

**Rapport annuel 2003, 8 décembre 2003**

# Projet

## Compresseur Radial pour Pompe à Chaleur bi-étagée, Phase 2

Auteur et coauteurs	Jürg Schiffmann, Alex Molyneaux, Daniel Favrat
Institution mandatée	OFTTech SA, Laboratoire d'énergétique industrielle EPFL
Adresse	PSE – C 1015 Lausanne Suisse
Téléphone, e-mail, site Internet	+41 (0)21 693 8666, <a href="mailto:jurg.schiffmann@ofttech.com">jurg.schiffmann@ofttech.com</a> , <a href="http://www.oftech.com">www.oftech.com</a>
N° projet / n° contrat OFEN	100133 / 150164
Durée prévue du projet (de - à)	1 <sup>er</sup> mai 2003 – 30 avril 2004

**RÉSUMÉ**

Ce projet de recherche mené chez OFTTech SA et au Laboratoire d'Energétique industrielle sous le mandat de l'Office Fédéral de l'Energie vise le développement et l'analyse d'un compresseur radial à deux étages sur paliers à gaz pour des pompes à chaleur bi-étagés à moyenne et haute température. Le système visé n'aura pas besoin de lubrification par huile et sera hermétique. Dans une première phase achevée en novembre 2002 [1], une esquisse du compresseur bi-étagé a été établie et son efficacité calculée. Le présent projet couvre la réalisation et l'essai d'un prototype mono-étagé qui permettra de tester les paliers, le moteur électrique ainsi que la roue de compresseur (proof of concept).

Le design de l'unité de compression se subdivise en 4 parties essentielles: le design du rotor et des paliers, le design du moteur électrique, le design de la roue de compresseur et le design du système complet. Le design du rotor, des paliers ainsi que du moteur électrique a été achevé. Les parties paliers ainsi que du moteur électrique ont été mis en fabrication. Le design du compresseur est bien avancé et nécessite encore quelques calculs d'optimisation à l'aide d'un outil de simulation d'écoulement 3D. La construction du système de compression est en route.

Le but est de tester un premier prototype sans roue de compresseur en Février pour mesurer le comportement des paliers et du moteur électrique et permettra de finaliser sa régulation. Par la suite le compresseur sera monté sur l'arbre et des premiers essais de compresseur dans une boucle de pompe à chaleur mono-étagé sont prévus en Mars-Avril.



## 1 Buts du projet

Le projet Swiss Retrofit Heatpumps a comme but le développement de pompes à chaleur capables de se substituer à une chaudière au gaz ou au fioul en maisons individuelles. Pour cela elles doivent être capables de produire de l'eau chaude à une température suffisamment élevée pour permettre un chauffage avec des radiateurs de réseaux conventionnels existants. Un premier objectif est de produire de l'eau chaude à 60°C avec une augmentation de température de 10°C au moins avec une température de l'air extérieur de -12°C. La pompe à chaleur doit pouvoir délivrer une puissance de 10 kW au minimum.

Pour de telles applications les cycles bi-étagés sont les plus efficaces. L'inconvénient majeur de l'utilisation de compresseurs volumétriques (pistons, scroll, etc.) dans des cycles bi-étagés est la présence de l'huile de lubrification dans la boucle de réfrigération. Celle-ci non seulement pénalise l'évaporation mais nécessite aussi un système sophistiqué d'équilibrage de l'huile entre les deux compresseurs afin d'éviter qu'elle se concentre dans un compresseur seulement et que l'autre tourne à sec.

Le but global du projet de recherche vise le développement et l'analyse d'un compresseur radial à deux étages sur paliers à gaz pour des pompes à chaleur bi-étagés à moyenne et haute température. Le système visé n'aura pas besoin de lubrification par huile et sera hermétique. Dans une première phase achevée en novembre 2002 [1], une esquisse du compresseur bi-étagé a été établie et son efficacité calculée. Le présent projet couvre la réalisation et l'essai d'un prototype mono-étage qui permettra de tester les paliers, le moteur électrique ainsi que la roue de compresseur (proof of concept).

Les buts pour 2003 ont été: a) **Définition du cahier de charge du compresseur mono-étage**, b) **Design du rotor et des paliers**, c) **Design du moteur électrique**, d) **Design de la roue de compresseur**

## 2 Travaux effectués et résultats acquis

### 2.1 Définition du cahier de charge du compresseur mono-étage

Le cycle thermodynamique visé avec le compresseur bi-étage est celui d'une pompe à chaleur à deux étages avec un économiseur au niveau de pression intermédiaire. Le but du projet est la réalisation d'un compresseur mono-étage pour démontrer le concept tout en préparant la suite c'est à dire la réalisation d'un véritable compresseur bi-étage. Pour des questions de diminution de forces axiales il a été décidé de concevoir le compresseur mono-étage pour le fonctionnement en étage inférieur, comme montré dans la figure 1 ci-dessous:

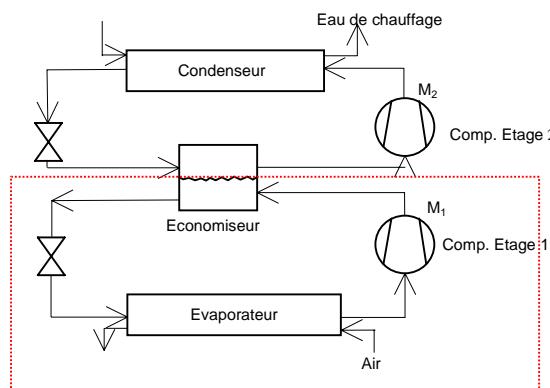


Figure 1: Schéma du cycle de pompe à chaleur visé.

Pour garantir un bon fonctionnement des paliers à gaz il leur faut une pression ambiante aussi constante que possible sur toute la plage de fonctionnement. Des simulations du cycle thermodynamique effectués lors de l'étude de faisabilité on démontré que la pression intermédiaire (pression de sortie du premier étage de compression) restait constante en tout point de fonctionnement. C'est pour cela que les paliers vont tourner à la pression intermédiaire du cycle c'est à dire autour des 5.5 bara (R134a).

## 2.2 Design du rotor et des paliers

Le rotor final sera composé de deux roues de compresseur, un moteur électrique, deux paliers radiaux et une butée axiale. Puisque plusieurs emplacements sur le rotor sont possibles les critères suivants ont été établis et un choix parmi plusieurs possibilités a été effectué:

- Une fréquence du mode en flexion aussi élevée que possible
- Faciliter l'usinage
- Faciliter l'assemblage
- Diminuer le nombre d'éléments
- Diminuer le coût de revient

La figure 2 ci-dessous montre un schéma du rotor. Sur la gauche se trouvent les deux roues en porta faut. Sur la droite toujours en porta faut il y a le moteur électrique. Au milieu se trouve le système rotor.

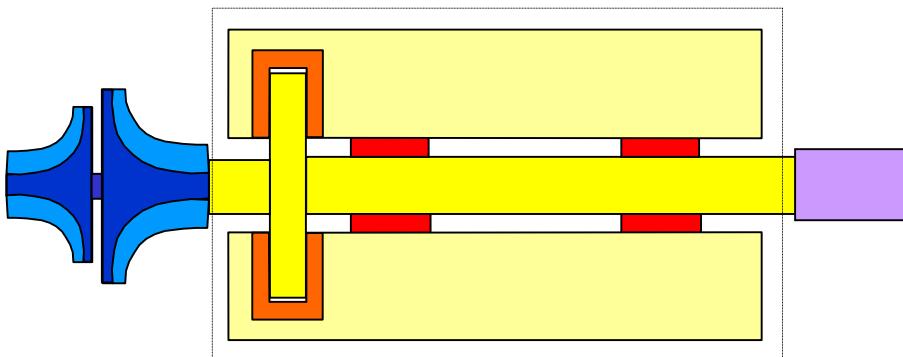
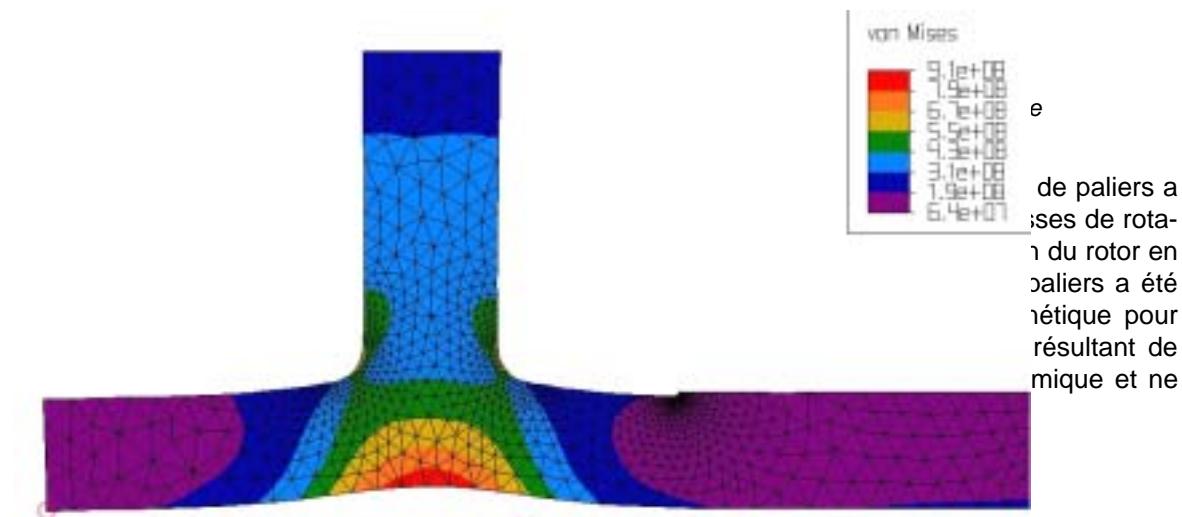


Figure 2: Schéma du rotor. A gauche se trouvent les deux roues de compresseur montés en "back to back", sur la droite toujours en porta faut le moteur électrique. Au milieu se trouve la système de paliers.

Ce layout de rotor permettrait de concevoir un rotor monobloc, c'est à dire que la butée et l'arbre soient usinées sur la même pièce. Cela permettrait de réduire le nombre de pièces, diminuerait les coûts de fabrication et faciliterait considérablement l'assemblage du rotor. Une telle réalisation pourrait être limitée par les contraintes induites aux bords entre le butée axiale et l'arbre. Pour répondre à cette question et afin de dimensionner la butée des analyses par éléments finis ont été effectuées. Cette analyse a en plus permis de maximiser le rayon de la butée dans le but d'améliorer la capacité de supporter des efforts radiaux et de dimensionner les rayons au joint arbre-butée pour diminuer les contraintes.

La figure 3 ci-dessous représente la distribution des contraintes de von Mises dans la région autour de la butée tournant à 250 krpm. Les contraintes maximales sont de 910 MPa, la matière choisie pour les paliers, le carbure de tungstène présente une contrainte de rupture de 2000 MPa laissant ainsi une marge de sécurité suffisante. Cette matière a déjà été utilisée et testée dans plusieurs applications de paliers à gaz. Des milliers de "stop & go" n'ont pas laissé de trace mesurable.



Le cahier de charge du moteur électrique est le suivant:

- 6 kW pour une courte durée de quelques jours par année
- 4 kW pour l'utilisation nominale
- Vitesse maximale de 240,000 t/min, et vitesse nominale de 180,000 t/min
- Refroidissement à disposition: R134a à 20 °C en phase liquide et vapeur
- Aussi petit que possible pour optimiser la dynamique du rotor.

La vitesse de rotation et la densité de puissance de ce moteur sont exceptionnelles. Pour finaliser le design un grand effort a été mis en place pour résoudre tous les problèmes liés à la modélisation des flux magnétiques, des contraintes mécaniques et thermiques et en particulier des pertes liés au frottement de la vapeur de réfrigérant dans l'entrefer rotor-stator.

Le design du moteur qui va être construit présente une longueur totale de 50 mm et un diamètre de stator de 52 mm. L'efficacité en pleine charge est estimée à 93%, à charge nominale elle devrait atteindre les 92%.

## 2.4 Design de la roue de compresseur

La pompe à chaleur devra être capable de travailler sur toute une plage de fonctionnement allant d'une température de l'air de -12°C à +12°C. La température de l'eau de chauffe doit atteindre 60°C lorsque l'air est à -12°C et 40°C à 12°C. La puissance maximale doit être livrée lorsqu'il fait le plus froid. Afin de faciliter le design de la roue de compresseur la plage de fonctionnement a été subdivisée en 5 points de fonctionnement caractéristiques. La figure 4 ci-dessous représente les

points de fonctionnement, les rapports de pression ainsi que les débits correspondants. La deuxième partie du tableau montre la vitesse de rotation ainsi que la géométrie idéale correspondante pour chaque point de fonctionnement.

	<b>A-12W60</b>	<b>A-7W55</b>	<b>A2W50</b>	<b>A7W45</b>	<b>A12W40</b>
Pin [bar]	1.4	1.7	2.4	2.9	3.5
PR [-]	4.2	3.3	2.4	2	1.7
m [g/s]	53	43	24	16	5
ns [-]	0.73	0.74	0.755	0.762	0.767
N [krpm]	186	205	258	299	458
D2 [mm]	24	18	13	10	7

Figure 4: Points de fonctionnement de la pompe à chaleur

Ceci montre clairement la divergence entre les points de fonctionnement: A basse température il faut un grand rapport de pression et beaucoup de puissance résultant en une roue tournant à relativement basse vitesse tandis qu'aux températures plus modérées moins de puissance donc moins de débit est demandé, résultant en une petite roue tournant très rapidement.

La procédure pour trouver un design commun a débuté avec une étude paramétrique permettant de définir des grandeurs impératifs tels que la vitesse de rotation, le diamètre extérieur de la roue et l'angle de sortie des aubes. Ces grandeurs sont déterminées par le rapport de pression maximal à atteindre et par les propriétés du réfrigérant (R134a).

Les outils de design à disposition sont un code 1D qui permet de définir les grandeurs à l'entrée et en sortie de compresseur et qui calcule les cartes de compresseur à partir de corrélations. La deuxième étape est un code 2D qui permet de définir la géométrie le long du canal et qui simule un écoulement non visqueux par la méthode MST (Multi Stream Tube analysis). Le troisième outil permet de faire des analyses 3D pour un écoulement visqueux. Lors de différents calculs de roue il s'est avéré que les codes 1D et 2D ne donnaient pas des réponses satisfaisantes en ce qui concerne les débits, les rapports de pressions ainsi que les rendements, ce qui nous a poussés à nous appuyer beaucoup plus sur la simulation 3D que prévu.

La figure 5 ci-dessous représente le résultats de la simulation 3D pour les trois points de fonctionnement les plus critiques. La première colonne de chaque point indique le régime en pompage et la deuxième le régime en blocage pour la même caractéristique:

	<b>A-12W60</b>		<b>A-7W55</b>		<b>A2W50</b>	
	Pompage	Blocage	Pompage	Blocage	Pompage	Blocage
N [krpm]	205	205	190	190	167	167
M2m [-]	1	0.85	0.93	0.46	0.84	0.37
M2rel [-]	0.61	0.84	0.67	1	0.57	1
Efficacité is	69	72	71	75	75	75
Pout [bar]	7.74	6.1	6.66	4.39	7.02	4.15
Mass flow [g/s]	19.6	33.9	37.3	47	37.8	55.1

Figure 5: Résultats de la simulation 3D des point de fonctionnement les plus critiques. La première colonne indique le point de fonctionnement en régime de pompage et la deuxième colonne le régime en blocage

La géométrie utilisée pour la simulation CFD a été définie auparavant en utilisant les codes 1D et 2D pour atteindre les débits et les rapports de pressions demandées par la pompe à chaleur. Les résultats des calculs 3D montrent bien que le débit n'est pas atteint au point A-12W60 et qu'il est nettement trop élevé au point A2W50. la conclusion est que le travail du design de la roue doit encore être affiné à l'aide du code 3D.

### 3 Collaboration nationale et internationale

Le projet "Compresseur radial pour Pompe à Chaleur bi-étagée" s'inscrit dans une série de projets mandatés par l'Office Fédéral de l'Energie visant le développement de pompes à chaleur pour le marché de retrofit (chaudières à mazout ou à gaz à remplacer). Dans le cadre de ce projet des collaborations se sont établies avec Satag AG (Arbon), Termogamma (Biasca), Fluid Film Device (Romsey UK).

### 4 Évaluation de l'année 2003 et perspectives pour 2004

Durant cette première phase du projet le développement du premier prototype mono-étage a bien avancé:

Un design du rotor et des paliers a été trouvé qui permet d'atteindre les vitesses de rotation demandées par le compresseur tout en minimisant les coûts de fabrication en vue d'une éventuelle production en série. Les éléments paliers ont été mis en fabrication et sont attendus en Janvier.

Un moteur électrique a été conçu pour délivrer la puissance et les vitesses nécessaires. La fabrication du moteur électrique sera lancé en fin Novembre et est attendu vers fin Janvier.

Une géométrie de roue a été proposée et sera optimisée dans les semaines à venir. La géométrie finale sera usinée en Janvier-Février.

Par la suite des dessins d'ensemble et de détail vont être mis en œuvre de manière à pouvoir usiner les pièces nécessaires en Décembre-Janvier. Le but est de tester un premier prototype sans roue de compresseur en Février pour mesurer le comportement des paliers et du moteur électrique et permettra de finaliser sa régulation. Par la suite le compresseur sera monté sur l'arbre et des premiers essais de compresseur dans une boucle de pompe à chaleur mono-étagé sont prévus en Mars-Avril.

### 5 Références

- [1] J.Schiffmann: **Compresseur Radial pour Pompe à Chaleur bi-étageée (Phase 1)**, Rapport final, Office fédéral de l'énergie, Novembre 2002, OFTTech SA Lausanne.