



### **Science Arts & Métiers (SAM)**

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers ParisTech researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>  
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/8509>

#### **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 - Vol. 2014, n°3, p.13-26 - 2014

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository  
Administrator : [archiveouverte@ensam.eu](mailto:archiveouverte@ensam.eu)



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

Hussain NOURI<sup>(1)</sup>, Florent RAVELET<sup>(2)</sup> et Farid BAKIR<sup>(3)</sup>

<sup>(1)</sup>Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: [hussain.nouri@hotmail.fr](mailto:hussain.nouri@hotmail.fr)

<sup>(2)</sup>Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: [florent.ravelet@ensam.eu](mailto:florent.ravelet@ensam.eu)

<sup>(3)</sup>Laboratoire DynFluid (Arts et Métiers ParisTech –Paris) - e-mail: [farid.bakir@ensam.eu](mailto: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.

## 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.

50 Malgré leur fort potentiel, elles restent très peu utilisées dans les applications courantes, principalement à  
 51 cause de la mauvaise connaissance de l'aérodynamique dans la zone de mélange entre les deux rotors, siège  
 52 de structures très complexes produites par l'interaction d'écoulements instationnaires. Cependant, les  
 53 quelques études déjà réalisées ont montrés une amélioration du rendement [Sharma, 1988 ; Sharma 1991] et  
 54 une augmentation de la plage de fonctionnement en jouant sur le rapport des vitesses de rotation [Shigemitsu,  
 55 2005]. Un second paramètre semble également avoir son importance sur les performances globales et  
 56 acoustiques mais encore peu étudié, la distance inter-rotors. En effet, augmenter cette dernière permet de  
 57 faire diminuer le bruit engendré mais tend à diminuer les performances et le rendement. Par ailleurs, si on  
 58 trouve dans la littérature quelques études sur le fonctionnement de ces machines, celles concernant le  
 59 dimensionnement des rotors, notamment du second rotor, sont encore moins nombreuses.

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

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

### 71 III MÉTHODE DE CONCEPTION:

72 La géométrie des aubes des deux rotors est dessinée avec un code développé par le laboratoire DynFluid,  
 73 MFT (Mixed Flow Turbomachinery) et auquel a été implémentée une méthode de conception spécialement  
 74 pour dessiner le second rotor. Le cahier des charges pour le système contrarotatif, résumé dans le tableau 1  
 75 est le suivant: une élévation de pression totale de  $\Delta p_t = 420$  Pa pour un débit volumique nominal de  $Q_v = 1$   
 76  $m^3 \cdot s^{-1}$  et une vitesse de rotation moyenne de  $N = 1900$  rpm. Par ailleurs, on impose à l'étage contrarotatif un  
 77 profil de vitesse purement axial en sortie de l'étage au débit nominal.

78

**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
$\Delta p_t$ (Pa)	420	260	160
N (tr/min)	1900	2000	1800
$Q_v$ ( $m^3 \cdot s^{-1}$ )	1	1	-
Autres conditions	$\alpha_{2R2}(r) = 0^\circ$	Vortex constant	$\alpha_{1R2}(r) = \alpha_{2R1}(r)$ $V_{1R2}(r) = V_{2R1}(r)$

79

80 Les deux rotors sont obtenus suivant une méthode itérative :

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

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

$$93 \quad \Delta_{ptR2} = \eta_{est} U_{mR2} V_{t2R1}, \quad (1)$$

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

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

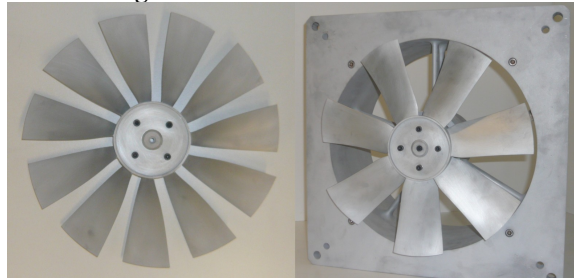
$$97 \quad \Delta_{pt} = \Delta_{ptR1} + \Delta_{ptR2}. \quad (2)$$

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

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

103

**Figure 1. Rotors amont et aval**



104

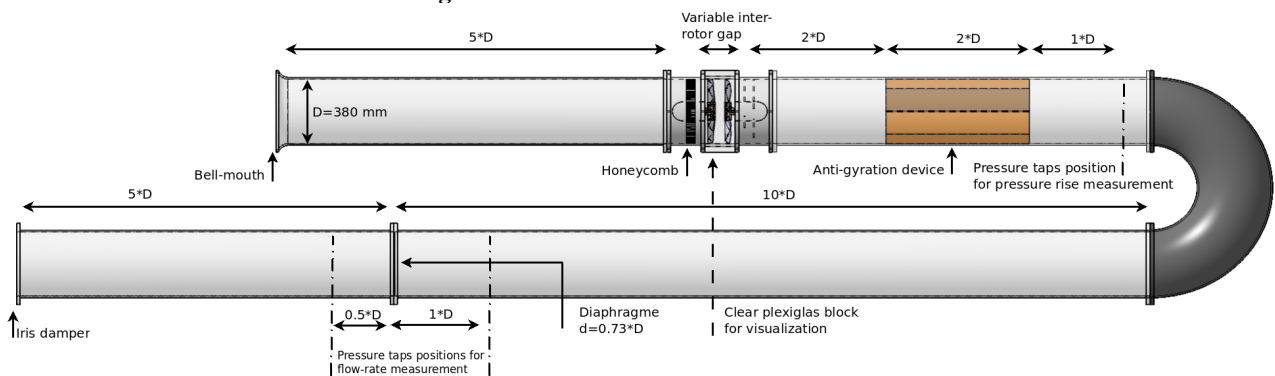
### 105 III DISPOSITIF EXPERIMENTAL

#### 106 III.1 Banc d'essai

107 La figure 2 montre le dispositif d'essai AERO2FANS. Le banc répond aux exigences de la norme ISO-  
 108 5801, « Essais aérauliques sur circuits normalisés », catégorie B. Il est constitué d'un tube de diamètre  
 109 intérieur  $D=380$  mm et mesure six mètres de long (soit environ  $16D$ ).

110

**Figure 2. Banc d'essai AERO2FANS**



111

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

124refoulement. Ce ventilateur permet de réaliser la courbe de caractérisation de perte de charges du banc et  
 125d'atteindre des débits plus élevés lors des mesures des performances globales. Il n'a aucune influence sur ces  
 126dernières puisqu'il se trouve en dehors des zones de mesures d'élévation de pression et de débit. Enfin, à  
 127l'extrémité du banc, un diaphragme à iris permet de contrôler la section de refoulement et donc le débit.

### 128III.2 Méthodes de mesures

129Paramètres de contrôle : L'étude aborde en particulier l'influence de deux paramètres, la distance axiale  
 130inter-rotors ainsi que le rapport des vitesses de rotation,  $\theta = N_{R2}/N_{R1}$ . Six distances axiales, de  $S = 10$  mm à  
 131180 mm sont étudiées. Ramenées à la longueur de la corde à la mi-hauteur du rotor amont, on obtient des  
 132distances axiales relatives égales  $A = [0.17, 0.34, 0.39, 0.86, 2.58, 3.10]$ . La modification de cette distance se  
 133fait au moyen de différents blocs de différentes épaisseurs, placés entre les rotors. Sauf indication contraire,  
 134la valeur de la distance axiale relative est  $A = 0.17$ .

135Quant au paramètre  $\theta$ , ce dernier peut prendre toutes les valeurs possibles et n'est limité que par les moteurs  
 136pilotant les rotors. La valeur par défaut, celle de conception des rotors, est  $\theta = 0.9$  avec des vitesses de  
 137rotation autour de 2000 rpm, et une excellente précision de  $\pm 2$  rpm.

138

139Elévation de pression statique : D'après la norme ISO-5801, l'élévation de pression statique est définie  
 140comme la différence entre la pression statique en aval du ventilateur et la pression totale à l'entrée du banc  
 141(soit encore la pression atmosphérique,  $p_{atm}$ ) :

$$142 \quad \Delta p_s = p_{sRR2} - p_{atm} . \quad (3)$$

143Dans cet article, seulement l'élévation de pression statique est présentée et toutes les courbes de  
 144performances sont tracées avec cette définition. A cette différence de pression mesurée, on ajoute également  
 145la perte de charges (mesurée préalablement pour chaque débit sans les rotors et au moyen du ventilateur de  
 146refoulement) due principalement au nid d'abeille et au redresseur.

147Dans la conception de l'étage contrarotatif, on a imposé une vitesse purement axiale en sortie du rotor aval.  
 148En théorie, dans ces conditions et d'après le cahier des charges, l'élévation de pression statique de l'étage est  
 149donc estimée à :

$$150 \quad \Delta p_s = \Delta p_t - \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q_v}{\pi(D/2)^2} \right)^2 = 373 \text{ Pa} . \quad (4)$$

151La pression atmosphérique, la température sèche et la température humide sont mesurées à chaque campagne  
 152d'essai ce qui permet de déterminer la masse volumique. Cette dernière varie en fonction des conditions  
 153d'essai d'environ  $\pm 2.2\%$  par rapport à une masse volumique de l'air de référence (celle de MFT) fixée à  $\rho_{air} =$   
 1541.2 kg.m<sup>-3</sup>. Pour cette raison, et par souci d'homogénéité des résultats, l'élévation de pression mesurée est  
 155ramenée à la masse volumique de référence (celle de MFT) dans cette étude en la multipliant par  $\rho_{exp}/\rho_{air}$ ,  $\rho_{exp}$   
 156étant la masse volumique déterminée expérimentalement. Par ailleurs, les mesures d'élévation de pression  
 157statique sont réalisées avec une précision de  $\pm 1$  Pa. La correction des pertes ajoute également une erreur de  $\pm$   
 1583Pa. Enfin, l'erreur de mesure de la masse volumique est de 1%.

159

160Mesures du débit volumique : Le débit volumique est obtenu par la mesure de la perte de charge singulière au  
 161niveau du diaphragme,  $\Delta p_{diaph}$  proportionnelle au débit:

$$162 \quad Q_v \propto \sqrt{\Delta p_{diaph} / \rho} . \quad (5)$$

163L'incertitude relative de la mesure du débit est de l'ordre de  $\pm 5\%$  au débit nominal.

164

165Rendement statique : Le rendement statique,  $\eta_s$  est défini comme le rapport de la puissance aéraulique sur la  
 166puissance fournie par l'arbre moteur :

$$167 \quad \eta_s = \frac{\Delta P_s Q_v}{(T_{R1} \omega_{R1}) + (T_{R2} \omega_{R2})} , \quad (6)$$

168où  $T$  et  $\omega$  représentent respectivement le couple et la vitesse de rotation angulaire.

169Le couple est mesuré directement par le servomoteur fourni avec le moteur. Une calibration au préalable

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

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

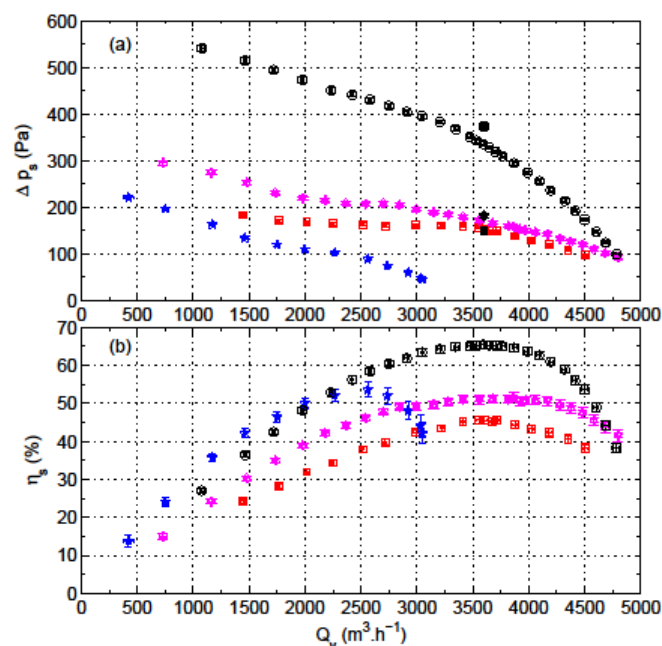
179 Mesures de fluctuations de pression pariétale : La mesure des fluctuations de pression en paroi permet  
 180 d'explorer les instationnarités se produisant en paroi du conduit à partir de la transformée de Fourier. Ces  
 181 mesures sont réalisées au moyen de quatre microphones acoustiques répartis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

## 184 IV PRINCIPAUX RÉSULTATS

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

186 Les courbes caractéristiques du rotor aval seul, du rotor amont seul et de l'étage contrarotatif sont montrées  
 187 en figure 3. Sur cette même figure et à titre comparatif, est également présentée la courbe caractéristique  
 188 d'un étage rotor-stator où le rotor est le rotor amont R1 fonctionnant avec son stator conçu avec MFT, voir  
 189 [Nouri, 2012 ; Wang, 2013] pour une analyse plus approfondie. Les vitesses de rotation sont celles de  
 190 conception :  $N_{R1} = 2000$  rpm pour le rotor amont et  $N_{R2} = 1800$  rpm pour le rotor aval. Le tableau 2 résume le  
 191 débit nominal correspondant au rendement maximal, l'élévation de pression statique ainsi que le rendement  
 192 maximal pour chacune des quatre courbes. Le rotor amont seul est caractérisé par une courbe de performance  
 193 relativement plate. L'élévation de la pression statique est très proche de celle attendue au point nominal avec  
 194 un rendement, relativement bas, de 45.7%. La courbe de performance du rotor aval montre une pente  
 195 beaucoup plus élevée que celle du rotor amont. Le débit nominal est plus faible que le débit de conception et  
 196 se situe autour de  $Q_v = 2550$  m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Ceci est cohérent avec un calage des pales plus élevé que sur le rotor  
 197 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). (□) pour R1, (\*) pour RS, (○)  
 pour RR et (◆) pour R2. Les points de conception calculés par MFT sont  
 désignés par : (■) pour R1, (●) pour RSet (◆) pour RR.

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

205

**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 <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )	3636 ±36	2520 ±36	3865 ±36	3600 ±36
Elévation de pression $\Delta P_s$ (Pa)	152 ±3	88 ±3	169 ±3	335 ±5

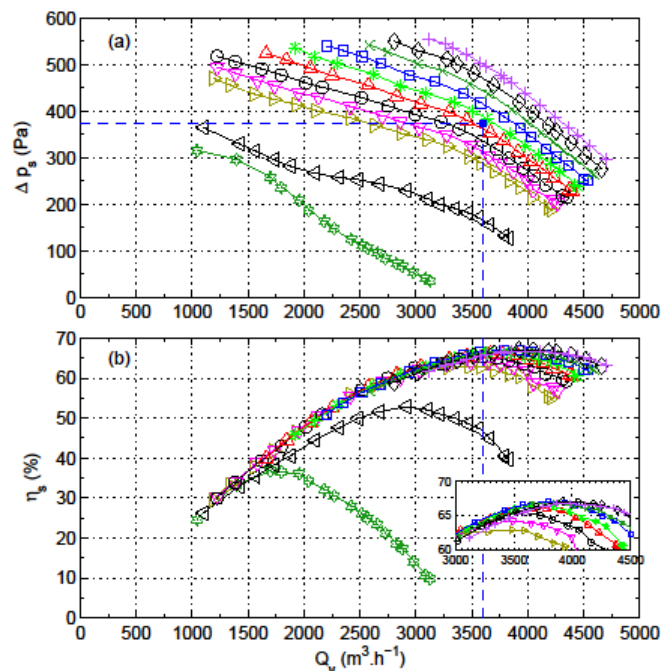
206

207 large plage de fonctionnement avec un rendement élevé et supérieur à 60%, approximativement entre 76% et  
 208 115% du débit nominal. Ce résultat est obtenu pour un seul rapport de rotation. Il est alors intéressant de voir  
 209 de combien peut-on étendre cette plage de fonctionnement en faisant varier le rapport des vitesses des rotors  
 210 et dans un second temps, quelle est l'influence de la distance axiale sur les performances de l'étage ?

#### 211 IV.2 Influence du rapport des vitesses de rotation $\theta$

212 Des essais réalisés pour une même distance axiale,  $A=0.17$ , mais à différentes valeurs de  $\theta$  (avec  $N_{R1}=2000$   
 213 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  $\theta$**



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  $\theta \in [0; 1.2]$ . (★) :  $\theta=0$ , (◁) :  $\theta=0.5$ , (▷) :  $\theta=0.80$ , (▽) :  $\theta=0.85$ , (○) :  $\theta=0.90$ , (△) :  $\theta=0.95$ , (♣) :  $\theta=1$ , (□) :  $\theta=1.05$ , (×) :  $\theta=1.1$ , (◇) :  $\theta=1.15$ , (+) :  $\theta=1.2$ .

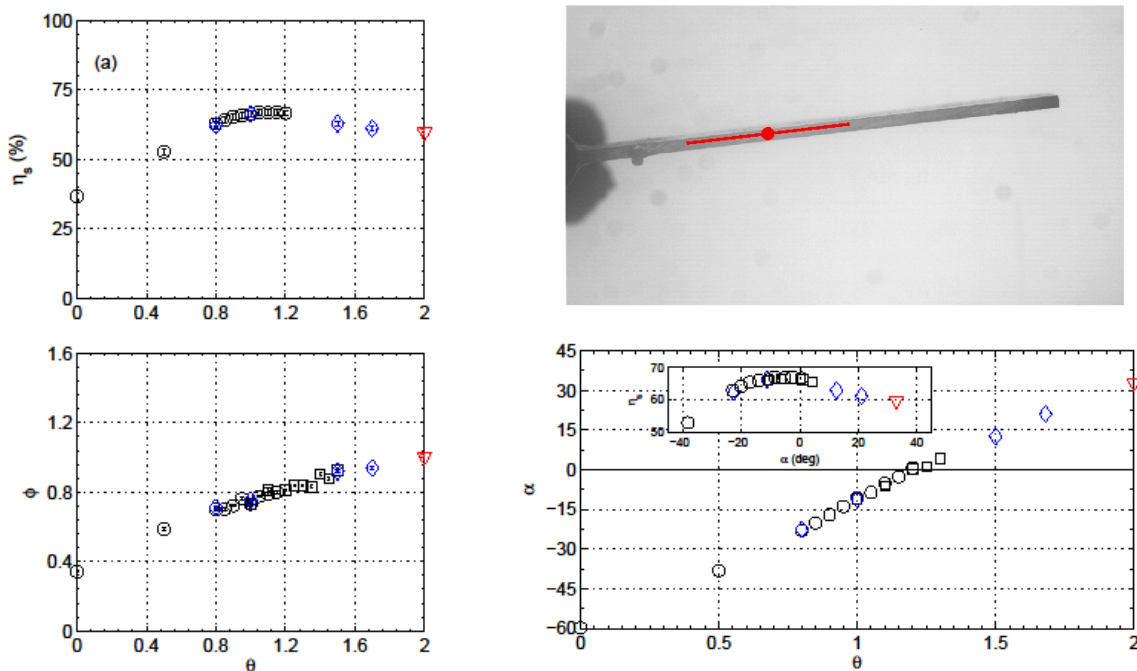
214  $\theta$ , le débit nominal se déplace vers la droite et l'élévation de pression augmente. Les courbes de rendement  
 215 montrent l'existence d'un maximum obtenu pour une certaine valeur de  $\theta$ . Cette valeur vaut  $\theta=1.05$  au lieu  
 216 de 0.9 comme souhaité lors de la conception. On voit également que pour de faibles valeurs de  $\theta$  (0 et 0.5)  
 217 l'étage est très peu performant avec un rendement n'excédant pas les 35%, ce qui est inférieur au rendement  
 218 des rotors fonctionnant séparément, et les débits nominaux sont très loin de celui de conception. Par contre,  
 219 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  
 220 un bon rendement atteignant la valeur maximale de  $67\% \pm 1\%$  pour  $\theta \in [1.05; 1.15]$ . Il est intéressant de  
 221 noter que cette configuration de rotors offre la possibilité de fonctionner à débit constant et sur une large  
 222 plage d'élévation de pression ou au contraire, de fonctionner à une élévation de pression constante sur une



223 large plage de débit tout en gardant un rendement relativement élevé et au dessus de 60%. Pour identifier  
 224 clairement la valeur maximale du rendement en fonction de  $\theta$  (et donc le maximum de maxima du  
 225 rendement) il faudrait aller au-delà de  $\theta=1.2$  afin de bien distinguer le pic puis la diminution du rendement.  
 226 Etant limité par la valeur de  $\theta=1.2$  pour  $N_{R1}=2000$  rpm (puissance des moteurs utilisés insuffisante), des  
 227 essais à  $N_{R1}$  plus faibles mais pour des valeurs de  $\theta$  allant jusqu'à 2 ont été réalisés. La courbe 5a) montre le  
 228 rendement et les débits nominaux ramenés au débit de conception par similitude, en fonction de  $\theta$ . D'après  
 229 ces mesures, le rendement présente un maximum autour de  $\theta=1.15$ . De plus, il est intéressant de noter de  
 230 point de vue performance que même à  $\theta=2$ , on conserve un rendement proche de 60%. Par ailleurs, la  
 231 courbe 5b) montre pour la plage étudiée une tendance linéaire du débit nominal en fonction du paramètre  $\theta$ .  
 232 Une expérience simple à mettre en place a permis de donner une première explication sur l'écart de  
 233 prédiction de  $\theta$  donnant le rendement maximal. En effet, en plaçant une plaque plane rigide de petite taille,  
 234 voir figure 5c), permettant de suivre l'évolution de la composante tangentielle de la vitesse suffisamment  
 235 loin en aval de l'étage contrarotatif, l'angle de l'écoulement a pu être mesuré pour une certaine position  
 236 radiale dans le conduit. La figure 5d) montre l'angle de l'écoulement en fonction de  $\theta$ . Celui-ci s'annule pour  
 237  $\theta$  proche de 1.2. Ceci signifierait qu'autour de cette valeur l'étage contrarotatif redresse le mieux  
 238 l'écoulement, ce qui se traduit par un meilleur rendement.

239

**Figure 5. Courbes de rendement, de débit et d'angle de sortie en fonction de  $\theta$**



a) : évolution du rendement statique maximal en fonction du rapport de vitesses  $\theta$ . b) : évolution du coefficient de débit nominal (correspondant au rendement maximal) en fonction du rapport de vitesses  $\theta$ . (○) :  $N_{R1}=2000$  rpm, (□) :  $N_{R1}=1800$  rpm, (●) :  $N_{R1}=1600$  rpm, (▽) :  $N_{R1}=1300$  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  $\theta$ , et l'évolution du rendement en fonction de l'angle de sortie.

### 240 IV.3 Influence de la distance axiale $A$

241 Performances globales : La figure 6 montre l'influence de la distance axiale sur les performances globales de  
 242 l'étage contrarotatif aux vitesses de conception, soit  $\theta=0.9$  et  $N_{R1}=2000$  rpm. En augmentant la distance  
 243 axiale, on observe une légère diminution des performances, de l'ordre de 5%, ainsi qu'une diminution du  
 244 rendement d'environ deux points. Cependant, la distance axiale dans la plage étudiée, ne semble avoir  
 245 qu'une faible influence sur les performances globales. Cela signifierait également que l'angle de  
 246 l'écoulement entrant dans le rotor aval et par conséquent, les profils des vitesses axiale et tangentielle, ne  
 247 sont pas beaucoup modifiés sur ces distances. Ces derniers sont présentés au paragraphe suivant.

248 Profils des vitesses moyennes dans la zone inter-rotors : Les composantes de la vitesse, obtenues par  
 249 vélocimétrie laser à effet Doppler et adimensionnée par la vitesse périphérique  $V_{tip} = 2\pi R_{tip} N_{R1} / 60$ , sont  
 250 comparées avec celles prédites par MFT dans la figure 7. On retrouve les mêmes tendances entre les profils  
 251 mesurés et les profils de conception. On note également des écarts de vitesse, notamment pour la composante  
 252 axiale où apparaît un déficit de vitesse près du moyeu et des vitesses plus élevées dans la moitié supérieure

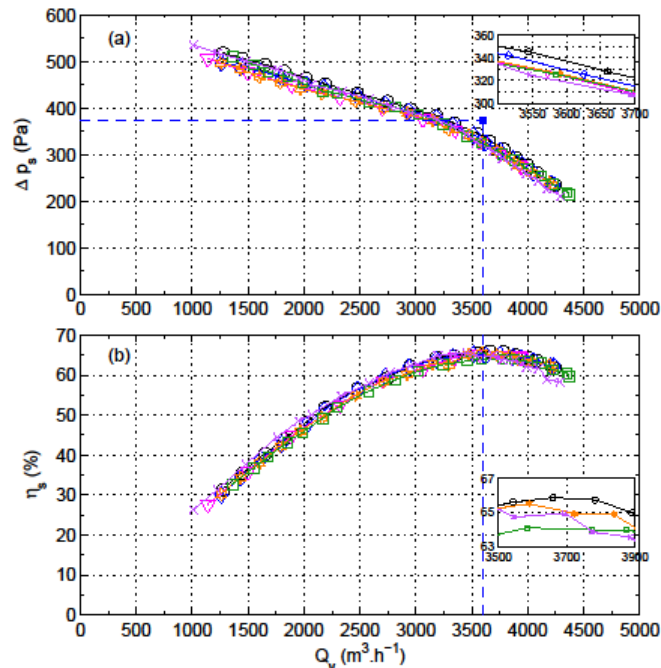


253de la pale. Ces écarts s'expliquent par des effets de couches limites et des zones de recirculation (caractérisés  
 254par des vitesses axiales négatives) au niveau du moyeu non pris en compte par le code MFT. Ces effets  
 255indésirables sont amplifiés en augmentant la distance axiale de  $A= 0.17$  à  $A= 3.1$  : sur la composante axiale,  
 256on voit que la majorité du débit passe à travers la partie supérieure alors que la zone de recirculation tend à  
 257augmenter au pied de la pale.

258La composante tangentielle possède la même forme que celle prédite par MFT. Cependant, pour le cas où  $A=$   
 2590.17, il semble que la proximité du second rotor tournant en sens inverse et non pris en compte dans MFT,  
 260tend à freiner la composante tangentielle. Ainsi, tout le profil est décalé vers la gauche. En éloignant les  
 261rotors, le profil de la composante tangentielle se rapproche de plus en plus de celui de MFT.

262La figure 8 présente les profils de vitesse pour les mêmes distances axiales mais en amont du rotor aval. On  
 263observe 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  $\theta = 0.9$ . ( $\circ$ ) :  $A = 0.17$ , ( $\diamond$ ) :  $A = 0.34$ , ( $\nabla$ ) :  $A = 0.69$ , ( $\ast$ ) :  $A = 0.86$ , ( $\square$ ) :  $A = 2.58$ , ( $\times$ ) :  $A = 3.1$ .

264tend à s'homogénéiser. La composante axiale varie également avec une augmentation en haut de pale et une  
 265diminution en bas de pale ce qui indiquerait une augmentation de la zone de recirculation. Malgré ces  
 266évolutions des profils, le calcul de l'angle de l'écoulement entrant dans le rotor aval donne des valeurs  
 267proches de celles de MFT. Ceci expliquerait pourquoi même à  $A = 3.1$  l'étage contrarotatif en conduit  
 268conserve ses performances.

269Mesures des fluctuations de pression pariétale dans la zone inter-rotors : L'analyse de la fluctuation de la  
 270pression pariétale permet de caractériser l'écoulement en paroi du conduit et de détecter notamment la  
 271présence de structures cohérentes au sein de l'écoulement. Ce paragraphe présente les résultats d'analyses  
 272fréquentielles de deux cas de figure avec des distances inter-rotors égales à  $A = 0.17$  et  $A = 2.86$ , le but étant  
 273de mettre en évidence l'effet du second rotor sur le premier et leur interaction. Dans chacun des cas les  
 274microphones sont situés à 5 mm en aval du rotor amont et donc seule la distance inter-rotors varie.

275La figure 9 montre le spectre des fréquences pour les deux distances. Dans le cas où les rotors sont  
 276suffisamment proches, on observe un spectre plus riche en fréquences, des amplitudes plus élevées ainsi  
 277qu'un rapport signal sur bruit plus important. Parmi ces fréquences, on distingue les fréquences de passages  
 278de pales (BPF) du rotor amont  $f_{R1} = 11 \cdot 2000 / 60 = 367$  Hz et ses harmoniques ainsi que les fréquences de  
 279passages de pales du rotor aval,  $f_{R2} = 7 \cdot 1800 / 60 = 210$  Hz et ses harmoniques. Malgré une vitesse de rotation  
 280plus faible pour le rotor aval, on observe sur ce spectre des niveaux plus élevés pour les fréquences de  
 281passage de pales du rotor aval. En effet, le rotor aval possède moins de pales que le premier et réalise plus  
 282d'élévation de pression statique (en supposant que le rotor amont travaille de la même manière avec et sans  
 283le second rotor). Les pales du rotor aval sont alors plus chargées et ceci se traduit par des niveaux plus  
 284élevés. 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

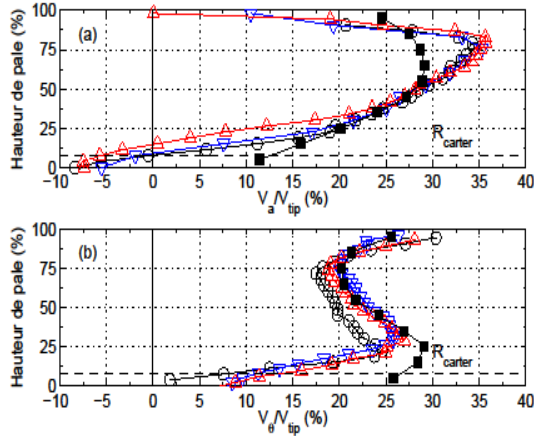
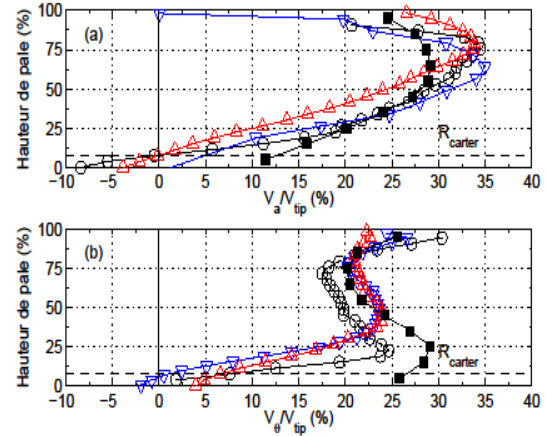


Figure 8. Profils de vitesses en amont de R2



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  $Q_v=3600$  m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. (■): MFT, (○):  $A=0.17$ , (▽):  $A=0.86$  et (△):  $A=3.1$ .  $V_{tip}=39.3$  m.s<sup>-1</sup>.

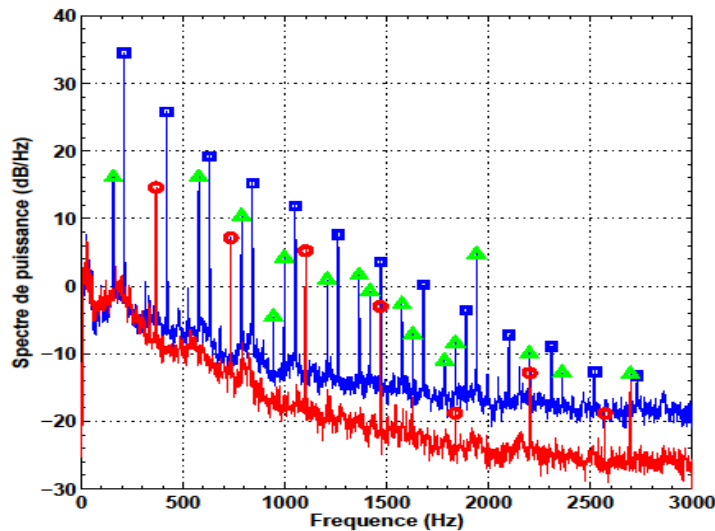
Profils des vitesses axiale et tangentielle par LDV, à  $d=-5$  mm de R2.  $N_{R1}=2000$  rpm et  $\theta=0.9$  au débit nominal  $Q_v=3600$  m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. (■): MFT, (○):  $A=0.17$ , (▽):  $A=0.86$  et (△):  $A=3.1$ .  $V_{tip}=39.3$  m.s<sup>-1</sup>.

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

$$287 \quad f = m f_{R1} + n f_{R2}, \quad (7)$$

288 avec  $m$  et  $n$  des entiers réels. Le même type d'analyse a été également réalisé sur des mesures LDV sur  
289 plusieurs rayons et montre également le même type d'interaction inter-rotors. Ces phénomènes sont présents  
290 non seulement en paroi mais également sur une partie voire toute la hauteur de la pale. Il en découle que les  
291 niveaux de fluctuations de pression pariétale, représentatifs du bruit engendré, diminuent considérablement  
292 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.

## 293V CONCLUSIONS

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

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

300de la distance inter-rotors. L'étude du premier paramètre a montré la flexibilité du système contrarotatif avec  
301des larges plages de fonctionnement tout en conservant un rendement élevé, ce qui va dans le sens des  
302résultats observés par d'autres équipes de recherche. Celle du second paramètre, moins étudiée jusqu'à  
303présent, a permis de voir qu'en configuration conduit et en éloignant les deux rotors jusqu'à une distance  
304relativement grande, les performances globales et le rendement restent élevés malgré une légère diminution.  
305Ce point est particulièrement intéressant du point de vue acoustique, puisque pour des applications où  
306l'encombrement axial n'est pas une contrainte, cet agencement de rotors permet d'avoir un étage plus  
307silencieux en diminuant l'interaction entre les rotors et en réduisant les vitesses de rotation par rapport à un  
308rotor seul ou un étage rotor-stator à performances égales.

309Le laboratoire DynFluid poursuit des recherches sur l'optimisation et la conception des machines  
310contrarotatives en investiguant de nouveaux paramètres. Trois nouveaux étages avec différentes conceptions  
311sont actuellement à l'étude dans le cadre d'un deuxième doctorat [Wang<sup>2</sup>, 2013].

## 312VI RÉFÉRENCES

313Shigemitsu, A., Watanabe, T., Furukawa, S. (2007). - Performance test and flow measurement of  
314 contrarotating axial flow pump. *Journal of Thermal Science*, **16(1)**:7–13.

315Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Okabe, Y. (2010). - Performance and flow condition of small-sized axial fan  
316 and adoption of contra-rotating rotors. *Journal of Thermal Science*, **19**:1–6.

317Pin, L., Yingzi, J., Yanping, W. (2011). - Effects of rotors structure on performance of small size axial flow  
318 fans. *Journal of Thermal Science*, **20**:205–210.

319Lesley, E. (1933). - Experiments with a counter-propeller. *NASA*, Tech. Rep. 453.

320Lesley, E., (1939). - Tandem air propellers. *NASA*, Tech. Rep. 689.

321Playle, S. C., D.Korkan, K., Von Lavante, E. (1986). - A numerical method for the design and analysis of  
322 counter-rotating propellers. *Journal of Propulsion*, **2**.

323Van Gunsteren L.A. (1971). - Application of momentum theory in contra-rotating propellers. *International*  
324 *Shipbuilding Progress*.

325Chen, B. Y.-H., and Reed, A. M. (1989). - A design method and an application for contrarotating propellers.  
326 David Taylor Research Center, Tech. rep.

327Sharma, P., Jain, Y., Pundhir, D. (1988). - A study of some factors affecting the performance of a  
328 contrarotating axial compressor stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A.*  
329 *Power and process engineering*, **202**:15–21.

330Sharma, P., Pundhir, D., Chaudhry, K. (1991). - A study of aeroacoustic performance of a contra-rotating  
331 axial flow compressor stage. *Def Sci Journal*, **41**:165–180.

332Shigemitsu, T., Furukawa, A., Watanabe, S., Okuma, K. (2005). - Air/water two-phase flow performance of  
333 contra-rotating axial flow pump and rotational speed control of rear rotor. *ASME 2005 Fluids*  
334 *Engineering Division Summer Meeting*. Houston, Texas, USA, **1**: 1069–1074.

335Nouri, H. (2012). - Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs  
336 subsoniques. Thèse de doctorat en mécanique. Paris, Arts et Métiers ParisTech.

337Wang, J., Ravelet, F., Bakir, F. (2013). - Experimental comparison between a counter-rotating axial-flow  
338 fan and a conventional rotor-stator stage. *10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta-*  
339 *Finlande*.

340Wang<sup>2</sup>, J., Ravelet, F., Bakir, F., Sarraf, C. (2013). - Influence de la répartition de la charge sur les  
341 performances d'une turbomachine axiale contrarotative. *21è Congrès Français de Mécanique,*  
342 *Bordeaux-France*.