeurs des paramètres définis dans le tableau 5-1. Avec une vitesse de rotation de 725 tr.min^{-1} , et pour les dimensions des pièces de l'attelage mobile comme paramètres d'entrées dans le logiciel, nous pouvons tracer les courbes de la cinématique (position, vitesse et accélération) du piston et du déplaceur. Notons que le modèle de la partie mécanique peut fonctionner indépendamment de celle de la partie thermodynamique.

Sur la figure 5-4, nous avons représenté les positions du piston et du déplaceur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Elles correspondent aux positions tracées avec les équations de la cinématique dans le chapitre 2 page 64. Le déplaceur est en avance de phase de 90° par rapport au piston.

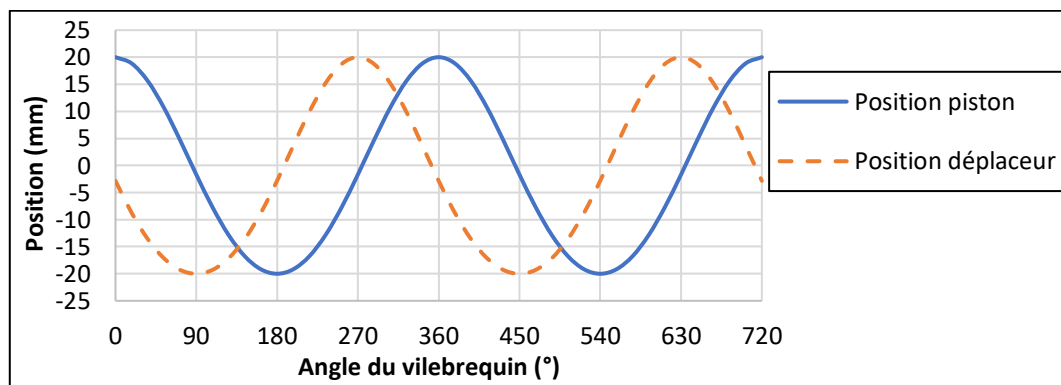


Figure 5-4 : simulations SAGE des positions simulées du piston et du déplaceur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour une vitesse 725 tr.min^{-1} .

2.2 Modélisation thermodynamique

Sur la figure 5-5, nous avons mis en évidence le parcours du gaz de travail par des traits continus symbolisant les débits massiques \dot{m}_{Gt} et les pressions P_{Gt} entre les différents volumes qui sont :

- volume de compression situé entre le dessus du piston et le dessus du déplaceur ;
- volume mort dans le radiateur 1 (rejector), constitué par les canaux hydrauliques ;
- volume mort dans le régénérateur ;
- volume mort dans la tête froide (acceptor), constitué par les canaux hydrauliques ;
- volume de détente situé entre le dessus du déplaceur et le fond de la tête.

Sur la figure 5-5, la source de pression est connectée au volume de compression. Elle permet de spécifier la pression de remplissage dans la machine, par exemple 16 bar. Les conditions aux limites thermiques sont définies à l'intérieur de chaque bloc : dans notre cas il s'agit des températures chaudes et froides. Nous observons les différentes connexions de débits massiques \dot{m}_{Gt} , de flux thermiques Q_{stdy} et de pression P_{Gt} entre les différents blocs du modèle. Dans les prochains paragraphes, nous détaillerons les sous-blocs : du volume de détente (presques identiques à ceux du volume de compression) ; de la tête froide (identiques à ceux du radiateur 1) ; et du régénérateur.

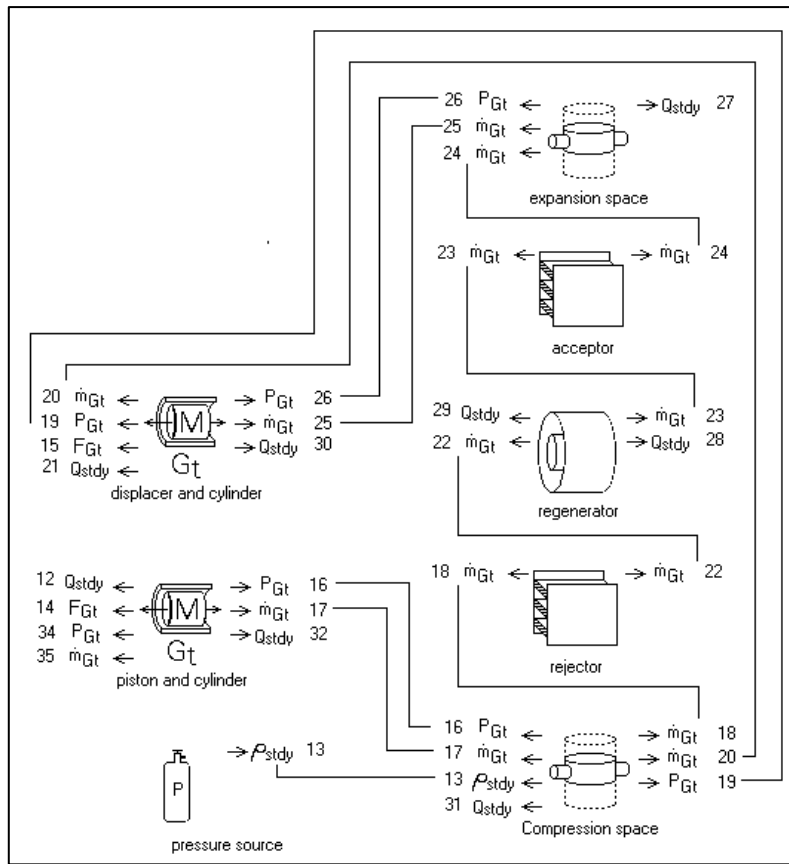


Figure 5-5: modèle SAGE du circuit du gaz de travail de la machine Stirling frigorifique de configuration bêta.

2.2.1 Volume de détente et ses éléments constitutifs

Sur la figure 5-6, on observe que le bloc volume de détente contient un premier sous-bloc composé d'un domaine gazeux (expansion space gas) et d'une surface solide (thick surface) échangeant thermiquement avec le domaine gazeux. Le sous-bloc domaine gazeux contient des entrées destinées aux débits massiques \dot{m}_{Gt} et une section de volume variable sur laquelle est appliquée la pression P_{Gt} générée par la face supérieure du déplaceur. Le sous-bloc surface solide est parcouru par un flux thermique Q_{stdy} qui circule entre le puits chaud et la source froide.

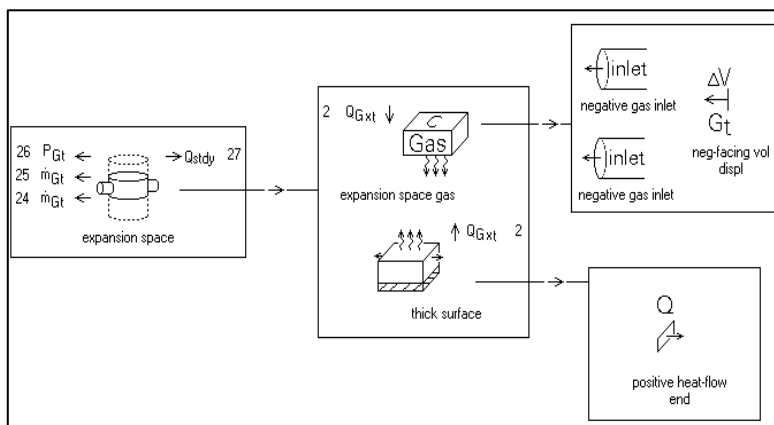


Figure 5-6 : modèle SAGE du bloc volume de détente et ses différents sous-blocs.

2.2.2 Tête froide (acceptor) et ses éléments constitutifs

La figure 5-7 montre la tête froide qui est représentée par un échangeur thermique avec des canaux de section rectangulaire. Le premier sous-bloc est composé du volume gazeux correspondant à un canal et d'une surface solide supposée isotherme à la température de la source froide. Le sous-bloc du domaine gazeux est composé d'une entrée et d'une sortie destinées aux débits massiques \dot{m}_{Gt} en connexion avec les volumes de détente et du régénérateur.

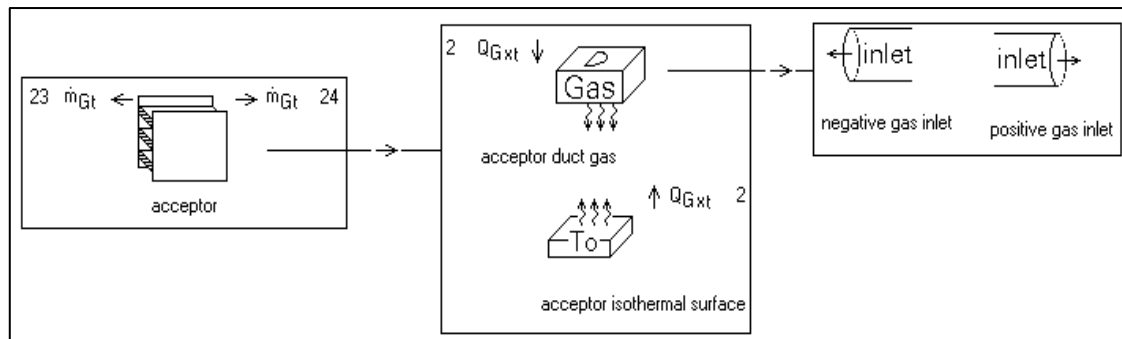


Figure 5-7 : modèle SAGE du bloc tête froide et ses différents sous-blocs.

2.2.3 Régénérateur et ses éléments constitutifs

Sur la figure 5-8, nous avons présenté le bloc régénérateur, de type annulaire, et ses différents sous-blocs. Dans le premier sous-bloc, on trouve le type de matrice du régénérateur (toile métallique pour notre machine) et le transfert thermique dans la paroi. Le sous-bloc toile métallique est constitué d'un volume gazeux qui correspond au volume mort dans le régénérateur et de la partie métallique faite de fils d'un certain diamètre. Le volume gazeux contient une entrée et une sortie de débits massiques \dot{m}_{Gt} en connexion avec les canaux de la tête froide et du radiateur 1. La face du régénérateur en contact avec le radiateur 1 est à la température de la source chaude et l'autre face en contact avec la tête froide est à la température de la source froide.

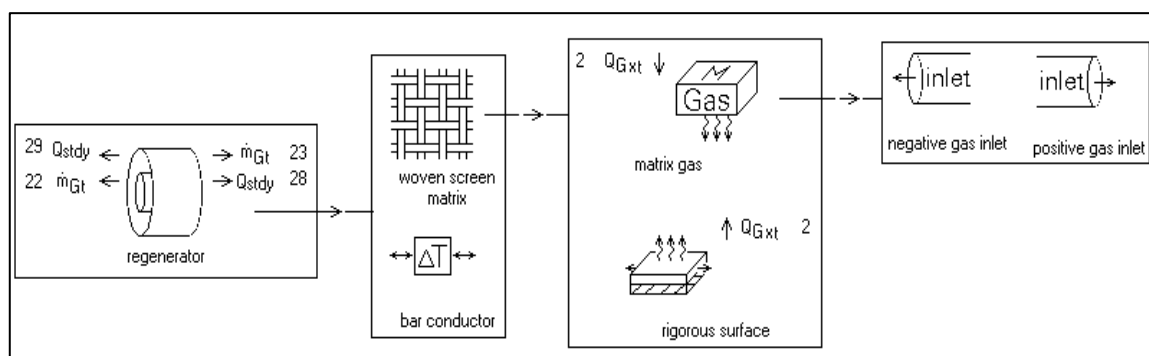


Figure 5-8 : modèle SAGE du bloc régénérateur annulaire et ses différents sous-bloc.

2.3 Lancement de la simulation

Le but de la simulation est d'arriver à reproduire numériquement les résultats obtenus expérimentalement. Pour notre machine Stirling réalisée et testée, nous avons choisi de modéliser un essai expérimental sans charge thermique sur la tête froide, avec les données expérimentales décrites dans le tableau 5-2.

Gaz de travail	N ₂
Pression de remplissage (bar)	16
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	725
Température d'eau (°C)	10
Débit d'eau dans le radiateur 1 (l.min ⁻¹)	9
Débit d'eau dans le radiateur 2 (l.min ⁻¹)	3

Tableau 5-2: données expérimentales d'un essai sans charge thermique.

Expérimentalement nous avons obtenu les résultats suivants :

Température de la tête froide T _{source froide} (°C)	-62
Température du volume de détente T _{Vdét} (°C)	-72
Température du volume de compression T _{Vcomp} (°C)	34
Température du puits chaud T _{puits chaud} (°C)	12
COP de Carnot = $T_{Vdét} / (T_{Vcomp} - T_{Vdét})$	2,20

Tableau 5-3 : températures et COP de Carnot obtenus expérimentalement.

Pour la simulation de ce point de fonctionnement, nous avons alors imposé dans le modèle certaines valeurs de températures au puits chaud et à la source froide pour avoir les mêmes températures dans les volumes de détente et de compression :

- la température imposé à la source froide est T_{source froide} = -63 °C. Cette température présente un écart de 1 °C avec l'expérimentation ;
- la température imposé au puits chaud est T_{puits chaud} = 12 °C ;

En moins d'une minute de calcul par le logiciel, nous avons obtenu les mêmes températures simulées dans les volumes de détente (-72 °C) et de compression (34 °C) et donc le même COP de Carnot (2,20) qu'expérimentalement.

Avec le modèle réalisé, nous avons donc mécaniquement et thermodynamiquement des concordances entre la cinématique et les températures issues de l'expérimentation. Dans les prochaines parties de ce chapitre, nous allons présenter les résultats détaillés de la simulation, ainsi que leurs comparaisons avec les résultats de l'expérimentation.

3. Résultats détaillés de la simulation

3.1 Variations des volumes de compression et de détente

Sur la figure 5-9, les variations des volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin sont définies par les paramètres géométriques de l'attelage mobile et les diamètres du piston, du déplaceur et de sa tige. Ces courbes sont donc identiques à celles établies avec les équations de la cinématique au chapitre 2 page 58.

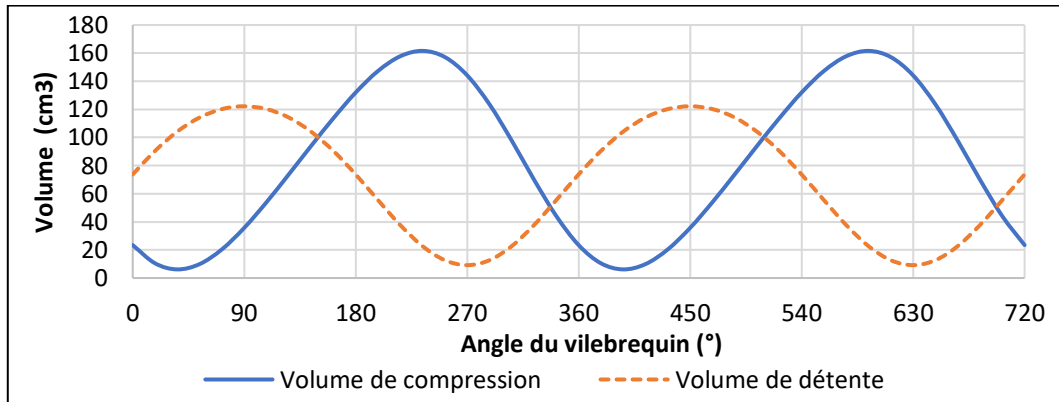


Figure 5-9 : simulations SAGE des variations des volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Vitesse de rotation 725 tr.min⁻¹

3.2 Variations de pression dans les volumes de compression et de détente

3.2.1 Courbes de pressions simulées

Sur la figure 5-10, les courbes de pressions simulées dans les volumes de compression et de détente mettent en évidence les pertes de charge, d'une valeur maximale de 1,7 bar, entre ces deux volumes. Comme dans l'expérience, la plus grande amplitude de pression est celle du volume de compression.

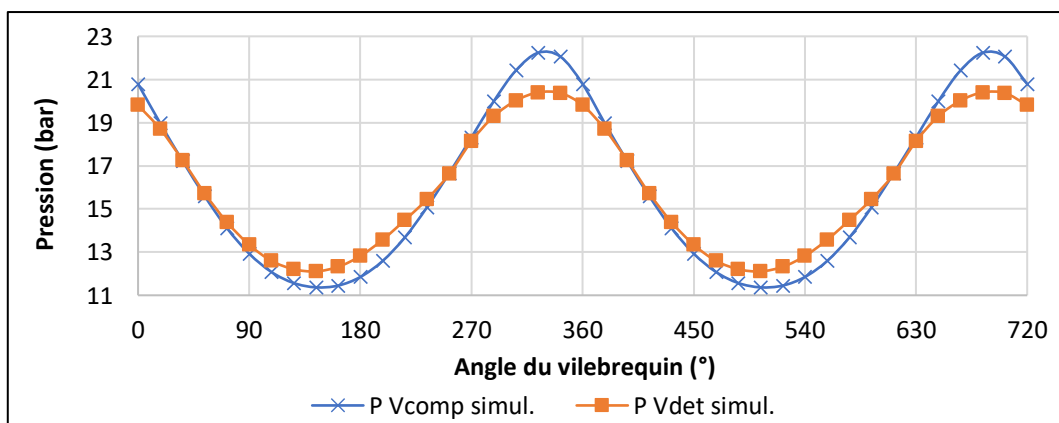


Figure 5-10 : simulations SAGE des variations de pressions dans les volumes de compression et de détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Pression de remplissage 16 bar - Vitesse 725 tr.min⁻¹ – Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Lors de son transvasement du volume de compression au volume de détente, le gaz de travail passe par les trois échangeurs thermiques qui sont le radiateur 1, le régénérateur et la tête froide. Le modèle numérique actuel ne nous permet pas de quantifier séparément les pertes de charge dans ces trois échangeurs thermiques, contrairement à l'expérience où chaque entrée et sortie d'un échangeur thermique est munie d'un capteur de pression.

3.2.2 courbes de pression issues de l'expérimentation

La figure 5-11 présente les variations expérimentales des courbes de pression dans les volumes constituant le parcours du gaz. Nous y observons les différentes valeurs maximales de pertes de charge :

- 0,9 bar entre le volume de détente et la face supérieure du régénérateur (dans les canaux de la tête froide) ;
- 0,8 bar entre les faces inférieure et supérieure du régénérateur (dans le régénérateur) ;
- 1 bar entre la face inférieure du régénérateur et le volume de compression (dans les canaux du radiateur 1).

Expérimentalement, entre les volumes de détente et de compression nous avons 2,7 bar comme valeur maximale de pertes de charge.

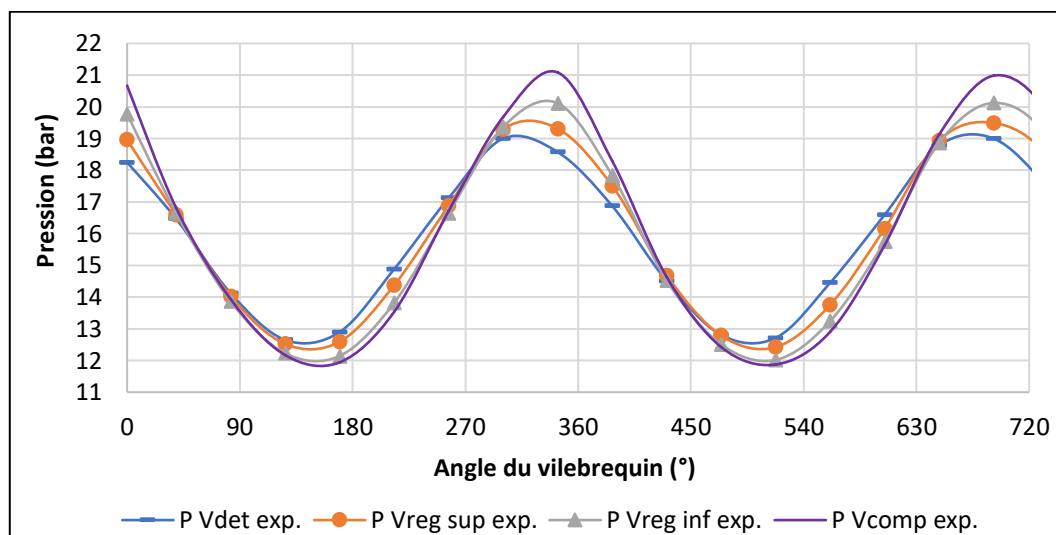


Figure 5-11 : variations de pressions expérimentales dans les différents volumes.
Pression de remplissage 16 bar - Vitesse 725 tr.min⁻¹ – Débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

3.2.3 Comparaison des pressions de simulation et d'expérimentation

La figure 5-12 présente les courbes des variations de pression des volumes de compression et de détente issues de la simulation et de l'expérimentation. Les valeurs obtenues entre modèle et expérimentation sont en cohérence. Nous observons de faibles écarts d'amplitudes et de moyennes entre l'expérimentation et la simulation. Les amplitudes et les moyennes des pressions simulées sont supérieures à celles obtenues expérimentalement. Ainsi, la pression maximale simulée dans le volume de compression est supérieure de 4,8% à celle relevée expérimentalement, et la pression simulée dans le volume de détente est supérieure de 5,3% à la pression maximale expérimentale. Cet écart peut s'expliquer par les incertitudes de mesures sur les pressions expérimentales, mais aussi par l'existence de pertes de charge singulières dans les échangeurs thermiques qui ne sont pas prises en compte dans le modèle. De plus, les corrélations utilisées dans le modèle pour le calcul des pertes de charge sont des corrélations empiriques.

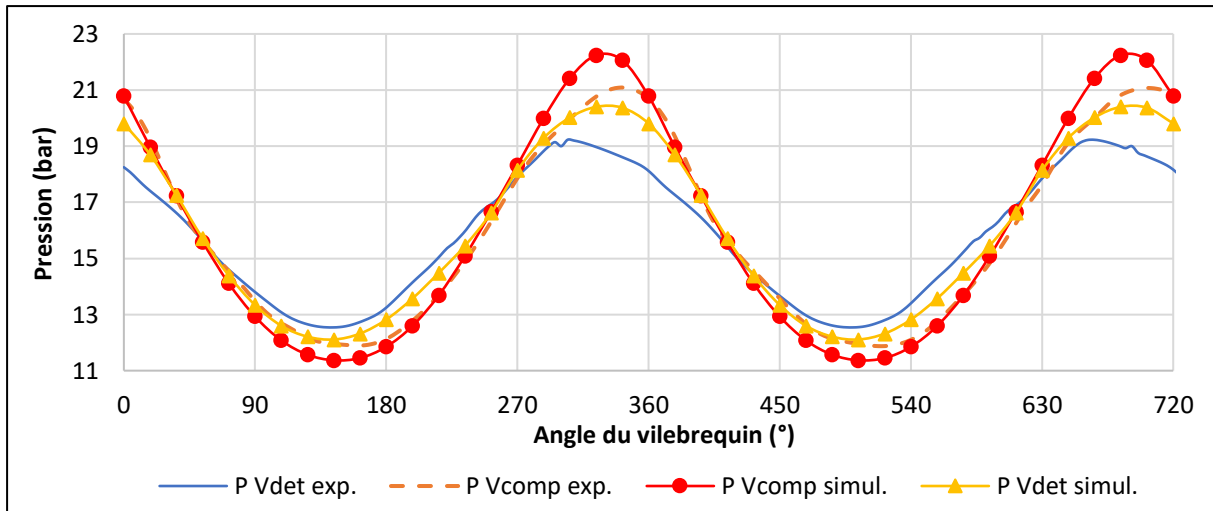


Figure 5-12 : comparaisons entre les courbes de pressions simulées et expérimentales dans les volumes de compression et de détente. Pression de remplissage 16 bar - Vitesse 725 tr.min⁻¹ – Débits d'eau radiateur 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

3.3 Diagrammes indicateurs

Les variations des pressions et des volumes lors de la compression et de la détente nous permettent de tracer leurs diagrammes indicateurs respectifs. A partir de ces diagrammes, figure 5-13, dont les aires représentent les travaux liés à la compression et à la détente du gaz de travail, les puissances indiquées de compression et de détente sont déterminées en faisant le produit du travail avec la fréquence des mouvements du piston et du déplaceur.

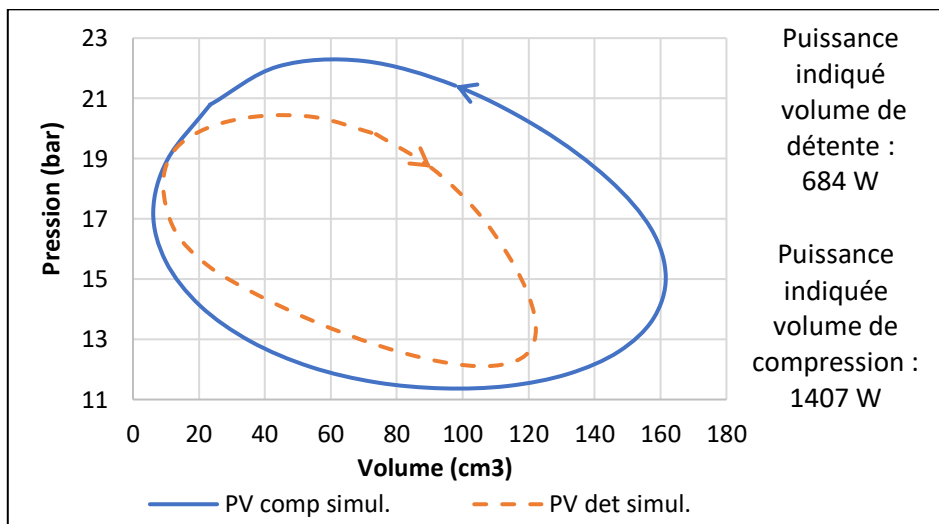


Figure 5-13 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente simulés. Pression de remplissage 16 bar - Vitesse 725 tr.min⁻¹ – Débits d'eau radiateur 1 et 2 : 9 et 3 l.min⁻¹.

Sur les figures 5-14 et 5-15, les comparaisons entre les diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente font réapparaître les écarts entre les pressions moyennes et les amplitudes déjà observées lors des comparaisons des courbes des pressions issues de la simulation et de l'expérimentation figure 5-12. La puissance simulée côté compression est supérieure de 23% à la valeur expérimentale. Côté détente, on observe des valeurs en cohérence avec un écart de 5,4%.

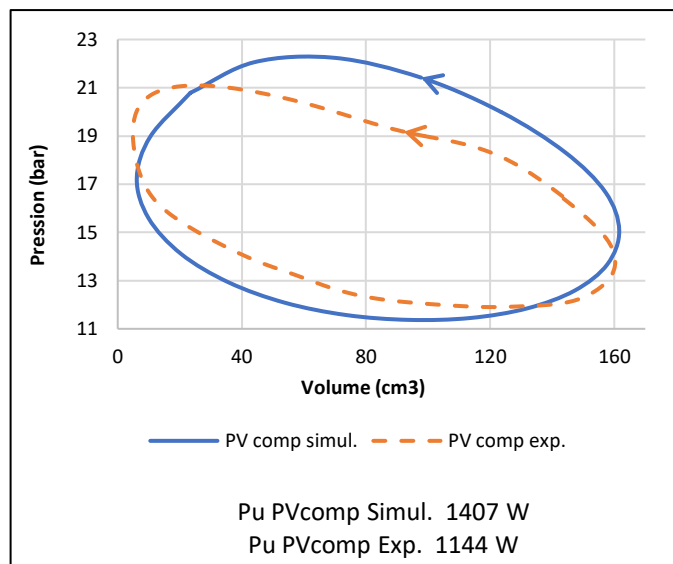


Figure 5-14 : comparaison entre les diagrammes indicateurs des volumes de compression issus de la simulation et de l'expérimentation.

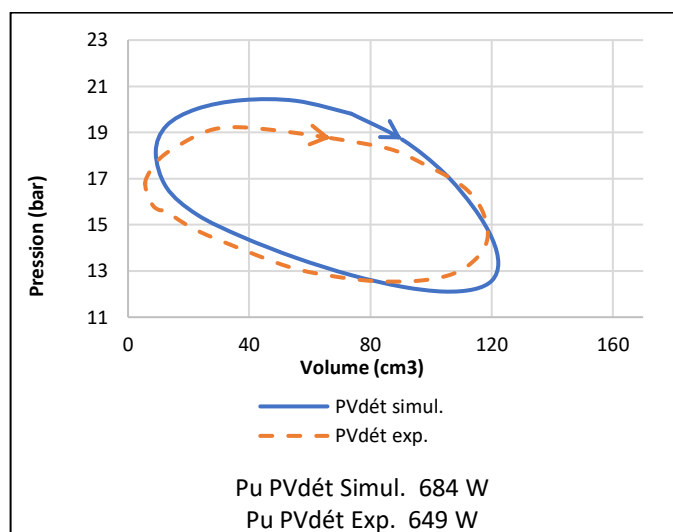


Figure 5-15 : comparaison entre les diagrammes indicateurs des volumes de détente issus de la simulation et de l'expérimentation.

Dans le prochain paragraphe, nous présentons un tableau comparatif des résultats issus de deux essais sans charge thermique.

3.4 Tableau comparatif des résultats de simulation et d'expérimentation

Le tableau 5-4 regroupe les résultats de simulation et d'expérimentation de deux essais sans charge thermique, réalisés avec la même pression de remplissage à 16 bar, la même vitesse de 725 tr.min⁻¹, le même débit d'eau de 3 l.min⁻¹ dans le radiateur 2, mais avec des débits d'eau de 9 et 3 l.min⁻¹ dans le radiateur 1. Cette différence de débit d'eau entraîne une différence sur la valeur de la température du puits chaud qui est de 12 °C dans le premier cas et de 22 °C dans l'autre, soit un écart de 10 °C. Les températures du volume de compression sont elles aussi différentes de 10 °C.

			Essai 1 débit eau rad1 9 l.min ⁻¹	Essai 2 débit eau rad1 3 l.min ⁻¹
Pu _{cap ref} (W)		Simul.	502	497
T _{source froide} (°C)		Exp.	-62	-61
		Simul.	-63	-58
T _{Vdét} (°C)		Exp.	-72	-69
		Simul.		
Pu _{PVdét} (W)		Exp.	649	657
		Simul.	684	681
T _{puits chaud} (°C)		Exp.	12	22
		Simul.		
T _{Vcomp} (°C)		Exp.	34	44
		Simul.		
Pu _{PVcomp} (W)		Exp.	1144	1318
		Simul.	1407	1408
Pu _{rejetée} (W)		Exp.	1384	2332
		Simul.	1217	1215
ΔT _{reg} (°C)		Exp.	70	82
		Simul.		
P _{Vcomp} (bar)	Pmoy	Exp.	16,9	17,2
		Simul.	17	17
	Ampl.	Exp.	9,4	10
		Simul.	10	10,2
P _{Vdét} (bar)	Pmoy	Exp.	15,9	16
		Simul.	16,5	16,5
	Ampl.	Exp.	7,2	6,8
		Simul.	7,5	7,8
Pu _{mot elec} (W)		Exp.	2030	1980
Pr _{elec} (W)		Exp.	328	285
Pu _{meca} (W)		Exp.	1702	1695
Pu _{eff p&d} (W)		Exp.	1287	1334
		Simul.	723	731
COP simul.		Simul.	0,69	0,68
COP de Carnot		Exp.	2,2	1,8
		Simul.		

Tableau 5-4 : tableau comparatif des résultats de la simulation SAGE et de l'expérimentation.

Nous observons d'après le tableau 5-4 que :

- avec le débit d'eau de 9 l.min⁻¹ (essai 1), la capacité de refroidissement Pu_{cap ref} simulée est légèrement supérieure à celle du débit d'eau de 3 l.min⁻¹ (essai 2) ;
- pour avoir les mêmes températures expérimentales dans les volumes de détente et de compression, dans la simulation nous avons imposé à la source froide des températures légèrement plus basses que celles de l'expérimentation : 1 °C d'écart pour l'essai 1 et 3 °C pour l'essai 2 ;
- avec un débit d'eau élevé dans le radiateur 1 : la température dans le volume de détente est plus basse ; les températures du puits chaud et du volume de compression ainsi que l'écart de températures aux extrémités du régénérateur sont moins élevés. Ceci peut s'expliquer par une meilleure évacuation de la chaleur issue de la compression du gaz et des frottements ;

- les valeurs des moyennes et amplitudes des pressions dans les volumes de compression et de détente issues de la simulation sont légèrement supérieures à celles de l'expérimentation, comme observés précédemment ;
- expérimentalement, la puissance consommée par le moteur électrique dans l'essai 1 est supérieure à celle de l'essai 2. Cela se répercute sur les pertes électriques mais pas sur la puissance mécanique qui reste proche de celle de l'essai 1 ;
- la puissance mécanique effective au niveau du piston et du déplaceur $P_{u_{\text{eff p\&d}}}$, déterminée par simulation, est légèrement plus basse pour l'essai 1 que pour l'essai 2, ce qui s'explique par les différences de températures au niveau du puits chaud et de la source froide. Expérimentalement nous avons la même allure ;
- expérimentalement, la puissance thermique rejetée $P_{u_{\text{rejetée}}}$ est plus faible pour l'essai 1, avec une différence de 948 W avec l'essai 2. En simulation, les puissances thermiques rejetées sont presque identiques pour les deux essais. Une explication possible est le fait que la différence de température du puits chaud de 10 °C entre les deux essais présente un impact en expérimental sur les frottements des segments du piston et du déplaceur, ce qui n'est pas pris en compte dans la simulation ;
- en simulation, les COP calculés à partir des capacités de refroidissement et des puissances effectives sont identiques ;
- les puissances déterminées à partir des diagrammes indicateurs varient dans le volume de compression entre les deux essais pour l'expérimentation mais pas pour la modélisation. Dans le volume de détente pour les deux essais, les valeurs sont comparables en simulation et en expérimentation.

3.5 Conclusion sur le modèle réalisé

Pour un essai expérimental sans charge thermique donnée, notre démarche de simulation consiste à imposer des températures au puits chaud et à la source froide afin d'avoir les mêmes températures que celles observées expérimentalement dans les volumes de compression et de détente, donc le COP de Carnot est identique. Les résultats détaillés de ce premier modèle ont montré une très bonne concordance sur les volumes balayés, mais nous observons quelques différences au niveau des amplitudes et moyennes des pressions dans les volumes de compression et de détente. Ces différences se retrouvent sur les autres résultats de la simulation comme les puissances issues des diagrammes de Clapeyron et le COP. Nous observons que les résultats du modèle SAGE et de l'expérimentation sont proches au niveau du volume de détente ce qui valide notre modèle. En revanche, en ce qui concerne le volume de compression, nous observons des écarts plus importants. Notre modèle étant uniquement thermodynamique, il ne prend pas en compte les pertes mécaniques au niveau du piston, ce qui peut expliquer cet écart.

Les comparaisons des résultats issus de deux essais expérimentaux réalisés avec des débits d'eau différents ont montré que le modèle est capable de prédire la puissance absorbée au niveau du volume de détente avec une bonne précision, donc le modèle est capable de prédire la capacité de refroidissement. En revanche, il sous-estime la puissance mécanique absorbée.

Dans le but d'aller plus loin dans la modélisation, nous avons simulé tous les essais avec charge thermique cas n°2 et cas n°3 réalisés au chapitre 4. Dans la partie qui suit, nous présentons les résultats de simulations des essais cas n° 3 avec une vitesse de 725 tr.min⁻¹, ceux réalisées à faibles vitesses (435 et 580 tr.min⁻¹) et ceux des essais cas n°2 seront présentés en annexes : 5-1 ; 5-2 ; 5-3.

4. Simulations des essais avec charge thermique

En utilisant le modèle de la machine Stirling frigorifique réalisée et représenté figure 5-2 page 159, nous avons simulé tous les essais expérimentaux avec charge thermique présentés au chapitre 4. Dans le modèle SAGE, la charge thermique n'est pas directement simulée et sa présence est modélisée par l'élévation de la température de la source froide consécutive à la charge imposée dans les essais.

A partir des résultats d'un essai avec charge thermique donnée, la démarche de simulation est identique à celle des essais sans charge thermique : nous avons imposé des températures à la source froide et au puits chaud afin d'obtenir les mêmes températures que celles obtenues expérimentalement dans les volumes de détente et de compression. Par conséquent, le COP de Carnot est identique en simulation et expérimentation.

4.1 Simulations des essais définis cas n°3

Nous rappelons que les essais du cas n°3 consistent à imposer simultanément au niveau de la tête froide un refroidissement et à appliquer une charge thermique à puissance fixe, avec des débits d'eau de 9 et 3 l.min⁻¹ dans les radiateurs 1 et 2. Les simulations se font avec les données de températures, pressions, vitesses et débits d'eau des phases stabilisées.

Le tableau 5-5 présente les données expérimentales des essais à simuler :

Pression de remplissage (bar)	16
Gaz de travail	N ₂
Vitesse de rotation (tr.min ⁻¹)	725
Température d'entrée de l'eau (°C)	10
Débit d'eau dans le radiateur 1 (l.min ⁻¹)	9
Débit d'eau le radiateur 2 (l.min ⁻¹)	3
Puissance de charge thermique (W)	0 ; 260 ; 340 ; 400 ; 450 ; 480 ; 554 ; 673

Tableau 5-5 : données expérimentales des essais du cas n°3 à simuler.

Les différents résultats de simulation et d'expérimentation sont présentés dans le tableau récapitulatif et comparatif suivant (tableau 5-6) :

		Froid négatif						Froid positif		
$P_{U_{froide\ prod}}$ (W)	Exp.	0	256	340	400	450	480	554	676	
$P_{U_{cap\ ref}}$ (W)	Simul.	502	613	658	683	726	736	767	823	
$T_{source\ froide}$ (°C)	Exp.	-62	-40	-28	-21	-10	-8	1	16	
	Simul.	-63	-35	-23	-16	-4	-1	7	25	
$T_{Vdét}$ (°C)	Exp.	-72	-47	-34	-27	-15	-13	-4	10	
	Simul.									
$P_{U_{PVdét}}$ (W)	Exp.	649	628	605	618	584	598	619	638	
	Simul.	684	740	764	777	800	805	822	851	
$T_{puits\ chaud}$ (°C)	Exp.	12	12	12	12	12	12	12	12	
	Simul.	12	13	13	13	13	13	13	13	
T_{Vcomp} (°C)	Exp.	34	35	35	35	35	35	35	35	
	Simul.									
$P_{U_{PVcomp}}$ (W)	Exp.	1144	1108	1035	1015	996	985	977	916	
	Simul.	1407	1341	1315	1301	1277	1271	1254	1225	
ΔT_{reg} (°C)	Exp.	70	48	37	31	22	20	12	1	
	Simul.									
P_{Vcomp} (bar)	Pmoy	Exp.	16,9	16,6	15,9	16,2	16,3	16,3	16,7	16,2
		Simul.	17	17	17	17	17	17	17	17
	Ampl	Exp.	9,4	9,5	9,1	9,2	9,1	9,2	9,4	9,1
		Simul.	10	10	10	10	10	10	10	10
$P_{Vdét}$ (bar)	Pmoy	Exp.	15,8	16,4	15,8	16,2	16,2	16,2	16,6	16,1
		Simul.	16,5	16,0	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5
	Ampl	Exp.	7,2	6,5	6,3	6,3	5,8	6	6,2	6,4
		Simul.	7,5	7,5	7,6	7,6	7,7	7,8	8	8,2
$P_{U_{mot\ elec}}$ (W)	Exp.	2030	1860	1780	1750	1650	1640	1640	1460	
$P_{r_{elec}}$ (W)	Exp.	328	322	295	290	285	263	280	252	
$P_{U_{meca}}$ (W)	Exp.	1702	1538	1485	1460	1365	1377	1360	1208	
$P_{U_{eff\ p\&d}}$ (W)	Exp.	1287	1263	1235	1224	1184	1121	1172	1077	
	Simul.	723	606	557	529	482	471	438	378	
$P_{U_{rejetée}}$ (W)	Exp.	1384	1430	1450	1400	1430	1450	1470	1480	
	Simul.	1217	1206	1202	1200	1196	1196	1193	1189	
COP réel	Exp.		0,14	0,19	0,23	0,27	0,29	0,34	0,46	
COP simul.	Simul.	0,69	1,01	1,18	1,29	1,50	1,56	1,75	2,18	
COP de Carnot	Exp.	2,20	2,78	3,44	4	5	5,50	6,70	12,10	
	Simul.									
Efficacité (%)	Exp.		5	5,55	5,71	5,45	5,32	5,04	3,83	
	Simul.	30	36	34	32	30	28	26	18	

Tableau 5-6 : tableau récapitulatif et comparatif des essais simulés avec SAGE et de l'expérimentation.

4.2 Interprétations des résultats de simulation des essais cas n°3

4.2.1 Evolution des températures avec la puissance froide produite

La figure 5-16 montre l'évolution des températures simulées et expérimentales des sources et puits avec la charge thermique appliquée et donc avec la puissance froide produite. Pour obtenir des températures identiques dans le volume de détente, nous utilisons en simulation une valeur de température de source froide supérieure de 5 °C à celle relevée expérimentalement. Pour le volume de compression, cet écart est seulement de 1 °C. Dans les deux cas, l'allure des courbes avec l'augmentation de la charge est similaire : la température de la source froide augmente avec la charge appliquée, tandis que la température du puits chaud reste stable.

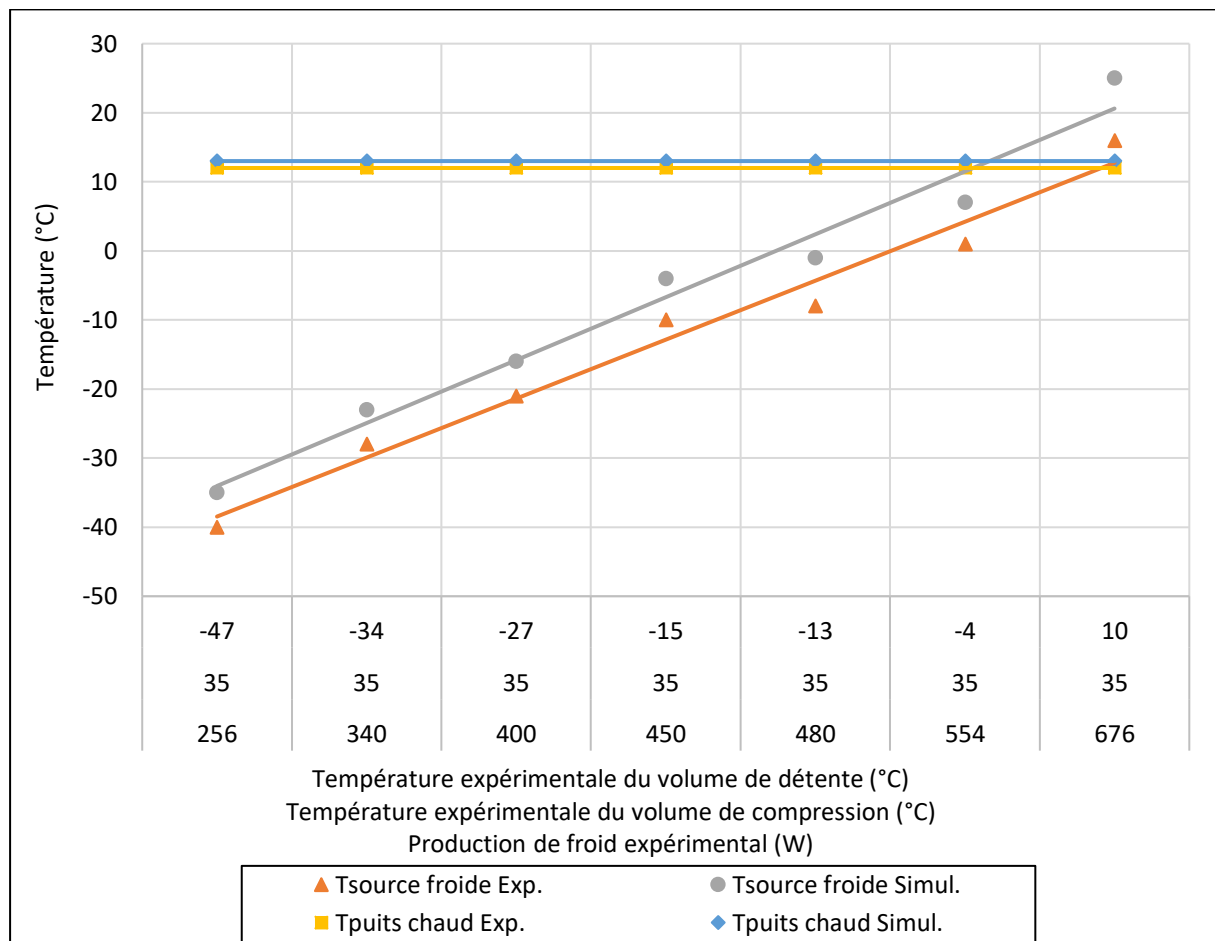


Figure 5-16 : observations des écarts entre les températures simulées et expérimentales du puits chaud et de la source froide.

Par exemple, nous avons imposé une température $T_{\text{source froide Simul.}}$ de -35 °C à la tête de la machine et une température $T_{\text{puits chaud Simul.}}$ de 13 °C au puits chaud pour simuler un essai expérimental d'une production de froid de 256 W à des températures de -47 °C dans le volume de détente soit -40 °C sur la face externe de la tête ($T_{\text{source froide Exp.}}$) et à 35 °C dans le volume de compression soit 12 °C au puits chaud ($T_{\text{puits chaud Exp.}}$). A la fin du calcul effectué par le logiciel, nous obtenons les mêmes températures dans les volumes de détente de de compression donc le même COP de Carnot.

4.2.2 Puissances froides simulées et expérimentales

La figure 5-17 montre les différentes puissances froides en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression. Nous avons tracé la puissance froide produite, la capacité de refroidissement au niveau de la tête et les puissances issues des diagrammes indicateurs (PV) de détente déterminées par simulation et par expérimentation.

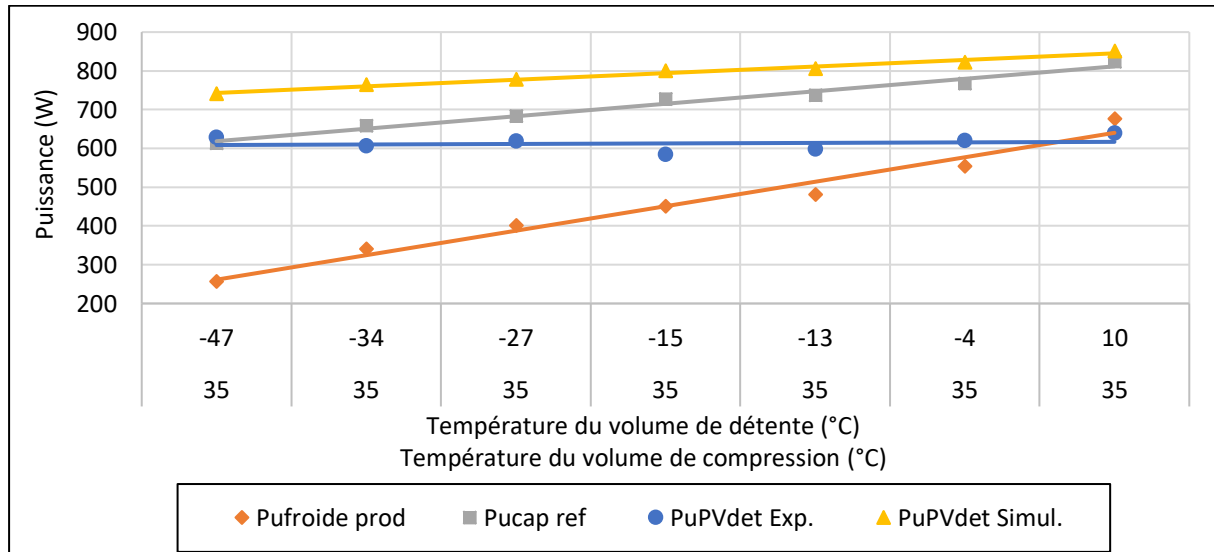


Figure 5-17 : différentes puissances froides expérimentales et simulées en fonction des températures dans les volumes.

Expérimentalement, nous observons un écart entre la puissance froide produite (mesurée sur le collier électrique chauffant) et la puissance du diagramme indicateur. Cet écart est très important à basse température : à -47 °C , la puissance du collier chauffant est de 256 W alors que la puissance absorbée au niveau du volume de détente est de 628 W . La puissance absorbée expérimentalement au niveau du volume de détente étant stable avec la température, l'écart se réduit avec l'augmentation de la température. A -4 °C , la puissance du collier est de 554 W pour une puissance absorbée au niveau du volume de détente de 619 W . Cet écart peut s'expliquer par les différentes pertes thermiques : de conduction et rayonnement dans la tête froide, à l'interface entre la tête et le collier et au niveau de l'isolation de l'ensemble tête et collier chauffant. L'imperfection du régénérateur peut également jouer un grand rôle.

En simulation, l'écart entre la capacité de refroidissement et la puissance du diagramme de Clapeyron est plus faible. A -47 °C , on relève une capacité de refroidissement de 613 W pour une puissance absorbée au volume de détente de 740 W . Comme observé expérimentalement, cet écart diminue avec l'augmentation de la température froide. Il se justifie également par les pertes par conduction et rayonnement thermique qui apparaissent plus faibles qu'expérimentalement.

Nous en déduisons que le modèle sous-estime une partie des pertes de la machine. Dans le modèle, les pertes par conduction ont lieu dans les épaisseurs des parois des échangeurs et des cylindres. Or la machine réelle comporte d'autres pièces nécessaires à la tenue mécanique qui ne sont pas représentées et dans lesquelles un flux conductif circule. Le modèle du régénérateur peut également être plus performant que le régénérateur réel.

4.2.3 Puissances chaudes simulées et expérimentales

La figure 5-18 montre les différentes puissances chaudes en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression. Les puissances thermiques rejetées et les puissances issues des diagrammes indicateurs du volume de compression déterminées par simulation et par expérimentation sont présentées.

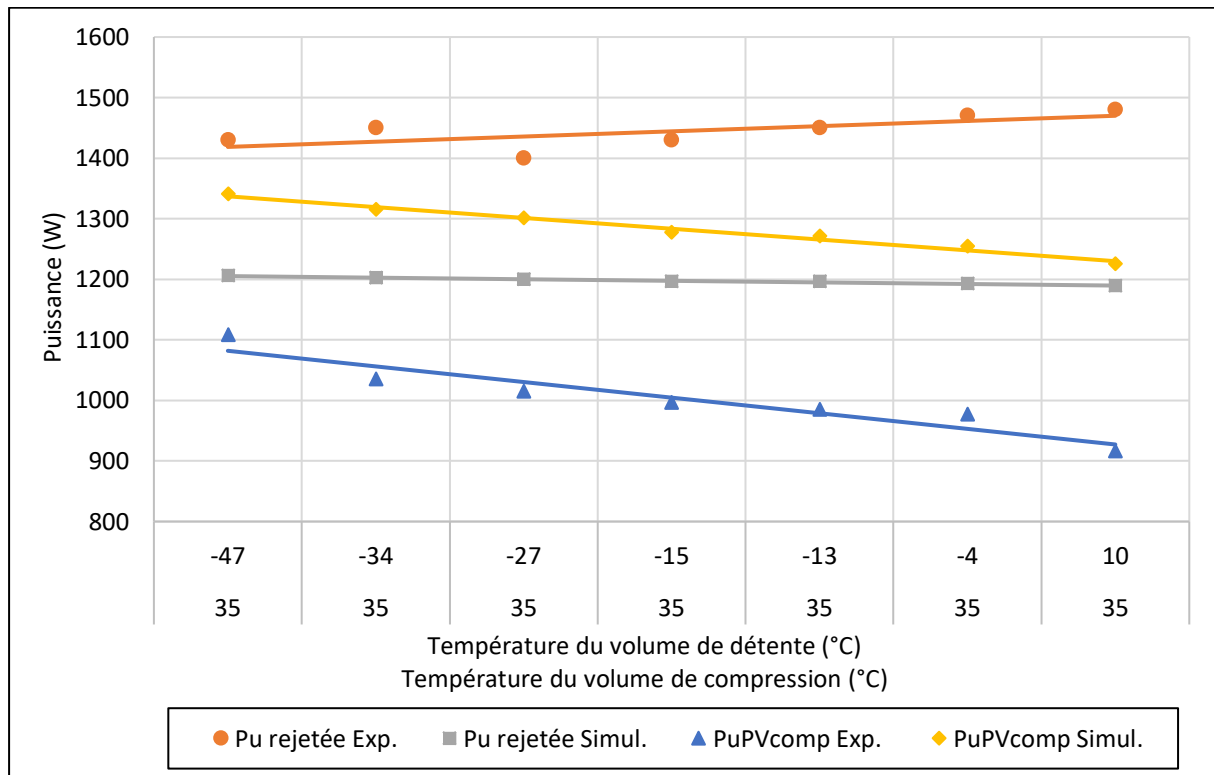


Figure 5-18 : différentes puissances chaudes expérimentales et simulées en fonction des températures dans les volumes .

Expérimentalement et en simulation, les puissances issues du diagramme indicateur du volume de compression baissent avec l'augmentation de la température froide. Expérimentalement, la puissance thermique rejetée est largement supérieure à la puissance du diagramme indicateur du volume de compression. Cela s'explique par la production de chaleur, dans la partie chaude, dégagée par la compression de gaz de travail, et par les frottements des segments du piston et du déplaceur ainsi que par les frottements aérodynamiques dans le carter.

En simulation, la non prise en compte des frottements réels fait que la puissance thermique rejetée est inférieure à la puissance indiquée issue du diagramme indicateur du volume de compression.

L'écart entre la puissance thermique rejetée et la puissance indiquée diminue avec l'augmentation de la température froide ; ce qui montre que les pertes diminuent lorsque les températures de la source froide et du puits chaud se rapprochent.

4.2.4 Synthèse des puissances issues de l'expérimentation et de la simulation

La figure 5-19 représente la puissance froide produite et les différentes puissances mises en jeux expérimentalement : puissance consommée par le moteur électrique, puissance mécanique mesurée sur l'arbre du vilebrequin, puissance effective sur le piston et le déplaceur et puissance thermique rejetée en fonction des températures sur la face externe de la tête froide.

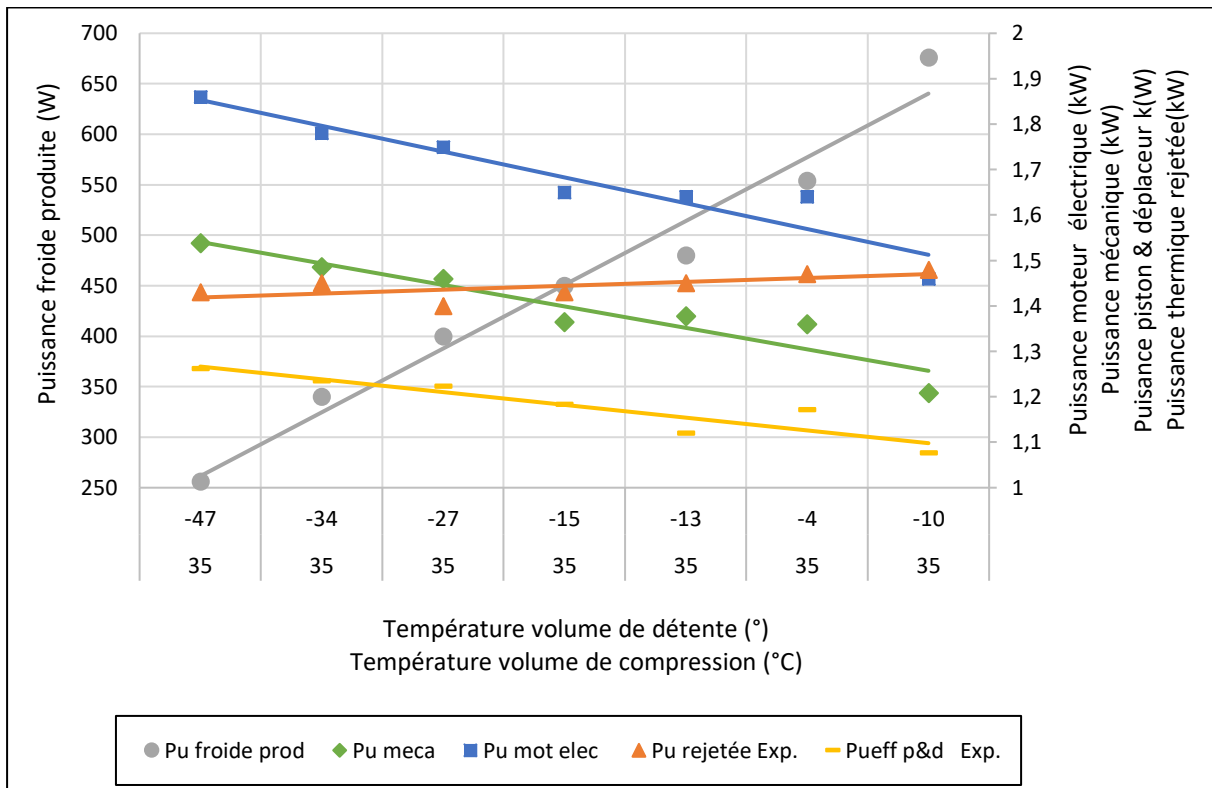


Figure 5-19 : puissances expérimentales en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression.

Prenons par exemple pour température de -47 °C dans le volume de détente :

- la puissance électrique consommée par le moteur est de 1,86 kW ;
- la puissance mécanique sur l'arbre es de 1,54 kW ;
- entre les deux puissances il y a une perte électrique de 0,32 kW ;
- la puissance effective sur le piston et le déplaceur est de 1,26 kW ;
- entre les puissances mécanique sur l'arbre et effective sur le piston et le déplaceur il y a une perte mécanique de 0,28 kW ;
- la puissance froide produite est de 256 W ;
- la puissance thermique rejetée est de 1,43 kW.
- pour ce point de fonctionnement, les pertes électrique et mécanique représente environ 32% de la puissance électrique consommée par le moteur.

Nous observons que pour tous points de production de froid, la puissance thermique rejetée varie faiblement.

La figure 5-20 présente les puissances de la simulation en fonction de la température sur la face externe de la tête froide : la capacité de refroidissement, la puissance effective sur le piston et le déplaceur, et la puissance thermique rejetée.

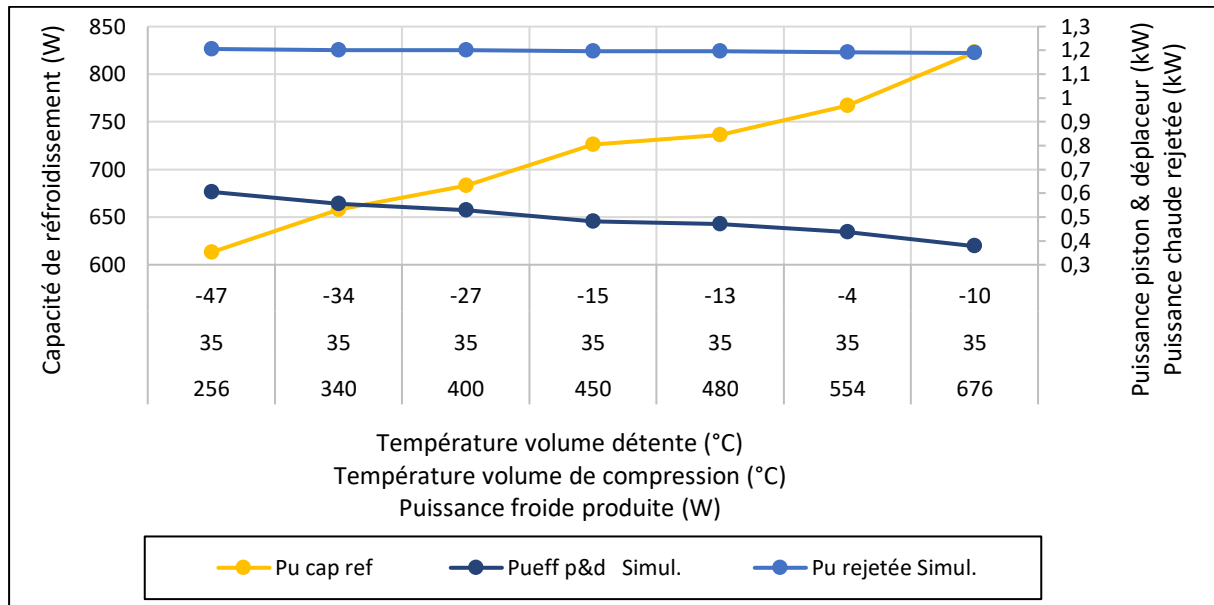


Figure 5-20 : capacité de refroidissement du modèle en fonction de la température sur la face externe de la tête froide.

Pour une température de -47 °C dans le volume de détente :

- la puissance effective sur le piston et le déplaceur est de 0,61 kW ;
- la capacité de refroidissement est de 613 W ;
- la puissance thermique rejetée est de 1,21 kW.

De même ici, nous observons que la puissance thermique rejetée varie faiblement.

A partir des données expérimentales et de simulation, nous pouvons voir l'écart constant de 52% entre les puissances effectives sur le piston et le déplaceur, figure 5-21.

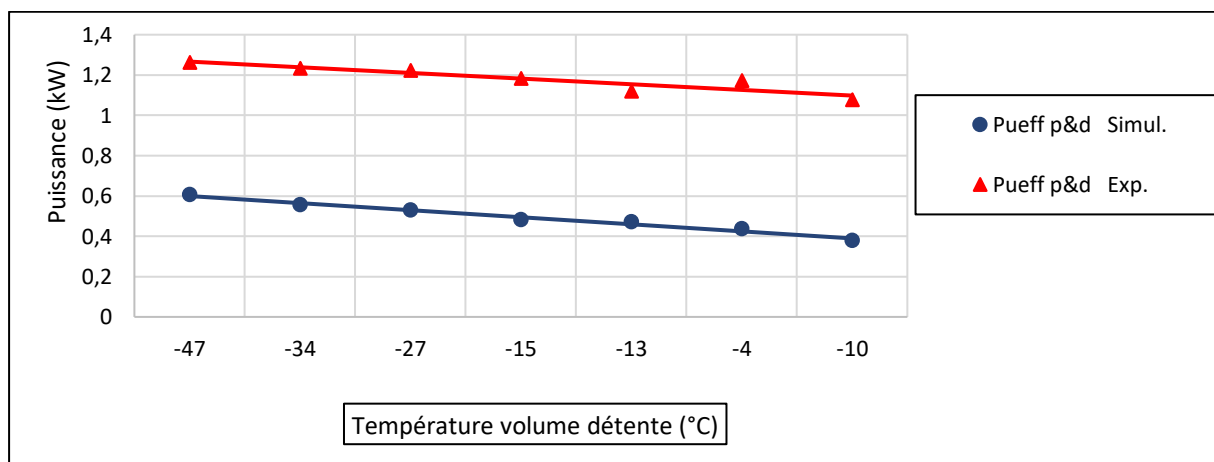


Figure 5-21 : observation de l'écart entre puissances effectives linéaires de simulation et d'expérimentation.

Notons que cet écart est probablement dû aux faits que dans la simulation les dissipations par frottements des segments ne reflètent pas la réalité expérimentale.

4.2.5 COP et efficacité

A partir des résultats présentés précédemment, sur la figure 5-22 nous avons représenté les différents COP de simulation et d'expérimentation en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression, et de la puissance froide produite. Le COP de la simulation est défini comme le rapport entre la capacité de refroidissement et la puissance effective au niveau du piston et du déplaceur : $(COP \text{ simul.} = P_{u_{cap \text{ ref}}} / P_{u_{eff \text{ p\&d}}})$.

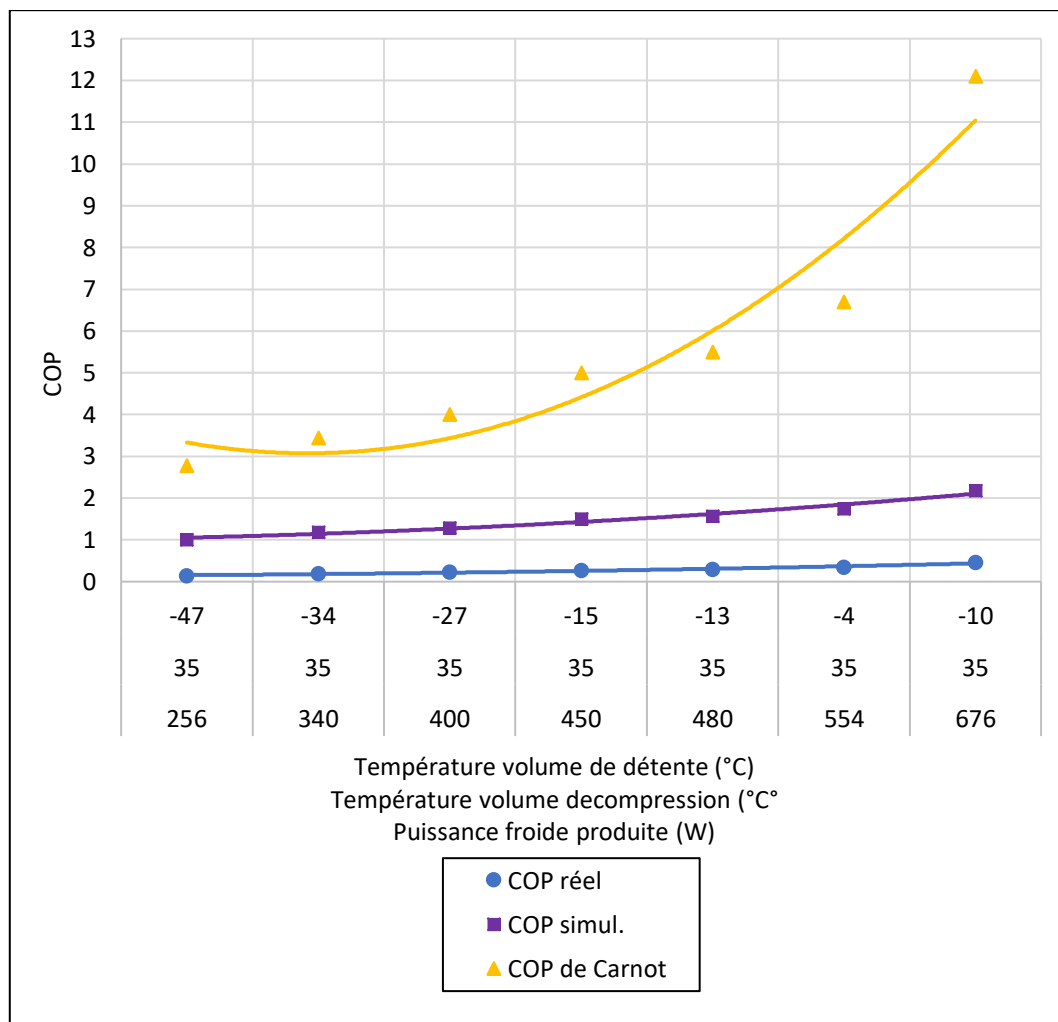


Figure 5-22 : variations des différents COP de la machine en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression et de la puissance froide produite.

Le COP en simulation (COP simul.) varie entre 0,68 et 2,18. Le COP réel varie entre 0,14 et 0,46. Ces valeurs montrent que le COP réel de la machine est faible à cause des pertes électriques et mécaniques et des irréversibilités. L'amélioration des performances de la machine passe donc d'abord par la réduction des pertes électrique et mécanique, puis par l'amélioration des éléments constituant le parcours du gaz de travail, à savoir diminuer les pertes de charge et favoriser les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques et le régénérateur.

La figure 5-23 représente les tracés de la puissance froide, de la capacité de refroidissement et de l'efficacité en fonction des températures dans les volumes de détente et de compression : expérimentalement, la machine produit une puissance de 400 W à la température de -21 °C avec une efficacité maximale de 5,71% ; par simulation, la capacité de refroidissement est de 613 W à la température de -40 °C avec une efficacité maximale de 36%.

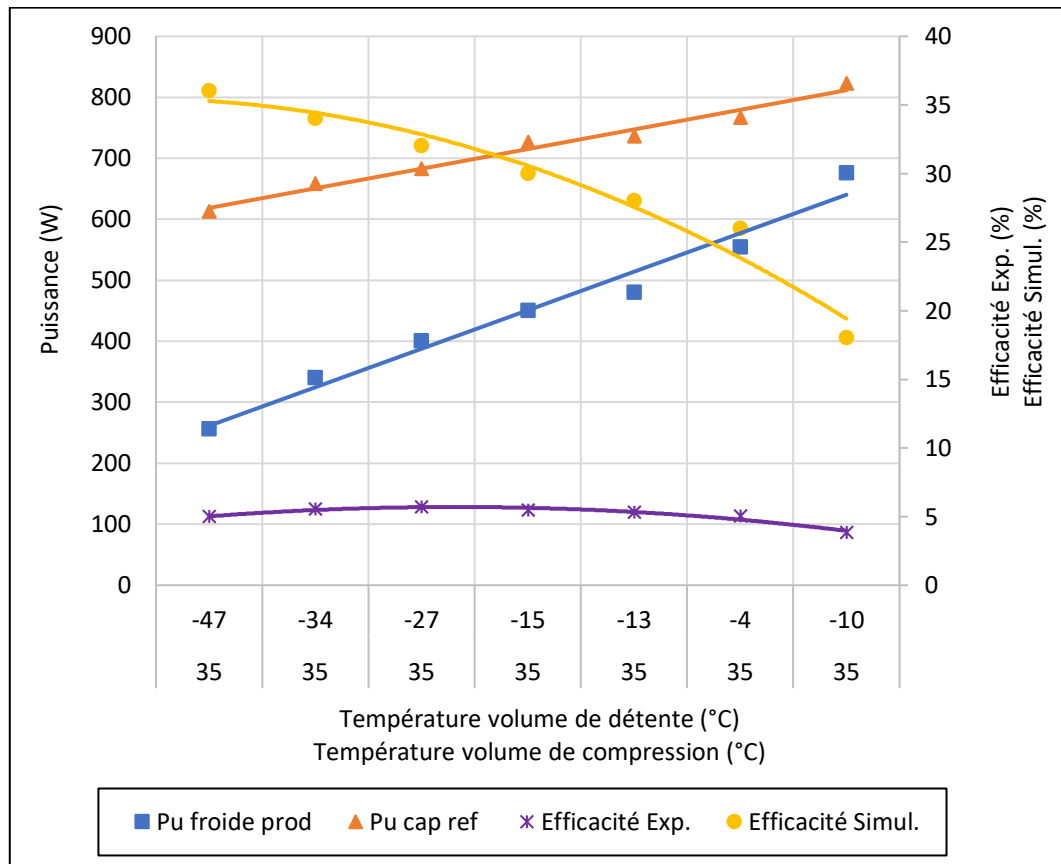


Figure 5-23 : variations des puissances et efficacités en fonction de la température sur la face externe de la tête.

L'écart entre la simulation et l'expérience peut à nouveau s'expliquer par l'absence de prise en compte de certains types de pertes dans le modèle. Les pertes mécaniques ne sont pas du tout prises en compte, les pertes par conduction et rayonnement sont partiellement prises en compte, et le modèle du régénérateur est peut-être éloigné du régénérateur réel.

4.2.6 Conclusion des simulations des essais cas n°3

La comparaison des résultats du modèle de la machine Stirling avec les essais expérimentaux réalisés à différentes charges thermiques nous a permis de montrer que le modèle simplifié permet de prédire l'allure de la capacité de refroidissement mais surestime en particulier la puissance froide produite à basse température. De même, l'énergie nécessaire est sous-estimée dans le modèle, ce qui entraîne une efficacité du modèle supérieure à celle de la machine expérimentale.

5. Conclusion sur la modélisation

Dans ce chapitre, nous avons présenté un modèle de machine Stirling basé sur l'utilisation du logiciel commercial SAGE et nous avons comparé les résultats de ce modèle à ceux de l'expérimentation. Pour cela, nous avons imposé au niveau du modèle des températures de parois d'échangeurs permettant d'obtenir les mêmes températures que celles mesurées sur le prototype dans les volumes de compression et de détente. Ainsi, les COP de Carnot simulé et expérimental sont identiques.

Nous avons observé que le modèle permet de rendre compte correctement du diagramme indicateur dans le volume de détente et donc de la capacité de refroidissement qui en résulte. Les allures qualitatives de la puissance froide produite sont similaires. En revanche, certaines pertes thermiques sur le parcours du gaz de travail sont sous-estimées. De plus, le modèle est un modèle thermodynamique dans lequel les pertes mécaniques ne sont pas prises en compte. Il existe donc également un écart entre les valeurs simulées et mesurées pour cette raison.

Des travaux futurs d'amélioration du modèle SAGE pourraient permettre de s'approcher des résultats expérimentaux puis d'optimiser les paramètres de la machine.

**CONCLUSION
ET
PERSPECTIVES**

Conclusion et perspectives

La recherche d'alternatives aux problèmes liés à la nocivité des fluides frigorigènes, à fort Potentiel de Réchauffement Global, utilisés dans les machines à compression de vapeur qui dominent largement le marché mondial de la production de froid nous a orientés vers une technologie en rupture basée sur le cycle de Stirling qui a plus de 200 ans d'histoire. Appliqué aux moteurs dans un premiers temps, le cycle Stirling peut être utilisé en mode récepteur avec des applications en pompe à chaleur et en réfrigération.

Dans le cadre de nos recherches, cette technologie vise à développer une machine de réfrigération qui fonctionne à partir de la conversion d'énergie mécanique en énergie thermique (production de froid) et qui peut utiliser des gaz de travail neutres tels que l'air, l'azote, l'hélium ou l'hydrogène, n'ayant aucun impact direct négatif sur l'environnement.

Les travaux de cette thèse, intitulée *modélisation et réalisation d'une machine réceptrice de Stirling pour la production de froid*, se sont déroulés en cinq grandes étapes. L'objectif principal de la thèse est la conception et la réalisation d'un prototype de machine frigorifique de type Bêta fonctionnant avec l'air ou l'azote et destiné à la production de froid positif et négatif pour des températures intermédiaires allant de la température ambiante à -60 °C.

Les machines Stirling sont très largement utilisées en cryogénie, dans certains domaines de niche (spatial, militaire, santé, biologie, électronique) mais elles sont moins répandues en réfrigération industrielle et domestique. L'état de l'art réalisé au chapitre 1 montre que la machine Stirling frigorifique continue de faire l'objet de recherches académiques et d'applications industrielles qui, depuis quelques années, se développent dans le domaine de la production de froid domestique.

Le chapitre 2 est consacré à la conception de la machine frigorifique et du banc expérimental. La machine a été totalement conçue et réalisée au laboratoire. L'architecture générale de la machine de type Bêta non lubrifiée permet d'avoir une machine très compacte dont la masse totale reste inférieure à celle que pourrait avoir une machine d'architecture Alpha ou Gamma. La non lubrification des segments des pistons présente l'avantage de ne pas noyer le régénérateur par des remontées d'huile, ce qui baisserait fortement son efficacité thermique, mais présente l'inconvénient de générer des pertes par frottements secs plus importants.

Nous avons réalisé des pièces de formes complexes comme l'échangeur de tête gaz/paroi et le déplaceur d'un seul tenant, avec le minimum de matière possible, par fusion laser de poudre métallique ou encore prototypage 3D. L'avantage de cette technologie est de pouvoir imaginer toutes sortes de géométries qui ne peuvent être réalisées par usinage conventionnel. L'échangeur de tête bénéficie ainsi d'une architecture spécifique de mini-canaux afin d'améliorer les transferts de chaleur gaz/parois et de limiter les pertes de charge en jouant sur des rapports d'aspects concernant les variations de sections moins brutales des canaux par exemple. Le déplaceur est un piston évidé pour limiter sa masse, il intègre des écrans radiatifs percés d'orifices afin de limiter le transfert de chaleur par rayonnement entre sa face supérieure (côté volume de détente) et sa face inférieure (côté volume de compression) et par conduction (la présence de trous allège la masse et limite la diffusion de chaleur transversale par conduction). Certaines des solutions technologiques ont fait l'objet de deux brevets.

Pour s'affranchir des problèmes connus des joints d'arbre tournant de machine sous pression (fuites et frottements), nous avons utilisé un accouplement magnétique ayant les avantages d'assurer une étanchéité totale et de ne générer aucun frottement entre les parties menante et menée.

Un système d'acquisition des données expérimentales piloté par le logiciel LabVIEW a permis d'enregistrer simultanément un total de 22 mesures instantanées de températures, pressions, débits d'eau, positions des pistons, vitesse de rotation, couple et puissance électrique. Des programmes informatiques de traitements de données ont été réalisés sous Excel et Python afin de bien organiser et traiter ces multitudes de données pour certaines pendant l'acquisition et pour d'autres a posteriori.

Nous avons caractérisé expérimentalement la machine frigorifique de Stirling selon deux modes opératoires. Le premier sans charge thermique et le second avec charge thermique. Ces essais expérimentaux de caractérisation et de compréhension du fonctionnement de la machine ont été réalisés à partir d'une étude paramétrique pour laquelle nous avons fait varier la pression de remplissage du gaz de travail, la vitesse de rotation de la machine et le débit d'eau circulant dans les radiateurs.

Le chapitre 3 présente les essais sans charge thermique sur la tête froide de la machine Stirling. Ces essais ont mis en évidence une capacité de refroidissement dans le volume de détente pour une puissance indiquée pouvant atteindre 700 W à une température de $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Une enceinte adiabatique est montée autour de la tête froide de la machine située dans une salle d'essais à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les résultats de l'étude paramétrique de la machine ont montré que :

- pour une pression de remplissage donnée, il existe une vitesse de rotation optimale permettant d'avoir la température la plus basse dans le volume de détente ;
- pour une vitesse de rotation donnée, quelle que soit la valeur de la pression de remplissage, toutes les températures stabilisées dans le volume de détente tendent vers une même valeur ;
- plus la pression de remplissage est élevée, plus la durée de la phase transitoire de la baisse de température dans le volume de détente est courte ;
- les pertes de charge dans les trois échangeurs thermiques sont inférieures à 1,2 bar.

Les essais de production de froid avec une charge thermique font l'objet du chapitre 4. La charge de puissance électrique variable est montée sur la tête froide et les essais ont permis de caractériser les performances de la machine frigorifique et d'en évaluer les coefficients de performances (COP) et les efficacités thermodynamiques pour chaque condition d'essai. Au cours de ces essais, nous avons observé que les pertes électriques (externes à la machine) et mécaniques (internes à la machine) ont diminué considérablement les performances. En fonctionnant sans lubrification, notre machine présente logiquement de meilleurs résultats à faible vitesse de rotation. Par exemple pour une pression de remplissage d'azote de 16 bar, avec une vitesse de rotation de $580\text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ et un débit d'eau dans le radiateur 1 de $9\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, la machine produit :

- du froid négatif avec une puissance allant de 280 à 530 W à des températures variant entre $-44\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec un COP réel allant de 0,23 à 0,5 ;
- du froid positif pour une puissance pouvant atteindre 600 W à $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec un COP réel de 0,65. L'efficacité maximale obtenue est de 7,7 % pour une puissance froide de 344 W à $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ et pour un COP réel de 0,29.

Au chapitre 5, nous avons comparé les résultats expérimentaux avec ceux de la simulation faite avec le logiciel SAGE. Ce logiciel du commerce est utilisé pour simuler le fonctionnement de machines Stirling motrices et réceptrices mais il nécessite de programmer chaque type de machine et chaque mode de fonctionnement en définissant des paramètres géométriques (dimensions, diamètres hydrauliques, longueurs, surfaces), type de fluide, et des conditions aux limites spécifiques. Ce chapitre détaille ainsi le programme de simulation de la machine frigorifique de Stirling que nous avons écrit. Chaque élément constitutif de la machine (volumes de compression et de détente, types d'échangeurs, architecture de régénérateur) fait l'objet d'une programmation spécifique.

Nous avons, dans un premier temps, simulé les conditions de fonctionnement expérimentales sans charge sur la tête froide en imposant les mêmes conditions de cinématique réelles des pistons moteur et déplaceur, pression de remplissage du gaz, vitesse de rotation de la machine, température et débit d'eau dans les radiateurs. Les grandeurs de sorties sont les températures du gaz dans les volumes de compression et de détente, les températures de la tête froide et de la source chaude ainsi que le coefficient de performance.

Dans un second temps, nous avons simulé le fonctionnement de la machine avec charge en imposant les mêmes conditions de températures observées lors des expérimentations. Nous avons ainsi déterminé les coefficients de performances et les efficacités de la machine frigorifique pour les différentes conditions. Les résultats de la simulation (diagrammes indicateurs, températures, variation de volumes et de pressions, coefficient de performance et efficacité) montrent que le modèle numérique actuel présente une meilleure concordance thermodynamique que mécanique. La simulation numérique permet de déterminer un diagramme indicateur dans le volume de détente et donc d'extraire une capacité de refroidissement proche de l'expérimentation. Les allures qualitatives de la puissance froide produite sont similaires. Cependant, la simulation sous-estime certaines pertes thermiques telles que la conduction dans les parois, le rayonnement gaz/parois et les performances du régénérateur. De plus, ce modèle est un modèle thermodynamique dans lequel les pertes mécaniques (frottement secs) ne sont pas prises en compte. Il existe donc également un écart entre les valeurs simulées et mesurées.

Au cours de ces quatre années de thèse, nos travaux sur la machine Stirling ont donné lieu :

- à deux articles parues dans les revues internationales suivantes : *International Journal of Refrigeration* (Volume 115, jul 2020, Pages :96 - 106) [78] et *Entropy* (Volume 22, Issue (2), 2020, Pages :215 (15)) [96] ;
- à quatre communications dans des congrès : *28ème Congrès Français de Thermique (SFT 2020)* [106]-[107] ; *26ème Congrès Français de Thermique (2018)* [108] ; *14th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC 2017)*[109] ; *25ème Congrès Français de Thermique (2017)* [98].
- au dépôt de deux brevets [63]-[64].
- à un projet de maturation sur la production du froid sans fluide frigorigène.

Les recherches que nous avons menées nous ont permis de réaliser et de caractériser une machine frigorifique Stirling de type Bêta dont les performances peuvent encore être améliorées sur certains points :

1) Gaz de travail

L'azote peut être remplacé par de l'hélium. En effet, lors du dimensionnement mécanique de la machine, nous avons adopté des contraintes fortes en vue de pouvoir la tester avec un gaz tel que l'hélium qui présente de meilleures performances thermodynamiques que l'air ou l'azote. La pression pourra être augmentée. En effet, la puissance de la machine est proportionnelle à la masse de gaz. Augmenter la masse revient ainsi à augmenter la pression, à volume global constant.

2) Echangeur de tête

Bien que le coût de revient soit supérieur aux techniques d'usinage conventionnelles, l'utilisation du prototypage 3D de poudre métallique nous permet d'innover totalement en matière d'architecture d'échangeur afin d'augmenter le transfert thermique tout en minimisant les pertes de charge côté gaz de travail en optimisant la forme, les dimensions et les espacements des ailettes par exemple.

3) Régénérateur

Le régénérateur que nous avons utilisé, est constitué d'un cylindre annulaire de toile d'inox enroulée dont les paramètres géométriques (diamètres de fils et porosité) n'ont pas pu être modifiés dans le cadre de ces travaux. L'association de matériaux métalliques différents et de tissages différents devraient nous permettre de concevoir de nouvelles architectures de régénérateurs plus performants.

4) Moteur électrique d'entraînement

La machine Stirling devrait être entraînée par un moteur électrique dont la vitesse nominale correspond à la vitesse optimale de la machine Stirling du point de vue production de froid, ce qui permettrait ainsi d'avoir un meilleur rendement électrique et donc à termes d'améliorer le coefficient de performance de la machine frigorifique.

5) Segmentation des pistons

Actuellement la machine fonctionne sans lubrification, ce qui génère des pertes mécaniques importantes. Afin de limiter ces pertes, nous avons envisagé deux solutions qui permettraient de diminuer le coefficient de frottement par :

- l'utilisation de lubrifiant moléculaire ;
- le dépôt sous la forme d'une couche mince d'un matériau nanostructure sur la surface du piston et dans l'alésage du cylindre.

6) Logiciel SAGE

Afin d'améliorer la qualité des simulations, nous devons travailler sur :

- la prise en compte des pertes de charge singulières dans les canaux de l'échangeur de tête reliant le régénérateur et le volume de détente de détente ;
- les conditions aux limites de type flux thermique pariétaux simulant les charges ;
- l'amélioration des paramètres géométriques qui permettent de définir le régénérateur ;
- la prise en compte des frottements des segments du piston et du déplaceur.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] D. Clodic, X. Pan, E. Devin, T. Michineau, et S. Barrault, « Alternatives aux HFC à fort GWP dans les applications de réfrigération et de climatisation », ADEME et AFCE, Technical report, p.123, 2013.
- [2] J.-L. Dupont, P. Domanski, P. Lebrun, et F. Ziegler, « Le rôle du froid dans l'économie mondiale », *Note d'Information l'IIF*, vol. 38, p. 13, 2019.
- [3] G. Walker, *Stirling engines*. Oxford University Press, New York, NY, 1980.
- [4] G. Walker, *Cryocoolers: Part 1: Fundamentals*. Springer, 2014.
- [5] « Appauvrissement de la couche d'ozone : Protocole de Montréal - Canada.ca ». <https://www.canada.ca/fr/environnement-changement-climatique/organisation/affaires-internationales/partenariats-organisations/appauvrissement-couche-ozone-protocole-montreal.html> (consulté le nov. 05, 2020).
- [6] « La COP21 sur le climat (définition, enjeu, résumé). L'accord de Paris | Agence Parisienne du Climat ». <https://www.apc-paris.com/cop-21> (consulté le nov. 05, 2020).
- [7] « L'évaluation du protocole de Montréal confirme le rétablissement de la couche d'ozone ainsi qu'un potentiel inexploité pour l'action climatique | UNEP - UN Environment Programme ». <https://www.unenvironment.org/fr/actualites-et-recits/communiquede-presse/evaluation-du-protocole-de-montreal-confirme-le> (consulté le mai 14, 2020).
- [8] A. Parente, « Thermodynamique appliqué Cycles frigorifiques », Université Libre de Bruxelles, Service d'Aéro-Thermo-Mécanique, Présentation, 2011.
- [9] « Our History | Stirling Ultracold ». <https://www.stirlingultracold.com/about-us/history/> (consulté le mai 14, 2020).
- [10] Stirling Cryogenics, « The Stirling Cycle, The ultimate way to generate cooling power ». stirlingcryogenics.eu/en/the-stirling-cycle (consulté le mai 14, 2020).
- [11] S. A. Tassou, J. S. Lewis, Y. T. Ge, A. Hadawey, et I. Chaer, « A review of emerging technologies for food refrigeration applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, n° 4, p. 263-276, 2010.
- [12] C. M. Hargreaves, *The Philips Stirling engine*. Amsterdam - Lodon - New York - Tokyo, 1991.
- [13] R. J. Meijer, « The Philips Stirling thermal engine », 1960.
- [14] B. B. Ghosh *et al.*, « Training in Alternative Energy Technologies 5th Session February-June 1982 University of Florida School of Mechanical Engineers », 1982.
- [15] C. C. Lloyd, « A low temperature differential Stirling engine for power generation », Master's thesis, Department of Electrical Engineering University of Canterbury, 2009.
- [16] M. A. Stella-Sawicki, « Investigation into computer modelling, simulation and control of the stirling engine », Thesis, King' S College, London, 1978.
- [17] J. A. Araoz, « Thermodynamic analysis of Stirling engine systems Applications for combined heat and power », Doctoral Thesis, KTH Royal Institute of Technology, 2015.
- [18] T. Finkelstein et A. J. Organ, *Air engines*. ASME Press, 2009.

- [19] R. Radebaugh et R. G. Ross, « Cryocooler Fundamentals and Space Applications Cryocooler Fundamentals and Space Applications », in *Cryogenic Engineering Conference, Tucson, Arizona*, 2015, p. 252.
- [20] « The Stirling Engine of 1842 | Hot Air Engines ». <http://hotairengines.org/stirling-engines-inventors/stirling/the-stirling-engine-of-1842> (consulté le mars 03, 2020).
- [21] G. Descombes et J. Magnet, « Moteurs non conventionnels », Techniques de l'ingénieur BM2593 v1, Éd. 1998.
- [22] J. W. L. Köhler, « The Stirling Refrigeration Cycle », *Scientific American*, vol. 212. Scientific American, a division of Nature America, Inc., p. 119-127, 1965.
- [23] J. S. Lewis, I. Chaer, et S. A. Tassou, « Reviews of Alternative Refrigeration Technologies », Brunel University, Technical report, p. 108, 2007.
- [24] F. Meunier, P. Rivet, et M.-F. Terrier, *Froid industriel-2ème édition*. Dunod, 2010.
- [25] J.-C. Boissin et al, « Cryogénie : mise en œuvre des basses températures », Techniques de l'ingénieur B2382 v1, Éd. 1993, p. 35.
- [26] C. E. Mungan, « Coefficient of performance of Stirling refrigerators », *Eur. J. Phys.*, vol. 38, n° 5, p. 055101, 2017.
- [27] D. W. Kirkley, « Determination of the optimum configuration for a Stirling engine », *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 4, n° 3, p. 204-212, 1962.
- [28] N. C. J. Chen et F. P. Griffin, « Review of Stirling-engine mathematical models », Technical report, Oak Ridge National Lab., TN (USA), 1983.
- [29] D. Haywood, « Investigation of Stirling-type Heat-pump and Refrigerator Systems as the Refrigerant. », PhD thesis, University of Canterbury, 2004.
- [30] J. Fast, « Philips Technical review 6 », vol. 26, n° 1, p. 365, 1941.
- [31] I. Date, « SPC-4 Stirling Process Cryogenerator », vol. 31, n° 040, p. 1-11, 2014.
- [32] R. Zevenhoven, « Gas liquefaction options liquefied gases can be produced by cooling a gas until ». course # 424519.0 v. 2018, Åbo Akademi University, p. 45.
- [33] « Machines Stirling miniatures | Air Liquide Advanced Technologies ». <https://advancedtech.airliquide.com/fr/machines-stirling-miniatures> (consulté le janv. 15, 2020).
- [34] « CryoTel Cryocoolers ». <https://www.sunpowerinc.com/products/cryocoolers/cryotel-cryocoolers> (consulté le janv. 15, 2020).
- [35] R. G. Ross, *JPL cryocooler development and test program overview*, n° 1. Springer, Boston, MA, 1995. p. 173-184.
- [36] « Ricor – K535 ». <https://www.ricor.com/products/k535-2/> (consulté le janv. 14, 2018).
- [37] R. G. Ross, « Cryocoolers for Space Applications Session 1 — Space Cryocooler Applications and Historical Overview », n° June, p. 1-38, 2015.
- [38] S. V. Riabzev et al., « Vibration-free stirling cryocooler for high definition microscopy », *Cryogenics (Guildf.)*, vol. 49, n° 12, p. 707-713, 2009.
- [39] « SPC-1 Cryogenerator ». <https://www.stirlingcryogenics.eu/en/products/cryocoolers/spc-1-cryogenerator> (consulté le oct. 25, 2020).

- [40] « SPC-4 Cryogenerator ». <https://www.stirlingcryogenics.eu/en/products/cryocoolers/spc-4-cryogenerator> (consulté le oct. 25, 2020).
- [41] « Stirling Cryogenics SPC-1T Two Stage Cryogenerator, Stirling Cryogenics SPC | Stirling Cryogenics India Private Limited ». <https://connect2india.com/Stirling-Cryogenics-India-Private-Limited/1031381/products> (consulté le mai 22, 2020).
- [42] D. Berchowitz, « A Personal History in the Development of the Modern Stirling Engine », *ISEC Int. Stirling Engine Comm.*, p. 12, 2018.
- [43] « Chapter 3b - The First Law - Closed Systems - Stirling Ebdines (updated 7/5/2014) ». https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/intro/chapt.1_6/chapter3b.html (consulté le mai 26, 2020).
- [44] « Explore Stirling Ultracold's Different ULT Freezer Types ». <https://www.stirlingultracold.com/ultra-low-freezers-2/> (consulté le nov. 06, 2020).
- [45] « Twinbird FPSC ». <https://fpsc.twinbird.jp/products/list.php> (consulté le nov. 06, 2020).
- [46] N. Kagawa, *Regenerative Thermal Machines (Stirling and Vuilleumier Cycle Machines) for Heating and Cooling*. Institut international du froid, 2000.
- [47] M. J. Fabien, « Evaluation of the free-piston Stirling cycle for domestic cooling applications », *Int. Congr. Refrig. Montr. Quebec, Canada*, 1991.
- [48] E. Oguz, « An Experimental Study on the Refrigeration Capacity and Thermal Performance of Free Piston Stirling Coolers », in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference (Purdue University, West Lafayette, IN, USA)*, 2000, p. 497-504.
- [49] T. Otaka, I. Kodama, et M. Ota, « Experimental Study on a Stirling Cycle Machine of 100W Design Capacity », *J. Power Energy Syst.*, vol. 2, n° 3, p. 1027-1035, 2008.
- [50] « FPSC Application Examples », 2007. https://fpsc.twinbird.jp/user_data/packages/default/client/pdf/16_SC-UD08/FPSC_Application_Examples.pdf (consulté le nov. 06, 2020).
- [51] « Thermosiphon — Wikipédia ». <https://fr.wikipedia.org/wiki/Thermosiphon> (consulté le mai 22, 2020).
- [52] Y. Kwon, D. M. Berchowitz, et G. C. Bv, « Operational Characteristics of Stirling Machinery », in *International Congress of Refrigeration, Span*, 2003, p. 1-8.
- [53] N. Lane, « Ultra-Low Temperature Free-Piston Stirling Engine Freezers ». Technical document, Stirling Ultracold, p. 1-8, 2013.
- [54] G. Walker, *Stirling engines*. Oxford University Press, New York, 1980.
- [55] P. Comiskey, D. Finkes, C. Scanlon, et A. Weise, « Stirling Engine Microgrid Generator », ME 490 Senior Design, Milwaukee School of Engineering, p. 85.
- [56] H. Yaman et B. Do, « A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines », vol. 78, n° June 2016, p. 1044-1067, 2017.
- [57] « William T. Beale ». <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/WilliamBeale.html> (consulté le juill. 07, 2019).
- [58] « Longue course ou supercarré ? » <http://eric.cabrol.free.fr/Moteur/alesageCourse.html> (consulté le mai 26, 2020).

- [59] R. A. Ackermann, *Cryogenic Regenerative Heat Exchangers*. New York: Springer Science+Business Media, 1997.
- [60] D. Gedeon et J. G. Wood, « Oscillating-Flow Regenerator Test Rig: Hardware and Theory With Derived Correlations for Screens and Felts », 1996.
- [61] M. S. Kahaleras, F. Lanzetta, G. Layes, et P. Nika, « Caractérisation expérimentale d'un régénérateur en fonctionnement dynamique », in *(SFT) Congrès Français de Thermique (2017)*, p. 8.
- [62] N. Cea-n-, E. Nucl, S. Division, P. Services, H. Liquide, et D. E. R. Nigohossian, « CEA-N-1571 Notice 535 - Note CEA-N-1571 - », 1972.
- [63] S. Begot, S. Djetel-Gothé, H. Khirzada, F. Lanzetta, G. Layes, et P. Nika, « Beta-Type Stirling Machine », Patent WO2020127295 (A1), 2020.
- [64] S. Djetel-Gothé, M. Doubs, M. S. Kahaleras, F. Lanzetta, et G. Layes, « Regenerator And Method For Manufacturing Such A Regenerator », Patent WO2020127300 (A1), 2020.
- [65] « Roger Itterbeek ». <https://www.itterbeek.org/fr/index/cours-conception-moteurs> (consulté le mai 31, 2020).
- [66] TE2M, « magnétiques ». www.te2m.fr/upload/TE2M-FICHES-23-24.pdf (consulté le nov. 06, 2020).
- [67] L. Belguerras, « Etudes Théoriques et Expérimentales d'Accouplements Magnétiques Supraconducteurs », Thèse de doctorat Université de Lorraine, 2014.
- [68] « MINEX®-S ». <https://www.ktr.com/fr/produits/transmissions-mecaniques/accouplements/accouplements-magnetiques/minex-s/> (consulté le juin 01, 2020).
- [69] B. Swoboda, « Équilibrage des machines alternatives », *Techniques de l'Ingénieur*, B2 770, p. 3-7, 1989.
- [70] « Equilibrage des moteurs ». <http://eric.cabrol.free.fr/Moteur/equilibrage.html> (consulté le juin 09, 2020).
- [71] E. Baron et J. Ligier, « Acyclisme des moteurs thermiques - Forces, couples et moments appliqués au moteur monocylindre », *Tehcnique de l'ingénieur*, BM2588 V1, p. 27, 2017.
- [72] M. Janssen, « Measurement And Application of Performance Characteristics Of A Free Piston Stirling Cooler », *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, 2002.
- [73] « Système Bielle-Manivelle ». [https://www.itterbeek.org/uploads/documents/BEMAnnex1\(BielleManivelle-Dynamique\).pdf](https://www.itterbeek.org/uploads/documents/BEMAnnex1(BielleManivelle-Dynamique).pdf) (consulté le oct. 24, 2020).
- [74] M. Bencherif, « Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation », p. 102, 2018.
- [75] X. L. Wu, L. B. Chen, C. Z. Pan, C. Cui, J. J. Wang, et Y. Zhou, « High efficiency 40 K single-stage Stirling-type pulse tube cryocooler », *{IOP} Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 278, p. 12151, 2017.
- [76] F. Benetreau, I. Faïdy, et M. Sarrade, « La réglementation relative aux ESP ». Consulté le: juin 11, 2020. [En ligne]. Disponible sur: www.jurixim.fr.
- [77] Y. Xu *et al.*, « Operating characteristics of a single-stage Stirling cryocooler capable of providing 700W cooling power at 77K », *Cryogenics (Guildf)*., vol. 83, p. 78-84, 2017.

- [78] S. Djetel-Gothé, S. Bégot, F. Lanzetta, et E. Gavignet, « Design, manufacturing and testing of a Beta Stirling machine for refrigeration applications », *Int. J. Refrig.*, vol. 115, p. 96-106, juill. 2020.
- [79] I. Urieli et D. M. Berchowitz, *Stirling Cycle Engine Analysis*. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984.
- [80] A. Batooei et A. Keshavarz, « A Gamma type Stirling refrigerator optimization : An experimental and analytical investigation », *Int. J. Refrig.*, vol. 91, p. 89-100, 2018.
- [81] S. Le, Z. Yuanyang, L. Liansheng, et S. Pengcheng, « Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n° 2-3, p. 210-215, 2009.
- [82] G. Walker et G. Walker, « Stirling Cryocoolers », *Cryocoolers*, n° 1958, p. 95-183, 1983.
- [83] A. Alexakis, « CFD Modeling of Stirling Engines with Complex Design Topologies », Doctoral thesis. Northumbria University, 2013.
- [84] R. Gheith, « Étude expérimentale et théorique des moteurs Stirling à apport de chaleur externe : Application aux machines de types Bêta et Gamma », Thèse de doctorat. Nantes, 2011.
- [85] J. R. Senft, « A simple derivation of the generalized Beale number », in *iece*, 1982, vol. 4, p. 1652-1655.
- [86] C. D. West, *Principles and applications of Stirling engines*. Van Nostrand Reinhold Company, 1986.
- [87] G. Schmidt, « The theory of Lehmann's Calorimetric Machine, Z. ver », *Dtsch. ing*, vol. 15, 1871.
- [88] T. Finkelstein, « Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines », SAE Technical Paper, 1960.
- [89] H. Sayyaadi et H. Ghasemi, « A novel second-order thermal model of Stirling engines with consideration of losses due to the speed of the crack system », *Energy Convers. Manag.*, vol. 168, p. 505-521, 2018.
- [90] M. Babaelahi et H. Sayyaadi, « Modified PSVL: A second order model for thermal simulation of Stirling engines based on convective–polytropic heat transfer of working spaces », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 85, p. 340-355, 2015.
- [91] B. J. G. de la Bat, T. M. Harms, R. T. Dobson, et A. J. Bell, « Derivation and numerical case study of a one-dimensional, compressible-flow model of a novel free-piston Stirling engine », *Energy*, vol. 199, p. 117404, 2020.
- [92] S. W. K. Yuan, I. E. Spradley, P. M. Yangt, et T. C. Nast, « Computer simulation model for Lucas Stirling refrigerators * », vol. 32, n° 2, p. 143-148, 1992.
- [93] P. Nika et F. Lanzetta, « Développement d ' une machine frigorifique Stirling de petite taille , adaptée à des niveaux thermiques modérés », *J. Phys. III*, vol. 5, n° 6, p. 835-861, 1995.
- [94] H. Khirzada, S. Djetel-Gothé, F. Lanzetta, D. Chamagne, P. Nika, et D. Marquet, « Optimisation of a Beta type Stirling engine for low power electricity production », in *17th International Stirling Engine Conference (ISEC 2016)*, 2016, p. 141-155.
- [95] S. Djetel-Gothé, S. Begot, F. Lanzetta, E. Gavignet, et W. S. Bou Nader, « A stirling engine for automotive applications », in *2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2017 - Proceedings*, 2018, vol. 2018-Janua.

- [96] S. Djetel-Gothé, F. Lanzetta, et S. Bégot, « Second law analysis for the experimental performances of a cold heat exchanger of a stirling refrigeration machine », *Entropy*, vol. 22, n° 2, 2020.
- [97] S. Bégot, G. Layes, F. Lanzetta, S. Djetel-Gothé, P. Nika, et R. Contreau, « Modèle pour conception/optimisation d'un moteur Stirling à pistons libres « mécanique » », in *SFT/Société Française de Thermique*, 2011, p. 29 (6).
- [98] I. Bouzine *et al.*, « Modélisation adiabatique d'un moteur Stirling avec pertes », *SFT/Société Française de Thermique*, 2017.
- [99] Q. Salquebre, « Développement d'un modèle de prédimensionnement d'un ensemble alternateur - machine Stirling à pistons libres », Thèse de doctorat, 2019, Communauté Uninersité Grenoble Alpes.
- [100] Y.-J. Hong, S.-J. Park, H.-B. Kim, et Y.-D. Park, « Effects of Design Parameters on Performance of the Stirling Refrigerator », *Progress in Superconductivity and Cryogenics*, vol. 6, n° 2. p. 35-39, 2004.
- [101] B. Hoegel, D. Pons, M. Gschwendtner, et A. Tucker, « Theoretical investigation of the performance of an Alpha Stirling engine for low temperature applications », *ISEC Int. Stirling Engine Comm.*, n° January, 2012.
- [102] Y. C. Cai *et al.*, « Numerical simulation of a high power Stirling cryocooler », *Int. Cryocooler Conf.*, n° 3, p. 164-170, 2014.
- [103] J. F. Metscher et E. J. Lewandowski, « Development and integration of an advanced stirling convertor linear alternator model for a tool simulating convertor performance and creating phasor diagrams », *11th Int. Energy Convers. Eng. Conf.*, n° December 2013, 2013.
- [104] K. B. Wilson, « the Use of Sage Simulation Software in the Design and Testing OF Sunpower's Pulse Tube Cryocooler », n° June, 2005.
- [105] « Products ». <http://www.sageofathens.com/Products/products.php> (consulté le oct. 13, 2020).
- [106] M. Z. Getie, F. Lanzetta, S. Bégot, B. T. Admassu, et S. Djetel-Gothé, « Simulation and parametric study on a Beta-type Stirling refrigerating machine », in *28ème Congrès Français de Thermique (SFT 2020)*, 2020, p. 129-136.
- [107] P. Nguyen, S. Bégot, S. Djetel-Gothé, F. Lanzetta, et W. S. Bou Nader, « Etude expérimentale d'un moteur Stirling pour une application de véhicule hybride », in *28ème Congrès Français de Thermique (SFT 2020)*, 2020, p. 161-168.
- [108] S. Djetel-Gothé, W. S. Bou Nader, S. Bégot, F. Lanzetta, et E. Gavignet, « A Stirling engine for hybrid vehicles applications », in *26ème Congrès Français de Thermique (SFT 2018)*, 2018, p. 437-444.
- [109] S. Djetel-Gothé, S. Bégot, F. Lanzetta, E. Gavignet, et W. S. Bou Nader, « A Stirling Engine for Automotive Applications », in *14th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC 2017)*, 2017, p. 6.

ANNEXES

Annexe 2-1: caractéristiques de l'échangeur de tête

• Procédé de fabrication : stéréolithographie (prototypage 3D)		
• Matériau :	acier Inox 316L (1.4404)	
• Coefficient de dilatation thermique	65	$e^{-5} K^{-1}$
• Conductivité thermique	16,5	$W m^{-1} K^{-1}$
• Chaleur spécifique	500	$J kg^{-1} K^{-1}$
• Pression max d'utilisation	60	bar
• Diamètre externe de la tête	98	mm
• Hauteur de la partie avec ailettes	66	mm
• Surface d'échange avec la source externe	100 490	mm^2
• Surface d'échange avec le gaz de service	25 675	mm^2
• Volume de gaz de travail dans la tête (volume mort)	26 852	mm^3
• Section d'un canal interne	6 x 4	mm^2
• Epaisseur d'un canal interne	0,6	mm
• Nombre de canaux internes	120	
• Masse totale de la tête	3 545	kg

Annexe 2-2: Les caractéristiques du radiateur 1

• Procédés de fabrication : tournage et électroérosion (découpe au fil)		
• Matériau :	aluminium (alliage 2024)	
• Conductivité thermique à 20 °C :	237	$W m^{-1} K^{-1}$
• Surface d'échange avec le fluide de refroidissement :	56 862,83	mm^2
• Surface d'échange avec le gaz de travail :	97 299,2	mm^2
• Section des canaux hydrauliques :	0,3 x 4	mm^2
• Hauteur du radiateur :	68	mm
• Nombre de canaux hydrauliques :	160	
• Volume de gaz de travail dans le radiateur (volume mort) :	13 440,87	mm^3

Annexe 2-3: les caractéristiques du régénérateur

- Type : toile tissée à mailles carrées et à armature unie
- Matériau : Inox 304 L
- Code fournisseur GANTOIS : 100843
- Diamètre de fils : 0,112 mm
- Ouverture surfacique : 0,168 mm
- Maille (Mesh) : 93,38
- Vide surfacique : 35 %
- Masse surfacique de la toile : 0,59 kg/m²

- Diamètre interne du logement du régénérateur : 66 mm
- Diamètre externe du logement du régénérateur : 82 mm
- Hauteur du logement du régénérateur : 50 mm
- Section du logement du régénérateur : 1859,82 mm²
- Volume du logement du régénérateur : $9,3 \times 10^{-5}$ m³

- Nombre de bandes de toile découpées : 9
- Longueur d'une bande de toile : 1000 mm
- Hauteur d'une bande de toile : 50 mm
- Surface d'une bande de toile : 0,5 m²
- Masse d'une bande de toile : 0,027 kg
- Masse du régénérateur enroulé : 0,243 kg

- Volume du régénérateur enroulé = Volume Inox + Volume vide = Volume du logement du régénérateur
- Masse du régénérateur enroulé = Masse d'inox dans le régénérateur
- Masse volumique Inox 304 L : 8000 kg/m³
- Volume d'inox dans le régénérateur enroulé : $3,0 \times 10^{-5}$ m³
- Volume de vide dans le régénérateur : $6,3 \times 10^{-5}$ m³
- Porosité : 68 %

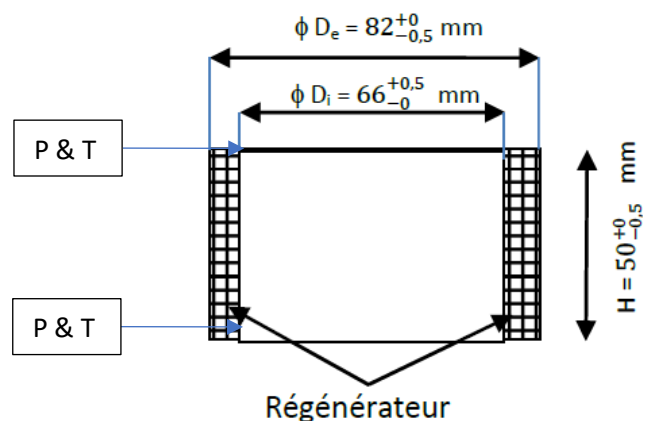


Figure A 2-1 : schéma du régénérateur réalisé par enroulement de toile métallique.

Les mesures instantanées de pressions et de températures réalisées aux deux extrémités du régénérateur permettront d'avoir les pertes de charges, l'évolution de la température et l'efficacité du régénérateur.

Annexe 3 : influence de la pression sur la température du volume de détente

Cette annexe présente pour les essais sans charge thermique l'influence de la pression sur la température dans le volume de détente pour plusieurs vitesses de rotation.

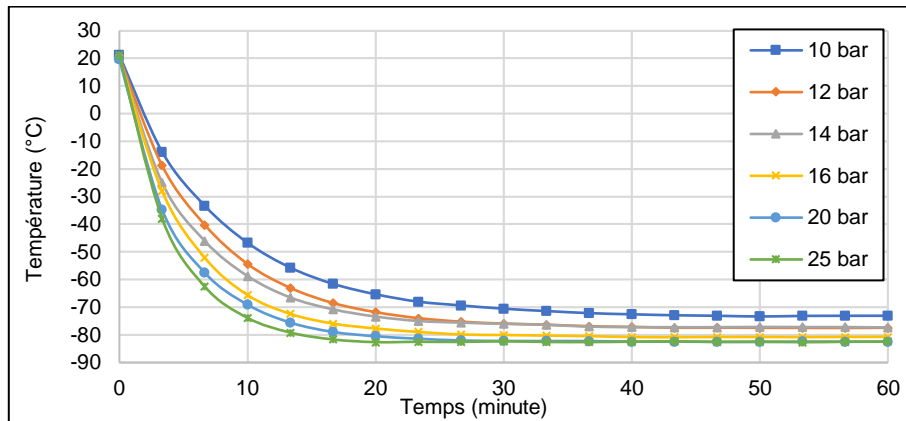


Figure A 3-1 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente pour une vitesse de 508 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $9\text{ et }3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

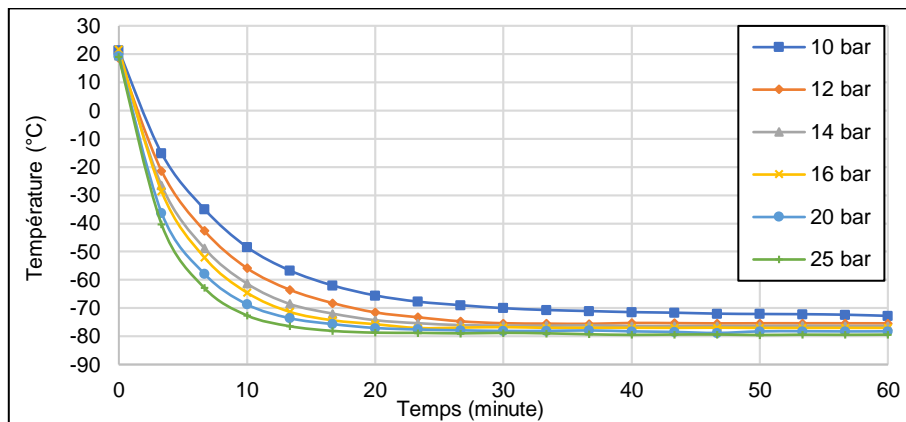


Figure A 3-2 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente pour une vitesse de 580 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $9\text{ et }3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

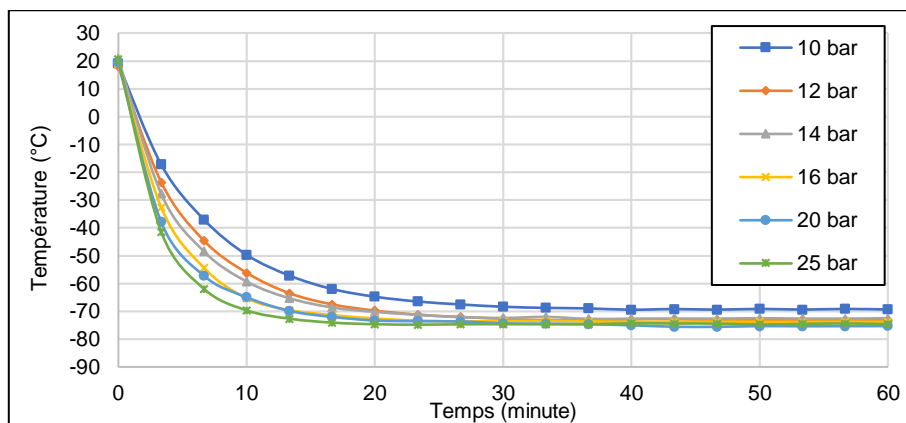


Figure A 3-3 : influences de la pression de remplissage sur la température du volume de détente pour une vitesse de 653 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, débits d'eau dans les radiateurs 1 et 2 : $9\text{ et }3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

Annexe 4-1: détails des essais réalisés dans le cas n°1

Ces annexes présentent les détails des résultats des essais obtenus dans le cas n°1. Ils sont similaires à ceux présentés de manière détaillée dans le cas n°2 au chapitre 4.

Annexe 4-1-1 : courbes de puissances

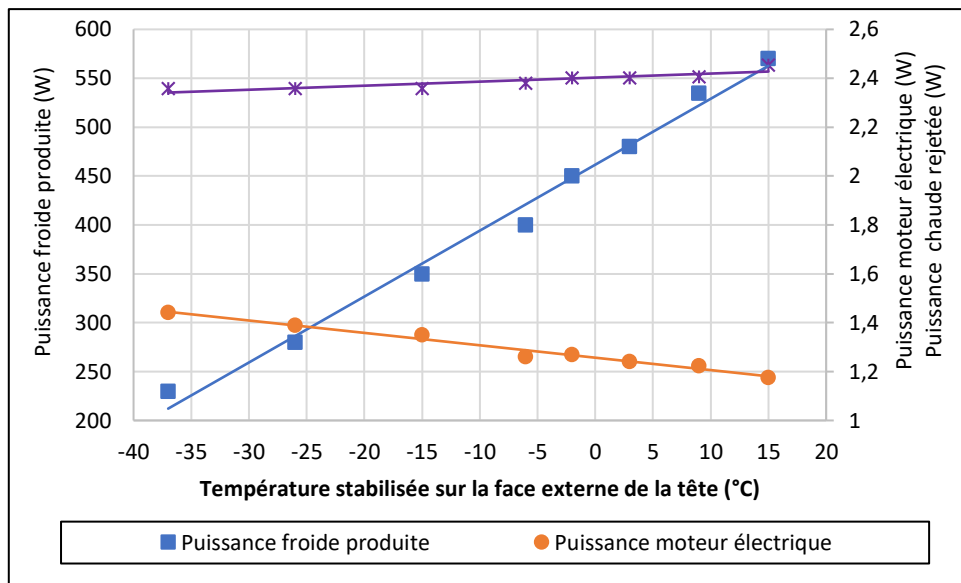


Figure A 4-1-1 : puissance froide produite, puissance du moteur électrique et puissance chaude rejetée en fonction de la température sur la face externe de la tête
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 3 l.min⁻¹.

Annexe 4-1-2 : coefficients de performance de l'ensemble machine Stirling

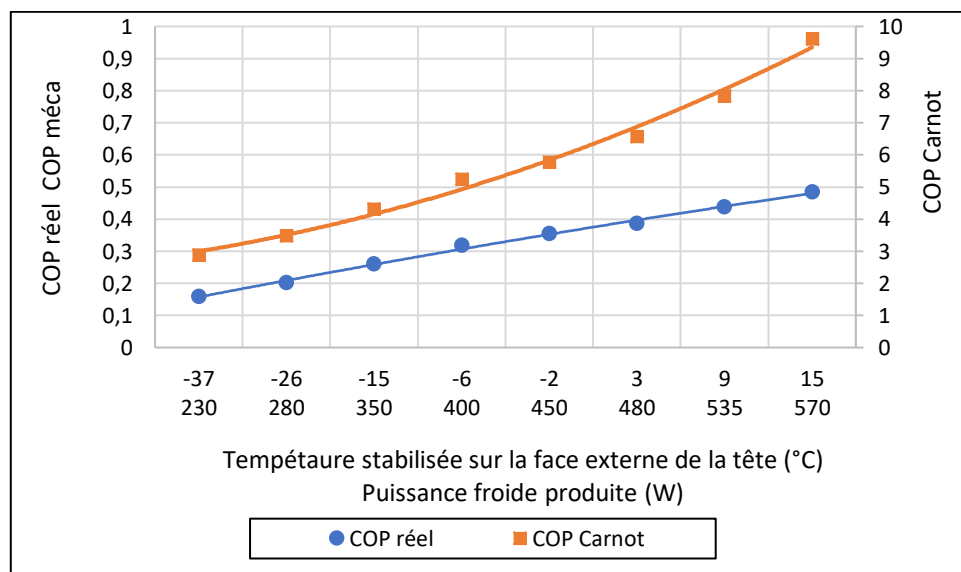


Figure A 4-1-2 : différents COP en fonction de la température stabilisée sur la face externe de la tête et de la puissance froide produite
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 3 l.min⁻¹.

Annexe 4-1-3 : puissance froide produite et efficacité de la machine

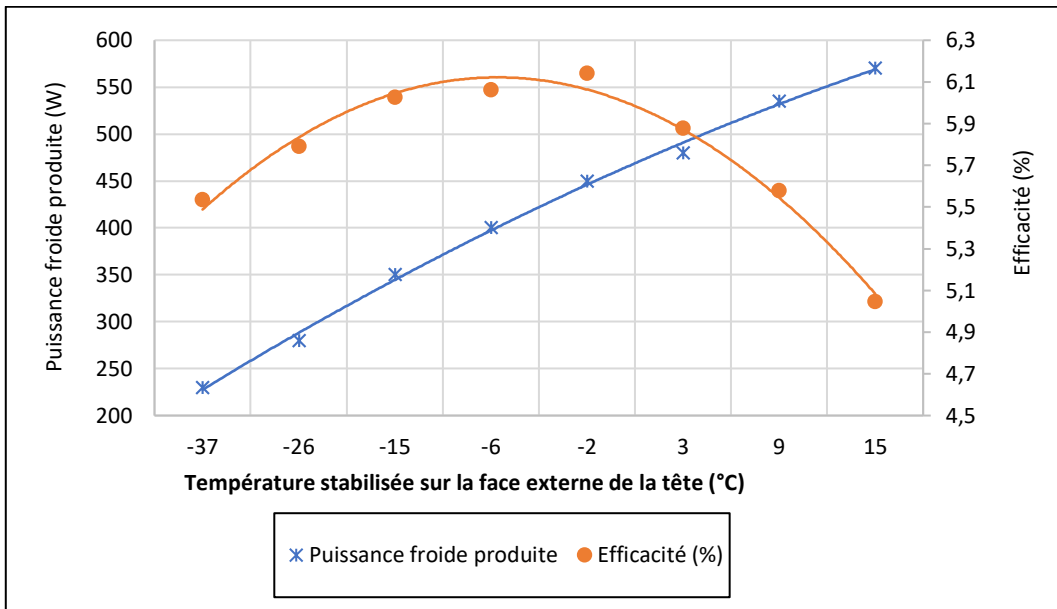


Figure A 4-1-3: puissance froide produite et efficacité en fonction de la température stabilisée sur la face externe de la tête. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 3 l.min⁻¹.

Annexe 4-1-4 : COP et Efficacité en fonction du COP de Carnot

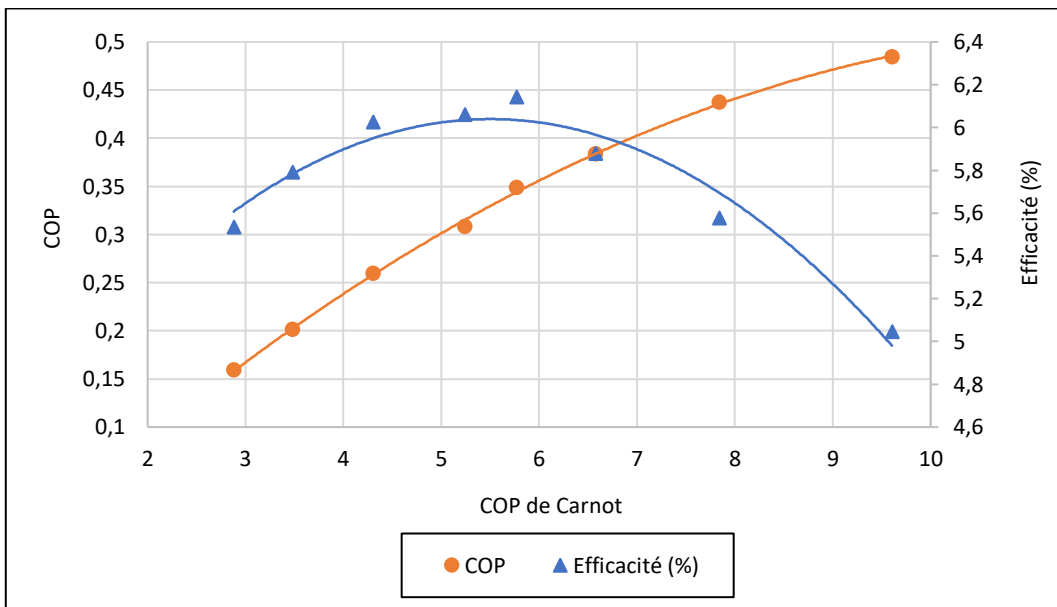


Figure A 4-1-4 : COP réel et efficacité en fonction du COP de Carnot. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 3 l.min⁻¹.

Annexe 4-1-5 : synthèse de l'essai cas n°1

	Froid négatif					Froid positif		
$P_{U_{\text{froide prod}}}$ (W)	230	280	350	400	450	480	535	570
$T_{\text{face ext}}$ (°C)	-37	-26	-15	-6	-2	3	9	15
$T_{V_{\text{dét}}}$ (°C)	-43	-33	-19	-11	-7	-2	5	10
$T_{V_{\text{comp}}}$ (°C)	42	43	44	44	45	45	45	45
$T_{V_{\text{reb}}}$ (°C)	32	33	33	33	33	33	33	33
ΔT_{reg} (°C)	58	50	39	32	28	23	18	14
$P_{U_{\text{mot elec}}}$ (W)	1443	1390	1350	1260	1270	1242	1224	1176
$P_{r_{\text{elec}}}$ (W)	277	251	250	243	241	238	226	224
$P_{U_{\text{rejetée}}}$ (W)	2360	2360	2360	2380	2400	2400	2407	2455
$T_{\text{puits chaud}}$ (°C)	21	21	21	21	21	22	22	22
COP réel	0,16	0,20	0,26	0,32	0,35	0,39	0,44	0,45
COP de Carnot	2,78	3,48	4,30	5,24	5,77	6,58	7,84	9,61
Efficacité (%)	5,53	5,79	6,03	6,06	6,14	5,88	5,58	5,05

Tableau A4-1-1 : récapitulatif des résultats expérimentaux avec différentes puissances de production de froid
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 3 l.min⁻¹.

Annexe 4-2 : détails des essais réalisés dans le cas n°3

Annexe 4-2-1 : fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut

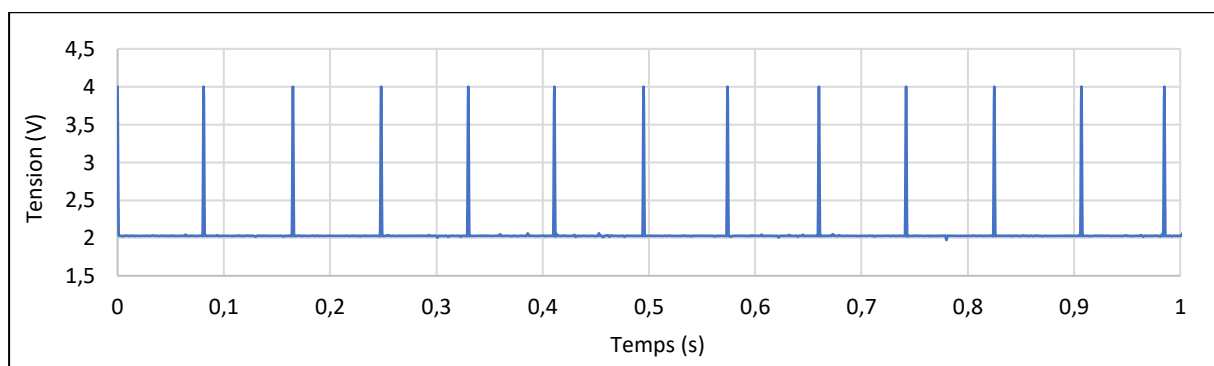


Figure A 4-2-0-1: fréquence de passage du déplaceur à son point mort haut
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 9 l.min⁻¹

La fréquence (12 Hz) de passage du déplaceur à son point mort haut correspond bien à la fréquence de rotation du moteur électrique (12 Hz soit 725 tr.min⁻¹).

Annexe 4-2-2 : couple et vitesse de rotation

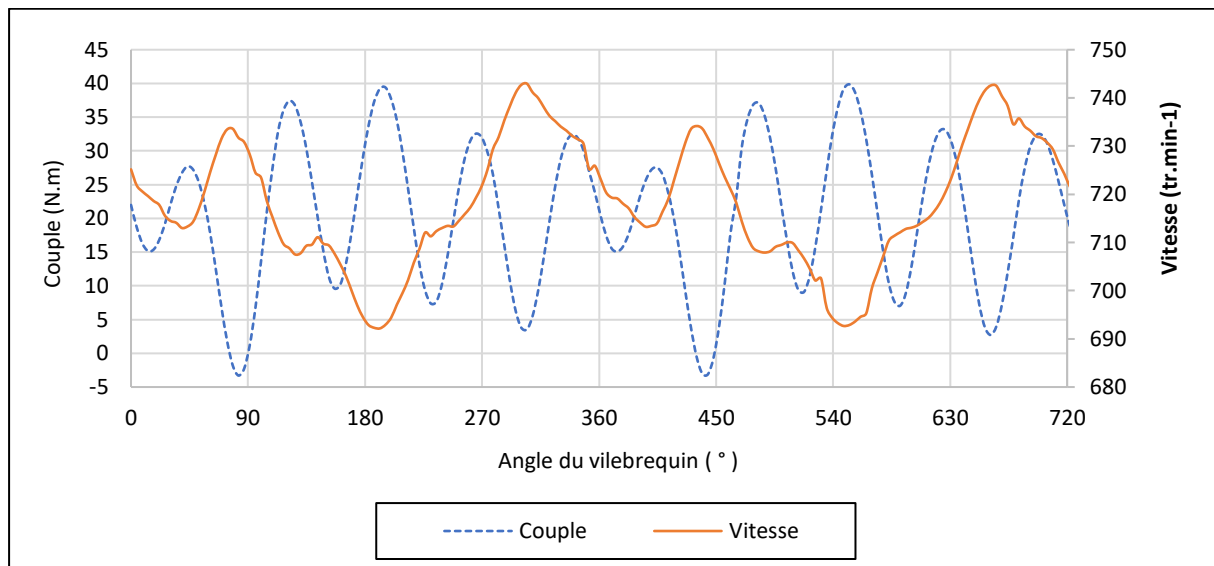


Figure A 4-2-0-2 : couple et vitesse instantanés mesurés par le couplemètre en fonction de l'angle du vilebrequin
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 9 l.min⁻¹

Le couple moyen est de 21 N.m et la vitesse moyenne de 720 tr.min⁻¹, ce qui donne une puissance moyenne mécanique en entrée de la machine de 1538 W. Avec une puissance consommée par le moteur électrique de 1860 W, les pertes électriques sont de 322 W.

Annexe 4-2-3 : températures dans les cinq volumes et sur la face de la tête

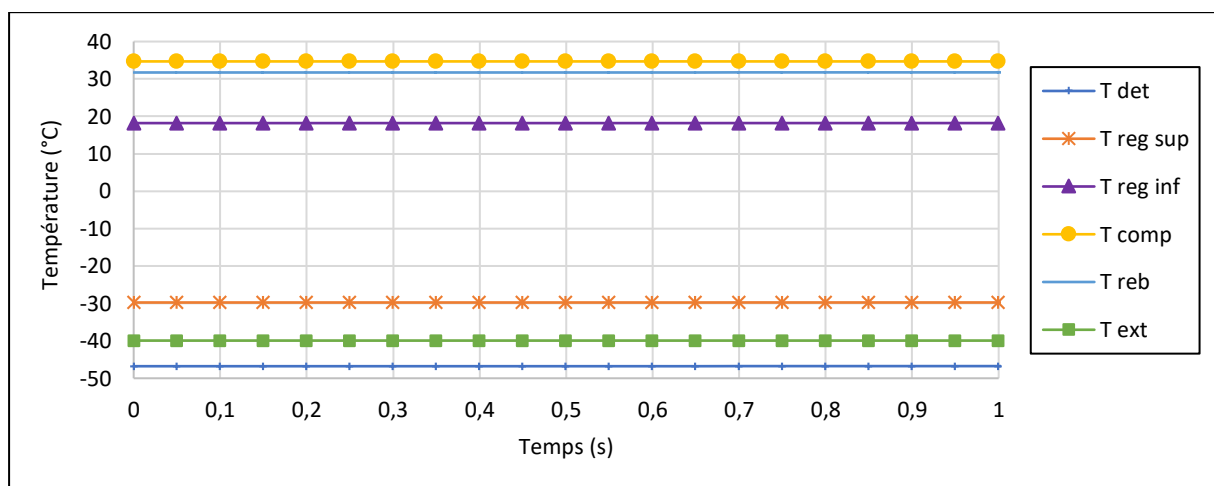


Figure A 4-2-0-3 : températures stabilisées dans les cinq volumes de la machine et sur la face externe de la tête en fonction du temps. Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 9 l.min⁻¹.

Les températures stabilisées ci-dessus permettent de calculer les différences de température aux différents points de la machine : entre le volume de détente et la face externe de la tête 7 °C ; dans les canaux de la tête 17 °C ; entre deux extrémités du régénérateur 48 °C ; et 14 °C dans les canaux du radiateur 1. Ces courbes sont similaires à celles obtenues dans le cas 2 à part les valeurs dans la zone chaude de la machine qui baissent en raison d'un refroidissement plus efficace.

Annexe 4-2-4 : variations de pressions dans les cinq volumes de la machine

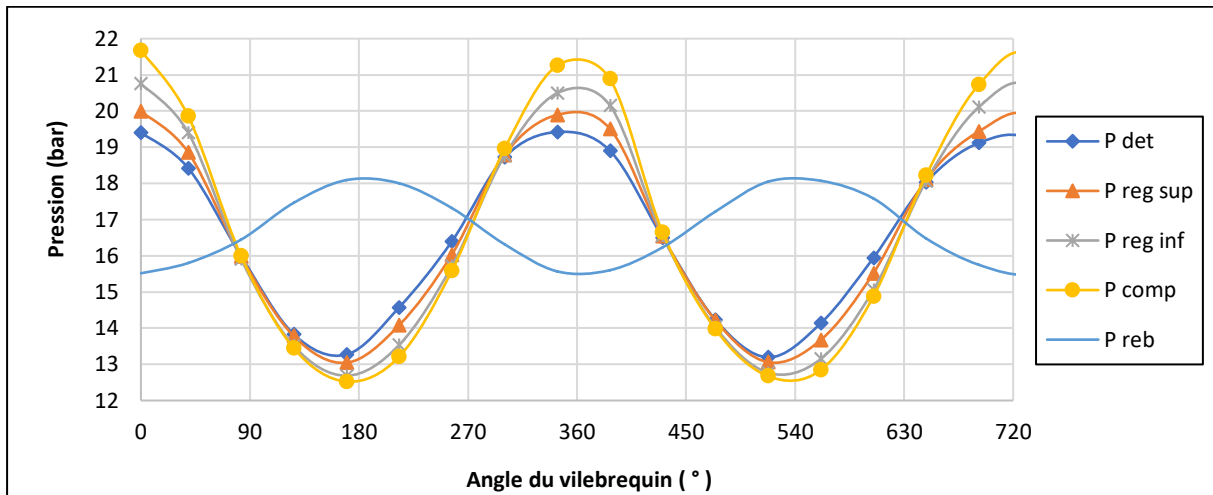


Figure A 4-2-0-4: pressions dans les cinq volumes de la machine en fonction de l'angle du vilebrequin
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 9 l.min⁻¹

Les variations des pressions dans les cinq volumes sont similaires à celles des autres essais expérimentaux détaillés plus haut. La plus grande amplitude de pression se situe dans le volume de compression et la plus petite amplitude est celle de la pression dans le volume de rebond. La pression moyenne dans le volume de rebond est la plus petite de toutes les pressions moyennes dans la machine.

Annexe 4-2-5 : diagrammes indicateurs des volumes de compression et de détente

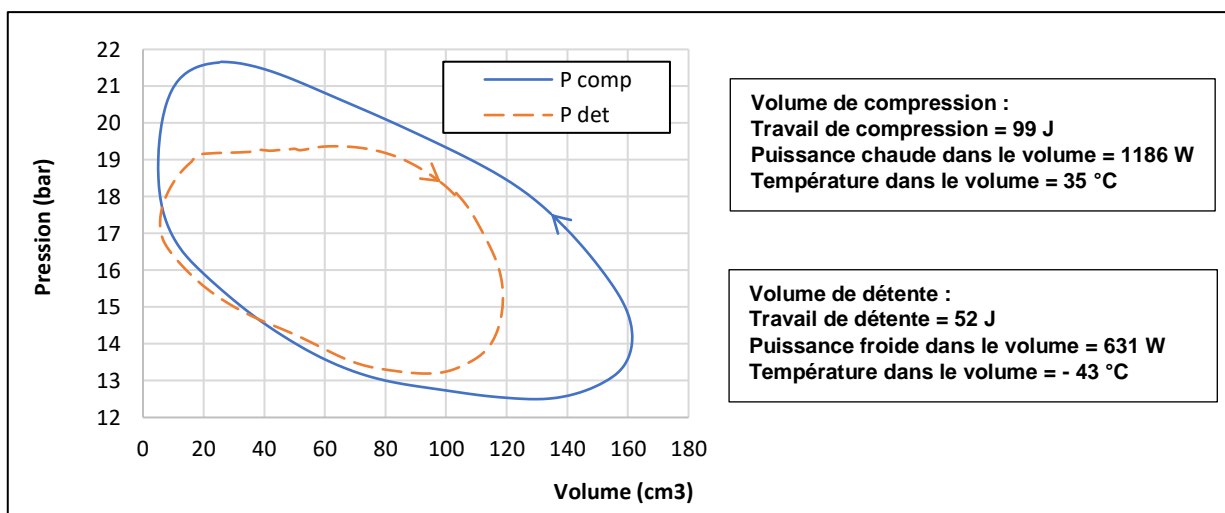


Figure A 4-2-0-5 : diagramme de Watt des volumes de compression et de détente
Pression de remplissage 16 bar, vitesse 725 tr.min⁻¹ et débit d'eau 9 l.min⁻¹.

Le COP réel est de 0,14 ; le COP de Carnot est de 2,78 pour une température de -43 °C dans le volume de détente et une température de 35 °C dans le volume de compression. L'efficacité est de 5%, ce qui est comparable aux valeurs obtenues dans le cas de l'essai n°2.

Annexe 4-2-6 : pertes de charge et déphasage pressions compression / rebond

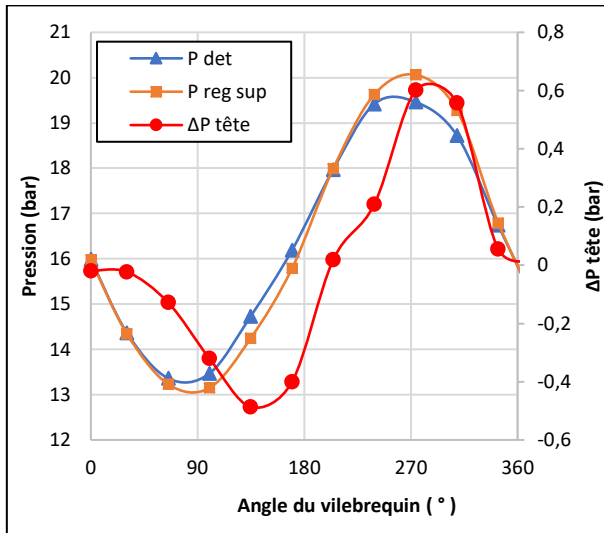


Figure A 4-2-0-6: pertes de charge dans les canaux de la tête froide en fonction de l'angle du vilebrequin

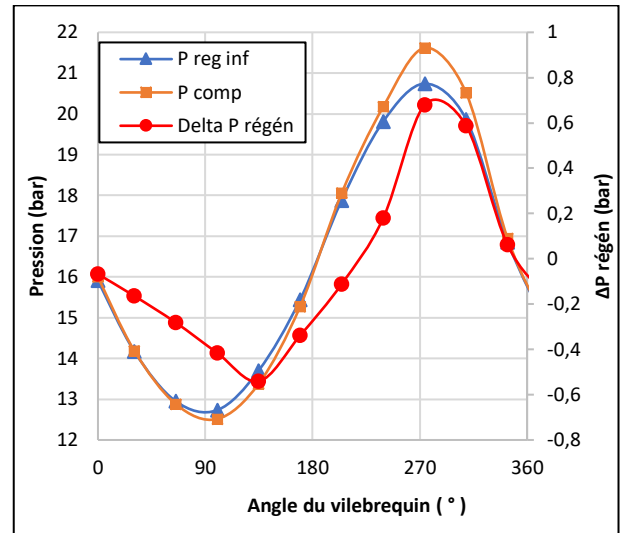


Figure A 4-2-0-7 : pertes de charge dans le régénérateur en fonction de l'angle du vilebrequin.

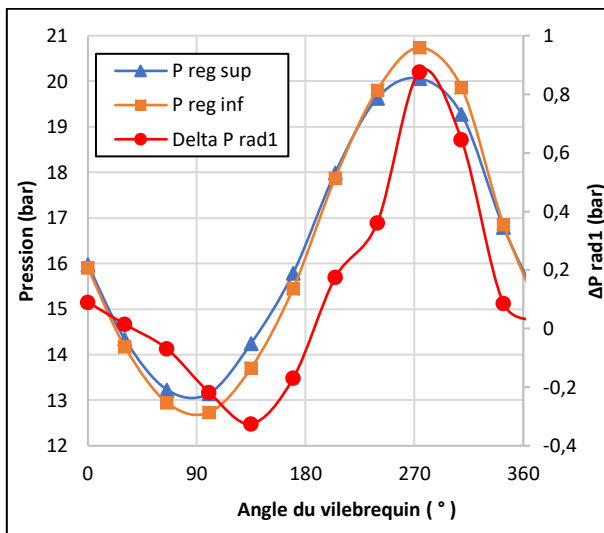


Figure A 4-2-0-8 : pertes de charge dans les canaux du radiateur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin.

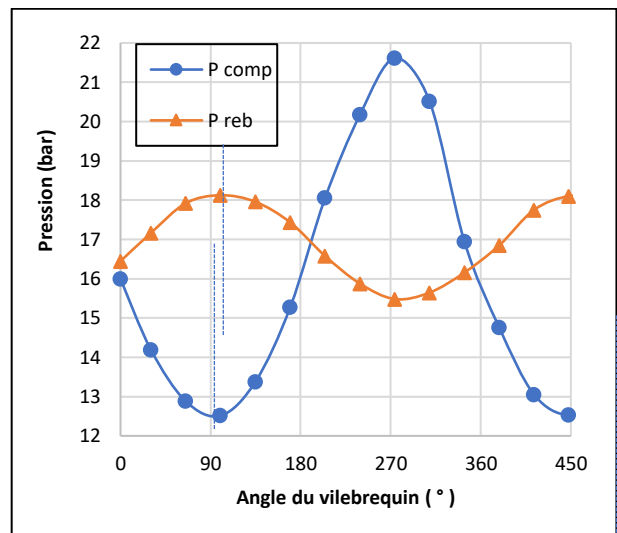


Figure A 4-2-0-9: déphasage entre les pressions de compression et de rebond en fonction de l'angle du vilebrequin

Les pertes de charge observées sont de 0,6 bar dans les canaux de la tête, de 0,7 bar dans le régénérateur et de 0,9 bar dans les canaux du radiateur 1. Nous observons comme dans les autres essais le déphasage entre les pressions dans les volumes de compression et rebond.

Annexe 5-1: récapitulatif des essais Cas n° 2 - Débit rad1: 3 l.min⁻¹

		Froid négatif					Froid positif			
PU _{froide prod} (W)	Exp.	0	220	283	323	380	475	590	652	
PU _{cap ref} (W)	Simul.	497	589	635	671	706	727	770	790	
T _{source froide} (°C)	Exp.	-61	-35	-25	-17	-12	0	11	20	
	Simul.	-58	-33	-21	-11	-1	7	19	27	
T _{Vdét} (°C)	Exp.	-69	-43	-32	-22	-17	-5	6	14	
	Simul.									
T _{puits chaud} (°C)	Exp.	21	20	21	21	22	22	22	23	
	Simul.	22	22	24	24	24	25	25	27	
T _{Vcomp} (°C)	Exp.	44	45	45	45	46	46	46	48	
	Simul.									
ΔT _{reg} (°C)	Exp.	82	58	51	41	38	27	19	15	
	Simul.									
P _{Vcomp} (bar)	P _{moy}	Exp.	16,2	16,3	15,7	16,2	16,4	16,5	17	17
		Simul.	17	17	17	17	17	17	17	17
	Ampl.	Exp.	10	9,3	8,9	9,1	9,2	9,3	9,6	9,4
		Simul.	10	10	10	10	10	10	10	10
P _{Vdét} (bar)	P _{moy}	Exp.	16	16,31	15,71	16,16	16,42	16,47	17	17
		Simul.	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5
	Ampl.	Exp.	6,3	6,6	6,3	6,0	6,4	6,5	6,8	7
		Simul.	7,50	7,50	7,5	7,70	8	8	8	8
PU _{mot elec} (W)	Exp.	1980	1700	1650	1660	1640	1560	1510	1450	
P _r _{elec} (W)	Exp.	285	298	321	280	263	254	239	235	
PU _{meca} (W)	Exp.	1695	1402	1329	1380	1377	1306	1271	1215	
PU _{eff p&d} (W)	Simul.	731	630	572	539	502	477	432	410	
PU _{rejetée} (W)	Exp.	2332	2236	2347	2309	2453	2445	2444	2769	
	Simul.	1216	1207	1202	1199	1196	1192	1190	1188	
COP réel	Exp.		0,12	0,17	0,20	0,23	0,30	0,40	0,45	
COP Simul.	Simul.	0,68	0,93	1,10	1,24	1,40	1,53	1,78	1,92	
PU _{PVcomp} (W)	Exp.	1318	1120	1071	1054	1041	992	1056	1094	
	Simul.	1408	1353	1326	1305	1268	1273	1250	1239	
PU _{PVdét} (W)	Exp.	657	630	609	598	616	623	662	665	
	Simul.	681	728	752	771	789	801	823	834	
COP de Carnot	Exp.	1,80	2,88	3,55	4,13	4,50	5,94	8,12	10,47	
	Simul.									
Efficacité (%)	Exp.		4,22	4,70	4,71	5,14	5,13	4,81	4,30	
	Simul.	38	32	31	30	31	26	22	18	

Tableau A-5- 1 : récapitulatif des essais Cas n° 2 - Pression 16 bar -vitesse 725 tr.min⁻¹ - Débit rad1: 3 l.min⁻¹

Annexe 5-2 : récapitulatif des cas n°3 - Vitesse 435 tr.min⁻¹

		Froid négatif						Froid positif			
PU _{froide prod} (W)	Exp.	250	300	330	360	390	420	450	480	510	
PU _{cap ref} (W)	Simul.	403	423	440	446	466	479	491	509	515	
T _{source froide} (°C)	Exp.	-42	-30	-23	-17	-9	-2	4	12	18	
	Simul.	-31	-22	-14	-8	2	9	15	25	30	
T _{Vdét} (°C)	Exp.	-45	-33	-25	-19	-11	-4	2	10	14	
	Simul.										
T _{puits chaud} (°C)	Exp.	11	11	11	11	11	11	11	11	12	
	Simul.	4	4	4	7	7	7	7	7	9	
T _{Vcomp} (°C)	Exp.	25	25	25	25	25	25	25	25	27	
	Simul.										
ΔT _{reg} (°C)	Exp.	37	25	20	14	8	1	7	13	23	
	Simul.										
P _{Vcomp} (bar)	P _{moy}	Exp.	15,1	15,2	15,5	15,5	15,5	15,3	15,3	15,5	15,6
		Simul.	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
	Ampl.	Exp.	7,9	7,8	8	8	8,1	7,8	7,8	8,1	8,2
		Simul.	8,1	8,1	8,5	8,5	8,5	8,6	8,7	8,7	9
P _{Vdét} (bar)	P _{moy}	Exp.									
		Simul.	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
	Ampl.	Exp.									
		Simul.	7,5	7,5	7,8	7,8	7,9	8	8	8	8,2
PU _{mot elec} (W)	Exp.	840	800	800	790	760	740	730	720	710	
P _r _{elec} (W)	Exp.	246	236	247	237	233	234	228	228	242	
PU _{meca} (W)	Exp.	594	564	553	553	527	506	502	492	468	
PU _{eff p&d} (W)	Simul.	231	210	194	187	167	154	142	124	119	
PU _{rejetée} (W)	Exp.	644	664	671	696	692	688	704	706	762	
	Simul.	626	626	625	625	625	625	625	625	626	
COP réel	Exp.	0,30	0,38	0,41	0,46	0,51	0,57	0,63	0,67	0,72	
COP Simul.	Simul.	1,74	2	2,27	2,39	2,79	3,12	3,45	4,10	4,35	
PU _{PVcomp} (W)	Exp.	571	558	554	550	541	520	502	506	491	
	Simul.	684	674	666	662	653	647	642	634	631	
PU _{PVdét} (W)	Exp.										
	Simul.	456	468	476	480	490	498	504	514	517	
COP de Carnot	Exp.	3,30	4,16	4,94	5,76	7,21	9,27	11,77	18,61	36,4	
	Simul.										
Efficacité (%)	Exp.	9,02	9	8,35	7,91	7,11	6,12	5,31	3,58	1,97	
	Simul.	52	48	46	41	39	34	29	22	12	

Tableau A-5- 2 : récapitulatif des cas n°3 - Pression 15 bar - Vitesse 435 tr.min⁻¹ – Débit rad1 : 9 l.min⁻¹

Annexe 5-3 : récapitulatif des cas n°3 - Vitesse 580 tr.min⁻¹

		Froid négatif				Froid positif			
PU _{froide prod} (W)	Exp.	280	344	401	466	530	590	654	
PU _{cap ref} (W)	Simul.	486	526	552	582	609	646	666	
T _{source froide} (°C)	Exp.	-44	-30	-22	-10	-1	12	22	
	Simul.	-37	-23	-14	-2	9	20	29	
T _{Vdét} (°C)	Exp.	-48	-34	-25	-13	-2	10	19	
	Simul.								
T _{puits chaud} (°C)	Simul.	11	11	12	12	12	12	12	
	Exp.	12	12	12	12	12	12	12	
T _{Vcomp} (°C)	Exp.	30	30	31	31	31	31	31	
	Simul.								
ΔT _{reg} (°C)	Exp.	43	32	25	13	3	11	19	
	Simul.								
P _{Vcomp} (bar)	P _{moy}	Exp.	15,5	15,6	15,8	16	16	15,7	15,9
		Simul.	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
	Ampl.	Exp.	8,1	8,1	8,2	8,3	8,3	8,3	8,4
		Simul.	8,7	8,7	8,7	9	9	9,2	9,2
P _{Vdét} (bar)	P _{moy}	Exp.							
		Simul.	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
	Ampl.	Exp.							
		Simul.	7,4	7,4	7,4	7,6	7,7	7,9	8
PU _{mot elec} (W)	Exp.	1240	1200	1150	1100	1060	1000	960	
P _{r_{elec}} (W)	Exp.	240	280	220	220	226	228	203	
PU _{meca} (W)	Exp.	1000	920	930	880	834	772	757	
PU _{eff p&d} (W)	Simul.	392	350	321	291	261	223	203	
PU _{rejetée} (W)	Exp.	984	950	1026	1081	1025	1074	1037	
	Simul.	867	866	865	863	862	860	860	
COP réel	Exp.	0,23	0,29	0,35	0,42	0,50	0,60	0,68	
COP Simul.	Simul.	1,24	1,50	1,72	2	2,33	2,90	3,27	
PU _{PVcomp} (W)	Exp.	783	736	715	688	676	656	641	
	Simul.	964	943	929	914	899	881	871	
PU _{PVdét} (W)	Exp.	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	
	Simul.	576	597	612	627	642	662	673	
COP de Carnot	Exp.	2,90	3,78	4,50	6,00	8,32	14,30	26,10	
	Simul.								
Efficacité (%)	Exp.	7,79	7,58	7,74	7,06	6,00	4,13	2,61	
	Simul.	43	39	38	33	28	20	13	

Tableau A-5- 3 : récapitulatif des cas n°3 - Pression 15 bar - Vitesse 580 tr.min⁻¹ – Débit rad 1 : 9 l.min⁻¹

