

Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire pour un système de réfrigération thermoacoustique.

Sophie CORDILLET^{1*}, Patricia DUCHESNE^{2*}, Patxi DUTHIL², Gabriel OLALDE³ et Jean-Pierre THERMEAU²

¹Université Paris Sud, 91406 ORSAY / IPNO-IN2P3-CNRS, BP1, 91406 ORSAY cedex / PROMES-CNRS, 7 rue du four solaire, 66120 ODEILLO

² IPNO-IN2P3-CNRS, BP1, 91406 ORSAY cedex

³ PROMES-CNRS, 7 rue du four solaire, 66120 ODEILLO

* (auteurs correspondants : sophie.cordillet@promes.cnrs.fr et duchesne@ipno.in2p3.fr)

Résumé - Le principe de fonctionnement d'un système de réfrigération thermoacoustique est succinctement exposé ainsi que les contraintes liées à l'utilisation d'une source solaire. Différentes modélisations et leurs hypothèses simplificatrices sont présentées. Elles ont abouti à une géométrie de l'échangeur à matrice tubulaire et à sa position relative au foyer du concentrateur. La double fonctionnalité de la cavité réceptrice est étudiée afin de limiter les pertes du récepteur et de permettre l'homogénéisation de l'échangeur-absorbeur en température par rétro-rayonnement.

Nomenclature

<i>Echangeur</i>		D_p	distance au plan focal
$\{x, y, z\}$	dimensions extérieures		
e_x, e_y	écartements des tubes	<i>Cavité</i>	
S_i	surface irradiée/utile	L_{cav}	longueur
N_{ligne}	nombre de lignes de tubes	D_{cav}	diamètre interne
e	épaisseur des tubes	D_{ouv}	diamètre d'ouverture

1. Introduction

Dans le cadre d'une vision durable des procédés de production de froid, la réfrigération thermoacoustique solaire semble être une alternative aux systèmes thermiques solaires existants basés sur l'absorption, l'adsorption ou des cycles de compression de vapeur. Machines tri-thermes s'appuyant sur un cycle thermodynamique de Stirling, proche du cycle de Carnot, les systèmes thermoacoustiques peuvent atteindre des rendements de l'ordre de 30%. De plus, le procédé thermoacoustique permet la conversion directe de l'énergie thermique en énergie mécanique et inversement sans mise en jeu de pièce mobile, ce qui le rend simple et fiable. Enfin, l'utilisation d'un gaz noble (He) comme fluide de travail, sans changement de phase et sans impact sur l'environnement, permet la production de froid sur une grande plage de température (ambiante à cryogénique) et autorise la variabilité de température des sources.

La demande en froid augmente géographiquement avec l'intensité du rayonnement solaire. L'utilisation de l'énergie solaire comme source primaire d'énergie du système semble donc pertinente. L'adaptation "solaire" du système thermoacoustique, habituellement alimenté en énergie par une résistance électrique, demande la levée de quelques verrous notamment ceux de l'inhomogénéité de l'irradiation (forme gaussienne) et de son asymétrie (une seule face irradiée) qui altèrent le fonctionnement du générateur d'onde.

Des systèmes expérimentaux à petites échelles, comme ceux de Chen [1] et Adefl et Hofler [2], ont suggéré que des machines de réfrigération thermoacoustiques pouvaient être

alimentées par une source solaire. Ces résultats, prometteurs mais relativement modestes, remontent à une décennie. Aujourd'hui, le développement récent des techniques de concentration solaires permet d'envisager un système à l'échelle de plusieurs kW capable de délivrer une température froide de l'ordre de -25°C .

Cette étude porte sur la conception d'un récepteur solaire, constitué d'un échangeur placé à l'intérieur d'une cavité qui reçoit l'énergie solaire concentrée issue d'un miroir parabolique. Le gaz (hélium pressurisé à 40 bars) oscille à l'intérieur des tubes de l'échangeur chaud et doit absorber une puissance d'environ 4 kW. L'établissement d'un gradient de température ($\sim 750^{\circ}\text{C}$ sur l'échangeur chaud) à l'intérieur du générateur d'ondes permet d'entretenir une onde acoustique à la fréquence de résonance déterminée par le dimensionnement du système. L'onde générée, porteuse d'une forte puissance, est ensuite utilisée dans un réfrigérateur pour extraire la chaleur de l'échangeur froid.

Les transferts de chaleur en thermoacoustique sont des phénomènes relativement peu connus et les ondes acoustiques sont sensibles aux perturbations thermiques. Il faut donc veiller à maintenir l'échangeur chaud le plus isotherme possible malgré l'irradiation fortement inhomogène et asymétrique apportée par la source solaire. L'augmentation de l'isothermicité de l'échangeur chaud est donc l'objet principal de cette étude numérique. Elle présente les modélisations mises en place dans le but d'homogénéiser spatialement le champ de température.

2. Etude numérique thermique

La simulation thermique complète (convection, conduction et rayonnement) du récepteur, (cavité et échangeur) est réalisée à partir de deux modèles.

L'un, écrit sous *Matlab*, s'appuie sur une coupe simplifiée 2D permettant d'accéder rapidement au rendement global de l'ensemble et d'évaluer l'influence des caractéristiques géométriques (dimensions, configuration, ...) d'une part et la nature des matériaux constituant le récepteur d'autre part. Ce modèle sera réutilisé ultérieurement pour l'étude temporelle de la variabilité de la source solaire (saisons, jour/nuit, passages nuageux).

Le second modèle en 3D permet de définir plus concrètement la maquette du prototype. La maquette est le résultat des compromis entre les paramètres optimaux issus du premier modèle et les contraintes techniques pour la réalisation du prototype. Il est basé sur un code d'analyse par éléments finis (*Abaqus*). Ce modèle sera réutilisé par la suite pour une étude thermomécanique.

2.1. Données d'entrées : cartes de densité de flux

Les données d'entrées sont des cartes de densité de flux générées pour plusieurs plans parallèles au plan focal du concentrateur. Le logiciel de simulation utilisé est SOLTRACE, un code de lancer de rayons, qui modélise les interactions entre les rayons solaires et des systèmes optiques de concentration. Le système optique considéré, ici, est un miroir parabolique modélisé par un ensemble d'éléments associés à leurs erreurs optiques macroscopiques (altération d'élément, erreur de vecteur normal...).

2.2. Modèle préliminaire

2.2.1. Modélisation préliminaire

L'objectif de cette partie est de proposer une première série de paramètres géométriques pour l'ensemble récepteur et de définir sa position relative au foyer de l'échangeur. L'étude se situe dans une coupe perpendiculaire au sens d'oscillation du gaz. La géométrie 2D, un

rectangle de longueur x et d'épaisseur y , est volontairement simplifiée afin de faciliter la manipulation d'un large champ de paramètres. La face supérieure de l'échangeur est irradiée par un flux à distribution gaussienne issu des données de cartes de densité de flux calculée (cf. 2.1). Afin de répondre au cahier des charges, la puissance solaire incidente doit être comprise entre 5 et 10 kW.

Le gaz est considéré comme statique à une température de 750°C . Le phénomène de convection forcée à l'intérieur des canaux est modélisé par un coefficient dépendant à la fois de la nature de l'onde et de celle du gaz. Il sera pris égal à $7 \text{ kW m}^{-2} \text{ k}^{-1}$. Un dimensionnement préliminaire du système thermoacoustique évalue le nombre total de canaux tubulaires à 100, chacun ayant un diamètre interne de 3 mm et une longueur de 230 mm. Le cahier des charges exige des canaux placés sur des couches différentes pour gagner en compacité (exigence thermoacoustique) et qui s'adaptent à la largeur de la tâche solaire (de l'ordre de 10 à 20 cm), déterminée par le plan dans lequel l'échangeur est placé.

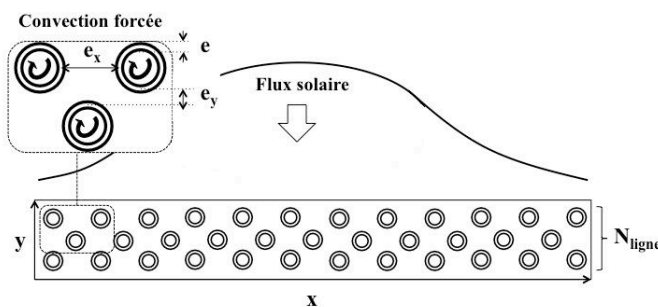


Figure 1 : Coupe 2D de la géométrie simplifiée de l'échangeur pour les simulations préliminaires

L'échangeur est placé au fond d'une cavité cylindrique caractérisée par ses dimensions principales (L_{cav} , D_{ouv} , D_{cav}). Les surfaces internes sont considérées comme opaques, grises et diffuses tant en réflexion qu'en émission. La cavité est parfaitement isolée. Les seules pertes thermiques sont liées au rayonnement au niveau de l'ouverture vers l'extérieur. Les phénomènes de transferts thermiques par convection naturelle et par rayonnement entre l'échangeur chaud et la cavité sont pris en compte.

2.2.2. Résultats préliminaires

Un grand nombre de simulations, par itérations successives des champs de paramètres, ont été conduites pour réduire le nombre de possibilités géométriques. La meilleure distribution des canaux a été déterminée et les dimensions géométriques de la cavité ont été optimisées pour augmenter les performances du système : obtenir la température la plus homogène possible à l'intérieur de l'échangeur tout en transmettant une puissance suffisante au fluide et en minimisant les pertes thermiques.

Les résultats de cette étude d'optimisation montrent qu'une surface de 5×8 cm intercepte seulement 61 % de la puissance entrante, à la position optimale par rapport au plan focal du concentrateur, contre 90 % pour une surface de 16×16 cm (pertes thermiques non prises en compte dans les deux cas). Pour ce dernier, le rayonnement est la principale source de pertes, la présence d'une cavité est donc nécessaire.

La position optimale de l'échangeur est de 10 cm derrière le plan focal. Cette position offre deux avantages principaux. D'abord, l'ouverture de la cavité peut être placée directement dans le plan focal sans couper le flux, ce qui autorise le plus petit diamètre d'ouverture (c'est le lieu où la tâche solaire est la moins large) et qui permet de réduire les pertes par rayonnement. Dans le cas d'un échangeur 16×16 cm à 750°C , la cavité peut réduire les pertes jusqu'à 20 %

($D_{ouv} = 10 \text{ cm}$; $D_{cav} = 2D_{ouv}$; $L_{cav} = D_p$). Ensuite, les pics de flux sont réduits : à une distance de 15 cm derrière le plan focal, un échangeur 16x16 cm intercepte 83.4 % de l'énergie d'incidente totale et le pic de flux maximal est de seulement 820 kW/m², comparé aux 4 450 kW/m² du plan focal.

De manière à supporter la pression importante du gaz (40 bars) tout en favorisant la conduction de chaleur dans la masse, l'échangeur sera construit avec deux éléments : une matrice constituée de tubes pour tenir à la pression et un matériau de remplissage très conducteur. Cette configuration peut réduire l'inhomogénéité de 95 % (échangeur tout en Inconel vs tubes en Inconel/remplissage Argent). L'épaisseur des tubes n'a pas d'influence néfaste notable sur le transfert de chaleur, tant qu'elle est inférieure à 0.3 mm.

D_p	S_i	y	e_x	e_y	e	N_{ligne}
10 cm	16 x 16 cm	2 cm	0,5 mm	2 mm	< 0,3 mm	3

Tableau 1 : Paramètres géométriques optimaux de l'échangeur

NB : Pour ce qui est des écartements entre les tubes, e_x est lié aux dimensions de la tâche solaire sur la surface de l'échangeur au plan considéré, tandis que e_y permet la meilleure diffusion radiale de chaleur dans le corps de l'échangeur.

Cette configuration permet d'obtenir une efficacité globale de transfert d'énergie de 70 % avec un écart thermique de 40°C dans le corps de l'échangeur et de 10°C sur la surface interne d'un tube.

2.3. Modèle 3D

Les paramètres géométriques déterminés par les simulations préliminaires couplés aux contraintes techniques ont permis de construire numériquement la maquette 3D du prototype. A partir de ce modèle, une étude thermique a été réalisée dans le but d'obtenir une cartographie 3D de la température au sein du récepteur. Suite à l'analyse des résultats, une étude complémentaire portant sur le rétro-éclairage de l'échangeur a été menée afin d'optimiser l'homogénéité des températures.

2.3.1. Modélisation du prototype échangeur seul

La géométrie 3D de l'échangeur est présentée Figure 2. Une forme à calotte sphérique a été privilégiée afin d'obtenir un flux plus uniforme sur la face irradiée, ce qui permet de réduire les écarts de température au sein de la matrice. Cette forme présente également l'avantage de répondre aux contraintes techniques induites par le reste du système.

L'échangeur ne présente finalement que trois rangées de tubes en son centre. En revanche, les organes de connexion imposent une section quasi-circulaire, ce qui augmente le nombre de rangées de tubes à huit aux extrémités.

Les hypothèses de modélisation de l'échangeur en 3D et celles des simulations préliminaires présentent des différences, à savoir : l'épaisseur des tubes (0,5mm), le coefficient de convection forcée à l'intérieur des tubes (6,5 kW m⁻² K⁻¹) et la température du gaz (700°C).

Les matériaux utilisés sont un alliage de nickel (nickel 200) pour les tubes et l'argent comme matériau conducteur pour la matrice (Conductivités thermiques : $\lambda = 70 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ pour le nickel, $\lambda = 240 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ pour l'argent).

La face concave de l'échangeur est irradiée par une distribution gaussienne du flux 2D issue des données cartographiques (cf. Figure 3 et Paragraphe 2.1- Donnés d'entrées : cartes de densité de flux). La puissance irradiée introduite est de 15 kW. Les autres surfaces de l'échangeur sont considérées comme adiabatiques.

Le champ de température obtenu dans l'échangeur est présenté sur les figures 4 et 5 : l'écart de température est estimé à 123°C (avec $T^{\circ}\text{max} = 825^{\circ}\text{C}$) au sein de l'échangeur et à 77°C au niveau des tubes (avec $T^{\circ}\text{max} = 779^{\circ}\text{C}$). Les résultats révèlent une grande disparité en température entre les différentes parties de l'échangeur : les zones proches des jonctions avec le reste du système (cf. Figure 4) sont beaucoup moins chaudes en raison des fortes épaisseurs et d'une faible intensité du flux incident. C'est pour cette raison que dans un second temps une solution de rétro-éclairage a été envisagée et évaluée.

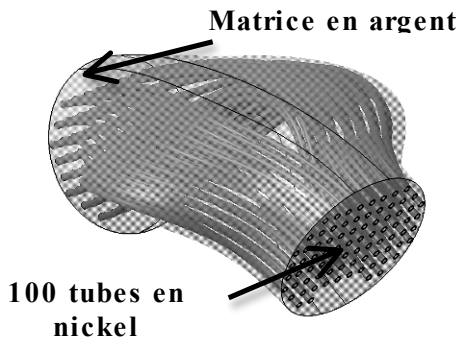


Figure 2 : Maquette 3D du prototype

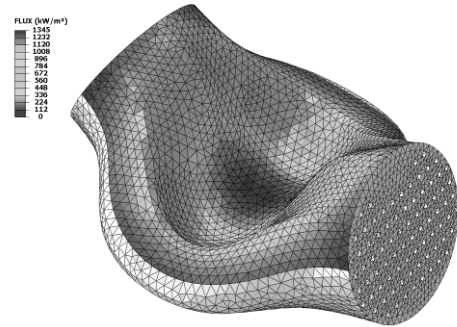


Figure 3 : Modèle 3D de l'échangeur avec flux gaussien appliqué en surface (Densité de flux plus grande au centre)

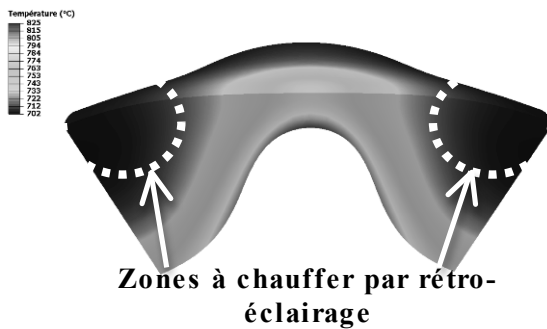


Figure 4 : Champ de température au sein de l'échangeur en vue latérale

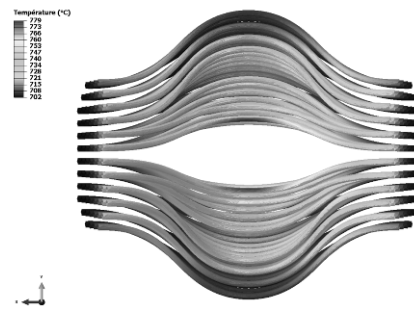


Figure 5 : Champ de température au niveau des tubes

2.3.2. Modélisation de l'ensemble récepteur en rétro-éclairage

Une première approche a été d'utiliser la fraction du flux gaussien non interceptée par la surface de l'échangeur (couronne de flux extérieur) pour le rétro-éclairage. Etant beaucoup trop faible, son rétro-éclairage n'a pas d'influence notable sur le champ de température de l'échangeur.

Dans l'optique de réduire les inégalités de flux induites par sa distribution gaussienne, l'échangeur a été percé en son centre, zone soumise à la plus forte densité de flux (Figures 6 et 7). Cette nouvelle géométrie permet ainsi d'homogénéiser directement le flux incident et de l'utiliser pour un rétro-éclairage. Des simulations ont été effectuées avec une ouverture au centre de l'échangeur d'un diamètre de 40 mm. Une optimisation de la forme du fond de la cavité a été menée selon les lois de l'optique dans le but d'irradier préférentiellement les surfaces les plus froides de l'échangeur (Figure 8).

L'ensemble constitué par le fond de la cavité, la surface de l'échangeur en vis-à-vis et la surface de passage du flux au niveau de l'ouverture, est considéré dans le modèle numérique comme une cavité rayonnante fermée, avec l'hypothèse d'une émission diffuse. Les valeurs des émissivités prises en compte sont les suivantes : 0.4 pour l'échangeur, 0.6 pour le fond de cavité, 1 pour les parois de l'ouverture (réflecteur parfait) et 0 pour la surface de passage du flux incident au niveau de l'ouverture (corps noir).

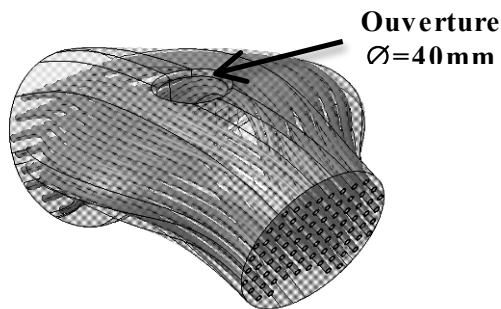


Figure 6 : Maquette 3D avec ouverture centrale

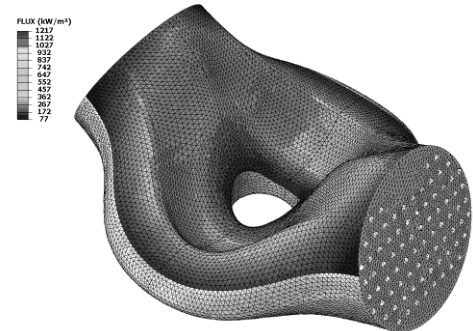


Figure 7 : Modèle 3D de l'échangeur avec flux gaussien appliqué en surface (Densité de flux plus importante au centre)

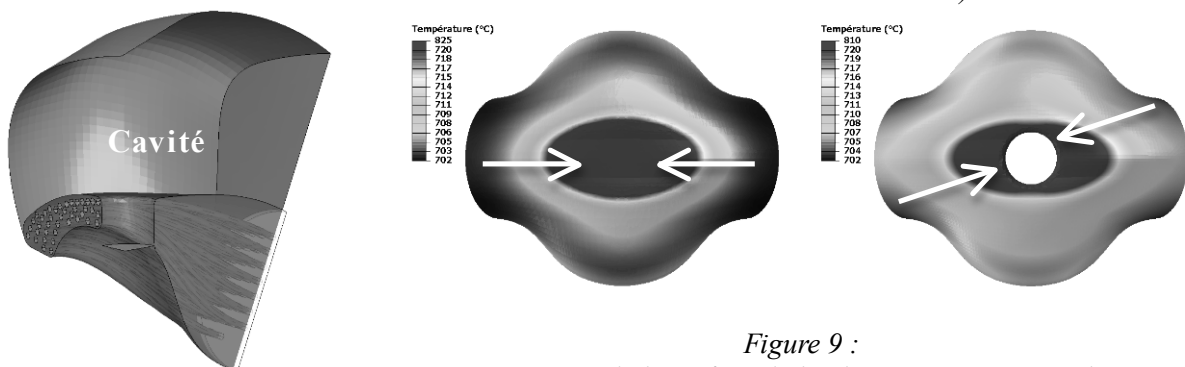


Figure 8 : Vue quart du modèle avec fond de cavité

Figure 9 :
 G - Température de la surface de l'échangeur non rétro-éclairé
 D - Température de la surface rétro-éclairée de l'échangeur
 (NB : la température augmente dans le sens des flèches)

Ces dispositions ont permis de réduire la température globale de l'échangeur de 15°C et d'augmenter celle des zones ciblées de 5°C (Figure 9). L'homogénéisation en température a été élevée de 12 %.

Il faut prendre en compte que plus il y a de surfaces optiques entre le rayonnement incident et sa destination finale, plus il y a de pertes énergétiques. En raison du faible gain apporté par le rétro-éclairage et de l'augmentation des pertes, son utilisation a été écartée.

Références

- [1] R-L. Chen, *Design, Construction, and Measurement of a Larger Solar Powered Thermoacoustic Cooler*, Pennsylvania State University, (2001).
- [2] J. A. Adeff, T. J. Hofler, *Design and construction of a solar-powered, thermoacoustically driven, thermoacoustic refrigerator*, Acoustical Society of America 139th Meeting Press Release. (Melville, New York, 26 avril 2000).

Remerciements

Cette étude a été menée dans le cadre du projet TACSOL financé par l'ANR -PRECOD