

---

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

---

**Ecole Nationale Polytechnique**



**Département De Génie Mécanique**

---

**Mémoire de Master**  
en Génie Mécanique

**Thème :**

---

**Revue des principaux travaux sur les  
ventilateurs et extracteurs  
centrifuges-méthodes de CFD**

---

Réaliser par :

CHAABAT Fateh

Encadré par :

Mr : AREZKI SMAILI

Promotion 2015

---

## *Dédicaces*

*Avant de commencer mes dédicaces, je suis certain que ce projet de master ainsi celui de fin d'étude est la meilleure chose qui puisse m'arriver durant cette année, j'en suis sûr, même en mi-année.*

*Grâce à Dieu j'ai réalisé ce travail que je dédie.*

*À ma mère, pour son aide appréciable, sa disponibilité, et ses Conseils fructueux qui m'ont facilité la réalisation de ce travail, À mon père pour son soutien moral et matériel, Je le dédie également à mes frères et mes adorables sœurs, A mes grandes mères et grand père et toute ma famille.*

*Je le dédie aussi à mes ami(e)s de polytechnique et d'autres pour leurs soutien et les moments inoubliables que nous avons passé tous ensemble, désolé de ne pas pouvoir citer vos noms car vous êtes assez nombreux et que je crains d'oublier quelqu'un, et tous ceux avec qui je partage de gratitude, l'amitié, l'amour et le respect.*

***Fateh***

## Remerciements

*En premier et en dernier, Avant tout et après tout, Dans le bonheur et dans le malheur, Merci à Allah le tout puissant pour toutes ses grâces et ses faveurs, pour m'avoir accordé la chance d'étudier à Ecole Nationale Polytechnique et de m'avoir donné le courage et la force d'accomplir ce modeste travail.*

*Je remercie Mr. Arezki SMAILLI, mon encadreur, pour le sujet qu'il m'a proposé qui m'a passionné, mais également pour sa précieuse aide et ses conseils au cours de cette année, malgré son emploi du temps chargé pendant toute l'année.*

*Je tiens également à remercier Mr. M. Bousbai, qui m'a mis dans la bonne voie tout au long de mon travail, ainsi que pour ses remarques et ses encouragements de grande valeur.*

*A celui qui n'a jamais hésité le moindre instant à se tenir à mes côtés afin de me soutenir, m'aider et m'encourager.*

*J'exprime mes vifs remerciements aux membres de Jury qui mon fait l'honneur d'apprécier ce mémoire de master.*

*Et enfin, un grand remerciement destiné à mes enseignants et enseignantes, eux qui ont contribué à ma formation, depuis le cycle primaire jusqu'au cursus universitaire.*

## ملخص:

مروحيات الطرد المركزي مستخدمة على نطاق واسع في مختلف التطبيقات ، وتتميز هذه لأجهزة الميكانيكية بتدفقات عالية وتعطي لنا مردود أيروديناميكي متوسط .  
هذه الأطروحة تشمل بحث مفصل في المراجع و عرض الابحاث الرئيسية التي تمت على مراوح الطرد المركزي مع التأكيد على طرق المحاكاة العددية .  
التحقيقات التجريبية و العددية المتعلقة بالمتغيرات الاجمالية للتدفق (فعالية ايروديناميكية) و المتغيرات المحلية (تذبذبات الضغط الجداري) و المتغيرات الصوتية التي تم الحصول عليها اثناء هذا العمل تسمح بالمساهمة في تحسين الفعالية الايروديناميكية و الايروصوتية لهذا النوع من الجهاز .  
الكلمات المفتاحية: مروحة، مروحة الطرد المركزي، التدفق المضطرب ، المحاكاة العددية .

## Résumé :

Les ventilateurs centrifuges sont largement utilisés dans diverses applications. Ces machines sont caractérisées par des écoulements complexes fortement décollés et présentent des rendements aérodynamiques assez médiocres.

Ce mémoire concerne une recherche bibliographique détaillée et revue des principaux travaux sur les ventilateurs centrifuges avec une emphase sur les méthodes de CFD.

La validation expérimentale et numérique a concerné les grandeurs globales de l'écoulement (performances aérodynamiques), les grandeurs locales (fluctuations de pression pariétale) et les grandeurs acoustiques obtenues durant ces travaux, a permis de contribuer à l'optimisation des performances aérodynamiques et aéroacoustique de ce type de machine.

**Mots-clés:** Ventilateur, Ventilateur centrifuge, écoulement turbulent, CFD.

## Abstract:

Centrifugal fans are widely used in several applications. These machines are characterized by highly detached complex flows and a weak aerodynamic efficiency.

This memory provides a detailed bibliographic search and review of the main work on centrifugal fans with an emphasis on methods of CFD.

The experimental and numerical validation concerned the overall variables of the flow (overall performances), the local variables (wall pressure fluctuations) and the acoustic variables obtained during this work, helped contribute to optimize the aerodynamic and Aeroacoustics performance of this type of machine.

**Keywords:** fan, centrifugal fan, turbulent flow, CFD.

# Table des matières

Table des matières	iv
Table des figures	vii
Liste des tableaux	x
Liste des symboles	xii
introduction générale	1
<b>Différents travaux de recherches</b>	<b>4</b>
1 Etude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique . . . . .	4
1.1 Introduction : . . . . .	4
1.2 Les travaux de O. P. Singh, Rakesh Khilwani, T. Sreenivasulu et M. Kannan . . . . .	4
1.2.1 Etude de deux ventilateurs ayant des paramètres différents	5
1.2.2 Effet du nombre de pales $N_b$ . . . . .	7
1.2.3 Effet de l'angle de sortie $\phi_o$ . . . . .	8
1.2.4 Effet du rapport des diamètres $d_r$ . . . . .	9
1.3 Conclusion . . . . .	10
2 Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit. . . . .	10
2.1 Introduction . . . . .	10
2.2 Les travaux de S. Ramakrishna, Vommi Krishna, A. Ramakrishna et K. Ramji . . . . .	11
2.2.1 Etude expérimentale: . . . . .	11
2.2.2 Etude Numérique . . . . .	11
2.2.3 Résultats et discussion . . . . .	12

	2.3 Conclusion . . . . .	13
3	Prédiction des Caractéristiques dynamiques et aérodynamiques du ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant . . . . .	14
	3.1 Introduction . . . . .	14
	3.2 Les travaux de Jiří Polanský, László Kalmár et Roman Gáspár . . . . .	14
	3.2.1 Résultats . . . . .	15
	3.3 Conclusion . . . . .	16
4	Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel . . . . .	17
	4.1 Introduction . . . . .	17
	4.2 Les travaux de W.K. Ng et M. Damodaran . . . . .	17
	4.2.1 Résultats et discussion . . . . .	18
	4.3 Conclusion . . . . .	21
5	Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge . . . . .	22
	5.1 Introduction . . . . .	22
	5.2 Les travaux de Rafael Ballesteros, Sandra Velarde-Suárez, Juan Pablo Hurtado-Cruz et Carlos Santolaria-Morros . . . . .	22
	5.2.1 Description du ventilateur et les procédures expérimentales . . . . .	22
	5.2.2 Description de la procédure de simulation numérique . . . . .	24
	5.2.3 Résultats et discussion . . . . .	24
	5.3 Conclusion . . . . .	29
6	Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuge par Analyse modal & CFD . . . . .	29
	6.1 Introduction . . . . .	29
	6.2 Les travaux de KUSEKAR S.K et LAVNIS A.K. . . . .	30
	6.2.1 Méthodologie de résolution . . . . .	30
	6.2.2 Résultats et discussion . . . . .	31
	6.3 Conclusion . . . . .	32
7	Simulation de la génération d'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge . . . . .	33
	7.1 Introduction . . . . .	33
	7.2 Les travaux de Lei Zhang, Jinhua Lang, Kuan Jiang et Songling Wang . . . . .	33
	7.2.1 Modèle numérique . . . . .	33

**Table des matières**

---

- 7.2.2 Modèle d'étranglement (Throttle Model): . . . . . 34
- 7.2.3 Calcul de l'entropie Généré . . . . . 34
- 7.2.4 Résultats et discussion . . . . . 34
- 7.3 Conclusion . . . . . 37
  
- Conclusion générale** . . . . . **38**
  
- References** . . . . . **40**

# Table des figures

1	variations des vitesses de sortie obtenu à partir de l'expérience et le modèle CFD en fonction de la vitesse de rotation. . . . .	5
2	variations des moments de ventilateur obtenu à partir de l'expérience et le modèle CFD en fonction de la vitesse de rotation. . . . .	6
3	schéma d'une ligne (pale) dépeindre les paramètres d'un ventilateur. . .	6
4	(a) la structure des ventilateurs de 12 à 22 pales, (b) les caractéristiques de performances de ces ventilateurs (c) le champs du vitesse relative pour les deux ventilateur a 12 et 22 pales. . . . .	7
5	(a) formation des zones de recirculation pour les différents angles de sortie, (b) les caractéristiques de performances de ventilateur a ces angles de sortie à 4000tr/min. . . . .	8
6	la structure de ventilateur pour les différents rapports (en haut) et l'effet de ce rapport sur la performance de ventilateur(en bas) à 4000tr/min. . .	9
7	montage expérimental : (a) mesures aéroacoustique, (b) mesures aérodynamiques. . . . .	12
8	modèle solide: a- roue a pales courbés vers l'arrière, 2-b- ventilateur centrifuge (roue et boitier). . . . .	12
9	(a) la géométrie et les conditions aux limites du ventilateur centrifuge (Fluent 13), (b) la géométrie des pales et des semi-pales (ParaFoam). . .	14
10	la géométrie des différentes longueurs des semi-pales. . . . .	15
11	la dépendance de l'efficacité et de coefficient de débit ( $\phi$ ). . . . .	15
12	la dépendance de coefficient de pression ( $\psi$ ) et de coefficient de débit ( $\phi$ ). 16	16
13	répartition de la pression totale a la sortie de ventilateur (a) :ventilateur a une entré unique pour un débit de $0.95m^3/s$ , 2500tr/min, (b) : ventilateur a doubles entrés pour un débit de $1.2m^3/s$ , 2200tr/min. . . . .	18
14	Les courbes de la pression totale à la sortie des deux ventilateurs en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min. . . . .	19

## Table des figures

---

15	Les courbes de l'efficacité des deux ventilateurs en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min. . . . .	19
16	Les courbes de la pression totale à la sortie de ventilateur à double entré a pales à profil de bord émoussé et d'un ventilateur à pale à profil d'aile en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min. . . . .	20
17	Les courbes de l'efficacité de ventilateur à double entré a pales à profil de bord émoussé et d'un ventilateur à pale à profil d'aile en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min. . . . .	20
18	croquis du ventilateur avec l'emplacement des points de mesure. . . . .	23
19	Le maillage non-structuré utilisé par CFD, (a) : cas 2D ; (b) : cas 3D . . . . .	24
20	Comparaison entre les courbes de performance obtenue numériquement et expérimentalement. . . . .	25
21	Evolution de la fluctiation du pression dans la volute avec le temps au ponit P02. . . . .	25
22	Evolution de la fluctiation du pression dans la volute avec le temps au ponit P10. . . . .	26
23	Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à 0,75*BEP. . . . .	27
24	Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à BEP. . . . .	27
25	Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à 1,35*BEP. . . . .	28
26	Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à 1,7*BEP. . . . .	28
27	Schéma d'installation du système de ventilation. . . . .	30
28	La génération d'entropie dans les cinq conditions (a): la génération d'entropie totale, (b): la génération d'entropie due à la dissipation visqueuse, (c): la génération d'entropie due à la dissipation turbulente. . . . .	35
29	la position des trois sections à : $z = 31$ cm, $z = 38,5$ cm, $z = 46$ cm. . . . .	36

30	Contours des générations d'entropies on différents sections axiales à la 150ème tour avec une ouverture de la valve de $K_1=0,89$ , (a) $z=31\text{cm}$ , (b) $z=38,5\text{cm}$ , (c) $z=46\text{cm}$ . . . . .	36
31	Contours des générations d'entropies on différents sections axiales à la 240ème tour avec une ouverture de la valve de $K_1=0,89$ , (a) $z=31\text{cm}$ , (b) $z=38,5\text{cm}$ , (c) $z=46\text{cm}$ . . . . .	37

# Liste des tableaux

1	la configuration des ventilateurs utilisés, les dimensions en mm. . . . .	5
2	comparaison des résultats aérodynamique et aéroacoustique. . . . .	13
3	les coordonnées angulaires des positions de mesure sur la surface de la volute. . . . .	23
4	comparaison des six premières fréquences naturelles (Hz) pour les matériaux SP, SS316L, SS316L avec une réduction de 1mm d'épaisseur . . . .	31
5	comparaison des déformations associé à ces six premières fréquences naturelles (Hz) pour SP, SS316L, SS316L avec une réduction de 1mm d'épaisseur	31
6	les résultats obtenus par CFD pour une analyse des paramètres de ventilateur fabriqué par les matériaux MS et SS316L . . . . .	32
7	les cinq conditions choisi pour l'étude des caractéristiques d'entropies. . .	34

# Liste des symboles

Symboles	Définition, Unité
$\bar{\phi}$	la vitesse de dissipation turbulente
$\lambda$	Longueur de semi-pale
$\mu$	Viscosité dynamique de l'air, Kg/m.s
$\omega$	Vitesse angulaire, rad/s
$\Phi_i$	Angle d'entrée de la pale, degré
$\Phi_o$	Angle de sortie de la pale, degré
$\rho$	Masse volumique de l'air, Kg/m <sup>3</sup>
$\varepsilon$	Taux de dissipation, m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
$A$	Aire d'entré du ventilateur, m <sup>2</sup>
$B$	Largeur de la volute, mm
$D_i$	Diamètre interne de la roue de ventilateur, mm
$D_o$	Diamètre externe de la roue de ventilateur, mm
$d_r$	Rapport des diamètres internes et externes de la roue de ventilateur
$K$	Energie cinétique turbulente, m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
$K_1$	Coefficient d'étranglement
$K_o$	Constant
$N$	Vitesse de rotation, tr/min
$N_b$	Nombre des pales de ventilateur
$P$	Pression,pa

## Liste des symboles

---

$P_{in}$	Pression ambiante, pa
$P_{Sout}$	Pression statique à la sortie, pa
$P_t$	Différence de pression totale, pa
$Q$	Débit volumique, $m^3/s$
$r_i$	Rayon interne de la roue de ventilateur, mm
$r_o$	Rayon externe de la roue de ventilateur, mm
$S_{D'}$	La production d'entropie due à la dissipation turbulente, $W/m^3.K$
$S_D$	La production d'entropie due à la dissipation visqueuse, $W/m^3.K$
$T$	Moment ou moment de torsion, N.m
$U$	Vitesse d'entraînement, m/s

### Définition

Coefficient de débit	$Q/(2\pi r^2(\pi N r/30))$
Coefficient de pression	$P_t/(\rho((\pi r N^2)/30))$
Coefficient de puissance	(Coefficient de débit*Coefficient de pression)/(Efficacité)
Efficacité	$\eta_t = (Q.P_t)/(\omega.T)$
Longueur de semi-pale	$\lambda = (R_2 - R_3)/(R_2 - R_1)$

### Abréviations

AISI	America Iron and Steel Institute (Institut Américain de L'acier et de Fer)
CAA	Computational Aeroacoustics Analysis
CAD	Computer aided design
CFD	Computational fluid dynamics
dB	Decibel, dixième partie du bel, unité de mesures des intensité sonores
MS	Mild steel (acier doux en français)
RPM	Revolution per minute
SPL	Sound pressure level
SS	Stainless Steel (acier inoxydable en français)
SS(316L)	Acier austénitique et 316L selon AISI est X2CrNiMo17-12-2

# introduction générale

Les turbomachines occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques.

Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Aujourd'hui l'usage de certains types de ventilateurs étant courant dans la plupart des installations industrielles, des bâtiments commerciaux et des immeubles de caractère public, leur rendement influence beaucoup les coûts d'exploitation de l'installation. La mise en application des possibilités de gestion de l'énergie permet de réaliser d'importantes économies d'énergie et d'argent.

Les ventilateurs centrifuges en particulier sont très largement utilisés, notamment dans les systèmes de conditionnement d'air, dans l'industrie aéronautique, l'industrie automobile et dans beaucoup d'autres applications. Ces machines présentent plusieurs avantages en termes de compromis entre compacité et performances aérodynamique et aéroacoustique. Afin de mieux répondre aux exigences accrues des cahiers des charges actuels, la maîtrise du dimensionnement et l'optimisation des performances de ces machines devient de plus en plus importante.

Les méthodes de dimensionnement des machines rotodynamiques utilisant les approches dites 1D ont constitué pendant des années un outil assez puissant dans l'ingénierie de ces machines. Sans avoir recours à des moyens de calcul très puissants ni à des temps de calcul énormes, ces méthodes fournissent des résultats acceptables quant aux caractéristiques globales de la machine dimensionnée. Cependant, elles demeurent incapables de permettre une analyse fine de la morphologie de l'écoulement interne, qui s'avère indispensable pour l'étude de divers phénomènes responsables des pertes aérodynamiques, de génération de bruit, etc. Néanmoins, elles constituent un point de départ incontournable dans une démarche complète de dimensionnement d'une turbomachine. Les résultats préliminaires servent ensuite de base pour une analyse plus fine et plus détaillée de l'écoulement.

## introduction générale

---

Les récents développements des systèmes informatiques ont fait apparaître une génération d'ordinateurs qui, par leur capacité et leur puissance, réduisent considérablement les temps de calcul. Ainsi, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. L'objectif est d'étudier, à partir de la simulation numérique, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure. Le couplage avec d'autres modèles physiques (aéroacoustique, cavitation...) est devenu désormais possible, et constitue ainsi une démarche de diagnostic assez pertinente.

La modélisation CFD des écoulements est une succession de plusieurs approches numériques interdépendantes. Le choix de ces approches dépend essentiellement de la nature de l'écoulement à simuler et des phénomènes physiques associés.

Les travaux de cette recherche bibliographique présentés dans ce rapport s'inscrivent dans les axes principaux des activités de recherche du LEMFI (Laboratoire d'Energétique et de Mécanique des Fluides Interne), qui concernent plus particulièrement les ventilateurs centrifuges.

D'une façon générale, les recherches sont axées sur :

1- Une étude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique, où on va voir l'effet de quelques paramètres tel que le nombre de pale, le rapport des diamètres intérieur et extérieur de la roue sur la performance des deux ventilateurs centrifuges à pales courbées vers l'arrière et l'autre à pales courbées vers l'avant.

2- Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit, où on va déduire parmi les ventilateurs centrifuges : à pales courbées vers l'arrière, à pales radiales et l'autre à pales courbées vers l'avant. Celui qui génère plus de débit et moins de bruit.

3- Prédiction des Caractéristiques dynamiques et aérodynamiques du ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant, où on va voir l'effet des trois variantes étudiées, la première variante "A" de base contient 12 pales, La géométrie de la deuxième variante "B" contient 12 pales et 12 semi-pales et La troisième variante "C" contient 24 pales sans semi-pales sur la performance de ce type de ventilateur.

4- Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel, où on va comparer entre deux ventilateurs centrifuges, le

premier à une entrée unique et l'autre à double entrée ainsi l'impact des deux profils de la pale de ventilateur nommées profil de bord émoussé et profil d'aile (pale à profil aérodynamique) sur la performance de ventilateur à double entrée.

5- Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge, avec une étude faite sur les fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge à plusieurs endroits, des endroits proches de la langue de volute et autres endroits réparti uniformément autour de la volute.

6- Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuge par Analyse modale et CFD, où une étude sur le choix du matériau comme une alternative pour un meilleur contrôle des vibrations et moins de déformation a été faite sur un ventilateur centrifuge.

7- Simulation de la génération d'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge, où on va voir les quelles des composantes de ventilateur centrifuge qui génère plus d'entropie avec une marche normale du ventilateur et au décrochage.

# Différents travaux de recherches:

## 1 Etude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique

### 1.1 Introduction :

Les ventilateurs centrifuges sont largement utilisés dans divers domaines de l'ingénierie[1–4] . Dans les industries de l'automobile, les ventilateurs sont utilisés pour le refroidissement des moteurs à combustion interne[5, 6] . Avec la demande croissante de moteurs de haute performance, les exigences de refroidissement ont également augmenté proportionnellement à fin de maintenir les températures du métal du moteur dans les limites souhaitables. Utiliser un ventilateur optimisé pour la dissipation de la chaleur du moteur est essentielle à la performance globale du moteur[7, 8] . Un moyen de tester les performances du ventilateur pour la réduction de la température du moteur est monté directement sur le ventilateur du système de refroidissement du moteur[9] . Les températures de divers composants du moteur sont mesurées jusqu'à l'état d'équilibre est atteint[10] .

Cependant, ce procédé présente divers inconvénients. Par conséquent, dans les telles conditions, l'effet de différents paramètres de ventilateur comme le nombre de pales, le rapport de diamètre, des angles de sortie etc. ne peuvent pas être évalué correctement.

### 1.2 Les travaux de O. P. Singh, Rakesh Khilwani, T. Sreenivasulu et M. Kannan

On May 2011 O.P.Singh et al [11] ont effectué une étude sur l'effet des paramètres géométriques d'un ventilateur centrifuge à pales courbé vers l'avant et d'un ventilateur à pales courbé vers l'arrière. Dans un premier temps, un dispositif expérimental a été développé et des prototypes de ventilateur ont été faits pour réaliser des mesures de débit et la puissance consommés par le ventilateur. Ensuite, un modèle (CFD) de

# 1 Etude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique

la dynamique des fluides a été développé pour la même configuration et les résultats sont validés avec la mesure expérimentale. En outre, des études paramétriques ont été réalisées pour quantifier le coefficient de puissance, coefficient de débit, coefficients de pression et l'efficacité. Les paramètres pris en compte dans cette étude sont nombre de pales, l'angle de sortie et rapport de diamètre.

## 1.2.1 Etude de deux ventilateurs ayant des paramètres différents

Les paramètres géométriques tel que le nombre de pales, angle d'entrée et l'angle de sortie, le diamètre intérieur et extérieur de la roue ainsi l'épaisseur de la pale, sont résumé dans le tableau suivant :

Table 1: la configuration des ventilateurs utilisés, les dimensions en mm.

	No. of blades	Inlet angle	Outlet angle	ID of fan	OD of fan	Thickness of blade
Fan 1	12	68	44	90	132	1.6
Fan 2	18	52	44	90	132	1.6

Figure 1 et la figure 2 montrent la comparaison des vitesses de sortie et le moment du deux ventilateurs respectivement obtenues à partir des expériences et le modèle CFD en fonction de la vitesse de rotation du moteur:

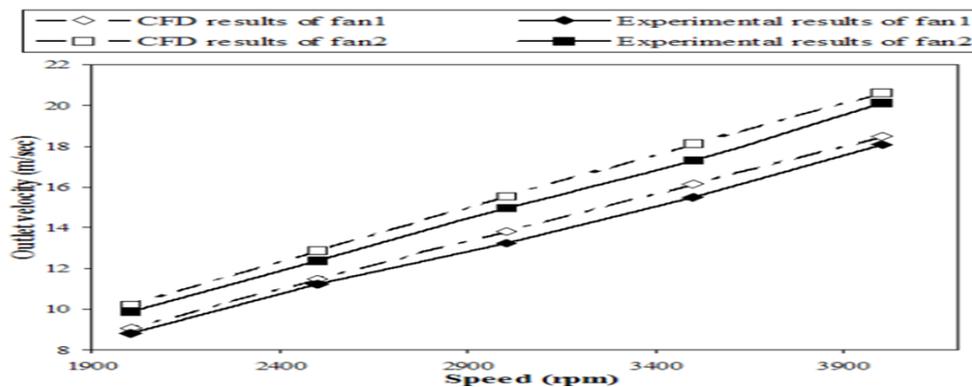


Figure 1: variations des vitesses de sortie obtenu à partir de l'expérience et le modèle CFD en fonction de la vitesse de rotation.

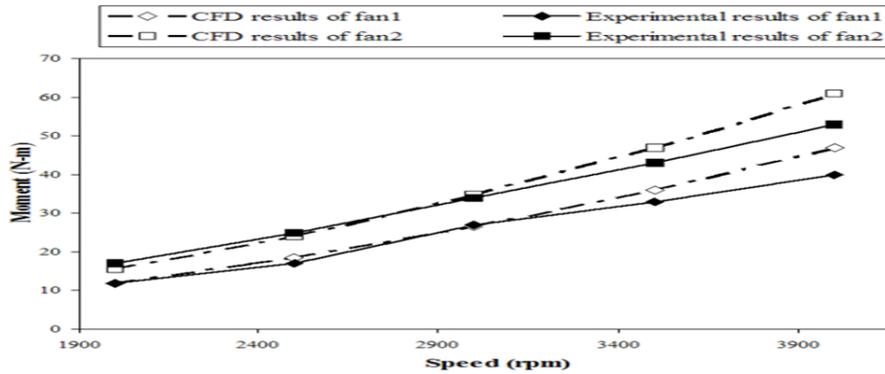


Figure 2: variations des moments de ventilateur obtenu à partir de l'expérience et le modèle CFD en fonction de la vitesse de rotation.

L'augmentation de la vitesse de rotation (tours par minute) engendre une augmentation de la vitesse d'écoulement à la sortie de ventilateur. Les résultats de CFD sont en bon accord avec les résultats des tests à la fois pour les deux ventilateurs, tel que l'erreur maximale entre le modèle CFD et le modèle physique est d'environ 3%, ce qui est dans la limite acceptable.

Le couple (ou moment) nécessaire pour faire tourner le ventilateur à une vitesse donnée est également comparé avec les résultats expérimentaux et CFD, tel que Les résultats montrent que le ventilateur consomme plus d'énergie à des vitesses plus élevées. La non-concordance des résultats à plus grande vitesse peut être due à l'augmentation de la résistance de frottement de la plaque de montage et le ventilateur ainsi les charges de vibrations de torsion exercées sur l'arbre à des vitesses de rotation plus élevées.

Ils ont présenté aussi l'effet des différents paramètres de ventilation sur sa performance, ils ont basé sur : l'effet du nombre de pales  $N_b$ , l'effet de l'angle de sortie, l'effet du rapport des diamètres  $d_r$  (figure 3).

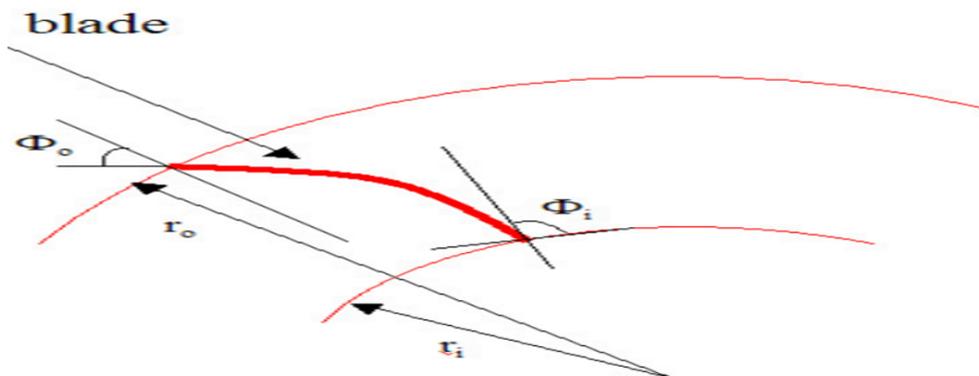


Figure 3: schéma d'une ligne (pale) dépendre les paramètres d'un ventilateur.

# 1 Etude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique

## 1.2.2 Effet du nombre de pales $N_b$

Les caractéristiques de performance des ventilateurs courbés vers l'arrière pour  $N_b = 12, 14, 16, 18, 20$  et  $22$  pales est représenté en figure 4 à partir du modèle CFD. Autres paramètres des ventilateurs ont été maintenus constants :

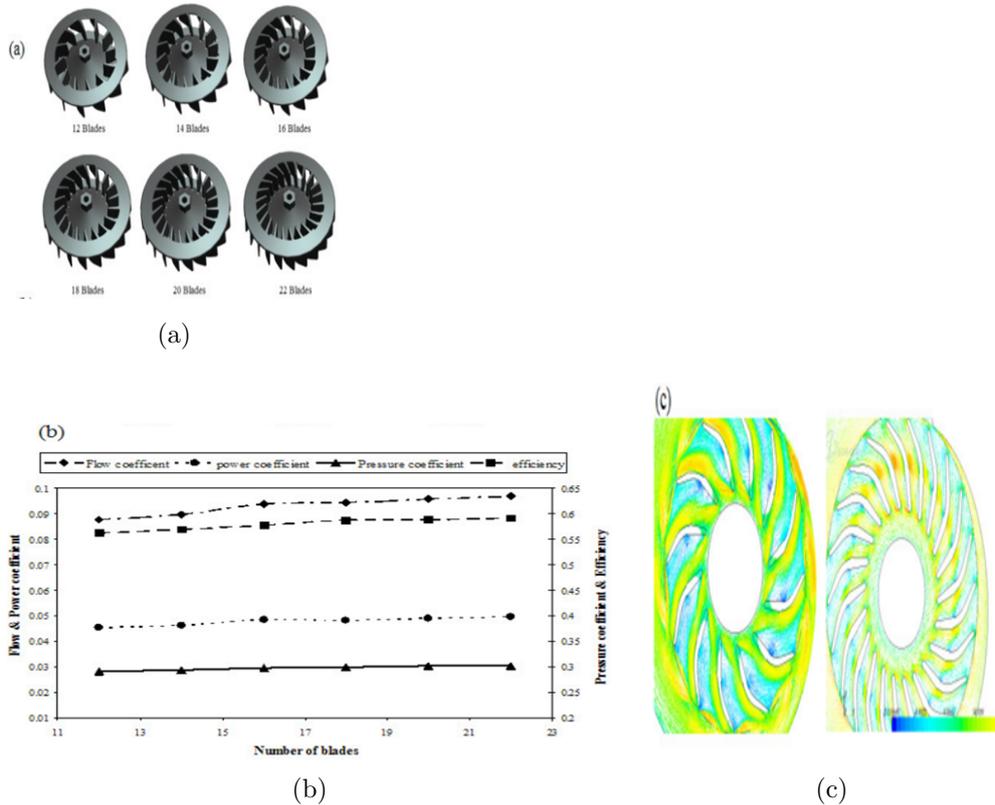


Figure 4: (a) la structure des ventilateurs de 12 à 22 pales, (b) les caractéristiques de performances de ces ventilateurs (c) le champs du vitesse relative pour les deux ventilateur a 12 et 22 pales.

Le but principal de cette discussion est de fournir des informations sur le pourcentage de variation de performance du ventilateur en raison de pales de ventilateur seul. De 12 à 22 pales, le gain de coefficient de pression, l'efficacité et le coefficient d'écoulement est respectivement de 4%, 5% et 10,6%. La vitesse relative du passage de ventilateur à 22 pales devient plus uniforme en raison de l'orientation correcte de l'écoulement. Mais la hausse  $N_b$  détériorerait la performance du ventilateur et les effets de couche limite peuvent devenir dominants ainsi la formation de la région de sillage est l'un des principaux contributeurs aux pertes de ventilateur [12].

### 1.2.3 Effet de l'angle de sortie $\phi_o$

L'effet de l'angle de sortie  $\phi_o$  (représenté sur la figure 3) sur les caractéristiques de performance du ventilateur est présenté dans la figure 5b. La présente étude a été réalisée pour déduire l'effet de l'angle de sortie ( $\phi_o$ ) de  $34^\circ$ ,  $44^\circ$  et  $54^\circ$  sur le ventilateur à pales courbées vers l'arrière. Une simulation a également été réalisée avec un ventilateur à pales courbées vers l'avant avec angle de sortie de  $-20^\circ$  dans la direction opposée (Figure 5a(IV)).

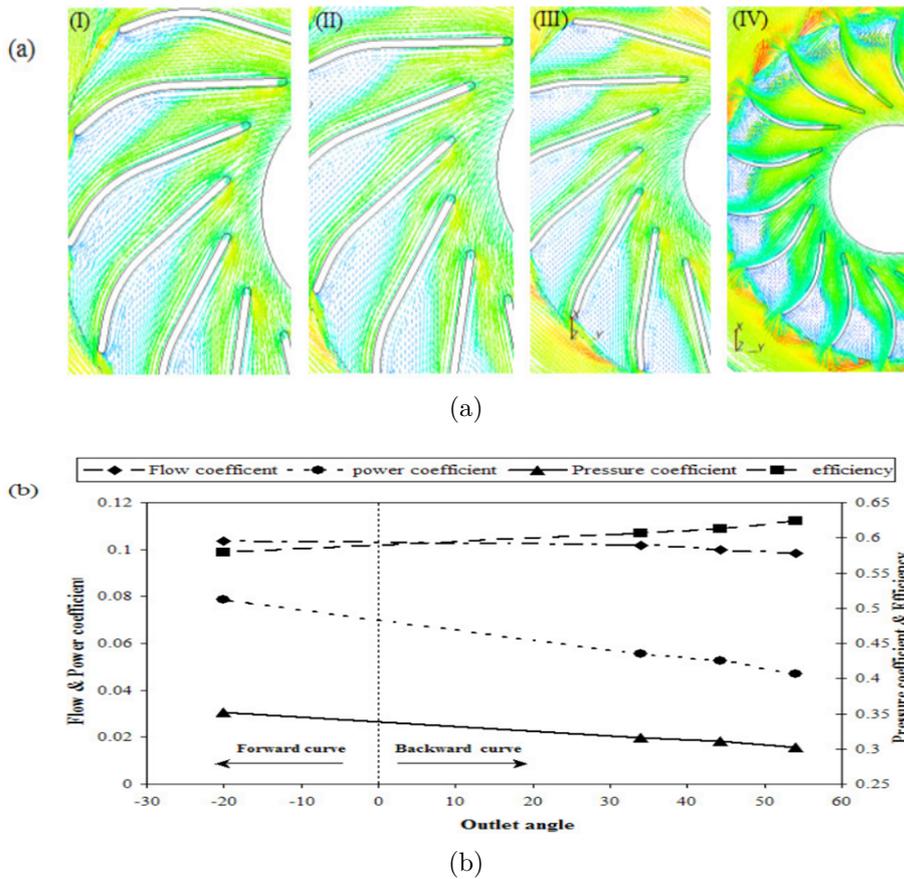


Figure 5: (a) formation des zones de recirculation pour les différents angles de sortie, (b) les caractéristiques de performances de ventilateur à ces angles de sortie à 4000tr/min.

Ils ont déduit que les ventilateurs à pales courbées en avant montrent plusieurs zones de recirculation, résultant en génération de bruit [13]. Ceci est indésirable car il peut augmenter le niveau de puissance acoustique à large bande [14]. Et aussi ils ont prouvé après une longue discussion à partir des résultats obtenus sur la figure 5b que l'augmentation de débit du ventilateur est accompagnée par la consommation d'énergie élevée et diminution

## 1 Etude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique

de l'efficacité du ventilateur chaque fois l'angle de sortie soit faible (le cas de ventilateur a pales courbés vers l'avant).

Ils ont fait aussi des tests sur un moteur de scooter à différences vitesses pour les deux types de ventilateur, ils ont observé que la réduction de la température des surfaces du moteur était plus avec le ventilateur à pales courbé vers l'avant, Par conséquent, il ont suggéré que ce ventilateur doit être utilisé partout où les problèmes liés à la température se produisent dans le moteur en particulier dans les grands moteurs de déplacement sans se soucier de la consommation de puissance élevée et sa faible efficacité.

### 1.2.4 Effet du rapport des diamètres $d_r$

Le rapport de diamètre,  $d_r = \frac{d_i}{d_o} = \frac{r_i}{r_o}$  (représenté sur la figure 3) est encore un autre paramètre important qui affecte la performance du ventilateur.

Pour cette analyse ils ont effectué une étude pour trois rapports de  $d_r$  (0.38, 0.50 et 0.69), en faisant varier le diamètre intérieur et le maintien constant de diamètre extérieur. Figure 6 montre la structure de ventilateur pour les différents rapports (en haut) et leur effet sur la performance de ventilateur(en bas).

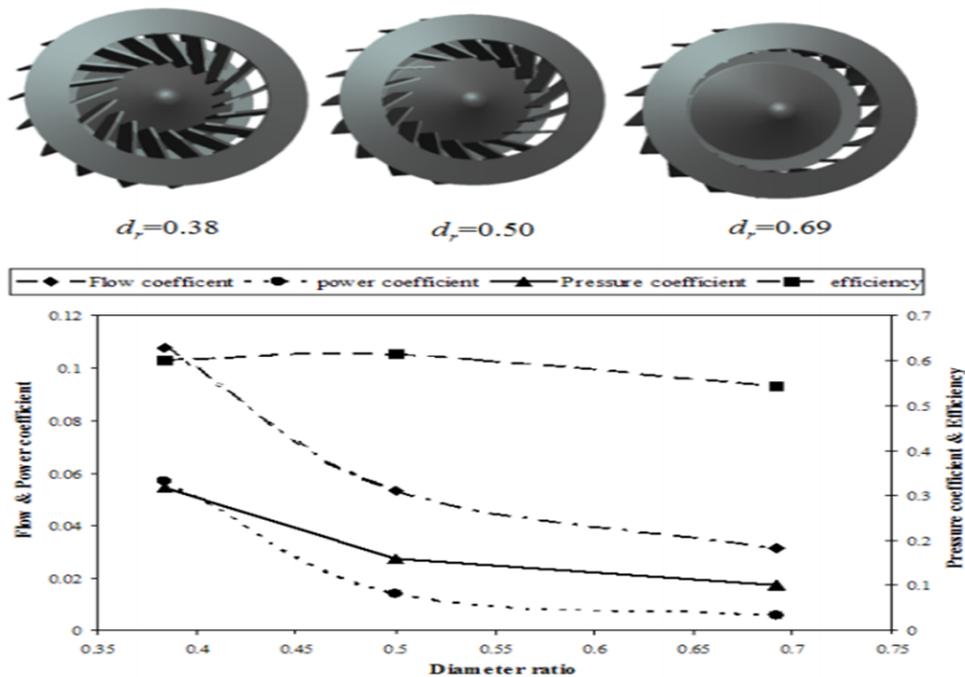


Figure 6: la structure de ventilateur pour les différents rapports (en haut) et l'effet de ce rapport sur la performance de ventilateur(en bas) à 4000tr/min.

Ils ont déduit que L'efficacité des ventilateurs augmente tel que la plus grande efficacité

a été observé pour  $d_r=0.5$  puis elle diminue quand  $d_r$  augmente, même si le débit, la pression et le coefficient de puissance montre une tendance à la baisse.

### 1.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. Augmentation du nombre de pales augmente le coefficient d'écoulement accompagné par augmentation du coefficient de puissance. Cependant, la différence dans la performance (rendement, débit et coefficient de puissance) tend à diminuer au coefficient de pression plus élevée.
2. Augmentation du nombre de pales augmente le coefficient de débit et l'efficacité grâce à une meilleure orientation des flux et des pertes réduites.
3. Des études expérimentales suggèrent que la chute de la température du moteur est importante avec un ventilateur à pales courbés vers l'avant. Par conséquent, l'utilisation de ce type de ventilateur est recommandée sur les véhicules où les exigences de refroidissement sont élevées.
4. Le rendement du ventilateur augmente d'abord puis diminue avec un rapport de diamètre. La meilleure efficacité du ventilateur a été observée pour un rapport des diamètres de 0,5.

## 2 Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit.

### 2.1 Introduction

En raison de nombreuses applications dans les industries, les recherches sur les ventilateurs centrifuges et leurs problèmes liés au bruit est en augmentation ces derniers temps. Christopher[15] a mené des expériences sur trois types de ventilateurs différents pour déterminer le principal bruit des mécanismes de génération. Chen-kang et Mu-Fr[16], ils ont utilisé Fluent (CFD) pour simuler quatre ventilateurs centrifuge à pales courbés vers l'arrière contrarié. Cao et Hu[17] a proposé une approche de conception pour atteindre une bonne performance aérodynamique et acoustique d'un système de ventilation. Moreland[18] a expliqué l'effet du logement sur ventilateur centrifuge pour la réduction du bruit. Lu et al.[19] présenté une optimisation numérique pour réduire les vibrations

## 2 Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit.

---

et le bruit d'une volute de ventilateur centrifuge. Mao et al[20] calcule le bruit rayonnant à partir de pales rotatives entouré par une volute centrifuge à l'aide d'une hybride méthode de calcul aéroacoustique.

### 2.2 Les travaux de S. Ramakrishna, Vommi Krishna, A. Ramakrishna et K. Ramji

En janvier 2014 S. Ramakrishna et AL.[21] ont porté leur étude sur l'analyse de ventilateur centrifuge pour la réduction du bruit par CFD validé par des mesures expérimentales, dans la première étape ils ont identifié les sources de bruit et sa quantification. L'étude a été effectuée sur les ventilateurs centrifuges à pales courbés vers l'arrière, à pales radiales et à pales courbés vers l'avant. Le ventilateur centrifuge considéré a 12 pales, entraîné par un moteur électrique, pour évaluer leur performance aéroacoustique et aérodynamique à sa efficacité optimale correspondant à la vitesse de fonctionnement de 2260 tours par minute.

#### 2.2.1 Etude expérimentale:

La capacité du moteur est de 3,375 KW et son efficacité est de 80%. Toutes les mesures sont effectuées à des conditions de fonctionnement (vitesse optimale 2260 tr/min) optimales pour comparer le bruit dans les trois types de ventilateur testés.

La figure 7.a illustre le montage expérimental pour les mesures aéroacoustique, Le bruit du ventilateur centrifuge a été mesuré par un sonomètre Bluer & Kjaer-2260, un logiciel BZ7210 a été utilisée pour analyser les données obtenues à partir de sonomètre.

La figure 7.b montre le montage expérimental pour les mesures aérodynamiques, un compteur d'orifice est fixé à la sortie de la ligne de conduite à mesurer le débit réel. Un tube de Pitot et d'un thermomètre ensemble est prévu à la sortie pour mesurer la vitesse et la température. Manomètres U-tube sont prévus pour mesurer la pression différence à travers l'appareil de mesure à orifice et le tube de Pitot.

#### 2.2.2 Etude Numérique

Le diamètre de sortie de toutes les roues est de 440 mm, le diamètre d'entrée est de 200 mm et elle contient 12 pales équidistantes. La distance minimale entre la roue et le boîtier est 55mm. La largeur de la roue et le boîtier sont de 100 mm et 210 mm respectivement.



Figure 7: montage expérimental : (a) mesures aéroacoustique, (b) mesures aérodynamiques.

Figure 8.a montre le modèle solide de roue a pales courbé vers l'arrière et la figure 8.b montre le modèle solide de ventilateur centrifuge (roue et boîtier)

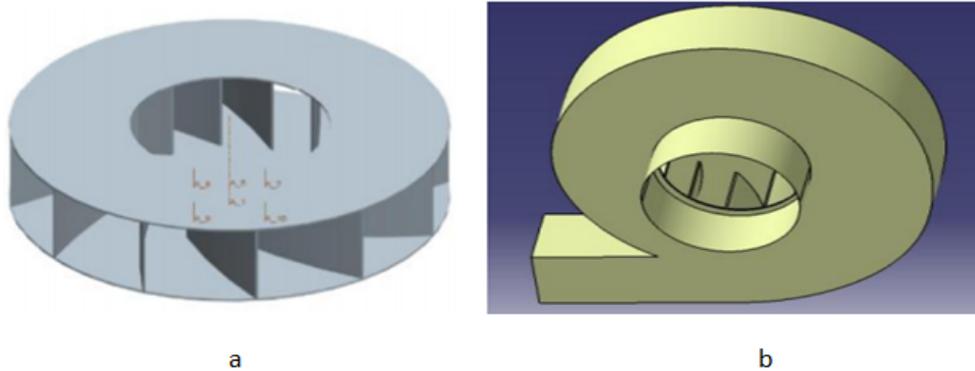


Figure 8: modèle solide: a- roue a pales courbés vers l'arrière, 2-b- ventilateur centrifuge (roue et boîtier).

Les calculs numériques aérodynamiques sont obtenus par CFD (Computational Fluid Dynamics), les calculs aéroacoustique sont obtenus par CAA (Computational aeroacoustics Analysis), effectuées à des conditions de fonctionnement optimales pour comparer avec les mesures expérimentales établi précédemment pour les trois types de ventilateur.

### 2.2.3 Résultats et discussion

Le tableau 2 montre la comparaison des résultats aérodynamique et aéroacoustique de simulation et de mesure des trois types de ventilateur centrifuge.

## 2 Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit.

Table 2: comparaison des résultats aérodynamique et aéroacoustique.

	Backward impeller			Radial impeller			Forward impeller		
	Measurement	Prediction	Error (%)	Measurement	Prediction	Error (%)	Measurement	Prediction	Error (%)
Overall SPL (dB(A))	92.6	85.8	7.3	97.3	88.2	9.2	102.5	93.9	8.4
Pressure at outlet (N/m <sup>2</sup> )	2079.5	2320	11.56	1481.9	1653	12.34	1471.8	1680	13.3
Velocity (m/sec)	29.6	32.56	10.00	28.95	33.29	14.99	25.66	28.73	12.0
Discharge (m <sup>3</sup> /s)	0.399	0.453	13.53	0.378	0.434	14.81	0.365	0.415	13.6
Total Efficiency	60.35	67.54	11.9	39.70	43.45	9.4	36.58	41.34	13.1

Les paramètres aérodynamiques et aéroacoustique de ventilateur centrifuge avec roue à pales courbés vers l'arrière, roue à pales radiale et roues à pales courbé vers l'avant sont prévus et récapitulés sur le Tableau 2 et des résultats obtenu à partir d'analyses numériques sont comparées à les résultats de mesure.

Durant ce travail ils ont confirmé un très bon accord observé entre les résultats expérimentaux et numériques.

### 2.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. Le ventilateur centrifuge avec roue à pales courbé vers l'arrière génère un grand débit et moins de bruit par rapport au ventilateur a pales radiales et a pales courbé vers l'avant.
2. Moins de débit et grand bruit est observée avec roue à pales courbés vers l'avant.
3. Les résultats aérodynamiques et aéroacoustique de la roue à pales radiale sont compris entre les résultats obtenus pour la roue à pales courbé vers l'arrière et pour la roue à pales courbé vers l'avant.

### 3 Prédiction des Caractéristiques dynamiques et aérodynamiques du ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant

#### 3.1 Introduction

Actuellement, il y a une augmentation universelle des exigences sur un compresseur centrifuge et ventilateurs centrifuges industriels, Exigence à la fois pour le rapport de pression et l'efficacité a été augmenté. Il est très important pour déterminer les caractéristiques aérodynamiques de la nouvelle turbomachine dans un processus de conception. Les codes CFD commercial sont maintenant utilisés pour une solution de cette tâche en notant par exemple les travaux de Polanský et al [22], Gallimore et al [23], Cyrus et al [24].

#### 3.2 Les travaux de Jiří Polanský, László Kalmár et Roman Gášpár

En 2013, Jiří Polanský et al.[25] ont publié l'article basé sur la modélisation numérique dans ou ils ont déterminé les caractéristiques aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant (figure 9.a), trois variantes de la géométrie ont été étudiées, la première variante "A" de base contient 12 pales, La géométrie de la deuxième variante "B" contient 12 pales et 12 semi-pales et La troisième variante "C" contient 24 pales sans semi-pales, les calculs numériques ont été réalisés par CFD Ansys.

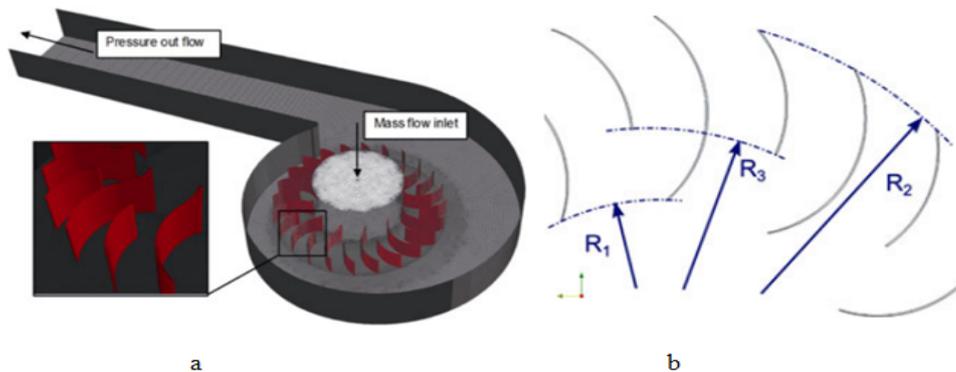


Figure 9: (a) la géométrie et les conditions aux limites du ventilateur centrifuge (Fluent 13), (b) la géométrie des pales et des semi-pales (ParaFoam).

Ils ont utilisé des semi-pales à différents longueur, cette longueur est donné en fonc-

### 3 Prédiction des Caractéristiques dynamiques et aérodynamiques du ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant

tion de  $\lambda$  avec  $\lambda = (R_2 - R_3)/(R_2 - R_1)$  Et toutes les longueurs utilisées par CFD illustré sur la figure 10 :

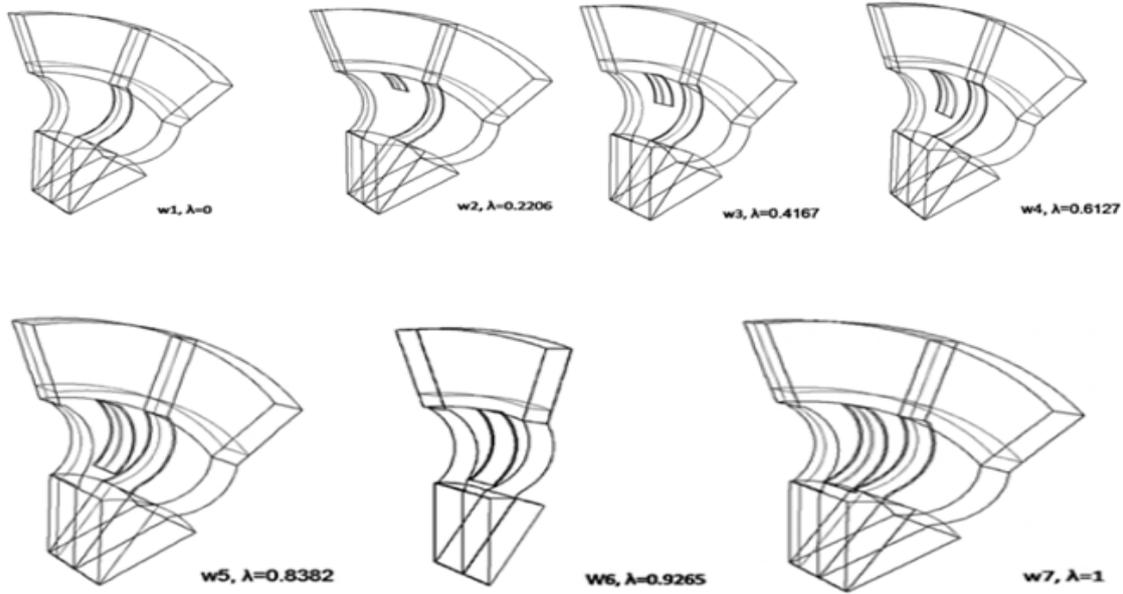


Figure 10: la géométrie des différentes longueurs des semi-pales.

#### 3.2.1 Résultats

Les figures 11 et 12 représentent la dépendance de l'efficacité en fonction de coefficient de débit ( $\phi$ ) et le coefficient de pression ( $\psi$ ) en fonction de coefficient de débit respectivement.

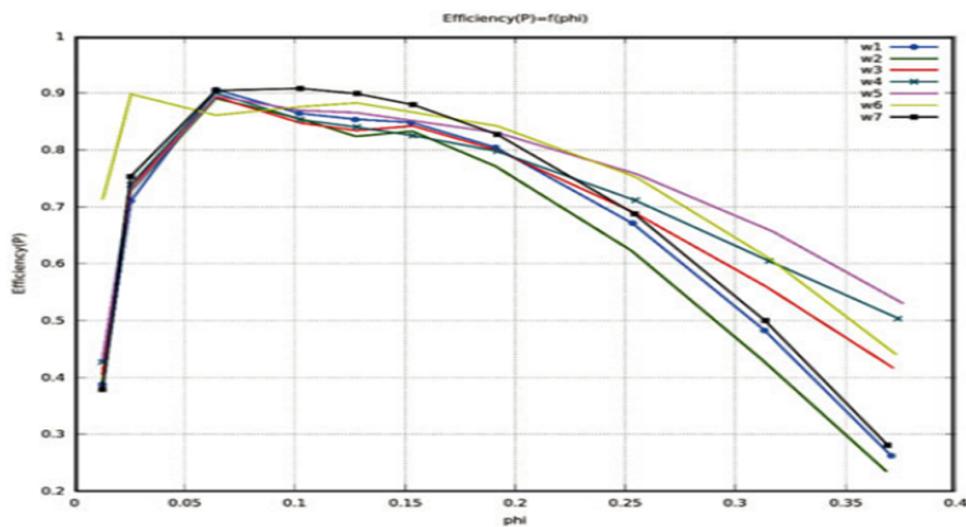


Figure 11: la dépendance de l'efficacité et de coefficient de débit ( $\phi$ ).

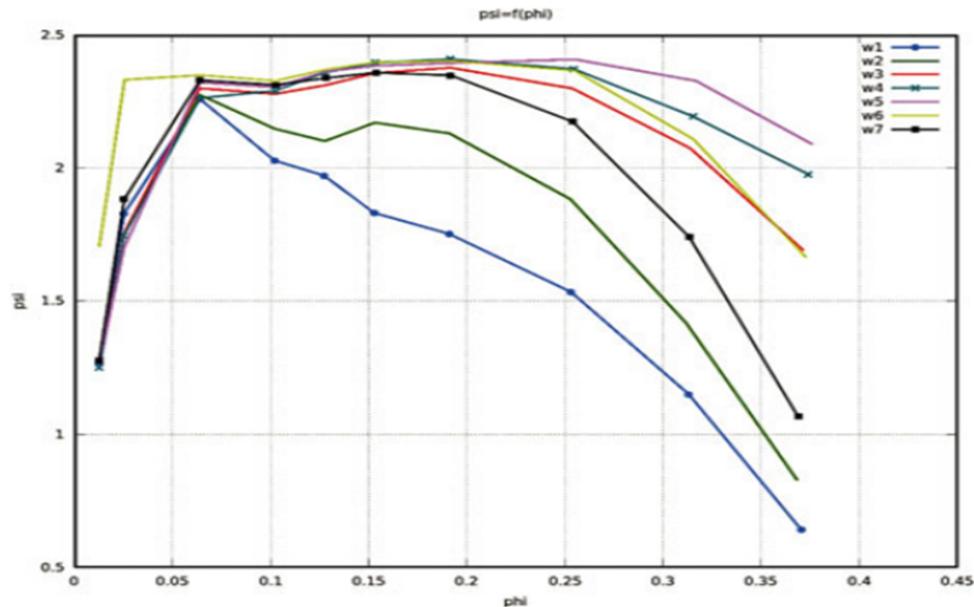


Figure 12: la dépendance de coefficient de pression ( $\psi$ ) et de coefficient de débit ( $\phi$ ).

### 3.3 Conclusion

Ils ont prédit les performances aérodynamiques de plusieurs variantes par moyen du code Fluent 13, et les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. L'effet de la longueur de semi-pale déterminé par calcul CFD est plus significatif au coefficient plus élevé de débit massique (les deux figures précédentes montrent cet effet).
2. La longueur optimale des semi-pales est observée autour de  $\frac{1}{2}$  longueur totale de la pale.
3. Le coefficient de pression augmente de plus en plus chaque fois la variante contient plus des pales cela est évident et compréhensible.
4. Evolution pour la variante W7 ont un caractère d'évolution horizontale (Fig 12) jusqu'à ce que la valeur de coefficient de débit de masse soit 0,15, après cela les diminutions sont vu tout comme la variante w1.
5. Les variantes W4 et W5 possèdent un caractère horizontal de la courbe (Fig 12) à des valeurs de débit massique plus élevés ce qui signifie, dans le cas du coefficient de débit ( $\phi = 0,3$ ), ces ventilateur travaille toujours avec des valeurs plus élevées du coefficient de pression. Pour ces coefficients des valeurs du débit la valeur de

## 4 Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel

---

pression élevée des variantes w1 et w7 diminue de moins de 50% de sa valeur nominale.

6. Même caractère de la courbe est clair dans le cas de l'efficacité en fonction de coefficient de débit (fig 11), pour un coefficient de débit élevé ( $\phi = 0,3$ ), les rendements les plus élevés sont obtenus avec des variantes W4 et W5.

## 4 Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel

### 4.1 Introduction

Beaucoup de travail a été fait par divers chercheurs dans l'application de (CFD) pour les flux de turbomachines. L'état de l'art de cette pratique est montré dans Lakshminarayana [26], Elder et al. [27], Horlock et Denton [28]. Beaucoup de paramètres tels que l'efficacité, augmentation de la pression, coefficient de débit, le travail d'entrée, et les ratios géométriques, caractérisent la performance opérationnelle des ventilateurs industriels de ventilation. Les flux dans ces ventilateurs sont complexes, visqueuse, instable et en trois dimensions et la CFD permet une meilleure compréhension des phénomènes d'écoulement qui serait autrement impossible ou coûteux de recueillir expérimentalement.

### 4.2 Les travaux de W.K. Ng et M. Damodaran

En 2006, W.K. Ng et M. Damodaran [29] ont décrit une analyse des flux à l'intérieur de ventilateurs industriels pour faciliter la conception de calcul afin d'obtenir des caractéristiques optimales de performance du ventilateur. La méthode des volumes finis et la notion de mailles coulissante avec grilles zonale de rotation est utilisée, pour résoudre les équations instables de Navier-Stokes afin de simuler l'écoulement interne, ils ont comparé entre deux ventilateurs centrifuges, le premier à une entrée unique et l'autre à double entrée pour des conditions opérationnelles spécifiées par un fournisseur de l'industrie. Les caractéristiques de performance de ventilateur sont extraites et vérifiées avec les données expérimentales fournies par le vendeur. L'impact des deux profils de la pale de ventilateur nommées profil de bord émoussé et profil d'aile (pale à profil aérodynamique) sur la performance de ventilateur à double entrée sont également évaluées.

### 4.2.1 Résultats et discussion

Il est utile de tracer le contour de la pression à la sortie lorsque la pression manométrique totale sera utilisée ultérieurement pour calculer le rendement total du ventilateur, défini par:  $\eta_t = (P_t * Q) / BHP$  Où  $Q$  est le débit en  $m^3/s$ ,  $P_t$  est la pression totale mesuré en Pa, BHP (brake horsepower) puissance au frein en watts. La figure 13 montre la répartition de la pression totale à la sortie.

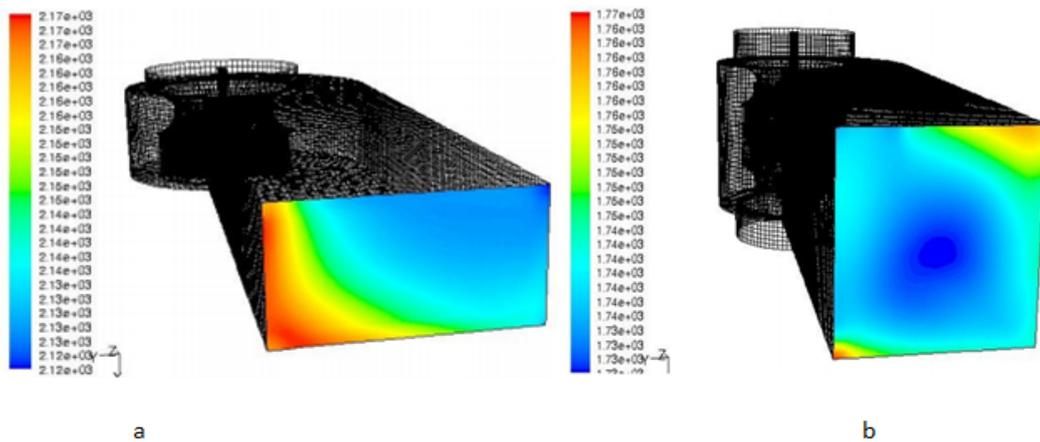


Figure 13: répartition de la pression totale a la sortie de ventilateur (a) :ventilateur a une entrée unique pour un débit de  $0.95m^3/s$ , 2500tr/min, (b) : ventilateur a doubles entrées pour un débit de  $1.2m^3/s$ , 2200tr/min.

En effet, ils ont remarqué que la répartition de la pression à la sortie de ventilateur a une entrée unique est non symétrique par rapport à l'axe Y. par contre la distribution de la pression pour le ventilateur à double entrée est proche à être symétrique.

Afin de comparer la performance des deux ventilateurs centrifuges, à une vitesse de fonctionnement de 2200 tr/min. ils ont donné les résultats récapitulé sur Les figures 14 et 15 qui comparent respectivement les variations de la jauge de pression totale et l'efficacité en fonction de débit volumique obtenu par la CFD et par l'expérimentale.

## 4 Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel

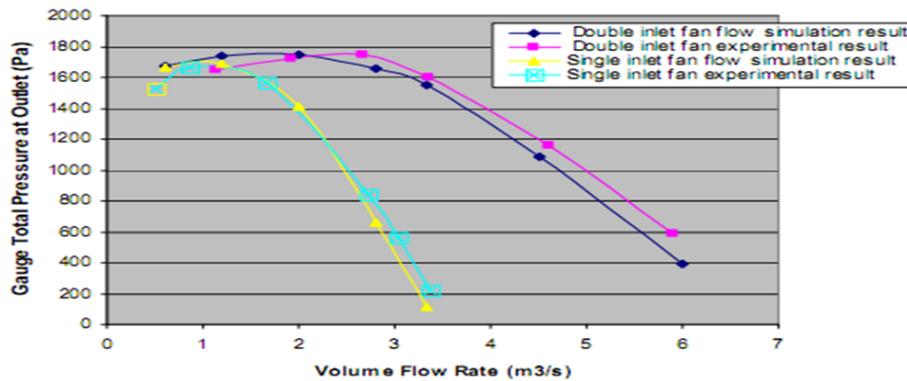


Figure 14: Les courbes de la pression totale à la sortie des deux ventilateurs en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min.

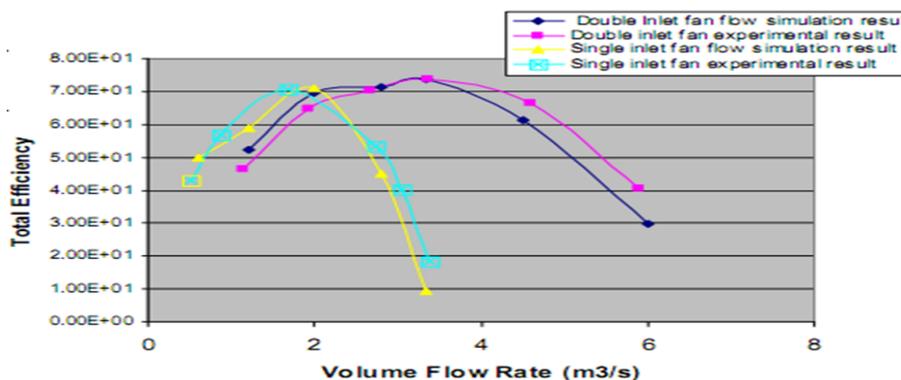


Figure 15: Les courbes de l'efficacité des deux ventilateurs en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min.

Ils ont remarqué que :

- le ventilateur à double entrée génère une jauge de pression totale supérieure à celle générée par le ventilateur à une entrée unique pour le même débit volumique et pour la même vitesse de rotation.

- le ventilateur à une entrée unique ne convient pas à des débits volumiques élevés.

- La figure 15 montre que le ventilateur à une entrée unique a un rendement total plus élevé que le ventilateur à double entrée pour des débits volumiques inférieurs à  $2\text{m}^3/\text{s}$ , malgré que il donne une jauge de pression totale à la sortie inférieure à celle donnée par le ventilateur à double entrée et a un rendement total nettement inférieur pour des débits supérieurs à  $2\text{m}^3/\text{s}$  en raison d'une réduction soudaine de la jauge de pression totale à la sortie.

## Différents travaux de recherches

- Pour faire tourner les roues à la même vitesse, le ventilateur à double entrée nécessite plus de puissance car il entraîne deux roues au lieu d'une.

- Le ventilateur à double entrée donne une jauge de la pression totale plus élevée à la sortie, mais a un rendement total inférieur en raison d'une exigence de puissance plus élevée.

Ils ont aussi analysé l'impact sur la performance de ventilateur à double entrée des deux profils de la pale de ventilateur, pale à profil de bord émoussé (c'est des pales utilisé précédemment pour les deux types de ventilateurs) et pale à profil d'aile. Les figures 16 et 17 comparent respectivement les variations de la jauge de pression totale et l'efficacité en fonction de débit volumique a une vitesse de rotation de 2200tr/min obtenu par la CFD et par l'expérimentale pour ces deux ventilateur qui différent entre eux par le profil de la pale.

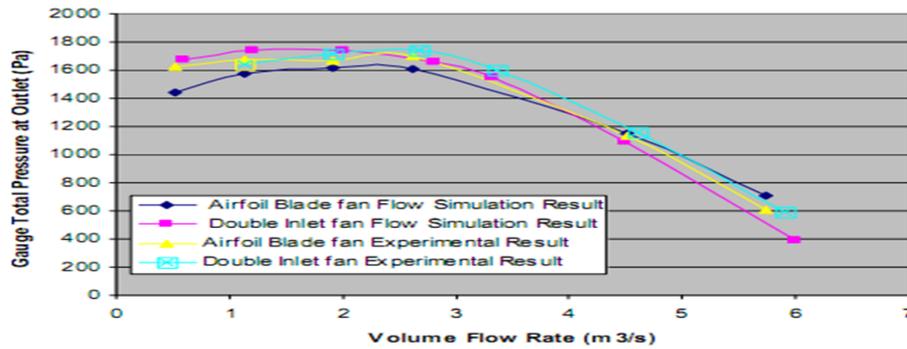


Figure 16: Les courbes de la pression totale à la sortie de ventilateur à double entrée a pales à profil de bord émoussé et d'un ventilateur à pale à profil d'aile en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min.

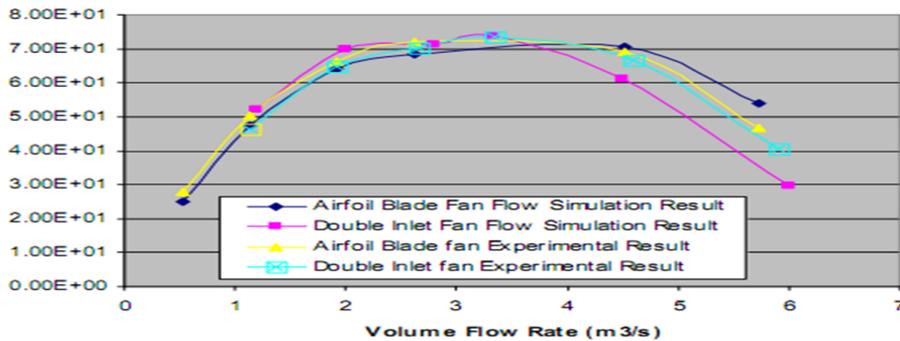


Figure 17: Les courbes de l'efficacité de ventilateur à double entrée a pales à profil de bord émoussé et d'un ventilateur à pale à profil d'aile en fonction de débit volumique obtenu par la simulation et par l'expérimentale a une vitesse de rotation de 2200 tr/min.

## 4 Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel

---

Ils ont remarqué que :

- La pression totale à la sortie augmente avec la diminution du débit volumique, tandis que le ventilateur à pales à profil de bord émoussé a une jauge de pression totale supérieure au ventilateur à pales de profil aérodynamique (aile) en général (figure 16).

- Les différences entre les résultats de simulation d'écoulement et les résultats expérimentaux peuvent être observées bien que les tendances sont très similaires.

- Il apparaît en comparant les résultats expérimentaux que l'efficacité totale de ventilateur à pale à profil d'aile est supérieur à celui du ventilateur à ailettes émoussé en raison d'une exigence de puissance plus faible.

- En comparant les résultats de simulation d'écoulement, le ventilateur à pale à profil d'aile a un rendement total plus élevé que le ventilateur à ailettes émoussée à des débits de volume élevé.

### 4.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. le ventilateur à double entrée est convenable lorsqu'une jauge de pression totale plus élevée est souhaitée.
2. Le ventilateur à une entrée unique est convenable, à des débits volumes faibles, car il donne un rendement total plus élevé.
3. Le ventilateur à pales à profil aérodynamique a une jauge de pression totale supérieure pour des débits volumique importants avec moins de puissance nécessaire pour la rotation du ventilateur.
4. Ces pales à profil aérodynamique ont un niveau inférieur du tourbillon que le ventilateur à ailettes émoussé.
5. Cependant, l'efficacité totale de ventilateur à pales à profil aérodynamique est plus élevée que celle de ventilateur à ailettes émoussée en raison d'une exigence plus faible de puissance.

## 5 Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge

### 5.1 Introduction

Beaucoup de chercheurs ont travaillé dans la mesure des fluctuations de pression dans les ventilateurs comme un moyen d'identifier les sources de bruit aérodynamique. En particulier, Carolus et Stremel [30] ont exposé certains de ces exemples et leur application à un ventilateur axial basse pression, ils ont analysé la contribution de la turbulence d'entrée sur la génération de bruit, Fehse et Neise [31] ont étudié la génération de bruit de basse fréquence dans les ventilateurs centrifuges, Ohta et al. [32, 33] ont étudié la génération de bruit tonal dans un ventilateur centrifuge à basse vitesse spécifique.

### 5.2 Les travaux de Rafael Ballesteros, Sandra Velarde-Suárez, Juan Pablo Hurtado-Cruz et Carlos Santolaria-Morros

En mars 2006 Rafael Ballesteros et al. [34] ont fait une étude sur les fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge, ils ont appliqué un modèle numérique afin d'obtenir les variations de pression de mur de la volute, Les résultats numériques ont été comparés à des résultats expérimentaux obtenus dans la même machine.

Le code FLUENT a été utilisé pour calculer la pression en fonction du temps à la fois dans le rotor et dans la volute, de cette manière, les fluctuations de pression à certains endroits sur la paroi de volute ont été obtenus, les spectres de puissance de ces fluctuations ont été obtenus, montrant un pic importante à la fréquence de passage des aubes, L'amplitude de ce pic présente les valeurs les plus élevées à proximité de la languette de volute.

#### 5.2.1 Description du ventilateur et les procédures expérimentales

La machine testée est un ventilateur centrifuge de simple aspiration entraîné par un moteur à courant alternatif de 9,2 kW tournant à 1500 tr/min. La roue testée a dix pales inclinées vers l'arrière avec un diamètre de sortie de 400 mm. La largeur de la roue et la volute sont, respectivement, 130 mm et 248 mm. Les mesures de pression acoustique à la conduite de sortie du ventilateur ont été réalisées en utilisant un Microphone B & K 4189 1/2 in. En outre, les Microphones B & K 4138 1/8 in. Étaient montés sur la surface de la volute, spécialement dans les environs de la langue de la volute, afin de mesurer les fluctuations de pression de surface. Les signaux provenant des microphones ont été

## 5 Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge

introduits dans un ordinateur personnel en utilisant une carte analogique-numérique.

Les mesures de fluctuation de pression de surface ont été faites à cinq endroits (P01 à P05) très proche de la langue de volute et à neuf autres endroits (P06 à P14), réparti uniformément autour de la volute, le tableau 3 résume les coordonnées angulaires des positions de mesure sur la surface de la volute, l'origine des angles est placée à la languette de la volute, dans chaque position angulaire, quatre mesures ont été effectuées à la  $z / B$  coordonnées suivantes: 0,15, 0,30, 0,40, et 0,75. L'origine des coordonnées  $z$  est placée au niveau du moyeu de la roue.

Table 3: les coordonnées angulaires des positions de mesure sur la surface de la volute.

Tongue Points	Angular Position (°)	Volute Points	Angular Position (°)	Volute Points	Angular Position (°)
P01	0	P06	60	P11	210
P02	2	P07	90	P12	240
P03	9	P08	120	P13	270
P04	16	P09	150	P14	300
P05	23	P10	180		

La figure 18 montre deux croquis du ventilateur avec l'emplacement des points de mesure.

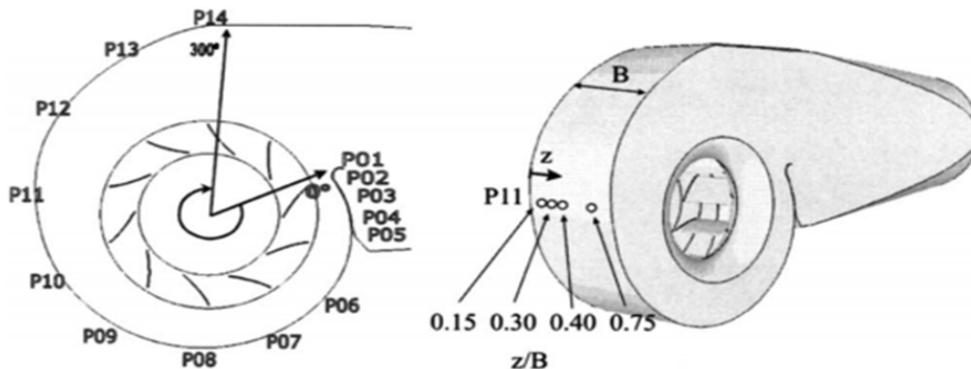


Figure 18: croquis du ventilateur avec l'emplacement des points de mesure.

### 5.2.2 Description de la procédure de simulation numérique

En parallèle avec les mesures, une simulation numérique de l'écoulement instable dans le ventilateur centrifuge décrit ci-dessus ont été effectuées. Afin de vérifier les capacités du modèle numérique pour décrire les caractéristiques d'écoulement à l'intérieur du ventilateur, une simulation numérique à deux dimensions de l'écoulement instationnaire a été d'abord effectuée. Une meilleure définition des caractéristiques d'écoulement a été obtenue avec une simulation en trois dimensions complète. Tous les calculs ont été effectués avec un logiciel FLUENT. Ce code utilise la méthode des volumes finis et les équations de Navier-Stokes sont résolues sur un maillage non structuré (figure 19). Le régime transitoire est résolu en utilisant une technique de maillage coulissant, qui a été appliquée avec succès à des flux de turbomachines. La turbulence est simulée avec le modèle  $k-\varepsilon$  standard. Le couplage pression-vitesse est effectué par l'algorithme SIMPLEC, Second ordre.

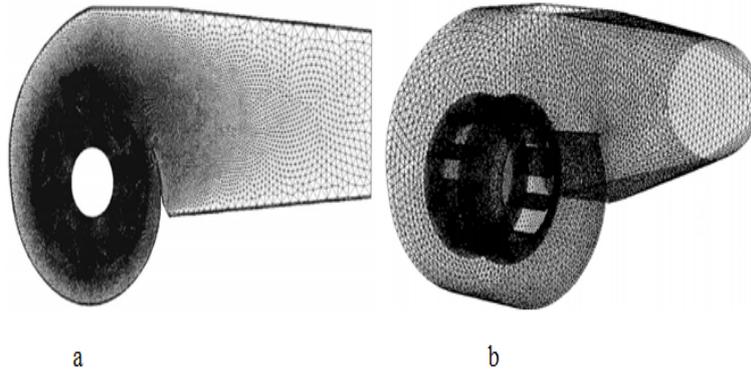


Figure 19: Le maillage non-structuré utilisé par CFD, (a) : cas 2D ; (b) : cas 3D

### 5.2.3 Résultats et discussion

Dans la Fig 20, les courbes de performance numériques et expérimentales pour le ventilateur testé sont comparées. Le meilleur point de rendement BEP (best efficiency point) correspond à un débit  $Q = 0,92 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $\varphi = 0,093$ ), avec une montée en pression totale  $P_t = 500 \text{ Pa}$  ( $\psi = 0,105$ ). Les résultats obtenus lors de la simulation 2D ont été également représentés sur cette figure, afin d'illustrer l'importance des effets 3D.

## 5 Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge

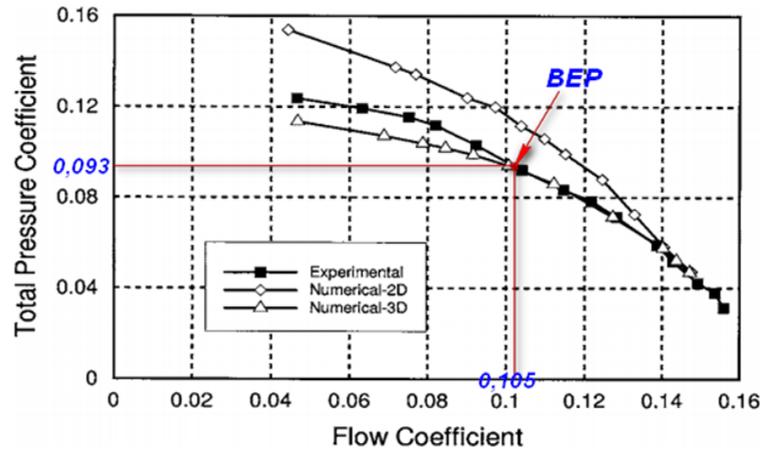


Figure 20: Comparaison entre les courbes de performance obtenue numériquement et expérimentalement.

Les courbes expérimentales et 3D simulées numériquement conviennent pour des débits égaux et supérieurs à la BEP. La courbe 2D-numérique est proche de celle expérimental seulement à des débits très élevés.

Figures 21 et 22 montrent l'évolution des fluctuations de pression avec le temps, obtenu à la fois par le modèle numérique 3D et expérimentale, pour deux débits différents: le BEP et le  $1,35 \times \text{BEP}$  ( $\varphi = 1,35 \times 0,093$ ). Dans la Fig. 21, les résultats obtenus à la position P02 (la position angulaire à 2 degrés,  $z/B=0.30$ ) ont été représentés, et dans la Fig. 22, les résultats obtenus à la position P10 (position angulaire à 180 degrés,  $z/B=0.30$ ) ont été représentés.

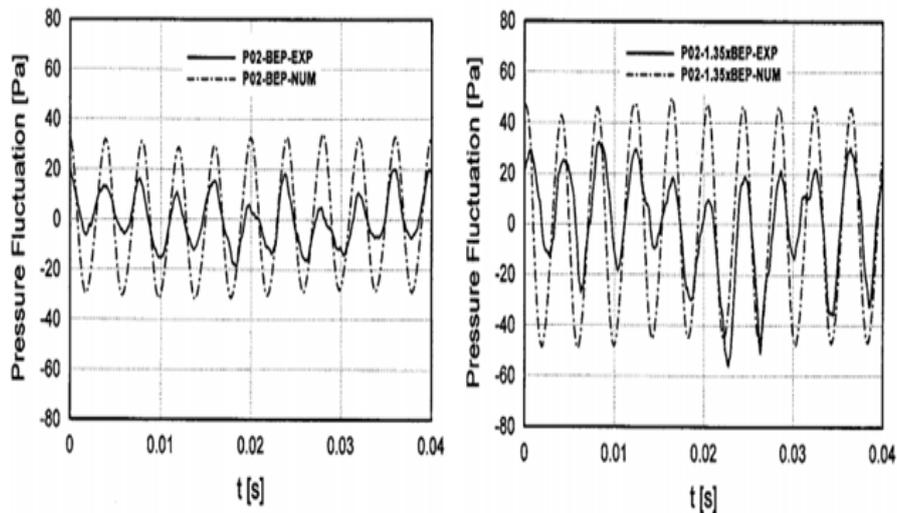


Figure 21: Evolution de la fluctuation du pression dans la volute avec le temps au point P02.

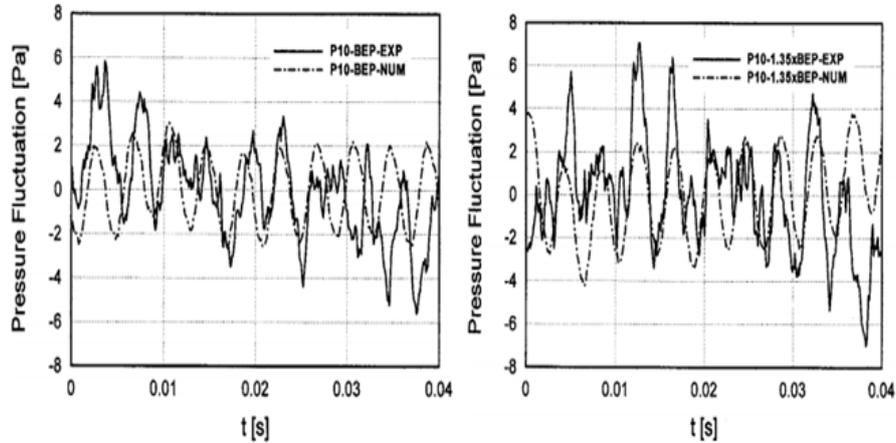


Figure 22: Evolution de la fluctuation du pression dans la volute avec le temps au point P10.

**A partir de ces résultats ils ont déduit que :**

- L'amplitude de la fluctuation de pression augmente avec le débit.
- le code numérique a reproduit d'une manière raisonnable à la fois l'ordre de grandeur et le modèle temporel des fluctuations de pression trouvés expérimentalement. Cependant, les signaux expérimentaux montrent d'autres sources de fluctuation de la pression outre le passage des pales, ce qui fausse le motif sinusoïdal clairement montré à la langue.
- L'amplitude de la variation de pression au niveau de point P10 diminue fortement par rapport à l'amplitude de la variation de pression déterminée au niveau de point P02.

Ils ont aussi déterminé les amplitudes des fluctuations de la pression pour tous les points donnés précédemment dans la figure 18 de la volute, les résultats obtenus sont donné sur les figures 23, 24, 25, 26, à la fois en numérique-3D et expérimentale, pour quatre débits différents: le BEP ( $\varphi = 0,093$ ),  $0,75 \times \text{BEP}$  ( $\varphi = 0,07$ ),  $1,35 \times \text{BEP}$  ( $\varphi = 0,126$ ), et  $1,70 \times \text{BEP}$  ( $\varphi = 0,158$ ) respectivement.

Le modèle 2D-numérique reproduit la tendance et l'ordre de grandeur des variations de pression obtenues expérimentalement, sauf dans la région de la volute près de la langue, où il y a une grande différence entre eux, cette différence augmente lorsque le débit est au-dessus du BEP.

Le modèle 3D numérique peut reproduire de façon raisonnable la tendance et l'ordre de grandeur des variations de pression obtenues expérimentalement. L'accord entre les résultats expérimentaux et numériques est particulièrement bon dans la  $z / B = 0,40$ . Par contre les résultats 3D numériques et expérimentales correspondant à des faibles valeurs de  $z / B$  sont légèrement différentes, spécialement près de la langue volute.

## 5 Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge

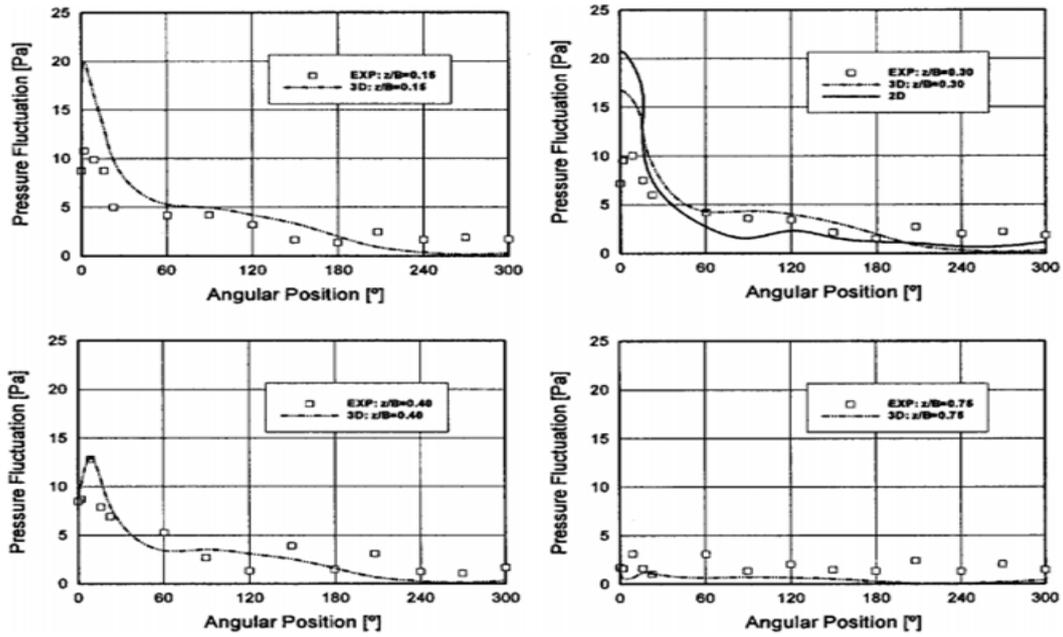


Figure 23: Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à  $0,75 \cdot \text{BEP}$ .

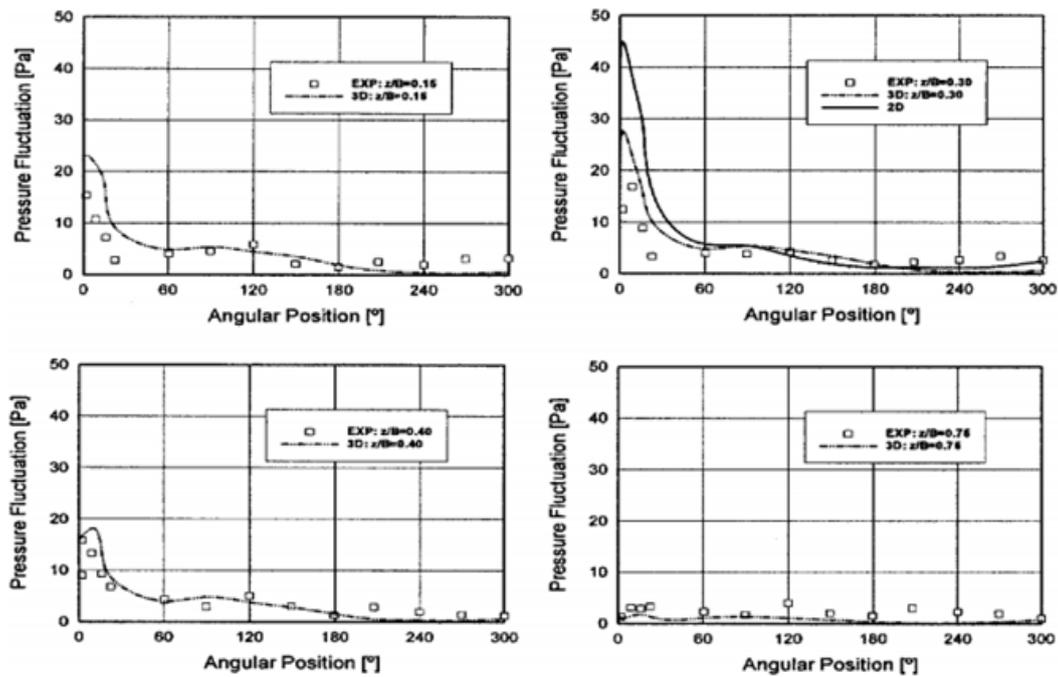


Figure 24: Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à  $\text{BEP}$ .

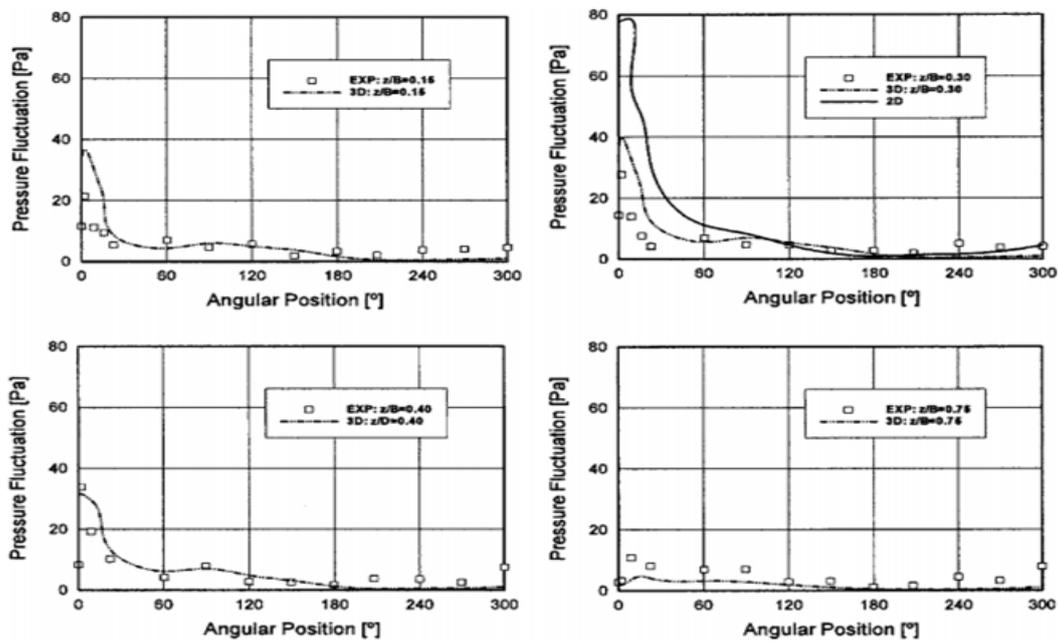


Figure 25: Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à  $1,35 \cdot \text{BEP}$ .

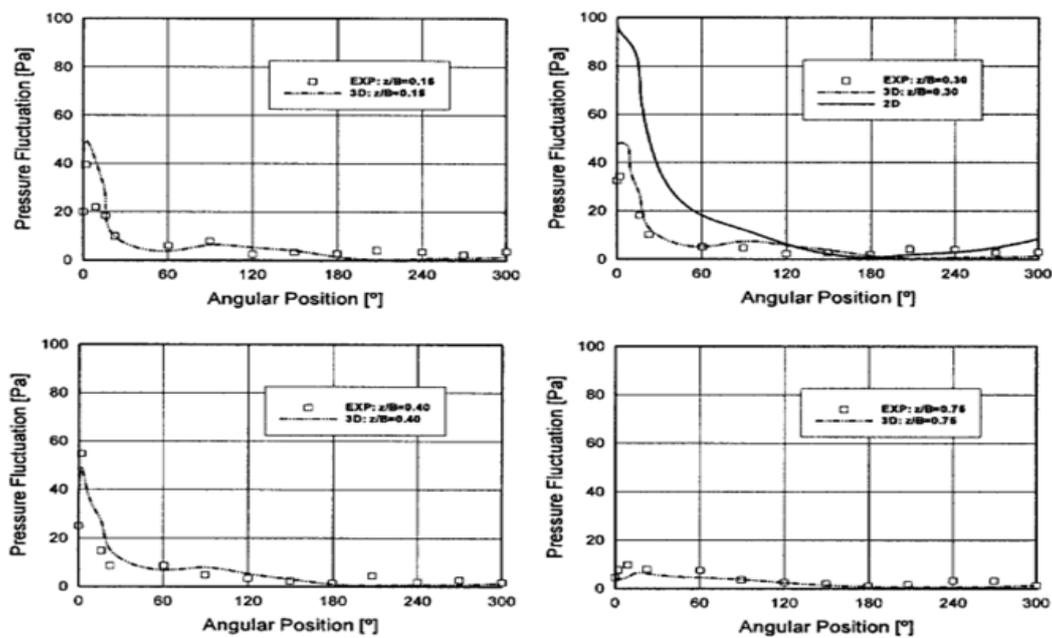


Figure 26: Amplitude des fluctuations de pression (pa) à la fréquence de passage des aubes, résultats numérique 2D, 3D et expérimentale avec un ventilateur travail à  $1,7 \cdot \text{BEP}$ .

## 6 Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuge par Analyse modal & CFD

---

Les résultats présentés permettent de conclure que la méthodologie 3D-numérique développé est un outil pour la simulation de l'écoulement instable en trois dimensions dans un ventilateur centrifuge.

### 5.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. L'amplitude de la variation de pression diminue fortement en fonction de la position angulaire le long de la volute, et cette amplitude atteint son maximum à la position  $z/B=0,3$ .
2. Une simulation numérique tridimensionnelle de l'écoulement instationnaire dans un ventilateur centrifuge a été effectuée. Les résultats numériques ont été comparés à des résultats expérimentaux obtenus dans la même machine.
3. L'accord entre les courbes de performances expérimentales et numériques est assez bon. Le code a également simulé avec succès les fluctuations de pression de la volute.
4. Les résultats obtenus dans la simulation numérique de l'écoulement instable sont encourageants et ils constituent la base d'une seconde étape dans laquelle le champ sonore sera calculé par une solution numérique d'un système approprié d'équations acoustiques, fondée sur l'analogie acoustique de Lighthill [35].

## 6 Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuge par Analyse modal & CFD

### 6.1 Introduction

Les ventilateurs centrifuges qui sont utilisés pour des applications alimentaires industriels ont des niveaux élevés de corrosion, la corrosion continue à produire par un contact avec l'eau et l'air, la sélection du système de ventilateur dépend de diverses conditions telles que les débits d'air, température de l'air, les pressions, les propriétés de flux d'air, etc. Bien que, le ventilateur est généralement choisi pour des raisons non techniques comme le prix, la livraison, la disponibilité de l'espace, etc.

## 6.2 Les travaux de KUSEKAR S.K et LAVNIS A.K.

Le présent travail a été effectué en **décembre 2014** par **KUSEKAR S.K. et LAVNIS A.K.** [36] vise à examiner le choix du matériau comme une alternative pour un meilleur contrôle des vibrations. Ils ont fait une discussion avec une personne responsable dans l'une des entreprises principales dans le domaine des jus de fruits, cette entreprise utilise un ventilateur centrifuge fabriqué à partir de matériau MS (**Mild Steel**, acier doux en français) pour la climatisation, la ventilation et maintenir la température des entrepôts de nourriture (figure 27). Ce responsable raconte qu'ils sont confrontés à de nombreux problèmes concernant ce ventilateur et il a cité:

- le problème majeur de la corrosion.
- le poids du présent ventilateur est élevée et les vibrations produites par le ventilateur centrifuge donnée est plus.
- Le débit est  $10.84 \text{ m}^3 / \text{s}$ , ce qui est en quelque sorte faible.

Ce document donne la solution à certains problèmes ci-dessus qui sont confrontés à l'industrie. Par une optimisation des parties critiques du ventilateur centrifuge utilisant l'analyse modale et CFD. Dans le présent document l'analyse modale est faite pour les matériaux MS, SS316L (SS:Stainless Steel,acier inoxydable en français), SS316L avec une réduction de 1mm d'épaisseur, qui sont des matériaux de qualité alimentaire, afin de réduire les vibrations et le défaut du ventilateur de la soufflerie centrifuge.

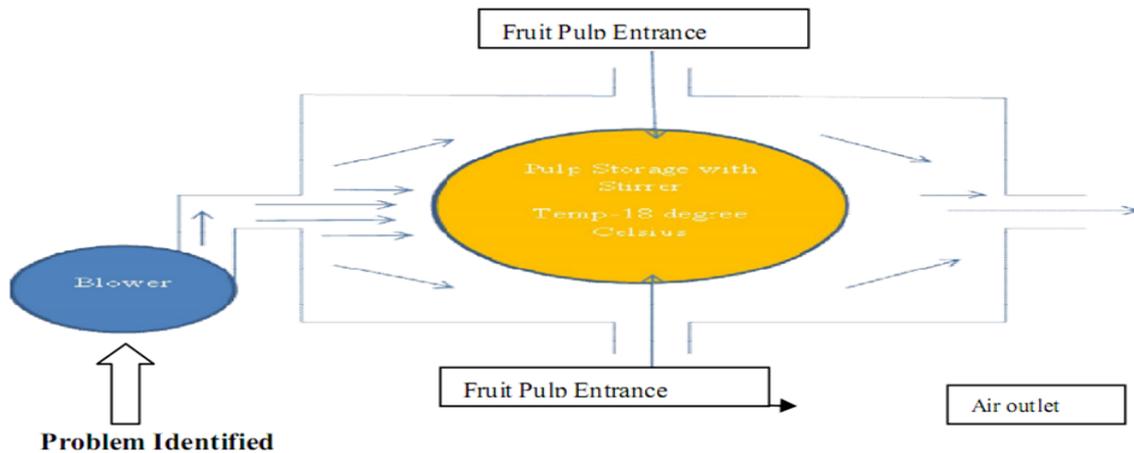


Figure 27: Schéma d'installation du système de ventilation.

### 6.2.1 Méthodologie de résolution

Ils ont utilisé : CATIA V5 R20 pour la Modélisation de ventilateur centrifuge, HYPER-MESH 11.0 pour le maillage (hexaédrique). Ensuite, le modèle maillé est importé dans

## 6 Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuge par Analyse modal & CFD

l'ANSYS pour l'analyse modale et la procédure de l'analyse modale est comme suite:

- Définir les deux matériaux et ces propriétés tels que le module de Young, coefficient de poisson, la densité massique et le coefficient d'amortissement, etc.
- Appliquer les conditions aux limites.
- Entrez le processeur de solution ANSYS dans lequel le type d'analyse est prise comme l'analyse modale, et en prenant procédé d'extraction de mode, en définissant nombre de modes à extraire.
- Résoudre le problème en utilisant la commande LS de la barre d'outils.

### 6.2.2 Résultats et discussion

Les résultats trouvé par **KUSEKAR S.K.** et **LAVNIS A.K.** récapitulés sur les trois tableaux ces dessous :

Table 4: comparaison des six premières fréquences naturelles (Hz) pour les matériaux SP, SS316L, SS316L avec une réduction de 1mm d'épaisseur

No. of Modes	Natural frequencies of MS blower fan in Hz	Natural frequencies of SS316L blower fan in Hz	Natural frequencies of SS316L with 1mm reduced thickness blower fan in Hz
1	30.532	31.656	25.172
2	30.643	31.772	25.348
3	48.683	50.476	43.99
4	144.63	149.96	124.08
5	159.58	186.2	147.68
6	159.64	165.46	148.08

Table 5: comparaison des déformations associé à ces six premières fréquences naturelles (Hz) pour SP, SS316L, SS316L avec une réduction de 1mm d'épaisseur

Mode	MS Deformation	SS316L Deformation	SS316L-1mm less thickness Deformation
1	364.78	11.535	11.77
2	364.86	11.538	11.797
3	283.21	8.9559	8.7103
4	353.78	11.587	11.67
5	959.32	30.336	15.212
6	992.22	-----	13.358

A partir des deux tableaux ci-dessus il est clair que SS316L avec une réduction de 1 mm d'épaisseur a:

- moins de déformation pour 6 modes différents. Par conséquent, il y a moins de chances pour la défaillance du matériau.

## Différents travaux de recherches

---

- il est clair que la fréquence naturelle est réduite en raison de la haute rigidité dans la soufflerie.

Table 6: les résultats obtenus par CFD pour une analyse des paramètres de ventilateur fabriqué par les matériaux MS et SS316L

Sr. No	Material	Velocity	Pressure	Modified Parameters for Duct	Design for	Remark
1	MS	27 m/s	3.0 Bar	a-0.730 m b-0.550 m		Provide by the Company
2	SS316L	30 m/s	3.0 Bar	a-0.777 m b-0.596 m		Calculated

Ils ont trouvé que la vitesse de sortie d'air du ventilateur SS316L est 30 m / s et celle de MS est 27 m / s, et comme le débit de la soufflerie est:

$$Q = \text{Aire du conduit} \times \text{Vitesse d'air.}$$

Le débit d'air du ventilateur SS316L est  $Q = a \times b \times V = 0,777 \times 0,596 \times 30 = 13.89 \text{ m}^3/\text{s}$ , Ce débit est supérieur au débit du ventilateur fabriqué à partir du matériau MS ( $10,84 \text{ m}^3/\text{s}$ ). Sachant que les paramètres d'entrée sont les mêmes pour les deux ventilateurs et le volume est aussi même.

### 6.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. Le problème de vibration du ventilateur centrifuge est réduit en utilisant un matériau SS316L en raison de sa grande rigidité.
2. La fréquence naturelle du ventilateur SS316L est réduite pour même raison.
3. La déformation de la soufflerie du ventilateur SS316L est moins par rapport à celle du ventilateur MS.
4. Le débit d'air de ventilateur centrifuge augmente.

## 7 Simulation de la génération d'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge

### 7.1 Introduction

Les ventilateurs sont largement utilisés dans l'industrie chimique, les centrales thermiques et ainsi de suite, la génération d'entropie est un bon indicateur de la perte d'énergie et de l'irréversibilité du système, l'analyse des caractéristiques de génération d'entropie pourrait aider les ingénieurs à trouver les zones pour lesquelles l'énergie est perdue, cela contribuerait à les économies d'énergie et l'optimisation du ventilateur. Bejan et Makinde [37, 38] ont étudié la diminution de l'énergie disponible et l'augmentation de la production d'entropie dans le processus de transfert de chaleur. Herpe [39] a analysé le taux de production d'entropie dû à la dissipation visqueuse et transfert de chaleur dans un tube ovale à ailettes. Ohta [40] ont étudié les caractéristiques post-décrochages de pompes et les décrochages tournantes avec des expériences dans un compresseur à flux axial.

### 7.2 Les travaux de Lei Zhang, Jinhua Lang, Kuan Jiang et Songling Wang

Le 30 juin 2014 Lei Zhang et al. [41] Ont publié cet article dans lequel ils ont travaillé sur la génération d'entropie dans un ventilateur centrifuge dans des conditions de marche normal et de décrochage. Une simulation numérique de la production d'entropie est réalisée avec le logiciel ANSYS Fluent qui résout les équations de Navier-Stokes et UDF (user defined function).

#### 7.2.1 Modèle numérique

Dans cet article ils ont choisi le ventilateur centrifuge incliné vers l'arrière G4 73 comme objet de recherche, La grille de calcul est établie avec le logiciel de Gambit, Un maillage non structuré avec La fonction de la taille de raffinement est utilisé dans la roue et la volute. Le champ d'écoulement dans le ventilateur est régi avec les équations instables de Navier-Stokes. Le modèle de  $k-\varepsilon$  réalisable est sélectionné en tant que modèle de turbulence.

### 7.2.2 Modèle d'étranglement (Throttle Model):

Les conditions aux limites classiques à la sortie du ventilateur, comme la pression statique uniforme, ne peuvent pas être utilisés efficacement pour simuler le champ d'écoulement à proximité du point de fonctionnement avec la pression statique maximum, par conséquent, une fonction d'étranglement idéalisée est appliquée à la sortie du ventilateur. La pression statique à la sortie est déterminée par une loi quadratique,  $P_{S_{out}}(t) = P_{i_{in}} + \frac{K_0}{2k_1} \rho U^2$  Avec

$P_{S_{out}}$ : Pression statique à la sortie (pa),  $P_{i_{in}}$ : Pression ambiante (pa),  $K_0$ : Constant,  $K_1$ : coefficient d'étranglement.

L'avantage de cette méthode réside dans sa capacité à capter la pression transitoire statique de sortie et éviter des instabilités numériques lorsque le débit massique est réduit. La position du point de fonctionnement est définie uniquement par le coefficient  $K_1$ .

### 7.2.3 Calcul de l'entropie Généré

La génération d'entropie comprend deux termes: la production d'entropie par la dissipation et la génération d'entropie par transfert de chaleur. Comme la température est constante dans ce document, la génération d'entropie due au transfert de chaleur est négligée. La génération entropie dans le ventilateur est étroitement liée à  $\bar{\phi}$ , qui apparaît dans l'équation de  $k-\epsilon$ . La génération d'entropie à l'intérieur du ventilateur centrifuge comprend deux parties: la production d'entropie due à la dissipation visqueuse  $S_D$  et la génération d'entropie due à la dissipation turbulente  $S_{D'}$ .

### 7.2.4 Résultats et discussion

Caractéristiques de la génération d'entropie sur les cinq conditions typiques :

Afin d'étudier les caractéristiques d'entropie de production avant et après l'apparition de décrochage, cinq conditions typiques sont sélectionnés. L'information est présentée dans le tableau 7.

Table 7: les cinq conditions choisi pour l'étude des caractéristiques d'entropies.

Numéro	condition	remarque
1	$K_1=2$	Proche des conditions de la structure.
2	$K_1=0,89$ (la 150 <sup>ème</sup> révolution)	Le décrochage n'est pas encore établi.
3	$K_1=0,89$ (la 185 <sup>ème</sup> révolution)	Le commencement de décrochage.
4	$K_1=0,89$ (la 240 <sup>ème</sup> révolution)	Le décrochage est établi sur la roue de ventilateur.
5	$K_1=0,7$	Même remarque que 4 avec un taux de flux faible.

## 7 Simulation de la génération d'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge

La production d'entropie dans le ventilateur centrifuge est représentée sur la Figure 28. On peut voir que la production d'entropie est concentrée dans la roue et la volute. Pendant ce temps, la production d'entropie dans le collecteur de courant est très faible et peut être négligée. La fluctuation de la production d'entropie dans la roue est évidente, de sorte que le décrochage a une grande influence sur la production d'entropie dans la roue.

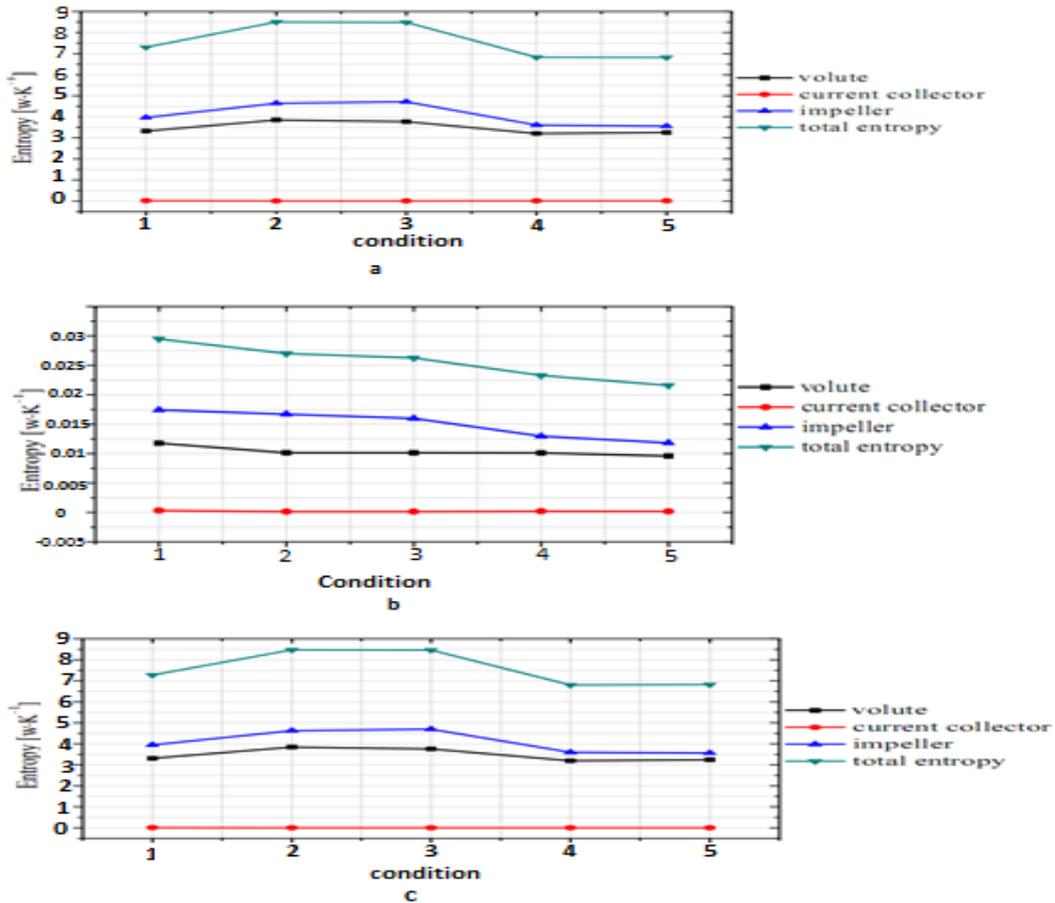


Figure 28: La génération d'entropie dans les cinq conditions (a): la génération d'entropie totale, (b): la génération d'entropie due à la dissipation visqueuse, (c): la génération d'entropie due à la dissipation turbulente.

En comparant la figure 28.b avec la figure 28.c, la génération d'entropie causée par la dissipation visqueuse est très faible que la génération de l'entropie causée par les dissipations turbulentes. En concluant que la perte d'énergie du ventilateur provient principalement de la dissipation turbulente, tandis que la dissipation visqueuse peut presque être ignorée.

Afin de déduire les zones qui génèrent plus d'entropie ils ont fait des simulations à

## Différents travaux de recherches

trois différentes sections de la roue, ils ont choisi : le  $z = 31$  cm proche du disque avant,  $z = 38,5$  cm correspond à la section transversale au milieu de la roue, et  $z = 46$  cm proche du disque arrière (figure 29).



Figure 29: la position des trois sections à :  $z = 31$  cm,  $z = 38,5$  cm,  $z = 46$  cm.

Et le contour de génération de l'entropie pour ces trois sections est donné dans la figure 30 suivante (le décrochage n'est pas encore établi):

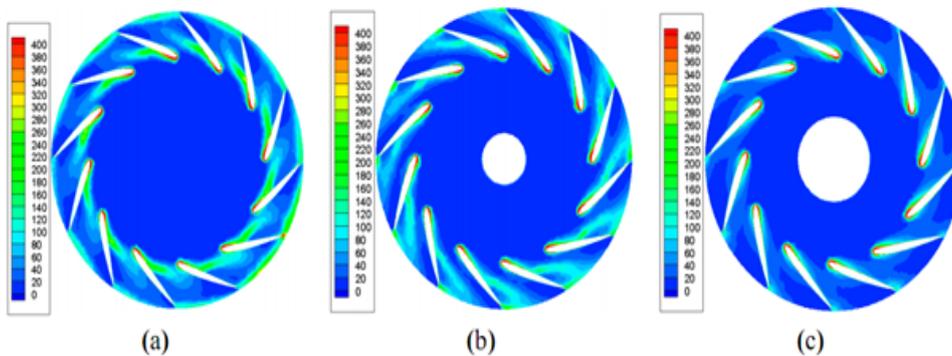


Figure 30: Contours des générations d'entropies on différents sections axiales à la 150ème tour avec une ouverture de la valve de  $K_1=0,89$ , (a)  $z=31$ cm, (b)  $z=38,5$ cm, (c)  $z=46$ cm.

En remarque qu'il y a 12 zones de génération de haute entropie, respectivement, au niveau du bord d'attaque et bord de fuite des pales. Cependant, la production d'entropie dans les passages de la roue est faible. Les générations d'entropies diminuent le long de la direction axiale, et la génération d'entropie près le disque avant (30.a) est plus élevé que celle près de disque arrière (30.b).

Ils ont aussi donné les contours de génération d'entropie pendant le décrochage, (figure 31) :

## 7 Simulation de la génération d'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge

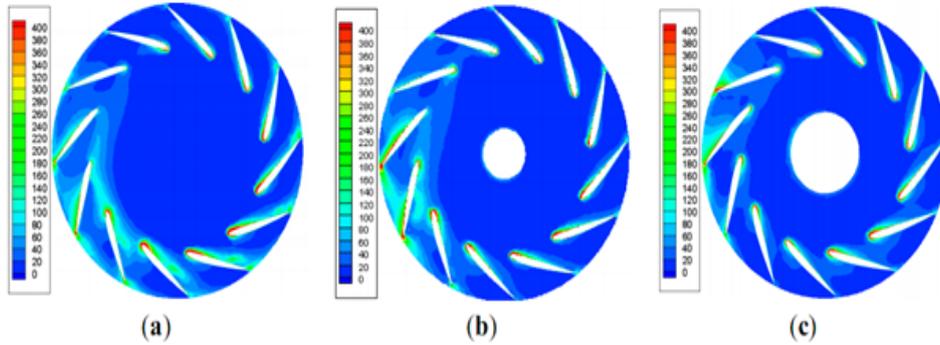


Figure 31: Contours des générations d'entropies on différents sections axiales à la 240ème tour avec une ouverture de la valve de  $K_1=0,89$ , (a)  $z=31\text{cm}$ , (b)  $z=38,5\text{cm}$ , (c)  $z=46\text{cm}$ .

Par rapport à la figure 30, ici la génération de haute entropie occupant trois passages est observée sur les trois sections, les zones de production de l'entropie se déplacent vers la sortie de la roue le long de la direction radiale.

### 7.3 Conclusion

A partir de cet article Les principaux résultats sont résumés comme suit:

1. La génération d'entropie est concentrée sur la roue et la volute.
2. La dissipation turbulente est plus importante que la dissipation visqueuse sur la génération d'entropie.
3. Au décrochage, les zones de production d'entropie deviennent plus grandes par rapport à l'état marche normal.
4. Une grande génération d'entropie est vue au niveau du bord d'attaque et bord de fuite des pales.
5. Au cours de décrochage, les zones de production d'entropie déplacent le long des directions circonférentielles et axiales.

# Conclusion générale

Les résultats de ce travail concernent une recherche bibliographique sur la prédiction numérique et l'analyse expérimentale du comportement aérodynamique et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges.

En somme, d'après notre recherche bibliographique, ce travail prend généralement une importance particulière sur :

- Une étude paramétrique de la performance du ventilateur centrifuge: expériences et simulation numérique, où nous avons vu que l'augmentation du nombre de pales augmente le coefficient de débit et l'efficacité, accompagné par augmentation du coefficient de puissance grâce à une meilleure orientation des flux et des pertes réduites. Et nous avons vu aussi l'effet du l'angle de sortie ainsi l'effet du rapport des diamètres intérieur et extérieur sur la performance des ventilateurs centrifuges.
- Analyse de ventilateur centrifuge par CFD et CAA pour la réduction du bruit, où nous avons abouti à une conclusion, que le ventilateur centrifuge avec roue à pales courbées vers l'arrière génère un grand débit et moins de bruit par rapport au ventilateur à pales radiales et à pales courbées vers l'avant.
- Prédiction des Caractéristiques dynamiques et aérodynamiques du ventilateur centrifuge avec pales courbées vers l'avant, où nous avons vu l'effet des trois variantes étudiées, la première variante de base contient 12 pales, La géométrie de la deuxième variante contient 12 pales et 12 semi-pales et La troisième variante contient 24 pales sans semi-pales, sur la performance de ce type de ventilateur.
- Modélisation de l'écoulement pour optimiser les caractéristiques de performance du ventilateur industriel, où nous avons vu que le ventilateur à double entrée est convenable lorsqu'une jauge de pression totale plus élevée est souhaitée par contre le ventilateur à une entrée unique est convenable, à des débits volumes faibles, car il donne un rendement total plus élevé. Nous avons vu aussi que

l'efficacité totale de ventilateur à pales à profil aérodynamique est plus élevée que celle de ventilateur à ailettes émoussées.

- Calcul numérique des fluctuations de pression dans la volute d'un ventilateur centrifuge, où nous avons vu tous les amplitudes des fluctuations de la pression pour tous les points donnés sur la volute et nous avons constaté que l'amplitude de la fluctuation de pression augmente avec le débit. et nous avons conclu aussi que le modèle numérique 3D peut reproduire de façon raisonnable la tendance et l'ordre de grandeur des variations de pression obtenues expérimentalement.
- Optimisation des parties critiques des ventilateurs centrifuges par Analyse modale et CFD, où nous avons vu que les problèmes de vibration du ventilateur centrifuge ainsi sa fréquence naturelle ont réduit en utilisant un matériau SS316L a la place de matériau MS en raison de sa grande rigidité. ainsi la déformation de la soufflerie du ventilateur SS316L est moins par rapport à celle du ventilateur MS avec un gain important de débit d'air de ce ventilateur SS316L.
- Simulation de la production de l'entropie dans des Conditions de décrochage dans un ventilateur centrifuge, où nous avons vu que la génération d'entropie est concentrée sur la roue et la volute, la dissipation turbulente est plus importante que la dissipation visqueuse sur la génération d'entropie, au cours de décrochage, les zones de production d'entropie déplacent le long des directions circonférentielles et axiales de la roue.

Ce travail sur la recherche bibliographique, m'a permis de tirer de nombreux enseignements et j'ai appris et compris des notions plus particulièrement en énergétique sur la prédiction numérique et l'analyse expérimentale du comportement aérodynamique et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges.

# References

- [1] Jeon, wan-ho ; baek, seung-jo ; kim, chang-joon, analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner, journal of sound and vibration, vol. 268, issue 5, pp. 1025-1035, 2003.
- [2] Hongmin li, flow driven by a stamped metal cooling fan, numerical model and validation, experimental thermal and fluid science, vol. 33, issue 4, pp. 683-694, 2009.
- [3] Yan jianhua,tang weixin, yuan wenhua, optimizing technique of air-cooled engine centrifugal cooking fan test, chinese internal combustion engine engineering, doi : cnki :issn :1002-6819.0.2001-06-006, 2002-01.
- [4] Chih-chung chang,1 chiao-hung cheng,1 ming-tsun ke,2 and sih-li chen1, experimental and numerical investigations of air cooling for a large-scale motor, international journal of rotating machinery, doi :10.1155/2009/612723, vol. 2009, 2009.
- [5] Sheam-chyun lin, and chia-lieh huang, an integrated experimental and numerical study of forward, curved centrifugal fan, experimental thermal and fluid science, vol. 26, issue 5, pp. 421-434, 2002.
- [6] Baranski, b. r., designing the engine cooling fan, technical paper series, no. 740691, pp. 1-8, 1974.
- [7] Smith, j. d., reynolds j. r., engine cooling fan and shroud optimization for blow through operation, sae technical paper series, no. 860764, pp. 1-6, 1986.
- [8] Campbell, k., engine cooling fan theory and practice, society of automotive engineers , journal (the sae journal), 52 (9), pp. 408-420, 1944.
- [9] Coggiola e., dessale b., cfd based designs for automotive engine cooling fan systems, sae technical paper, 980427, 1998.

- 
- [10] Manish g., kumar o. h., prasad n., swamy v., experimental and cfd simulation-based analytical optimization of air-cooling system for a small 4-stroke engine, sae technical paper, 2005-32-0026/jsae20056607, 2005.
- [11] O. p. singh, rakesh khilwani, t. sreenivasulu, m. kannan, parametric study of centrifugal fan performance : experiments and numerical simulation, international journal of advances in engineering & technology, issn : 2231-1963, may 2011.
- [12] M. younsi, f. bakir, s. kouidri, r. rey, influence of design parameters on the unsteady flow in a centrifugal fan, asme/jsme 5th joint fluids engineering conference (fedsm2007), san diego, california, usa, paper no. fedsm2007-37609, pp.1011-1022, doi : 10.1115/fedsm2007-37609, 2007.
- [13] Rafael ballesteros-tajadura, sandra velarde-suárez, juan pablo hurtado-cruz, and carlos santolaria-morros , numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of a centrifugal fan, j. fluids eng.,vol. 128, issue 2, 359, doi :10.1115/1.2170121, 2006.
- [14] Bommers, leonhard, grundmann, reinhard, klaes, klaus, kramer, carl, effects of blade design on centrifugal fan noise and performance, noise control engineering journal. vol. 43(4), pp. 91-101, 1995.
- [15] Christopher, l., 1998, prediction and reduction of centrifugal fan noises, j. acoust. soc.
- [16] Huang, chen-kang., and hsieh, mu-en., 2009, performance analysis and optimized design of backward curved airfoil centrifugal fans, technical report, ashrae, usa.
- [17] Cao, r, and hu j., 2005, a cluster design approach to noise reduction in centrifugal fan, int. j. vent, 3(4) :345-352.
- [18] Moreland, j.b., 1974, housing effect on centrifugal fan noise, j. sound vib., 36(2) :191-205.
- [19] Lu, f. a., qi, d.t., wang, x.j., zhou, z., and zhou, h.h., 2012, a numerical optimization on the vibroacoustics of a centrifugal fan volute, j. sound vib.
- [20] Mao, y., and qi, d., 2009, computation of rotating blade noise scattered by a centrifugal volute,proc. inst. mech. eng. a, 223(8) :965-972.
- [21] S. ramakrishna, vommi krishna, a. ramakrishna, k. ramji, cfd and caa analysis of centrifugal fan for noise reduction, volume 86 , january 2014.

## References

---

- [22] Polanský, j. ; cyrus, v. ; lávicka, d. : Aerodynamics performance prediction of highly loaded single-stage axialflow low-speed compressor. proceedings of symcom 05, lodz, 2005. (conference paper).
- [23] Gallimore, s. j., bolger, j. j., cumpsty n. a., taylor, m. j., wright p. i. and place, j. m. the use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading. part i : University research and methods of development. asme paper no. gt-2002-30328, amsterdam. (conference paper).
- [24] Cyrus, v. ; polanský, j ; and wurst, p. : Efficiency improvement of axial flow fans by application of newly designed rotor blade row. 5. fachtagung ventilatoren., braunschweig, 2006, mitteilungen vdi berichte nr.1922, p. 256. (conference paper).
- [25] Jiri polansky, laszlo kalmar and roman gaspar, prediction of dynamic and aerodynamic characteristics of the centrifugal fan with forward curved blades, doi : 10.1007/s11630-013-0657-3, article id : 1003 2169(2013)06-0517-05, journal of thermal science vol.22, no.6 (2013) 517-521.
- [26] B. lakshminarayana, fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery , wiley & sons, 1996.
- [27] R. elder, a. tourlidakis and m. yates, advances of cfd in fluid machinery design , wiley & sons, 2003.
- [28] J. h. horlock and j. d. denton, a review of some early design practice using cfd and a current perspective , journal of turbomachinery, vol 127, issue 1, pp 5-13, jan 2005.
- [29] W.k. ng and m. damodaran, computational flow modeling for optimizing industrial fan performance characteristics, eccomas cfd 2006, p. wesseling, e. oñate, j. périaux (eds), tu delft, the netherlands, 2006.
- [30] Carolus, th. h., and stremel, m., 2003, blade surface pressure fluctuations and acoustic radiation from an axial fan rotor due to turbulent inflow, proceedings of second international symposium on fan noise, senlis, france, cetiat-cetim, france.
- [31] Fehse, k. r., and neise, w., 1999, generation mechanisms of low-frequency centrifugal fan noise, aiaa j., 37, pp.
- [32] Ohta, y., outa, e., and tajima, k., 1996, evaluation and prediction of blade-passing frequency noise generated by a centrifugal blower, asme j. turbomach.,118, pp. 597,605.

- [33] Ohta, y., hikichi, m., outa, e., tajima, k., and saito, s., 2000, active cancellation of noise sources in a centrifugal blower, proceedings of 9th international symposium on unsteady aerodynamics aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines, lyon, france, presses universitaires de grenoble, grenoble, france, pp. 182,193.
- [34] Rafael ballesteros, sandra velarde-suárez, juan pablo hurtado-cruz, carlos santolaria-morros, numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of a centrifugal fan, journal of fluids engineering, vol. 128, march 2006.
- [35] Lighthill, m. j., 1952, on sound generated aerodynamically. i. general theory, proc. r. soc. london, ser. a, 211, pp. 564,587.
- [36] Kusekar s.k, lavnis a.k. optimization of critical parts of centrifugal blower by modal & cfd analysis, issn : 2349,2163, volume 1 issue 12 (december 2014).
- [37] Bejan, a. entropy minimization : The new thermodynamics of finite size devices and finite time processes. appl. phys. 1996, 79,pp. 1191,1218.
- [38] Makinde, o.d. ; chinyoka, t. ; adetayo, s. numerical investigation of entropy generation in an unsteady flow through a porous pipe with suction. exergy 2013, 12, 279,297.
- [39] Herpe, j. ; bougeard, d. ; russeil, s. ; stanciu, m. numerical investigation of local entropy production rate of a finned oval tube with vortex generators. int. j. thermal sci. 2009, 48, 922,935.
- [40] Ohta, y. ; fujita, y. ; morita, d. unsteady behavior of surge and rotating stall in an axial flow compressor. j. therm. sci. 2012, 21, 302,310.
- [41] Lei zhang , jinhua lang, kuan jiang et songling wang, simulation of entropy generation under stall conditions in a centrifugal fan, issn 1099-4300, [www.mdpi.com/journal/entropy](http://www.mdpi.com/journal/entropy), entropy 2014, 16, 3573,3589 ; doi :10.3390/e16073573.