



HAL
open science

Conception et étude numérique d'un ventilateur centrifuge soufflant dans l'entrefer d'un moteur électrique ultra-compact et ultra-rapide

Joseph Labib, Florent Ravelet, Farid Bakir

► **To cite this version:**

Joseph Labib, Florent Ravelet, Farid Bakir. Conception et étude numérique d'un ventilateur centrifuge soufflant dans l'entrefer d'un moteur électrique ultra-compact et ultra-rapide. 22è Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-01189472

HAL Id: hal-01189472

<https://hal.science/hal-01189472>

Submitted on 1 Sep 2015

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.

Conception et étude numérique d'un ventilateur centrifuge soufflant dans l'entrefer d'un moteur électrique ultra-compact et ultra-rapide

J. LABIB, F. RAVELET, F. BAKIR

Laboratoire de DynFluid, Arts et Métiers ParisTech
151, Boulevard de l'Hôpital, 75013 Paris, FRANCE
joseph.antoun-labib@ensam.eu

Mots clefs : Écoulement de Taylor-Couette, moteurs électriques, refroidissement, grande vitesse, roue centrifuge

Résumé :

Le projet e-MECA : electro-Mécanique Embarquée à Compacité Améliorée, dont l'objectif est de concevoir une machine ultra compacte et ultra rapide à une puissance utile de 12Kw, trouve son application dans les véhicules mild et full hybrides. Ce type de machine présente en effet un fort potentiel de déploiement industriel en très grandes séries à des prix abordables. Pour ces machines, les pertes de charge liées aux écoulements dans le jeu ainsi que la connaissance de la distribution du transfert de chaleur constituent des enjeux essentiels pour les constructeurs. La présente étude porte sur le moyen de refroidissement des machines électriques ultra-compactes et ultra-rapides (50 000 rpm). D'un point de vue thermique, la problématique apparaît à vitesse basse, à 20 000 rpm. Afin d'éviter ce point critique et de ne pas dépasser 180°C, il faudrait un débit de $2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ avec un coefficient de transfert thermique $h = 550 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ sur l'extérieur de la machine.

Introduction :

La présente étude consiste à concevoir un ventilateur permettant d'obtenir ce débit. Le défi est de concevoir un ventilateur dans un milieu contraignant, autrement dit un ventilateur découplé du rotor qui, d'un côté aspire de l'air et l'autre le refoule dans une petite section (l'entrefer). Plusieurs configurations ont été réalisées en fonction de la position du ventilateur et de son rôle (aspirant ou soufflant). Une configuration adéquate a été choisie dans le cadre de la problématique décrite. Celle-ci consiste à avoir un ventilateur centrifuge à l'entrée de la machine, lequel refoulera l'air dans

l'entrefer entre le rotor et le stator pour pouvoir refroidir ce dernier. La machine est composée :

- *d'un rotor de diamètre 94 mm*
- *d'un stator de diamètre 96 mm*
- *d'une carcasse qui ne fait qu'un avec le stator*
- *d'un entrefer de 1 mm et une longueur de 37 mm.*

Résultats :

Cette conception est effectuée à l'aide d'un code de dimensionnement du laboratoire [1], [2]. La perte de charge à vaincre est une donnée d'entrée nécessaire au dimensionnement. Elle est liée à un écoulement de type Taylor-Couette dans le jeu plus un écoulement de type Poiseuille [3]. Un calcul numérique a été réalisé, à l'aide du code commercial "STARCCM+" sans ventilateur en imposant un débit de $2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ à l'entrée de la machine, en vue d'obtenir cette perte de charge.

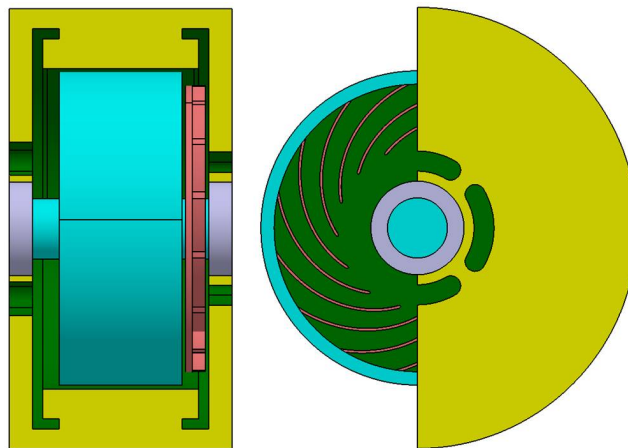


Figure 1: Représentation de la configuration adéquate pour la problématique décrite.

La seconde partie de la procédure consiste à dessiner une roue centrifuge à l'aide des données obtenues par le code commercial (débit, vitesse de rotation et perte de charge) dans le code du laboratoire. Avec ce dernier code, nous obtenons une géométrie de ventilateur permettant d'aboutir à une première solution. Toutefois, il est nécessaire d'adapter cette dernière solution, en fonction des contraintes de la machine, lesquelles sont :

- le jeu avant et arrière de la roue pour l'encombrement de la machine;
- le rayon maximum de la roue;
- la positionnement de l'entrée et la sortie de l'aspiration.

En fonction de ces contraintes, la première géométrie proposée du ventilateur est légèrement modifiée. Les paramètres modifiables sont ainsi les suivants :

- Rayon d'entrée R_1 de la roue
- Rayon de sortie R_2 de la roue
- Largeur d'entrée b_1
- Largeur de sortie b_2
- Angle d'entrée de l'aube β_1
- Angle de sortie de l'aube β_2 .

Lorsque le pré-dimensionnement du ventilateur est terminé et les paramètres satisfaisants, nous effectuons une CFD avec ventilateur. Cette deuxième simulation est réalisée en imposant une pression atmosphérique à l'entrée et la sortie de la machine sans imposer de débit. Le débit obtenu à la sortie de la machine par cette simulation est de $2,54 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

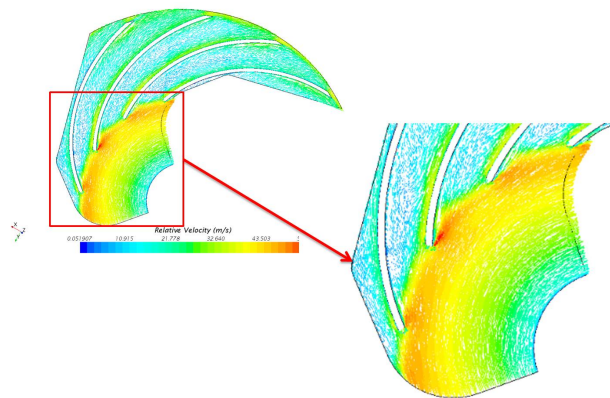


Figure 2: Les champs de vitesses relatives autour du ventilateur.

Nous pouvons constater dans la figure 2 des recirculations au niveau de l'entrée du ventilateur et quelques-unes au refoulement. Une modification de l'angle d'entrée pourra notamment, améliorer le rendement. La vorticité dans la figure 3 montre les endroits les plus perturbés et où il y a des recirculations

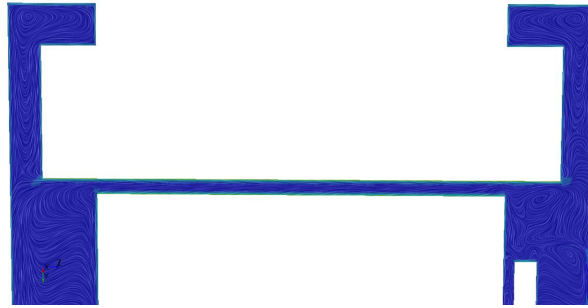


Figure 3: La vorticité autour du ventilateur à une coupe de 30 degrés et dans les deux côtés de la machine.

Conclusion :

Le couple obtenu par les frottements au niveau du rotor de la machine est de $4,6 \times 10^{-3}$ N.m. Ce qui nous donne une puissance consommée par le rotor de 9,7 W à 20 000 rpm. La puissance supplémentaire consommée par le ventilateur est de 27,8 W soit au total 37.5 W soit une consommation de moins de 1% de la puissance totale de la machine. Le rendement du ventilateur $\eta = Q\Delta P/P$ est égale à 25 % avec Q débit généré par le ventilateur, ΔP la perte de charge du ventilateur, et P la puissance consommée par le ventilateur. Seules quelques améliorations peuvent être apportées, à savoir au niveau l'angle d'entrée de l'aube pour augmenter le rendement du ventilateur et diminuer les recirculations dans la machine comme le montre la figure 2 et la figure 3. Les résultats obtenus par ce ventilateur sont satisfaisants au niveau du débit envoyé dans l'entrefer (le débit nécessaire pour refroidir la machine). Lors du fonctionnement à pleine vitesse (50 000 rpm), les simulations montrent que le ventilateur dégrade les performances, produisant proportionnellement plus de pertes pour la machine. Une solution est de ne pas coupler le ventilateur au même arbre que la machine.

Références :

- [1]ASUAJE, M., BAKIR, F., KOUIDRI, S., et al. Computer-aided design and optimization of centrifugal pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2005, vol. 219, no 3, p. 187-193..
- [2]KHELLADI, S., SARRAF, C., BAKIR, F., et al. Study of a high rotational speed shrouded centrifugal fan: Aerodynamics and effects of a shroud-associated cavity on the performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2010, vol. 224, no 5, p. 691-700.
- [3] FÉNOT, M., BERTIN, Y., DORIGNAC, E., et al. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. International Journal

of Thermal Sciences, 2011, vol. 50, no 7, p. 1138-1155.