



Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques

Hussain Nouri, Florent Ravelet, Farid Bakir

► To cite this version:

Hussain Nouri, Florent Ravelet, Farid Bakir. Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques. *La Houille Blanche - Revue internationale de l'eau*, 2014, 2014 (3), pp.16-26. 10.1051/lhb/2014023 . hal-01004372

HAL Id: hal-01004372

<https://hal.science/hal-01004372>

Submitted on 11 Jun 2014

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.

ÉTUDE EXPERIMENTALE DE L'ÉCOULEMENT ET DE L'INTERACTION ENTRE DEUX ROTORS CONTRAROTATIFS SUBSONIQUES

Hussain NOURI ⁽¹⁾, Florent RAVELET ⁽²⁾ et Farid BAKIR ⁽³⁾

⁽¹⁾Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: hussain.nouri@hotmail.fr

⁽²⁾Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: florent.ravelet@ensam.eu

⁽³⁾Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: farid.bakir@ensam.eu

Le développement de machines à forte vitesse spécifique et de taille réduite en régime subsonique suscite actuellement une forte demande dans de nombreux domaines industriels. Les machines à rotors contrarotatifs largement étudiées en aéronautique constituent une alternative efficace aux machines conventionnelles offrant de nombreux avantages : réduction de la vitesse de rotation, de l'encombrement radial et une grande flexibilité d'utilisation. Cependant, leur utilisation dans des applications subsoniques courantes nécessite une meilleure compréhension de leur fonctionnement et notamment de l'interaction inter-rotors pour mieux les concevoir. Ce travail a pour objectif d'étudier et de caractériser expérimentalement un étage contrarotatif fonctionnant en conduit, conçu avec le code de conception et d'analyse pour rotor et rotor-stator développé au laboratoire DynFluid, MFT auquel on a implémenté une méthode de conception simple et rapide pour dessiner le rotor aval. On analyse en particulier l'effet de la distance axiale entre les rotors et l'effet du rapport de leur vitesse. Cette étude met en évidence une nette amélioration des caractéristiques et du rendement global par rapport à une machine conventionnelle. Par ailleurs, plusieurs aspects de l'interaction entre les rotors sont mis en évidence à travers des mesures locales à proximité des rotors.

MOTS CLEFS : Turbomachine, ventilateur axial, rotors contrarotatifs, conception, étude expérimentale

EXPERIMENTAL STUDY OF THE FLOW AND THE INTERACTION IN-BETWEEN TWO COUNTER-ROTATING SUBSONIC AXIAL-FLOW FANS

Recently, the need for smaller axial fans with high specific speeds leads to the design of counter-rotating axial fans. The design of this kind of machines, which have promising aerodynamic performances, suffers from a lack of knowledge about their aerodynamics. Counter-rotating rotors, widely studied in aeronautics, are an effective alternative to conventional machines and offer many advantages: rotation ratio and diameter reduction, and high flexibility in use. However, a better understanding of their working and of the rotors interaction is required to enhance their design and to make them widely integrated in current applications. This experimental research work investigates on a ducted counter-rotating stage designed with a home code, MFT based on an inverse design method for rotors and rotor-stator stages, and to which a rapid and simple method is implemented to design the rear rotor. The study focuses on the effects of the rotation ratio and on the axial spacing between rotors. It highlights several aspects of the rotors interaction through global performance and local unsteady measurements.

KEY WORDS: Turbomachinery, axial-flow fan, counter-rotating rotors, design, experimental study.

I INTRODUCTION

Le développement de machines à forte vitesse spécifique et de taille réduite en régime subsonique suscite actuellement une forte demande dans de nombreux domaines industriels [Shigemitsu *et al.*, 2007; Shigemitsu *et al.*, 2010; Pin *et al.*, 2011]. Des machines conventionnelles amènent un rendement bas et génèrent un bruit aérodynamique relativement élevé: problème crucial pour des raisons de confort de l'utilisateur (ventilateurs d'ordinateurs) ou de discrétion acoustique (circulateurs de sous-marins). Une solution est d'utiliser des machines à deux rotors contrarotatifs. Les premières études réalisées sur ce type de configuration datent des années 1930 [Lesley, 1933 ; Lesley, 1939] et les premières applications sont apparues dans les domaines de l'aéronautique [Lesley, 1933; Playle, 1986] et la marine [Van Gunsteren, 1971 ; Chen, 1989]. Du fait de la réduction de la vitesse de rotation et d'une meilleure homogénéisation de l'écoulement en aval du rotor arrière, ces machines possèdent de meilleures performances énergétiques et aéroacoustiques.

Malgré leur fort potentiel, elles restent très peu utilisées dans les applications courantes, principalement à cause de la mauvaise connaissance de l'aérodynamique dans la zone de mélange entre les deux rotors, siège de structures très complexes produites par l'interaction d'écoulements instationnaires. Cependant, les quelques études déjà réalisées ont montrés une amélioration du rendement [Sharma, 1988 ; Sharma 1991] et une augmentation de la plage de fonctionnement en jouant sur le rapport des vitesses de rotation [Shigemitsu, 2005]. Un second paramètre semble également avoir son importance sur les performances globales et acoustiques mais encore peu étudié, la distance inter-rotors. En effet, augmenter cette dernière permet de faire diminuer le bruit engendré mais tend à diminuer les performances et le rendement. Par ailleurs, si on trouve dans la littérature quelques études sur le fonctionnement de ces machines, celles concernant le dimensionnement des rotors, notamment du second rotor, sont encore moins nombreuses.

L'objectif premier de ces travaux de recherche est de contribuer au développement d'une méthode de conception, rapide et fiable, des machines contrarotatives d'une part, et d'autre part d'étudier l'influence de deux nouveaux paramètres : rapport des vitesses et la distance axiale inter-rotors. Ces deux paramètres qui ont fait l'objet de cette thèse, ainsi que d'autres paramètres faisant l'objet d'une autre thèse en cours ont pour but de mieux comprendre leurs effets et in fine, d'affiner la méthode de conception initiale.

Le présent article présente une synthèse de cette étude expérimentale réalisée dans le cadre d'une thèse de doctorat [Nouri, 2012]. La méthode de conception, présentée au paragraphe deux, présente l'avantage d'être simple et rapide à mettre en place pour concevoir ce type de machines. Le paragraphe suivant décrit le dispositif expérimental ainsi que les différents moyens de mesures. Enfin, les principaux résultats concernant les performances globales et locales sont présentés au dernier paragraphe où on s'intéresse aux deux paramètres cités ci-dessus.

II METHODE DE CONCEPTION:

La géométrie des aubes des deux rotors est dessinée avec un code développé par le laboratoire DynFluid, MFT (Mixed Flow Turbomachinery) et auquel a été implémentée une méthode de conception spécialement pour dessiner le second rotor. Le cahier des charges pour le système contrarotatif, résumé dans le tableau 1 est le suivant: une élévation de pression totale de $\Delta p_t = 420$ Pa pour un débit volumique nominal de $Q_v = 1$ m³.s⁻¹ et une vitesse de rotation moyenne de $N = 1900$ rpm. Par ailleurs, on impose à l'étage contrarotatif un profil de vitesse purement axial en sortie de l'étage au débit nominal.

Tableau 1. Caractéristiques des rotors et de l'étage contrarotatif

	RR	R1	R2
Diamètre conduit (mm)	380	380	380
Rayon en haut de pale (mm)	187.5	187.5	187.5
Rayon en pied de pale (mm)	55	55	55
Nombre de pales Z	-	11	7
Δp_t (Pa)	420	260	160
N (tr/min)	1900	2000	1800
Q_v (m ³ .s ⁻¹)	1	1	-
Autres conditions	$\alpha_{2R2}(r) = 0^\circ$	Vortex constant	$\alpha_{1R2}(r) = \alpha_{2R1}(r)$ $V_{1R2}(r) = V_{2R1}(r)$

Les deux rotors sont obtenus suivant une méthode itérative :

- L'élévation de pression du rotor amont (R1) est initialement fixée et le rotor est conçu avec MFT, selon une méthode inverse avec l'hypothèse d'équilibre radial simplifié.
- Les performances de R1 sont analysées et vérifiées avec l'option Analyse de MFT (basée sur la méthode directe). Les effets de viscosité sont partiellement pris en compte par l'introduction d'une distribution de vitesse axiale tenant compte des effets des couches limites en pied et en périphérie de pale. Il est également possible de modifier manuellement certains paramètres tels que le nombre de pales, le facteur de diffusion, le calage etc. pour atteindre les performances souhaitées.
- L'élévation de pression totale de R1 est ensuite estimée par le code ainsi que les profils de vitesse axiale, de vitesse tangentielle et d'angles de sortie. Le rotor aval (R2) est alors dessiné en imposant en sortie de l'étage contrarotatif un profil de vitesse purement axial, c'est-à-dire $\alpha_{2R2}(r) = 0^\circ$ et en

supposant que les profils de vitesse en sortie de R1 et en entrée de R2 sont égaux. Ces hypothèses permettent d'estimer l'élévation de R2 par la relation d'Euler suivante :

$$\Delta_{ptR2} = \eta_{est} U_{mR2} V_{t2R1}, \quad (1)$$

Avec U_{mR2} , la vitesse d'entraînement calculée à mi-hauteur de la pale de R2 V_{t2R1} , la vitesse tangentielle en sortie de R1 et η_{est} , une valeur de rendement empirique, fixée à 60%.

➤ L'élévation de pression totale de l'étage est obtenue par la relation suivante :

$$\Delta_{pt} = \Delta_{ptR1} + \Delta_{ptR2}. \quad (2)$$

Si la valeur imposée par le cahier des charges n'est pas atteinte, on recommence la même méthode avec une nouvelle valeur de l'élévation de pression totale de R1.

L'effet de l'interaction inter-rotors et ceux de la distance axiale A ne sont pas pris en compte. Cependant, cette méthode est simple à mettre en place et permet de proposer une géométrie rapidement. La figure 1 montre les géométries obtenues.

Figure 1. Rotors amont et aval

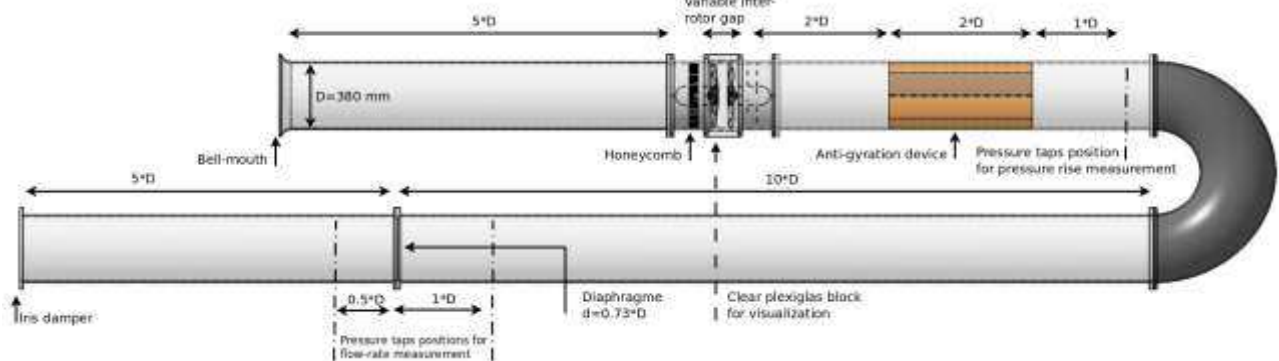


III DISPOSITIF EXPERIMENTAL

III.1 Banc d'essai

La figure 2 montre le dispositif d'essai AERO2FANS. Le banc répond aux exigences de la norme ISO-5801, « Essais aérauliques sur circuits normalisés », catégorie B. Il est constitué d'un tube de diamètre intérieur $D= 380$ mm et mesure six mètres de long (soit environ $16D$).

Figure 2. Banc d'essai AERO2FANS



Il permet de tracer la caractéristique d'un ventilateur pour une vitesse de rotation donnée en faisant varier la résistance du circuit aéraulique par variation du diamètre du diaphragme de sortie. En entrée, un pavillon d'aspiration permet de réduire les pertes de charge dans cette zone. Le rotor amont se trouve à $5D$ de l'entrée, placé juste après un nid d'abeille permettant d'homogénéiser l'écoulement et de se rapprocher au mieux de l'hypothèse d'écoulement axial en entrée de l'étage. Deux moteurs de type « brushless » de puissance 750W chacun, assurent la rotation des deux rotors et sont placés chacun dans un bloc-moteur de forme profilée afin de perturber au minimum l'écoulement, notamment en sortie de l'étage. Un redresseur d'écoulement en forme d'étoile, de longueur $2D$ et permettant d'éliminer la composante de giration, est placé à $2D$ de l'étage. En sortie du redresseur l'écoulement est donc essentiellement axial et est plus uniforme. Des prises de pression statique sont placées $1D$ en aval du redresseur pour mesurer l'élévation de pression réalisée. Un coude de 180° permet réduire l'encombrement du banc. Le débit, mesuré à $10D$ du coude de retour est obtenu au moyen d'un diaphragme en conduit de diamètre $0.73D$ placé avant un ventilateur de

refoulement. Ce ventilateur permet de réaliser la courbe de caractérisation de perte de charges du banc et d'atteindre des débits plus élevés lors des mesures des performances globales. Il n'a aucune influence sur ces dernières puisqu'il se trouve en dehors des zones de mesures d'élévation de pression et de débit. Enfin, à l'extrémité du banc, un diaphragme à iris permet de contrôler la section de refoulement et donc le débit.

III.2 Méthodes de mesures

Paramètres de contrôle : L'étude aborde en particulier l'influence de deux paramètres, la distance axiale inter-rotors ainsi que le rapport des vitesses de rotation, $\theta = N_{R2}/N_{R1}$. Six distances axiales, de $S = 10$ mm à 180 mm sont étudiées. Ramenées à la longueur de la corde à la mi-hauteur du rotor amont, on obtient des distances axiales relatives égales $A = [0.17, 0.34, 0.39, 0.86, 2.58, 3.10]$. La modification de cette distance se fait au moyen de différents blocs de différentes épaisseurs, placés entre les rotors. Sauf indication contraire, la valeur de la distance axiale relative est $A = 0.17$.

Quant au paramètre θ , ce dernier peut prendre toutes les valeurs possibles et n'est limité que par les moteurs pilotant les rotors. La valeur par défaut, celle de conception des rotors, est $\theta = 0.9$ avec des vitesses de rotation autour de 2000 rpm, et une excellente précision de ± 2 rpm.

Elévation de pression statique : D'après la norme ISO-5801, l'élévation de pression statique est définie comme la différence entre la pression statique en aval du ventilateur et la pression totale à l'entrée du banc (soit encore la pression atmosphérique, p_{atm}) :

$$\Delta p_s = p_{sRR2} - p_{atm} \quad (3)$$

Dans cet article, seulement l'élévation de pression statique est présentée et toutes les courbes de performances sont tracées avec cette définition. A cette différence de pression mesurée, on ajoute également la perte de charges (mesurée préalablement pour chaque débit sans les rotors et au moyen du ventilateur de refoulement) due principalement au nid d'abeille et au redresseur.

Dans la conception de l'étagé contrarotatif, on a imposé une vitesse purement axiale en sortie du rotor aval. En théorie, dans ces conditions et d'après le cahier des charges, l'élévation de pression statique de l'étagé est donc estimée à :

$$\Delta p_s = \Delta p_t - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_v}{\pi (D/2)^2} \right)^2 = 373 \text{ Pa.} \quad (4)$$

La pression atmosphérique, la température sèche et la température humide sont mesurées à chaque campagne d'essai ce qui permet de déterminer la masse volumique. Cette dernière varie en fonction des conditions d'essai d'environ $\pm 2.2\%$ par rapport à une masse volumique de l'air de référence (celle de MFT) fixée à $\rho_{air} = 1.2 \text{ kg.m}^{-3}$. Pour cette raison, et par souci d'homogénéité des résultats, l'élévation de pression mesurée est ramenée à la masse volumique de référence (celle de MFT) dans cette étude en la multipliant par ρ_{exp}/ρ_{air} , ρ_{exp} étant la masse volumique déterminée expérimentalement. Par ailleurs, les mesures d'élévation de pression statique sont réalisées avec une précision de ± 1 Pa. La correction des pertes ajoute également une erreur de ± 3 Pa. Enfin, l'erreur de mesure de la masse volumique est de 1%.

Mesures du débit volumique : Le débit volumique est obtenu par la mesure de la perte de charge singulière au niveau du diaphragme, Δp_{diaph} proportionnelle au débit :

$$Q_v \propto \sqrt{\Delta p_{diaph} / \rho} \quad (5)$$

L'incertitude relative de la mesure du débit est de l'ordre de $\pm 5\%$ au débit nominal.

Rendement statique : Le rendement statique, η_s est défini comme le rapport de la puissance aéraulique sur la puissance fournie par l'arbre moteur :

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s Q_v}{(T_{R1} \omega_{R1}) + (T_{R2} \omega_{R2})}, \quad (6)$$

où T et ω représentent respectivement le couple et la vitesse de rotation angulaire.

Le couple est mesuré directement par le servomoteur fourni avec le moteur. Une calibration au préalable

avait été réalisée avec un couple-mètre externe et a montré que la valeur fournie par ce servomoteur est précise à $\pm 0.5\%$. Enfin, l'incertitude relative du rendement est estimée à $\pm 1\%$.

Mesures de vitesse et visualisation de l'écoulement : Des mesures par vélocimétrie à effet de Doppler (LDV) ont permis d'obtenir les profils de vitesse entre les rotors et d'étudier l'écoulement dans cette zone. Par ailleurs, en parallèle de ces mesures locales et instationnaires, des mesures de l'angle absolu de l'écoulement sont réalisées au moyen d'une caméra rapide et d'une plaque plane fine placée en aval du rotor aval et pivotant autour d'un axe orienté dans la direction radiale du conduit. Cette méthode s'inspire des méthodes de visualisation par fils de laine utilisées en soufflerie. Un traitement d'images permet alors de déterminer l'angle absolu moyen et sa fluctuation autour de cette position moyenne.

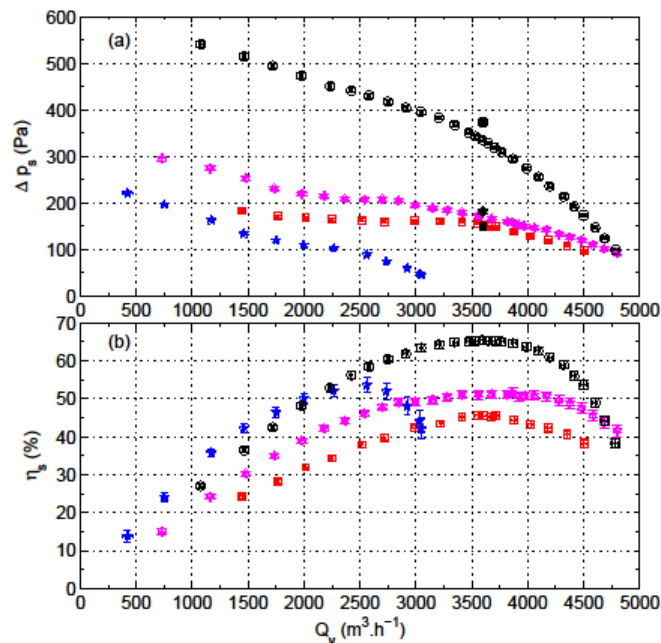
Mesures de fluctuations de pression pariétale : La mesure des fluctuations de pression en paroi permet d'explorer les instationnarités se produisant en paroi du conduit à partir de la transformée de Fourier. Ces mesures sont réalisées au moyen de quatre microphones acoustiques répartis de façon équidistante sur la circonférence du conduit. Ils sont placés en aval du rotor amont à différentes distances de celui-ci. L'acquisition du signal se fait simultanément sur les quatre microphones à la fréquence de 6 kHz.

IV PRINCIPAUX RESULTATS

IV.1 Performances globales de la configuration de référence : $\theta = 0.9$ et $A = 0.17$

Les courbes caractéristiques du rotor aval seul, du rotor amont seul et de l'étage contrarotatif sont montrées en figure 3. Sur cette même figure et à titre comparatif, est également présentée la courbe caractéristique d'un étage rotor-stator où le rotor est le rotor amont R1 fonctionnant avec son stator conçu avec MFT, voir [Nouri, 2012 ; Wang, 2013] pour une analyse plus approfondie. Les vitesses de rotation sont celles de conception : $N_{R1} = 2000$ rpm pour le rotor amont et $N_{R2} = 1800$ rpm pour le rotor aval. Le tableau 2 résume le débit nominal correspondant au rendement maximal, l'élévation de pression statique ainsi que le rendement maximal pour chacune des quatre courbes. Le rotor amont seul est caractérisé par une courbe de performance relativement plate. L'élévation de la pression statique est très proche de celle attendue au point nominal avec un rendement, relativement bas, de 45.7%. La courbe de performance du rotor aval montre une pente beaucoup plus élevée que celle du rotor amont. Le débit nominal est plus faible que le débit de conception et se situe autour de $Q_v = 2550 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ceci est cohérent avec un calage des pales plus élevé que sur le rotor amont, adapté à l'écoulement sortant du rotor amont. Enfin, l'étage contrarotatif montre une courbe avec une

Figure 3. Courbes de performances aux vitesses de conception



Courbes de performances globales en termes d'élévation de pression statique, (a) et de rendement statique, (b). ($\square$) pour R1, ($\star$) pour RS, ($\circ$) pour RR et ($\star$) pour R2. Les points de conception calculés par MFT sont désignés par : ($\blacksquare$) pour R1, ($\blackstar$) pour RSet ($\bullet$) pour RR.

pente également plus importante que celle du rotor amont et semble être parallèle à celle du rotor aval. Le débit nominal est très proche du débit de conception cependant, on constate un écart de l'ordre de -10% entre l'élévation de pression attendue et celle mesurée. Cet écart reste acceptable étant donné les hypothèses faites lors de la conception. Le premier constat positif concerne le rendement : l'étage contrarotatif permet de gagner environ 20 points par rapport au cas du rotor amont seul et 10 points par rapport à l'étage rotor-stator. Une autre caractéristique intéressante de cet étage est la forme de la courbe de rendement : elle présente une

Tableau 2. Performances globales au débit nominal

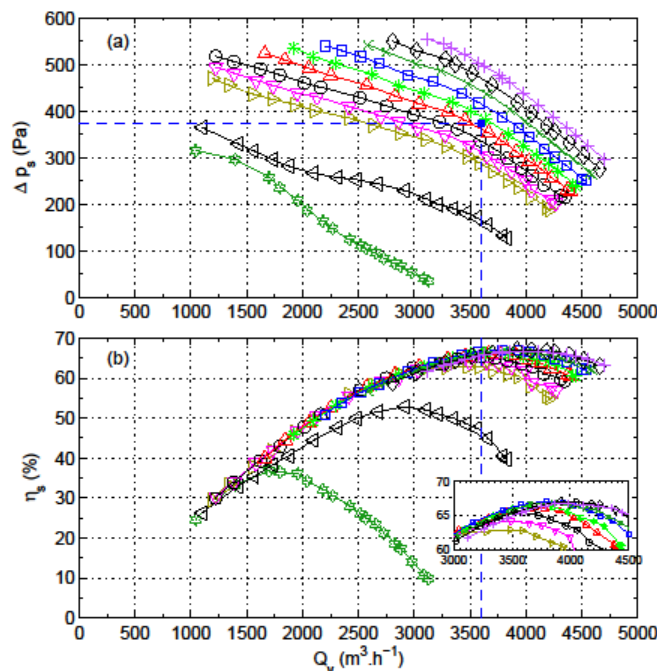
	R1	R2	RS	RR
Rendement maximal (%)	45.7 ±1	54.4 ±1	51.6 ±1	65.4 ±1
Débit nominal Q_v (m ³ .h ⁻¹)	3636 ±36	2520 ±36	3865 ±36	3600 ±36
Elévation de pression ΔP_s (Pa)	152 ±3	88 ±3	169 ±3	335 ±5

large plage de fonctionnement avec un rendement élevé et supérieur à 60%, approximativement entre 76% et 115% du débit nominal. Ce résultat est obtenu pour un seul rapport de rotation. Il est alors intéressant de voir de combien peut-on étendre cette plage de fonctionnement en faisant varier le rapport des vitesses des rotors et dans un second temps, quelle est l'influence de la distance axiale sur les performances de l'étage ?

IV.2 Influence du rapport des vitesses de rotation θ

Des essais réalisés pour une même distance axiale, $A=0.17$, mais à différentes valeurs de θ (avec $N_{R1}=2000$ rpm et constant) ont permis de tracer les courbes de performances de la figure 4. En augmentant la valeur de

Figure 4. Courbes de performances - influence du rapport des vitesses θ

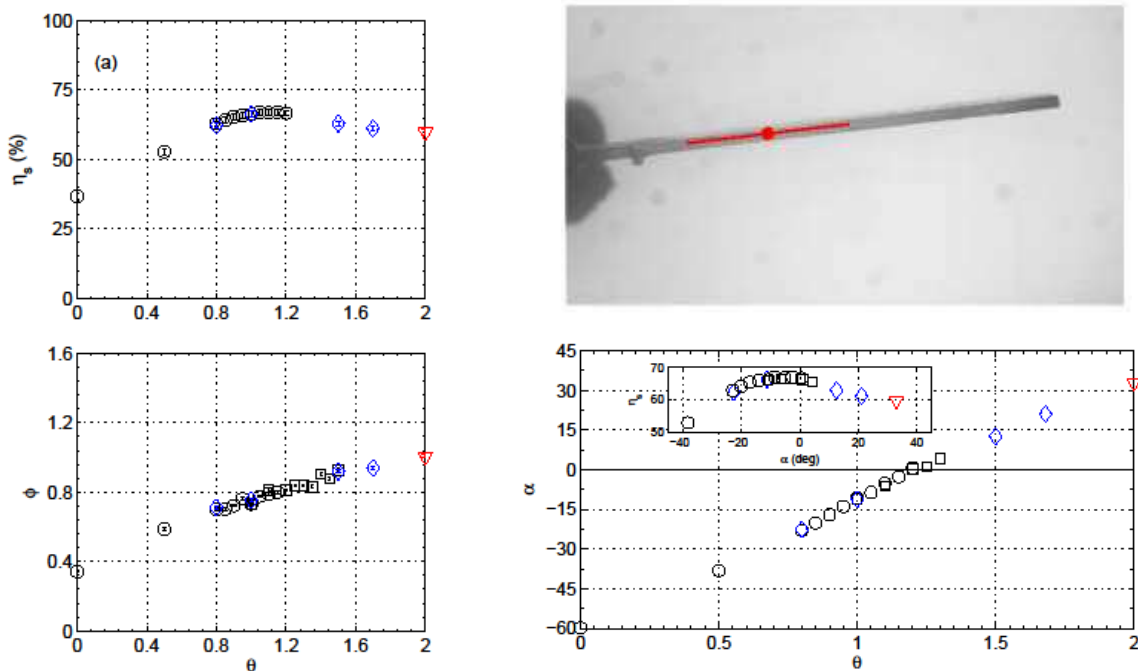


Courbes de performances en termes d'élévation de pression statique, (a) et de rendement statique, (b). La vitesse du rotor R1 est égale à $N_{R1}=2000$ rpm et $\theta \in [0; 1.2]$. ($\star$) : $\theta=0$, ($\triangleleft$) : $\theta=0.5$, ($\triangleright$) : $\theta=0.80$, (∇) : $\theta=0.85$, ($\circ$) : $\theta=0.90$, ($\triangle$) : $\theta=0.95$, ($\star$) : $\theta=1$, ($\square$) : $\theta=1.05$, ($\times$) : $\theta=1.1$, ($\diamond$) : $\theta=1.15$, (+) : $\theta=1.2$.

θ , le débit nominal se déplace vers la droite et l'élévation de pression augmente. Les courbes de rendement montrent l'existence d'un maximum obtenu pour une certaine valeur de θ . Cette valeur vaut $\theta=1.05$ au lieu de 0.9 comme souhaité lors de la conception. On voit également que pour de faibles valeurs de θ (0 et 0.5) l'étage est très peu performant avec un rendement n'excédant pas les 35%, ce qui est inférieur au rendement des rotors fonctionnant séparément, et les débits nominaux sont très loin de celui de conception. Par contre, sur la plage de $\theta \in [0.8; 1.2]$, c'est-à-dire pour $N_{R2} \in [1600; 2000]$ rpm et $N_{R1}=2000$ rpm, l'étage possède un bon rendement atteignant la valeur maximale de $67\% \pm 1\%$ pour $\theta \in [1.05; 1.15]$. Il est intéressant de noter que cette configuration de rotors offre la possibilité de fonctionner à débit constant et sur une large plage d'élévation de pression ou au contraire, de fonctionner à une élévation de pression constante sur une

large plage de débit tout en gardant un rendement relativement élevé et au dessus de 60%. Pour identifier clairement la valeur maximale du rendement en fonction de θ (et donc le maximum de maxima du rendement) il faudrait aller au-delà de $\theta = 1.2$ afin de bien distinguer le pic puis la diminution du rendement. Etant limité par la valeur de $\theta = 1.2$ pour $N_{RI} = 2000$ rpm (puissance des moteurs utilisés insuffisante), des essais à N_{RI} plus faibles mais pour des valeurs de θ allant jusqu'à 2 ont été réalisés. La courbe 5a) montre le rendement et les débits nominaux ramenés au débit de conception par similitude, en fonction de θ . D'après ces mesures, le rendement présente un maximum autour de $\theta = 1.15$. De plus, il est intéressant de noter de point de vue performance que même à $\theta = 2$, on conserve un rendement proche de 60%. Par ailleurs, la courbe 5b) montre pour la plage étudiée une tendance linéaire du débit nominal en fonction du paramètre θ . Une expérience simple à mettre en place a permis de donner une première explication sur l'écart de prédiction de θ donnant le rendement maximal. En effet, en plaçant une plaque plane rigide de petite taille, voir figure 5c), permettant de suivre l'évolution de la composante tangentielle de la vitesse suffisamment loin en aval de l'étage contrarotatif, l'angle de l'écoulement a pu être mesuré pour une certaine position radiale dans le conduit. La figure 5d) montre l'angle de l'écoulement en fonction de θ . Celui-ci s'annule pour θ proche de 1.2. Ceci signifierait qu'autour de cette valeur l'étage contrarotatif redresse le mieux l'écoulement, ce qui se traduit par un meilleur rendement.

Figure 5. Courbes de rendement, de débit et d'angle de sortie en fonction de θ



a) : évolution du rendement statique maximal en fonction du rapport de vitesses θ . b) : évolution du coefficient de débit nominal (correspondant au rendement maximal) en fonction du rapport de vitesses θ . ($\circ$: $N_{RI}=2000$ rpm, ($\square$) : $N_{RI}=1800$ rpm, ($\diamond$) : $N_{RI}=1600$ rpm, (∇) : $N_{RI}=1300$ rpm. c) : vue de dessus de la plaque plane indiquant la direction de l'écoulement. d) : évolution de l'angle de l'écoulement (repère absolu) en sortie de R2 en fonction du rapport des vitesses θ , et l'évolution du rendement en fonction de l'angle de sortie.

IV.3 Influence de la distance axiale A

Performances globales : La figure 6 montre l'influence de la distance axiale sur les performances globales de l'étage contrarotatif aux vitesses de conception, soit $\theta = 0.9$ et $N_{RI} = 2000$ rpm. En augmentant la distance axiale, on observe une légère diminution des performances, de l'ordre de 5%, ainsi qu'une diminution du rendement d'environ deux points. Cependant, la distance axiale dans la plage étudiée, ne semble avoir qu'une faible influence sur les performances globales. Cela signifierait également que l'angle de l'écoulement entrant dans le rotor aval et par conséquent, les profils des vitesses axiale et tangentielle, ne sont pas beaucoup modifiés sur ces distances. Ces derniers sont présentés au paragraphe suivant.

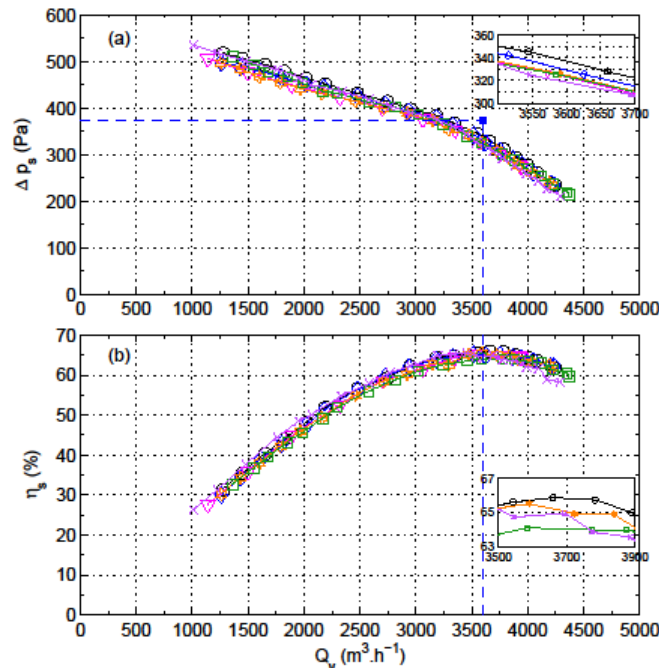
Profils des vitesses moyennes dans la zone inter-rotors : Les composantes de la vitesse, obtenues par vélocimétrie laser à effet Doppler et adimensionnée par la vitesse périphérique $V_{tip} = 2\pi R_{tip}N_{RI}/60$, sont comparées avec celles prédites par MFT dans la figure 7. On retrouve les mêmes tendances entre les profils mesurés et les profils de conception. On note également des écarts de vitesse, notamment pour la composante axiale où apparaît un déficit de vitesse près du moyeu et des vitesses plus élevées dans la moitié supérieure

de la pale. Ces écarts s'expliquent par des effets de couches limites et des zones de recirculation (caractérisés par des vitesses axiales négatives) au niveau du moyeu non pris en compte par le code MFT. Ces effets indésirables sont amplifiés en augmentant la distance axiale de $A=0.17$ à $A=3.1$: sur la composante axiale, on voit que la majorité du débit passe à travers la partie supérieure alors que le zone de recirculation tend à augmenter au pied de la pale.

La composante tangentielle possède la même forme que celle prédite par MFT. Cependant, pour le cas où $A=0.17$, il semble que la proximité du second rotor tournant en sens inverse et non pris en compte dans MFT, tend à freiner la composante tangentielle. Ainsi, tout le profil est décalé vers la gauche. En éloignant les rotors, le profil de la composante tangentielle se rapproche de plus en plus de celui de MFT.

La figure 8 présente les profils de vitesse pour les mêmes distances axiales mais en amont du rotor aval. On observe que c'est essentiellement la vitesse tangentielle qui se dégrade lorsque les rotors sont éloignés et

Figure 6. Courbes de performances - influence de la distance inter-rotors A



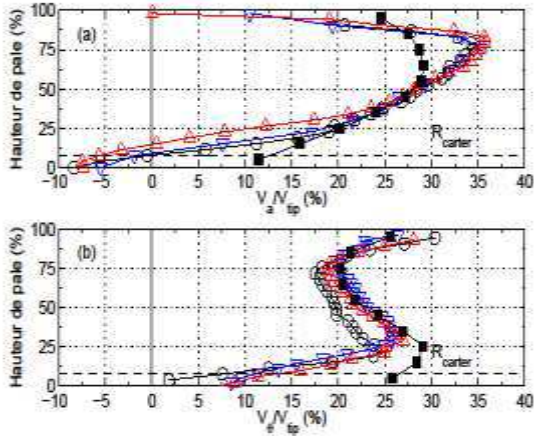
Courbes de performances en termes d'élévation de pression statique, (a) et de rendement statique, (b) pour différentes distances axiales. La vitesse du rotor R1 est $N_{R1} = 2000$ rpm et $\theta = 0.9$. (○) : $A=0.17$, (◇) : $A=0.34$, (▽) : $A=0.69$, (☆) : $A=0.86$, (□) : $A=2.58$, (×) : $A=3.1$.

tend à s'homogénéiser. La composante axiale varie également avec une augmentation en haut de pale et une diminution en bas de pale ce qui indiquerait une augmentation de la zone de recirculation. Malgré ces évolutions des profils, le calcul de l'angle de l'écoulement entrant dans le rotor aval donne des valeurs proches de celles de MFT. Ceci expliquerait pourquoi même à $A=3.1$ l'étage contrarotatif en conduit conserve ses performances.

Mesures des fluctuations de pression pariétale dans la zone inter-rotors : L'analyse de la fluctuation de la pression pariétale permet de caractériser l'écoulement en paroi du conduit et de détecter notamment la présence de structures cohérentes au sein de l'écoulement. Ce paragraphe présente les résultats d'analyses fréquentielles de deux cas de figure avec des distances inter-rotors égales à $A=0.17$ et $A=2.86$, le but étant de mettre en évidence l'effet du second rotor sur le premier et leur interaction. Dans chacun des cas les microphones sont situés à 5 mm en aval du rotor amont et donc seule la distance inter-rotors varie.

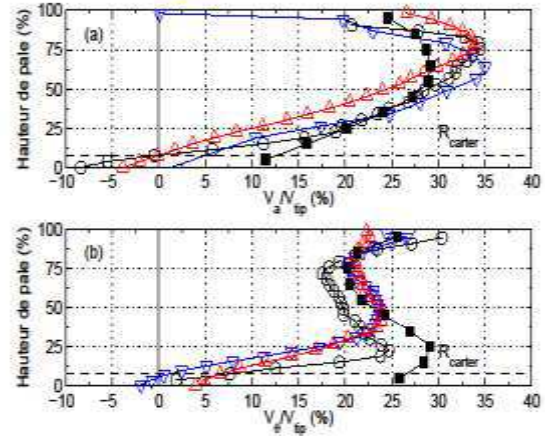
La figure 9 montre le spectre des fréquences pour les deux distances. Dans le cas où les rotors sont suffisamment proches, on observe un spectre plus riche en fréquences, des amplitudes plus élevées ainsi qu'un rapport signal sur bruit plus important. Parmi ces fréquences, on distingue les fréquences de passages de pales (BPF) du rotor amont $f_{R1} = 11 \cdot 2000 / 60 = 367$ Hz et ses harmoniques ainsi que les fréquences de passages de pales du rotor aval, $f_{R2} = 7 \cdot 1800 / 60 = 210$ Hz et ses harmoniques. Malgré une vitesse de rotation plus faible pour le rotor aval, on observe sur ce spectre des niveaux plus élevés pour les fréquences de passage de pales du rotor aval. En effet, le rotor aval possède moins de pales que le premier et réalise plus d'élévation de pression statique (en supposant que le rotor amont travaille de la même manière avec et sans le second rotor). Les pales du rotor aval sont alors plus chargées et ceci se traduit par des niveaux plus élevés. En éloignant les rotors, seules les fréquences de passages de pales du rotor amont sont présentes (qui

Figure 7. Profils de vitesses en aval de R1



Profils des vitesses axiale et tangentielle par LDV, à $d=5$ mm de R1. $N_{R1}=2000$ rpm et $\theta=0.9$ au débit nominal $Q_v=3600$ m³.h⁻¹. (■): MFT, (○): $A=0.17$, (▽): $A=0.86$ et (△): $A=3.1$. $V_{tip}=39.3$ m.s⁻¹.

Figure 8. Profils de vitesses en amont de R2



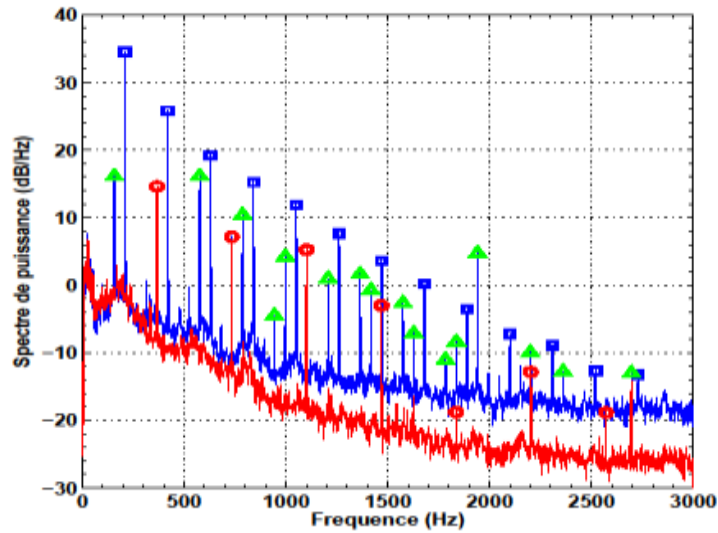
Profils des vitesses axiale et tangentielle par LDV, à $d=5$ mm de R2. $N_{R1}=2000$ rpm et $\theta=0.9$ au débit nominal $Q_v=3600$ m³.h⁻¹. (■): MFT, (○): $A=0.17$, (▽): $A=0.86$ et (△): $A=3.1$. $V_{tip}=39.3$ m.s⁻¹.

sont superposées sur celles du cas $A=0.17$). Enfin, pour le cas où la distance A est faible, on observe d'autres pics dont la valeur des fréquences est de la forme :

$$f = m f_{R1} + n f_{R2}, \quad (7)$$

avec m et n des entiers réels. Le même type d'analyse a été également réalisé sur des mesures LDV sur plusieurs rayons et montre également le même type d'interaction inter-rotors. Ces phénomènes sont présents non seulement en paroi mais également sur une partie voire toute la hauteur de la pale. Il en découle que les niveaux de fluctuations de pression pariétale, représentatifs du bruit engendré, diminuent considérablement en augmentant la distance inter-rotors et l'interaction entre les rotors disparaît.

Figure 9. Densité spectrale de puissance



Densité spectrale de puissance du signal de fluctuation de pression pariétale à $d=5$ mm du rotor R1 pour $A=0.17$ (bleu) et $A=2.58$ (rouge). $N_{R1}=2000$ rpm et $\theta=0.9$. (○): BPF de R1, (□): BPF de R2 et (△): BPF d'interaction entre R1 et R2.

V CONCLUSIONS

Cette étude a permis de proposer une méthode de conception de rotors contrarotatifs présentant l'avantage d'être facile et rapide à mettre en place. Contrairement aux précédentes études, le rotor aval est dimensionné en fonction du rotor amont. L'étage conçu réalise une élévation de pression 10% inférieure à celle du cahier des charges. Cependant, il permet un gain significatif de 20 points en termes de rendement par rapport à un rotor seul et de 10 points par rapport à un étage rotor-stator.

En outre, ce travail a mis en évidence l'influence de deux paramètres : l'effet du rapport des vitesses et celui

de la distance inter-rotors. L'étude du premier paramètre a montré la flexibilité du système contrarotatif avec des larges plages de fonctionnement tout en conservant un rendement élevé, ce qui va dans le sens des résultats observés par d'autres équipes de recherche. Celle du second paramètre, moins étudiée jusqu'à présent, a permis de voir qu'en configuration conduit et en éloignant les deux rotors jusqu'à une distance relativement grande, les performances globales et le rendement restent élevés malgré une légère diminution. Ce point est particulièrement intéressant du point de vue acoustique, puisque pour des applications où l'encombrement axial n'est pas une contrainte, cet agencement de rotors permet d'avoir un étage plus silencieux en diminuant l'interaction entre les rotors et en réduisant les vitesses de rotation par rapport à un rotor seul ou un étage rotor-stator à performances égales.

Le laboratoire DynFluid poursuit des recherches sur l'optimisation et la conception des machines contrarotatives en investiguant de nouveaux paramètres. Trois nouveaux étages avec différentes conceptions sont actuellement à l'étude dans le cadre d'un deuxième doctorat [Wang², 2013].

VI REFERENCES

- Shigemitsu, A., Watanabe, T., Furukawa, S. (2007). - Performance test and flow measurement of contrarotating axial flow pump. *Journal of Thermal Science*, **16(1)**:7–13.
- Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Okabe, Y. (2010). - Performance and flow condition of small-sized axial fan and adoption of contra-rotating rotors. *Journal of Thermal Science*, **19**:1–6.
- Pin, L., Yingzi, J., Yanping, W. (2011). - Effects of rotors structure on performance of small size axial flow fans. *Journal of Thermal Science*, **20**:205–210.
- Lesley, E. (1933). - Experiments with a counter-propeller. NASA, Tech. Rep. 453.
- Lesley, E., (1939). - Tandem air propellers. NASA, Tech. Rep. 689.
- Playle, S. C., D.Korkan, K., Von Lavante, E. (1986). - A numerical method for the design and analysis of counter-rotating propellers. *Journal of Propulsion*, **2**.
- Van Gunsteren L.A. (1971). - Application of momentum theory in contra-rotating propellers. *International Shipbuilding Progress*.
- Chen, B. Y.-H., and Reed, A. M. (1989). - A design method and an application for contrarotating propellers. David Taylor Research Center, Tech. rep.
- Sharma, P., Jain, Y., Pundhir, D. (1988). - A study of some factors affecting the performance of a contrarotating axial compressor stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Power and process engineering*, **202**:15–21.
- Sharma, P., Pundhir, D., Chaudhry, K. (1991). - A study of aeroacoustic performance of a contra-rotating axial flow compressor stage. *Def Sci Journal*, **41**:165–180.
- Shigemitsu, T., Furukawa, A., Watanabe, S., Okuma, K. (2005). - Air/water two-phase flow performance of contra-rotating axial flow pump and rotational speed control of rear rotor. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Houston, Texas, USA, **1**: 1069–1074.
- Nouri, H. (2012). - Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques. Thèse de doctorat en mécanique. Paris, Arts et Métiers ParisTech.
- Wang, J., Ravelet, F., Bakir, F. (2013). - Experimental comparison between a counter-rotating axial-flow fan and a conventional rotor-stator stage. *10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta-Finlande*.
- Wang², J., Ravelet, F., Bakir, F., Sarraf, C. (2013). - Influence de la répartition de la charge sur les performances d'une turbomachine axiale contrarotative. *21è Congrès Français de Mécanique, Bordeaux-France*.