

Modélisation et analyse paramétrique d'une machine Stirling frigorifique

Florian TARBY¹, Sylvie BEGOT^{1*}, François LANZETTA¹, Steve DJETEL-GOTHE¹

¹Laboratoire FEMTO-ST, Univ. Bourgogne Franche-Comté, CNRS
2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort.

* (auteur correspondant : sylvie.begot@univ-fcomte.fr)

Résumé - De nos jours la production de froid à température modérée est largement dominée par les machines à compression de vapeur utilisant des fluides de travail impactant le réchauffement climatique. Les machines Stirling, déjà utilisées en cryogénie, pourraient être une alternative pour cette application dans le domaine frigorifique. Nous proposons dans ce travail un modèle monodimensionnel d'une machine Stirling frigorifique à l'aide du logiciel SAGE. Ce modèle a été validé grâce aux résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un prototype d'une machine de type Béta, de puissance frigorifique de l'ordre de 450 W à 5°C. Une étude paramétrique a permis d'obtenir les principaux paramètres influents et de proposer une conception améliorée du prototype.

Nomenclature

f	fréquence, Hz	ψ	porosité
L	longueur, m	<i>Indices et exposants</i>	
P	pression, bar	e	détente
Q	chaleur échangée, J	C	chaud
\dot{Q}	puissance thermique, W	$comp$	compression
S	surface d'échange, m ²	exp	expérimental
T	température, °C	F	froid
W	travail, J	$init$	initial
\dot{W}	puissance mécanique, W	opt	optimisé
<i>Symboles grecs</i>		R	régénérateur
η	efficacité thermodynamique	sim	simulé

1. Introduction

De nos jours la production de froid à température modérée est largement dominée par les machines à compression de vapeur utilisant des fluides de travail qui contribuent au réchauffement climatique. Ces émissions de fluides frigorigènes impactent l'Analyse de Cycle de Vie (ACV) des équipements et des bâtiments et sont donc pris en compte dans la nouvelle réglementation Environnementale RE2020. Les machines Stirling, déjà utilisées en cryogénie, pourraient être une alternative pour cette application dans le domaine frigorifique en raison de leurs meilleures performances en ACV, sous réserve que leur consommation énergétique ne contrebalance pas les gains obtenus en ACV. Le fonctionnement des machines Stirling en machine frigorifique a été réalisé dès 1862 par A. Kirk [1]. Par la suite, de nombreuses améliorations ont été apportées par la société Philips dans les années 1950 [2]. En cryogénie, les refroidisseurs Stirling ont fait l'objet de nombreux travaux [3]. En revanche, le domaine de la réfrigération à température modérée est encore peu exploré. En ce qui concerne la modélisation de machines Stirling, plusieurs types de modèles existent, depuis les modèles analytiques 0D jusqu'aux modèles CFD [4]. Le logiciel SAGE développé par D. Gedeon [5] est un logiciel 1D permettant la modélisation thermodynamique en régime périodique établi des machines Stirling. Plusieurs auteurs ont utilisé cette approche : B. Hoegel a étudié un moteur

de type Alpha en 2014 [6], Q. Salquère a travaillé sur le développement d'un modèle de pré-dimensionnement d'un ensemble alternateur – machine Stirling à pistons libres en 2019 [7], Cai *et al.* ont étudié un cryocooler de forte puissance en 2014 [8]. Nous proposons dans ce travail un modèle 1D d'une machine Stirling destinée à de la réfrigération à température modérée à l'aide du logiciel SAGE. Ce choix a été effectué car le modèle 1D permet à la fois une représentation des grandeurs géométriques de la machine et la possibilité d'explorer différents dimensionnements dans une approche de conception. L'objectif est d'augmenter les performances de la machine. La première partie de l'article présente la machine Stirling et détaille le modèle utilisé. Le prototype et l'expérimentation sont présentés dans la deuxième partie. La troisième partie est consacrée à la validation expérimentale du modèle, à une étude paramétrique, ainsi qu'à la proposition d'une machine aux performances améliorées.

2. Modélisation

En mode récepteur, le cycle théorique de Stirling comprend 4 transformations thermodynamiques (Figure 1) :

- 1→2 compression isotherme où le maintien en température est assuré par l'échangeur chaud,
- 2→3 un refroidissement isochore où le gaz transmet de la chaleur au régénérateur,
- 3→4 une détente isotherme où le maintien en température est assuré par l'échangeur froid,
- 4→1 un chauffage isochore où la chaleur stockée dans le régénérateur est transmise au gaz de travail.

En mode récepteur, la machine est entraînée grâce au travail W , elle absorbe de la chaleur Q_F à la détente et rejette de la chaleur Q_C à la compression (Figure 2). Le COefficient de Performance (COP) atteint théorique est celui de Carnot :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (1)$$

La configuration de la machine est une configuration en monocylindre de type Béta. Elle comprend, un volume de compression, un volume de détente, deux échangeurs chaud et froid et un régénérateur. La compression et la détente sont effectuées par le piston de travail, le déplacement du fluide entre les zones de compression et de détente par le déplaceur (Figure 3).

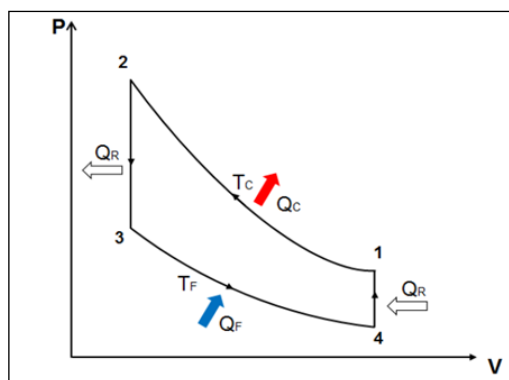


Figure 1 : Cycle théorique de Stirling

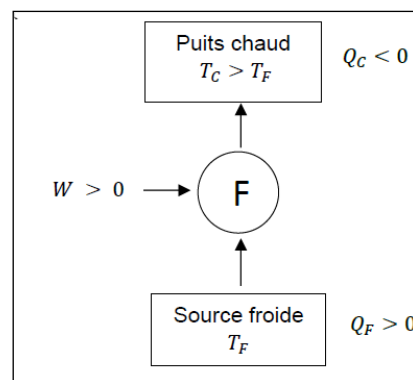


Figure 2 : Fonctionnement en mode frigorifique

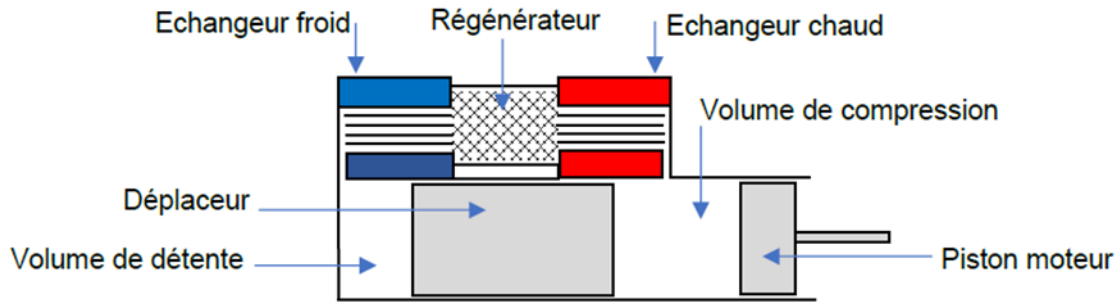


Figure 3 : Configuration Béta de la machine Stirling

Le COP réel de la machine est défini par le rapport entre la puissance absorbée côté froid et la puissance mécanique nécessaire :

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} \quad (2)$$

On peut en déduire une efficacité thermodynamique η :

$$\eta = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (3)$$

Le schéma bloc de la simulation est présenté sur la Figure 4. On y retrouve les différents éléments constitutifs de la machine. Dans chaque élément de volume, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues. Le gaz est supposé suivre la loi des gaz parfaits. Des corrélations usuelles sont incluses par défaut dans le logiciel pour la détermination des pertes de charge et coefficient d'échange convectif dans les échangeurs. Les pertes par conduction peuvent être représentées entre des sources et puits à température différentes. Les mouvements du piston et déplaceur sont déterminés par les paramètres géométriques du système bielle-manivelle. Afin de caler le modèle, des paramètres multiplicatifs sont ajustables par l'utilisateur en ce qui concerne les coefficients de pertes de charges, les coefficients d'échange et les pertes par conduction.

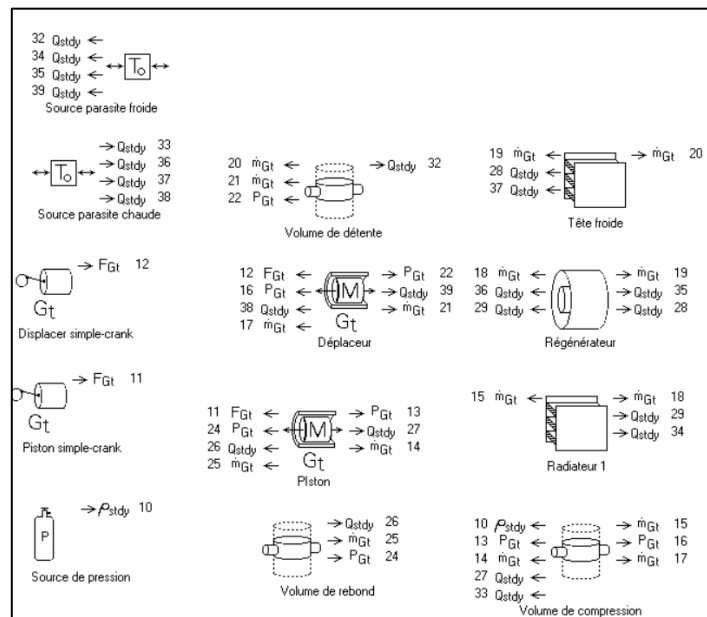


Figure 4 : Schéma bloc de la simulation

3. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est constitué par une machine prototype (Figure 5) de caractéristiques définies dans le Tableau 1 et de son banc d'essais [9]. Un collier électrique chauffant isolé est appliqué sur l'échangeur froid de la machine. A l'équilibre, sa puissance électrique mesurée est considérée comme la puissance froide produite par la machine \dot{Q}_F . Les températures sont mesurées par des thermocouples dans les volumes de détente et de compression, les pertes de charge sont mesurées par l'intermédiaire de capteurs de pression entre chaque extrémité d'échangeurs et dans les volumes de compression et de détente, un capteur de couple mécanique et de vitesse sur l'arbre d'entraînement permet de déterminer la puissance mécanique de l'entraînement \dot{W} [9].

Caractéristiques	Symbole	Valeurs
Puissance froide produite à 0°C	\dot{Q}_F	450 W
Température froide	T_F	-62°C à 5°C
Température puits chaud	T_C	10°C
Gaz de travail		Azote
Pression moyenne	P	15-20 bar
Fréquence de rotation	f	5-13 Hz

Tableau 1 : Caractéristiques du prototype de machine Stirling frigorifique



Figure 5 : Prototype

4. Résultats et analyse paramétrique

4.1. Validation expérimentale du modèle développé

Les températures des volumes de compression et de détente relevées expérimentalement et calculées en simulation en fonction des puissances froides produites sont présentées sur la Figure 6 pour une fréquence de rotation de 12 Hz et une pression de moyenne de 16 bar. Les COP et les efficacités expérimentales et simulées sont présentés sur la Figure 7. Pour caler les paramètres du modèle, les valeurs des coefficients de pertes de charge, des coefficients d'échange et des transferts thermiques par conduction directe ont été ajustés par une méthode d'optimisation afin de minimiser l'écart entre les pertes de charge, les températures et puissances produites simulées et expérimentales. Nous constatons une bonne concordance entre les températures et puissances froides produites avec cette méthode. En revanche, les COP et par conséquent les efficacités thermodynamiques révèlent un écart plus important. Cet écart s'explique par l'absence de prise en compte des pertes mécaniques dans le logiciel.

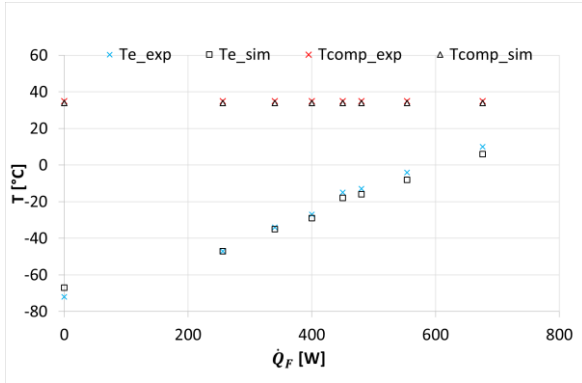


Figure 6 : Températures expérimentales et simulées pour différentes puissances produites

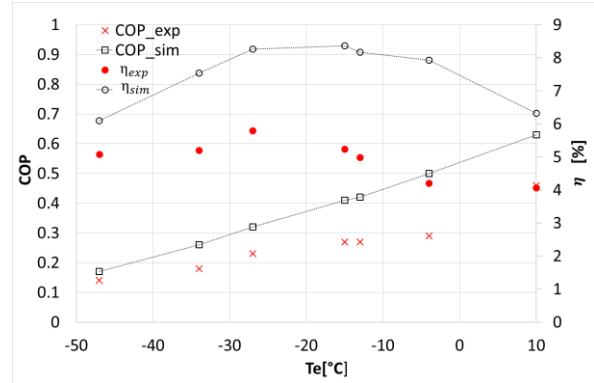


Figure 7 : COP et efficacités expérimentaux et simulés

Si nous analysons le jeu de paramètres nécessaires au calage du modèle, nous remarquons que les corrélations par défaut du logiciel sous-estiment les pertes de charges réelles mesurées dans les échangeurs chaud et froid (Tableau 2). Dans le régénérateur, les pertes de charge et surtout les échanges thermiques sont nettement surestimés. Ceci s'explique par l'utilisation de corrélations génériques d'échangeurs par le logiciel. Les pertes par conduction directe sont également ajustées et atteignent 20 W en moyenne. En conclusion, le modèle proposé avec le calage correspondant aux échangeurs réels est adapté à la représentation thermodynamique de la machine. Nous l'utiliserons donc dans les paragraphes suivants pour faire une étude paramétrique et proposer une conception optimisée.

	Coefficient multiplicateur	
	Pertes de charge	Echange thermique
Echangeur froid	4	1
Régénérateur	0,7	0,27
Echangeur Chaud	1,5	0,55

Tableau 2 : Coefficients multiplicateurs appliqués aux corrélations par défaut du modèle

4.2. Analyse paramétrique

Dans cette partie, nous allons effectuer une analyse paramétrique de différents paramètres opérationnels puis géométriques de la machine afin d'en déduire des configurations améliorées.

4.2.1. Variation des paramètres opérationnels : pression, fréquence, gaz de travail

L'évolution des performances avec la pression est représentée sur la Figure 8 où la ligne pointillée représente le point de fonctionnement validé expérimentalement à 480 W, 12 Hz et 16 bar. Comme attendu, une augmentation de la pression augmente nettement la puissance, en revanche le COP reste relativement stable autour de 0,5 entre 20 et 30 bar. L'évolution des performances avec la fréquence est tracée en Figure 9 où la ligne pointillée représente le point de fonctionnement validé expérimentalement à 480 W, 12 Hz et 16 bar. Nous constatons qu'une fréquence plus faible pour une machine fonctionnant à l'azote a un impact positif sur le COP qui passe de 0,42 à 12 Hz à 0,7 à 4 Hz. La puissance produite augmente logiquement avec la fréquence de rotation. La puissance froide produite et le COP pour différents gaz de travail (azote, hélium, hydrogène) sont présentés sur les Figure 10 et Figure 11 à différentes fréquences.

Alors que pour une machine fonctionnant à l'azote le COP optimum se situe à 4 Hz, les machines fonctionnant avec de l'hélium ou de l'hydrogène ont des performances nettement plus élevées (+86 % pour le COP à 12 Hz) pour des fréquences supérieures à 6 Hz. Cela est dû aux propriétés thermophysiques différentes de ces gaz.

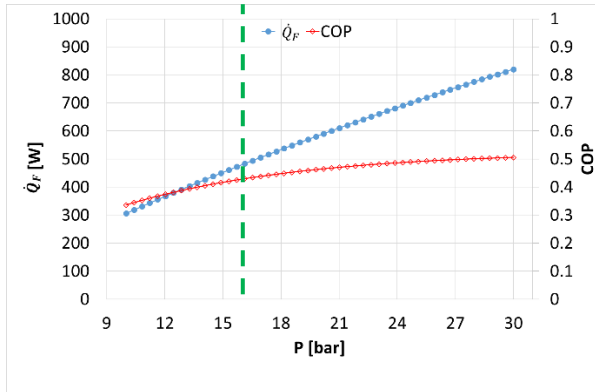


Figure 8 : Puissance froide et COP simulés pour différentes pressions

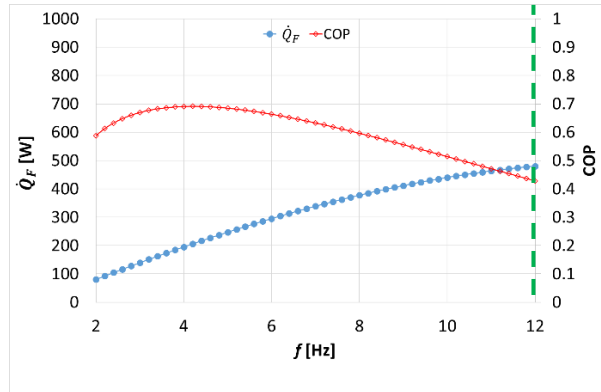


Figure 9 : Puissance froide et COP simulés pour différentes fréquences

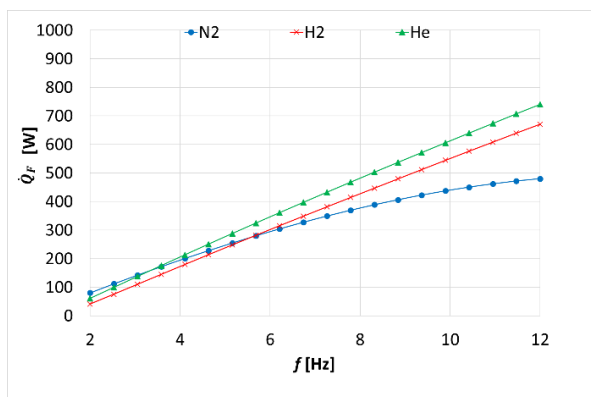


Figure 10 : Puissance froide simulée pour différents gaz de travail

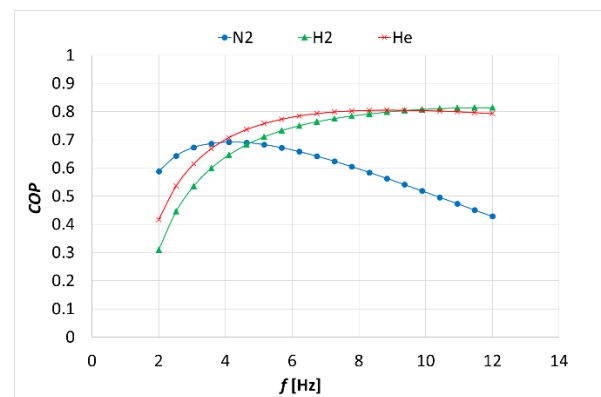


Figure 11 : COP simulé pour différents gaz de travail

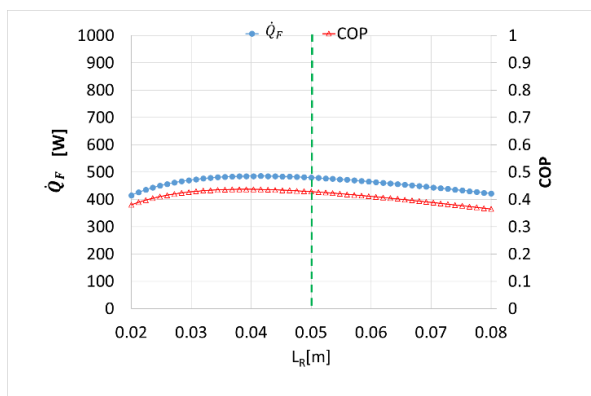


Figure 12 : Puissance froide et COP simulés pour différentes longueurs de régénérateur

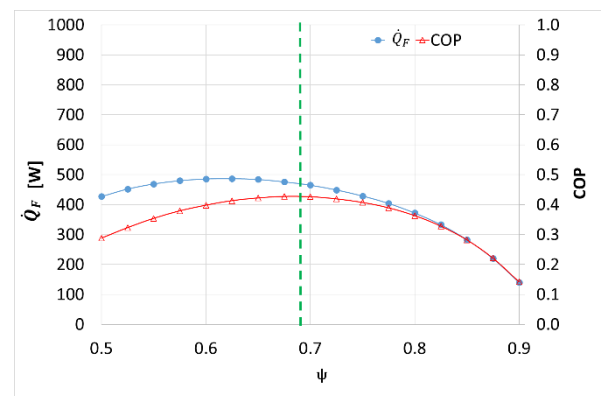


Figure 13 : Puissance froide et COP simulés pour différentes porosités de régénérateur

4.2.2. Variation de paramètres géométriques : porosité et longueur du régénérateur

Le régénérateur étant un élément clé des performances de la machine, nous avons étudié l'influence de sa longueur et de sa porosité sur les performances. La Figure 12 présente le COP et la puissance produite en fonction de la longueur L_R du régénérateur. La ligne pointillée représente le point de fonctionnement validé expérimentalement à 480 W, 12 Hz et 16 bar pour la longueur de régénérateur du prototype de 50 mm. Nous observons que cette longueur à 50 mm n'est pas optimale. Pour une longueur de 40 mm, nous obtenons par simulation une puissance froide plus élevée de 10% à 485 W au lieu de 480 et un COP plus élevé à 0,44 au lieu de 0,43. La Figure 13 présente le COP et la puissance produite en fonction de la porosité ψ du régénérateur. La ligne pointillée représente le régénérateur du prototype de porosité 0,67. Nous constatons que cette valeur est bien adaptée à la maximisation du COP.

4.3. Optimisation numérique de la machine à l'aide du modèle développé

A l'aide du modèle développé, nous avons réalisé une optimisation numérique de la machine en utilisant comme critère la maximisation du COP. Les paramètres ajustables choisis sont la course du piston, la porosité du régénérateur et sa longueur, et la longueur des canaux des échangeurs chaud et froid. Compte-tenu de l'analyse précédente une pression de 22 bars a été retenue. Avec le jeu de paramètres géométriques présentés sur le Tableau 3, nous observons une amélioration très nette du COP (+43%) qui passe de 0,7 à 1 pour 4 Hz (Figure 14). La puissance froide produite est aussi en augmentation avec une hausse de 100% à 4 Hz et une valeur de 945 W à 12 Hz pour un COP de 0,67. Si on analyse les nouveaux paramètres géométriques, nous relevons que les différences les plus importantes concernent l'augmentation de la longueur des canaux de l'échangeur chaud. Cela conduit à augmenter fortement l'échange à ce niveau. Côté froid, la longueur des canaux est réduite, ce qui conduit à baisser les pertes de charge. Enfin, la longueur du régénérateur est en baisse, conduisant également à la baisse des pertes de charge.

	<i>Initial</i>	<i>Optimisé</i>	<i>Variation relative</i>
<i>Course du piston [mm]</i>	40	43	+7,5
<i>Porosité [%]</i>	68	66	-2,9%
<i>Longueur du régénérateur [mm]</i>	50	39	-22%
<i>Longueur des canaux de la tête froide [mm]</i>	100	41	-59%
<i>Longueur des canaux de l'échangeur chaud [mm]</i>	50	87	+74%

Tableau 3 : Paramètres géométriques simulés optimisés pour maximiser le COP

5. Conclusion

Nous avons proposé dans ce travail un modèle monodimensionnel en régime périodique établi d'une machine Stirling frigorifique à température modérée à l'aide du logiciel SAGE. Ce modèle a été validé grâce aux résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un prototype d'une machine de type Beta, de puissance frigorifique de l'ordre de 450 W à 5°C. Une étude paramétrique a permis de montrer que pour une machine fonctionnant à l'azote de faibles fréquences sont favorables au COP, et que pour des températures modérées, un régénérateur court était favorable au compromis efficacité -pertes de charge. Une simulation de machine optimisée a montré un COP de 1 à 4 Hz et avec de l'azote comme gaz de travail.

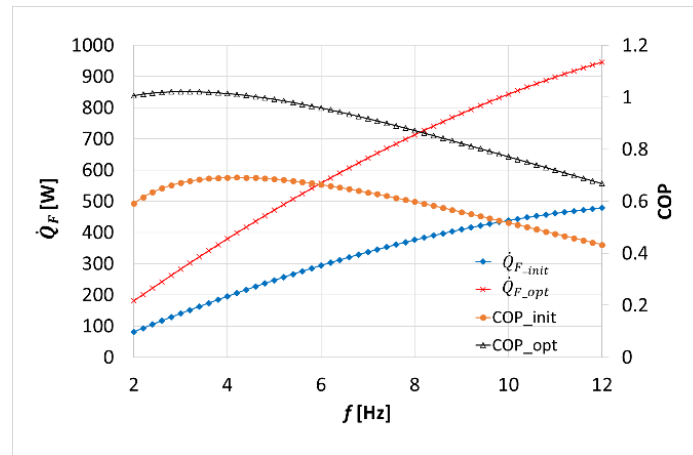


Figure 14 : Puissance froide et COP simulés pour les géométries initiale et optimisée

Références

- [1] A. C. Kirk, “On the mechanical production of cold.(includes plates and appendix).” in Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers, vol. 37, no. 1874. Thomas Telford-ICE Virtual Library, 1874, pp. 244–282.
- [2] J. Köhler and C. Jonkers, “Fundamentals of the gas refrigeration machine,” Philips Tech. Rev, vol. 16, no. 3, pp. 69–78, 1954.
- [3] M. Z. Getie, F. Lanzetta, S. Bégot, B. T. Admassu, and A. A. Hassen, “Reversed regenerative Stirling cycle machine for refrigeration application: a review,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 118, pp. 173–187, 2020. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720302619>.
- [4] H. Hachem, R. Gheith, F. Aloui, and S. B. Nasrallah, “Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine: A review,” *Energy Conversion and Management*, vol. 171, pp. 1365 – 1387, 2018. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418306514>.
- [5] D. Gedeon, “Sage user’s guide v12 edition - <http://sageofathens.com/> Accessed Jan 2022”.
- [6] B. Hoegel, Thermodynamics-based design of Stirling engines for low-temperature heat sources, Thèse de doctorat de l’Université de Canterbury, 2014.
- [7] Q. Salquebre, Développement d’un modèle de prédimensionnement d’un ensemble alternateur – machine Stirling à pistons libres, Thèse de doctorat de l’Université Grenoble-Alpes, 2019.
- [8] Y. C. Cai, Y. Xu, D. M. Sun, Q. Shen, Z. Z. Cheng, X. Zhao, and J. Zhang, “Numerical simulation of a high power Stirling cryocooler,” in *Cryocoolers 18*, 2014.
- [9] S. Djetel-Gothe, S. Bégot, F. Lanzetta, and E. Gagnet, “Design, manufacturing and testing of a Beta Stirling machine for refrigeration applications,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 115, pp. 96 – 106, 2020.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l’EIPHI Graduate School (contrat ANR-17-EURE-0002) et à la Région Bourgogne-Franche-Comté.