Science Arts & Métiers (SAM)
is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology 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/10985/8583

To cite this version :

Amélie DANLOS, Moises SOLIS, Florent RAVELET, Farid BAKIR - Etude numérique des gains de performances et de capacité d'aspiration apportés par un étage axial contra-rotatif par rapport à une pompe mono-rotor. - In: 21ème Congrès Français de Mécanique, France, 2013-08 - 21ème Congrès Français de Mécanique - 2013

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository Administrator : scienceouverte@ensam.eu

Manuscrit auteur, publié dans "21ème Congrès Français de Mécanique (CFM2013), Bordeaux : France (2013)"

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013

Etude numérique des gains de performances et de capacité d'aspiration apportés par un étage axial contra-rotatif par rapport à une pompe mono-rotor.

A. Danlos[a], F. Ravelet[a], M. Solis[a], F. Bakir[a]

a. *Laboratoire DynFluid (EA 92), Arts et Métiers ParisTech, Centre de Paris*

Résumé :

Cette étude s'inscrit dans le développement d'une méthode de dimensionnement efficace de turbomachines axiales subsoniques à étages contra-rotatifs. A partir d'un cahier des charges d'une pompe axiale de référence à un seul rotor, deux configurations de machines contra-rotatives sont étudiées : une machine de vitesse spécifique réduite et une machine de rayon spécifique plus faible. L'étude numérique est conduite en régime stationnaire avec un modèle de turbulence de type RANS. Les simulations en régime cavitant stationnaire sont réalisées au moyen d'un modèle homogène à l'équilibre thermodynamique. Les résultats obtenus pour les deux machines contra-rotatives montrent un gain en rendement de l'ordre de 12% *pour le même point de fonctionnement. La première apporte une réduction de la taille de* 25%*, favorable pour le coût de fabrication et l'intégration dans un circuit. La seconde permet une réduction de la vitesse de rotation de* 35%*, bénéfique pour l'augmentation de la capacité d'aspiration.*

Abstract :

This study deals with the development of an efficient method of design for subsonic conter-rotating axial flow turbomachineries. From specifications of a reference axial pump with only one rotor, two configurations of counter-rotating systems are studied : a system with a lower specific speed, and a system with a smaller specific radius. The numerical study is conducted in stationary regime, with a RANS-type turbulence model. Numerical simulations of the flow in stationary cavitating conditions use an homogeneous model at the thermodynamic equilibrium state. Results obtained for the two counter-rotating systems increase the yield of 12% *for the same operating point. The first configuration decreases the size of* 25%*, which is a favorable for the manufacturing cost and the use in the system. The second configuration allows to obtain a lower speed of rotation (*35%*) which is beneficial for the increase of the suction capacity.*

Mots clefs : Pompe axiale contra-rotative, Cavitation

1 Introduction

Les machines contra-rotatives sont étudiées depuis longtemps dans le domaine des turbomachines pour leur plus grande efficacité, mais aussi leur capacité à améliorer l'encombrement. En effet, il est de plus en plus demandé de concevoir des pompes axiales compactes, de grande capacité d'aspiration et de coûts de production et de maintenance réduits. Avec des pompes axiales conventionnelles, ces objectifs sont difficiles à atteindre étant donné les problèmes de cavitation et de détériorations du rendement, ce qui réduit la plage de fonctionnement de ce type de pompes. Les machines contra-rotatives, constituées d'un premier rotor et d'un second, qui remplace le stator, tournant en sens inverse, permettent de donner l'énergie directement au fluide et d'ainsi réduire la vitesse de rotation et/ou la taille de la pompe, pour le même cahier des charges qu'une pompe axiale classique [2]. Ces pompes axiales contra-rotatives obtiennent également un meilleur rendement global et permettent d'étendre la plage de débits pour lesquels ces machines sont utilisées [6, 7, 5]. La zone de l'écoulement située entre les deux rotors

a été étudiée, notamment pour mieux comprendre l'influence de ce système sur la cavitation ou les performances, expérimentalement [5, 8], et numériquement [3, 9]. Des études précédentes menées au laboratoire se sont focalisées d'une part sur l'établissement d'une méthode de conception [4] et ont montré d'autre part que ce système permet bien de redresser l'écoulement en sortie [5]. Il est également essentiel de maîtriser deux critères importants pour optimiser les performances de la pompe contra-rotative : l'espace entre les deux rotors et leur rapport de vitesses de rotation [4, 5].

L'étude présentée ici a pour objectif de comparer les performances de deux pompes contra-rotatives dimensionnées pour réduire l'encombrement dans le premier cas, et la vitesse de rotation dans le second, par rapport à une machine de référence mono-rotor classique, pour le même cahier des charges. La cavitation, qui constitue un point important dans le dimensionnement et la conception des pompes, est également étudiée pour définir les avantages et inconvénients de chaque machine présentée.

2 Descriptif des machines étudiées

Le dimensionnement des rotors est réalisé avec le logiciel TurboKit développé au laboratoire DynFluid pour la conception et l'analyse de machines axiales. Ce code 1D est basé sur la méthode inverse avec un équilibre radial simplifié. A partir de la hauteur manométrique, d'un débit choisi, des rayons extérieur et intérieur et de la vitesse de rotation du rotor, ce logiciel permet de concevoir une forme géométrique optimale des pales. Dans le cas d'un étage contra-rotatif, le second rotor est dessiné de sorte à redresser le profil de vitesse tangencielle sortant du premier rotor [4]. L'écoulement obtenu pour chaque machine dessinée par ce logiciel est ensuite étudié sous StarCCM+, afin d'en déterminer les performances.

2.1 Machine de référence

Cahier des charges	
Débit Q (m^3/h)	13650
Hauteur manométrique statique H_s (m)	7.4
Vitesse de rotation N (rpm)	350
Paramètres de fonctionnement	
Rendement statique η_s	74%
Puissance P (kW)	386
NPSH requis (m)	9.2

Table 1 – Caractéristiques nominales de la machine de référence mono-rotor, données d'essai issues d'un catalogue (ENSIVAL-Moret)

Une machine de référence mono-rotor est dessinée afin de respecter le cahier des charges présenté dans le tableau 1, issu d'une pompe axiale industrielle. La géométrie de la machine recréée avec le logiciel de conception TurboKit est résumée dans le tableau 2.

Position radiale	R (mm)	c (mm)	σ	γ (deg)	Profil	$\mathcal{D}$
Rotor (6 pales d'épaisseur 40 mm)						
Moyeu	360	478	1.268	59.3	NACA 65(06)08	0.403
Mi-envergure	480	642	1.277	64.7	NACA 65(05)06	
Périphérie	600	806	1.282	68.3	NACA 65(05)05	0.44

Table 2 – Paramètres géométriques de la machine de référence mono-rotor simulée. Profils NACA65(xx)yy avec (xx) désignant la cambrure relative et yy désignant l'épaisseur, de cordes c. Le calage des profils est γ, et σ est le serrage des grilles d'aubes. Le facteur de diffusion global de Lieblein est $\mathcal{D}$.

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013

2.2 Premier système contra-rotatif : réduction de la vitesse de rotation

Le premier système étudié est conçu en respectant la hauteur manométrique, le débit et les rayons intérieur (R_i) et extérieur (R_e) de la machine de référence en cherchant à réduire la vitesse de rotation.

Le premier rotor (FR) est dessiné avec le logiciel en lui appliquant une hauteur manométrique totale $H_{FR1} = 4.7\,\mathrm{m}$ et en choisissant une vitesse de rotation $N_{FR1} = 230\,\mathrm{rpm}$. Le modèle de répartition radiale de la charge choisi est du type « vortex forcé » [4]. La géométrie résultant du dimensionnement de ce premier rotor est présentée dans le tableau 3. Le logiciel permet ensuite d'analyser l'écoulement en sortie de ce rotor, en appliquant des modèles de grilles d'aubes et de pertes, pour pouvoir dimensionner le second rotor (RR) en fonction des résultats obtenus avec le premier. Les profils radiaux de vitesses absolues axiale et tangentielle en sortie sont calculés sur 10 tubes de courants répartis entre les rayons intérieurs et extérieurs, et on cherche à redresser l'écoulement tout en communiquant au fluide le reste de la hauteur manométrique souhaitée pour l'étage.

La hauteur manométrique totale sur le second rotor est $H_{RR1} = 2.7\,\mathrm{m}$ et sa vitesse de rotation issue du dimensionnement est $N_{RR1} = 165\,\mathrm{rpm}$. Ce second rotor est dessiné pour obtenir la hauteur manométrique exigée dans le cahier des charges et pour redresser l'écoulement sortant du 1er rotor, couche par couche (voir Tab. 3). La vitesse de rotation optimale pour le rotor RR est calculée à partir de l'équation d'Euler intégrée sur le rayon, avec une pondération sur le débit et l'utilisation d'un rendement total estimé à 85%. Le dessin de ce second rotor est résumé dans le tableau 3. La répartition de la charge de ce système est environ de 65% pour FR1 et 35% pour RR1, et la réduction de vitesse de rotation par rapport à la machine de référence pour ce système est environ de 34%.

Position radiale	R (mm)	c (mm)	σ	γ (deg)	Profile	$\mathcal{D}$
1er Rotor FR1 (9 pales d'épaisseur 31 mm)						
Moyeu	360	307	1.212	48.1	NACA 65(08)10	0.4
Mi-envergure	480	450	1.343	55.2	NACA 65(07)07	
Périphérie	600	593	1.416	60.1	NACA 65(07)06	0.46
2nd Rotor RR1 (7 pales d'épaisseur 46 mm)						
Moyeu	360	458	1.418	60.1	NACA 65(11)10	0.63
Mi-envergure	480	612	1.420	53.7	NACA 65(06)08	
Périphérie	600	765	1.420	59.5	NACA 65(06)06	0.44

Table 3 – Paramètres géométriques du système contra-rotatif 1 (Vitesses de rotation : $N_{FR1} = 230\,\mathrm{rpm}$ et $N_{RR1} = 165\,\mathrm{rpm}$)

2.3 Second système contra-rotatif : réduction du diamètre

Position radiale	R (mm)	c (mm)	σ	γ (deg)	Profile	$\mathcal{D}$
1er Rotor FR2 (9 pales d'épaisseur 25 mm)						
Moyeu	200	182	1.306	32.1	NACA 65(09)14	0.33
Mi-envergure	325	269	1.187	48.9	NACA 65(05)09	
Périphérie	450	356	1.135	58.4	NACA 65(03)07	0.26
2nd Rotor RR2 (8 pales d'épaisseur 25 mm)						
Moyeu	200	218	1.386	54.8	NACA 65(08)11	0.48
Mi-envergure	325	270	1.057	53.6	NACA 65(04)09	
Périphérie	450	322	0.911	64.0	NACA 65(05)07	0.33

Table 4 – Paramètres géométriques du système contra-rotatif 2 (Rayon extérieur : $R_e = 450\,\mathrm{mm}$)

Le second système contra-rotatif choisi pour cette étude est conçu pour réduire l'encombrement. La méthode de conception des deux rotors de ce système respecte la démarche présentée pour le premier

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013

système. La répartition de hauteur manométrique totale est de $H_{FR2} = 4.0\,\mathrm{m}$ sur le premier et $H_{RR2} = 3.4\,\mathrm{m}$ sur le second. La réduction de taille est de 25%. Le premier rotor est dessiné avec un « vortex constant » [4]. La vitesse de rotation de FR2 est de 350 rpm et celle de RR2 est de 330 rpm. La géométrie obtenue est présentée dans le tableau 4.

3 Simulations numériques en régime stationnaire

3.1 Modèles de simulation

Chacune des machines présentées est ensuite étudiée par simulations numériques avec le logiciel StarCCM+. Le maillage du domaine fluide est polyhédrique, avec un maillage raffiné de couche limite sur les parois. La taille des mailles dans ces zones permet d'obtenir des valeurs de y^+ comprises entre 20 et 160. Un test de convergence en maillage aboutit à un choix final pour le nombre d'éléments d'environ 4.10^6 mailles. Les simulations sont réalisées dans tous les cas pour un débit de fonctionnement nominal $Q = 13650\,\mathrm{m}^3.\mathrm{h}^{-1}$ fixé en entrée du domaine fluide, avec une pression statique imposée en sortie, pour un écoulement de fluide de masse volumique $\rho = 1000\,\mathrm{kg.m}^{-3}$ et une viscosité dynamique $\eta = 0.001\,\mathrm{Pa.s}$. L'écoulement est calculé en stationnaire, en utilisant un modèle de turbulence de type Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) : le modèle k-ε *realizable*. Les rotors sont placés dans des régions du maillage qui tournent aux vitesses de rotation présentées précédemment pour chaque système, et les jeux de fonctionnement ne sont pas modélisés.

3.2 Analyse des performances

Pompe	H_s (m)	H_t (m)	P (kW)	η_s (%)	η_t (%)
Référence	7.9	9.7	444	68.0	81.6
Système 1	7.5	7.6	318	87.7	88.9
Système 2	7.4	7.5	319	86.0	87.0

Table 5 – Performances des pompes étudiées obtenues par simulations avec StarCCM+

Les résultats de simulation obtenus pour les différents systèmes sont présentés dans le tableau 5. Les hauteurs manométriques statique H_s et totale H_t sont calculées à partir des pressions d'entrée statique et totale respectivement $p_{s,in}$ et $p_{t,in}$ et des pressions de sortie $p_{s,out}$ et $p_{t,out}$, suivant la relation : $H_{s/t} = (p_{s/t,out} - p_{s/t,in})/(\rho g)$.

La machine de référence dessinée par nos soins puis simulée a une performance légèrement supérieure à la machine industrielle réelle (voir Tab. 1). De petites modifications du calage des aubages dans la phase de dessin sont susceptibles de remédier à ceci.

Dans le cas de la pompe mono-rotor de référence, H_s et H_{tot} sont très différentes. En revanche, ces deux hauteurs sont semblables pour chacun des systèmes contra-rotatifs 1 et 2. Cette particularité résulte des changements cinématiques subis par le fluide avec l'utilisation d'un second rotor. L'écoulement peut ainsi être redressé. La différence entre l'élévation de pression totale et l'élévation de pression statique est en effet principalement liée à la composante de vitesse tangentielle en sortie de pompe. Si celle-ci est nulle, la différence entre H_s et H_t serait également nulle pour des champs de vitesse et de pression homogènes.

La figure 1 montre les champs de vitesse dans un plan transversal à l'écoulement, en sortie d'étage (en sortie du second rotor dans le cas contra-rotatif). La vitesse tangentielle du système 2 est beaucoup plus faible que dans le cas d'une pompe mono-rotor. Cet étage contra-rotatif permet donc bien de redresser l'écoulement en sortie de pompe [5]. Les zones de vitesses élevées dans le cas de la machine de référence se situent à la périphérie des pales, alors que dans le cas du système 2, les vitesses sont plus faibles en périphérie et des zones de vitesses élevées se situent sur le moyeu. Cette différence joue un rôle important dans l'étude du développement de la cavitation sur les rotors.

Le tableau 5 montre également que les systèmes contra-rotatifs 1 et 2 permettent d'augmenter le rendement statique de la pompe.

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013

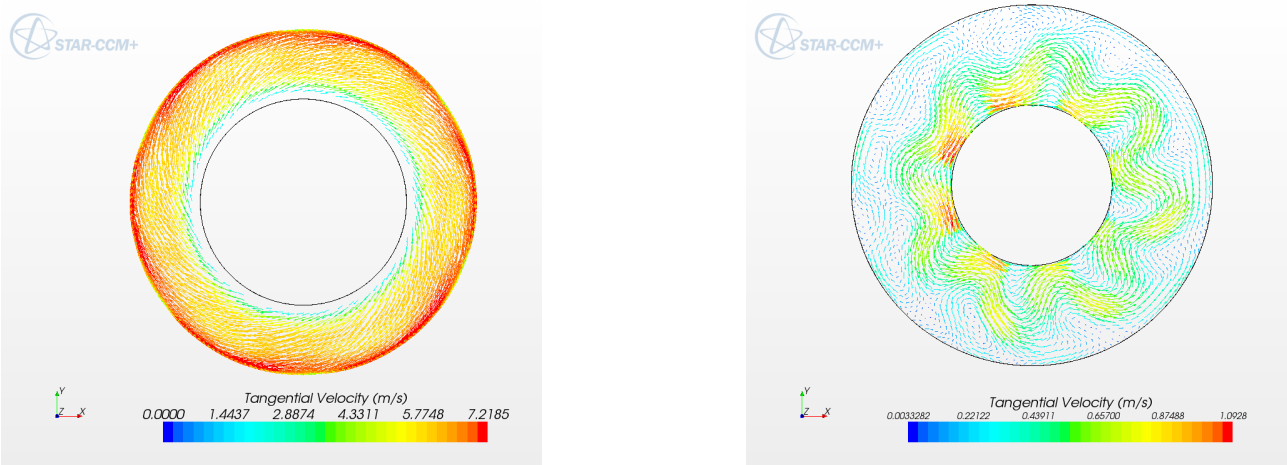

FIGURE 1 – Champs de vitesse en coupe transversale, en sortie du système, en régime non cavitant : (a) pour la pompe mono-rotor, (b) pour le système contra-rotatif 2 (système de taille réduite)

4 Comparaison des machines en régime cavitant

Des essais ont été menés pour simuler les pompes en régime cavitant, selon la procédure décrite en Ref. [1]. Ces simulations ont été réalisées pour des valeurs de pression de sortie décroissante. Le NPSH (Net Positive Suction Head) est défini par : $NPSH = (p_{tot,in} - p_{vap})/(\rho g)$ avec $p_{vap} = 5000\,\text{Pa}$, la pression de vapeur saturante du fluide. La figure 2 présente les variations de hauteur manométrique totale (a) et de hauteur statique normalisée par la hauteur statique hors cavitation ($H_{s,\infty}$), en fonction du NPSH et du NPSH normalisé par la même quantité (nombre de Thoma σ_T).

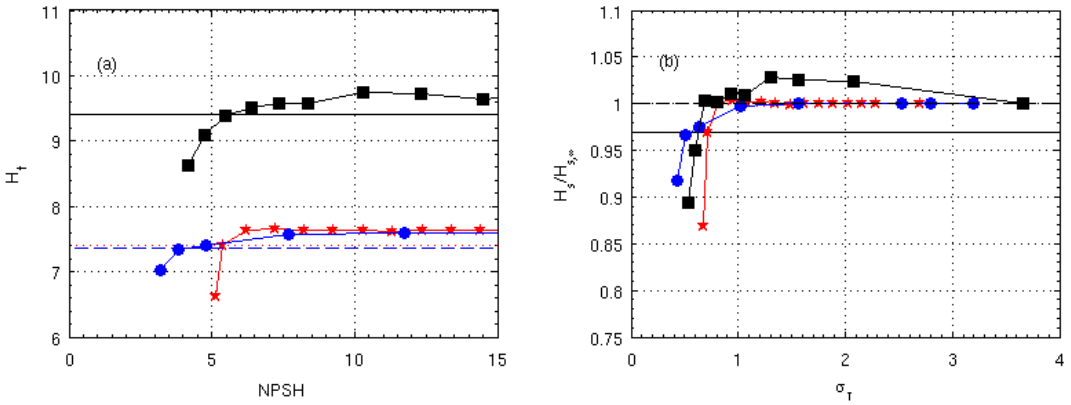

FIGURE 2 – (a) : Hauteur manométrique totale fonction du NPSH et (b) : Hauteur statique normalisée en fonction du nombre de Thoma σ_T pour la pompe de référence (□), le système contra-rotatif 1 (○) et le système contra-rotatif 2 (⋆)

Les courbes ont des allures similaires. Les NPSH critiques, définis par une chute de hauteur manométrique de 3%, sont respectivement d'environ 5.4 m, 3.9 m et 5.4 m soit des nombres de Thoma critiques d'environ 0.65, 0.57 et 0.71 pour la pompe de référence (□), le système 1 (○) et le système 2 (⋆). La figure 3 permet de visualiser l'étendue et la localisation des poches de cavitation au même NPSH (proche du NPSH critique) pour la pompe de référence et le système 2. On peut remarquer que, contrairement à ce qui se passe sur le premier rotor, les poches ont tendance à débuter sur le rotor aval vers la mi-envergure. Les résultats sur le système 1 montrent une robustesse de ce comportement, certainement lié aux formes non-conventionnelles des pales du rotor aval (voir par exemple l'évolution radiale non monotone des calages aux Tabs. 3 et 4), formes liées à l'adaptation à la cinématique aval du rotor amont (voir mesures de profils en Ref. [5]).

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013

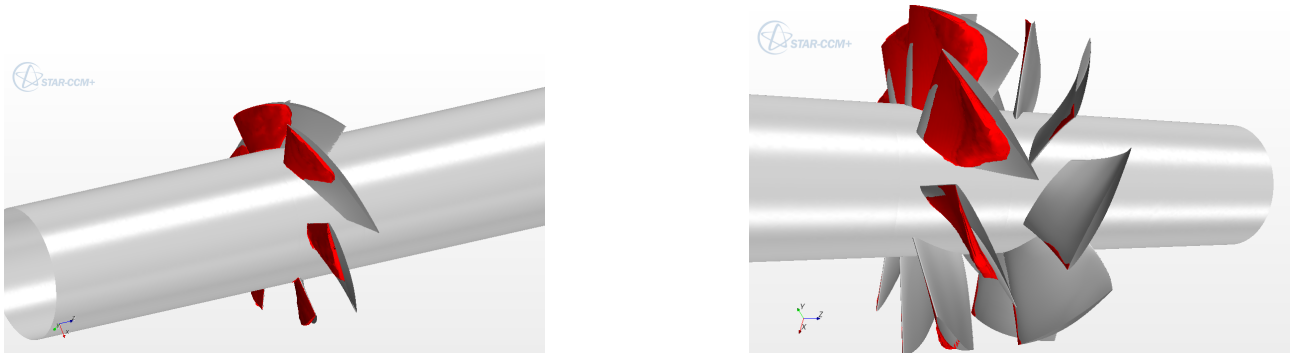

FIGURE 3 – Iso-contour de la fraction volumique de vapeur $\alpha \geqslant 5\%$, pour (a) la machine de référence et (b) le système contra-rotatif 2, à NPSH= 5.5 m

5 Conclusions

Les simulations numériques réalisées ici pour comparer une pompe mono-rotor classique et deux pompes axiales contra-rotatives, respectant le même cahier des charges mais tournant dans un cas à vitesse réduite de 35% ou dans l'autre en réduisant la taille de la pompe de 25%, montrent que les systèmes contra-rotatifs permettent d'augmenter le rendement *statique* (ici au minimum d'environ 18%). Une étude menée en régime cavitant a également permis de mettre en évidence la capacité du système contra-rotatif de taille réduite à diminuer les poches de cavitation développées sur les pales des rotors, et un léger gain en terme de NPSH critique pour le système plus lent. Les essais doivent être approfondis pour mieux établir les différences entre les deux systèmes contra-rotatifs et déterminer quel montage peut être retenu dans le cas d'installations industrielles.

Références

[1] Campos-Amezcua, R., Kehelladi, S., Bakir, F., Mazur-Czerwiec, Sarraf, C. Rey, R. Numerical analysis of unsteady cavitating flow in an axial inducer *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy.* **224** 223-238

[2] Furukawa, A., Shigemitsu, T., Watanabe, S. 2007 Performance test and flow measurement on contra-rotating axial flow pump *Journal of Thermal Science* **16** 7-13

[3] Momosaki, S., Usami, S., Watanabe, S., Furukawa 2010 Numerical simulation of internal flow in a contra-rotating axial flow pump *IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science* **12**

[4] Nouri, H., Ravelet, F., Bakir, F., Sarraf, C. 2012 Design and Experimental Validation of a Ducted Counter-rotating *Journal of Fluids Engineering* **134** 104504

[5] Nouri, H., Danlos, A., Ravelet, F., Bakir, F., Sarraf, C. 2013 Experimental study of the instationary flow between two ducted counter-rotating rotors *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **135** 022601

[6] Sharma, P., Jain, Y., Pundhir, D. 1988 A study of some factors affecting the performance of a contra-rotating axial compressor stage. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A. Power and Process Eng.* **202** 15-21

[7] Sharma P., Pundhir, D., Chaudhry, K. 1991 A study of aeroacoustic performance of a contra-rotating axial flow compressor stage *Def. Sci. J.* **41** 165-180

[8] Shigemitsu, T., Furukawa, A., Watanabe, S., Okuma, K., Fukutomi, J. 2007 Experimental analysis of internal flow of contre-rotating axial flow pump *Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*

[9] Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Agawa, T. 2013 Internal Flow Condition of High Power Contra-Rotating Small-Sized Axial Fan *International Journal of Fluid Machinery and Systems* **6** 25-32

hal-00807481, version 1 - 3 Apr 2013