
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 Mécanique Energétique

Thème :

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

Réaliser par :

BENSEGHIER Zeyd

Encadré par :

Mr : AREZKI SMAILI

Promotion 2015

Je dédie ce travail à :
Mes chers parents,
Mes chères sœurs,
Ma famille,
Tout mes amis sans exception....
Zeyd

Remerciements

Ce mémoire n'aurait jamais vu le jour sans l'aide de Dieu, le tout puissant, pour m'avoir donné la santé, le courage, la patience, la volonté et la force nécessaires, pour venir à bout de toutes les difficultés que j'ai dû croiser tout au long de mon chemin d'étude.

Je souhaite exprimer mon plus profond remerciement à mon promoteur Mr. Arezki SMAILI, pour son suivi au quotidien, pour ses conseils, sa disponibilité, son travail constructif et pour toute la confiance qu'il a su me témoigner à travers l'autonomie qu'il m'a accordée durant cette étude.

Je tiens aussi à remercier Mr M.BOUSBAI pour ses conseils et son encouragement.

Enfin, cordialement, je remercie l'ensemble de mes professeurs du département génie mécanique à l'école nationale polytechnique.

ملخص:

هذه المذكرة تتمحور حول بحث مرجعي مفصل والاعمال البحثية الرئيسية المتعلقة بالمرآوح المحورية مع التركيز على طرق CFD، هذه المرآوح تتميز بمردود جيد وتستخدم أساسا في التطبيقات ذات الضغط الثابت المنخفض والحجم الكبير.

الاعمال المستعملة في التطبيقات الحالية واليومية تتيح لنا تحسين القدرة وتقليل الاستهلاك والضجيج لهذا النوع من الآلات.

الكلمات المفتاحية: ديناميكا الهواء، مرآوح محورية، تدفق مضطرب.

Résumé :

Ce mémoire se concentre sur une recherche bibliographique détaillée et revue des principaux travaux de recherche concernant les ventilateurs axiaux avec une emphase sur les méthodes de CFD, Ces ventilateurs ont une bonne efficacité et sont utilisés principalement dans la basse pression statique et les applications à volume élevé. Les travaux utilisés dans des applications courantes et quotidiennes ont permis beaucoup d'amélioration sur les performances, la réduction de la consommation et la réduction du bruit pour ces types de machines.

Mots clés : Aérodynamique, CFD, turbomachine, écoulement turbulent, ventilateur axial.

Abstract :

This thesis focuses on a detailed bibliographical research and review of key research work concerning axial fans with an emphasis on methods of CFD These fans have good efficacy and are used mainly in low static pressure and high volume applications.

The works used in common and everyday applications allowed much improvement performance, reduced consumption and reduce noise for these types of machines.

Keywords : Aerodynamics, CFD, turbomachinery, turbulent flow, axial fan.

Table des matières

Table des matières	iv
Table des figures	vi
Liste des tableaux	viii
Liste des symboles	ix
Introduction générale	1
Recherche bibliographique	3
1 modélisation 3D d'un ventilateur axial	3
2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.	9
2.1 introduction	9
2.2 Les procédures de la simulation numérique	11
2.3 Les résultats	13
2.4 Conclusion	16
3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS	16
3.1 Introduction	16
3.2 Analyse numérique	17
3.3 Conclusion	20
4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux	20
4.1 Conclusion	26
5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.	27

6	Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial	34
6.1	Introduction	34
6.2	La méthode CFD	35
6.2.1	Le modèle physique	35
6.2.2	Modèle numérique et conditions aux limites	37
6.3	Comparaison le performance de ventilateur	38
6.3.1	Performance Aérodynamique	38
6.3.2	La différence de pression statique sur la surface d'aube	39
6.4	Prédiction de bruit	40
6.5	Conclusion	42
 Conclusion générale		 43
 References		 44

Table des figures

1	Création de la géométrie	4
2	Domaine de calcul	5
3	Génération du maillage sur le moyeu	5
4	Contours de vitesse (Fan1, Q_d , 2300 rpm).	6
5	Augmentation de la pression, 2300 rpm	7
6	Résultats de la simulation	8
7	Le schéma du ventilateur axial	10
8	Les forces agissant sur une section de profil aérodynamique typique d'aube d'un ventilateur axial.	10
9	Les géométries aérodynamiques : a – EPPLER 420, b – EPPLER 544, c – EPPLER 855, d – FX 74 CL5 140, e – NACA 747A315 and f – NACA 64(3)-418	12
10	Maillage autour le profil FX 74 CL5 140	13
11	Les contours de la pression statique et vecteur vitesse qui sont colorés en fonction de l'ampleur de la vitesse à travers le profil EPPLER 420 .	14
12	Les coefficients aérodynamique vs. angle d'attaque pour les profils a – EPPLER 420, b – EPPLER 544, c – EPPLER 855, d – FX 74 CL5 140, e – NACA 747A315 and f – NACA 64(3)-418	16
13	La forme d'aube et le maillage	18
14	Les distributions des composants de vitesse axial et tangentiel en aval de rotor de ventilateur.	19
15	Les lignes des courant proche la surface d'aspiration	19
16	Vue de face de les trois ventilateurs, G2rad (a), G2for (b) and G2back (c).	21
17	Le maillage du ventilateur (en haut) et le domaine numérique (en bas) avec maillage raffiné proche du ventilateur.	21
18	Banc d'essais normalisé ISO 5801.	22
19	Domaine fluide et condition aux limites pour le modèle G2for.	23

20	Les lignes de courante dans la boîte colorée par la vitesse pour deux débits différents.	24
21	Comparaison de la performance entre la simulation et l'expérimentale pour les trois ventilateurs.	25
22	Comparaison entre les profils des vitesses pour les trois ventilateurs.	26
23	Assemblage radiateur et ventilateur	28
24	Système de refroidissement	28
25	Aubes orienté vers la droite	29
26	Aubes orienté vers la gauche	29
27	Le domaine numérique de la ventilateur	30
28	Maillage de rotor et le domaine numérique	30
29	Les paramètres de la simulation	31
30	Contour de vitesse sur la rotor	32
32	Les performance expérimentales vs. CFD	33
31	Distribution des vecteurs vitesses	33
33	Schéma de ventilateur axial type OB-84	35
34	Schéma diagramme de différentes extrémités des aubes.	36
35	Le maillage du ventilateur	37
36	Comparaison les courbes de performances expérimentales et simulées	38
37	La distribution de la différence de pression radiale	40
38	Le niveau de puissance acoustique maximale du ventilateur avec différents extrémités des pales	41
39	Distribution de source de puissance acoustique	42

Liste des tableaux

1	Spécifications d'aube de ventilateur de référence	17
2	Design espace	18
3	Les résultats de calcul de RANS	19
4	Les paramètres de performance. Comparé avec la forme d'extrémité d'origine	39

Liste des symboles

Symboles romains

- Cd Coefficients de traînée
 Cl Coefficients de portance
 k l'énergie cinétique turbulente, m^2/s^2
 r Rayon, m
 Re Nombre de Reynolds
 V Vitesse, m/s

Symboles grecs

- α angle d'attaque, degré
 ϵ la taux de dissipation de la turbulence, m^2/s^3
 μ viscosité dynamique, $kg/m.s$
 ω Vitesse angulaire, $1/s$
 ρ masse volumique, kg/m^3

Acronymes / abréviations

- CAO conception assistée par ordinateur
CFD Computational Fluid Dynamics
MRF multiple reference frame
RANS Reynolds-averaged Navier–Stokes equations
RSM Reynolds stress equation model

Introduction générale

Dans le domaine des turbomachines, CFD devient un outil important pour calculer l'écoulement à l'intérieur des turbines et des compresseurs. Ces deux domaines ont été le principal intérêt jusqu'à présent, mais l'industrie de ventilation est maintenant très intéressée par cette technologie. La construction des ventilateurs qui créent moins de bruit, mais gardent un niveau de rendement élevé à différentes conditions de travail est leur principal objectif. Puisque la performance est fortement liée aux propriétés aérodynamiques des pales de la roue et dans les aubes, CFD aidera à atteindre ces objectifs.

Le ventilateur à écoulement axial est largement utilisé dans de nombreuses applications d'ingénieries. Ce type de ventilateur est utilisé dans une grande variété d'applications, allant des petits ventilateurs de refroidissement pour l'électronique aux ventilateurs géants utilisés dans des souffleries. Les ventilateurs axiaux sont utilisés pour la climatisation et applications dans des processus industriels. Son adaptabilité a abouti à la mise en œuvre en systèmes à grande échelle, de l'industrie de séchage au refroidissement du moteur d'automobile et dans les systèmes de recirculation de l'air.

Le long des différentes étapes de conception d'un ventilateur axial, L'objectif principal est atteint un niveau élevé d'efficacité pour une large condition de travail. Jusqu'à récemment, la prédiction de la performance globale tel que le niveau de bruit et la consommation d'énergie du système a misé principalement sur des expériences dans des échelles réduites et complètes. Après les exemples des domaines de turbine et de compresseur, l'utilisation de méthodes numériques est maintenant considérée comme un outil complémentaire aux tests de laboratoires approfondis. L'étude du comportement de la couche limite, le phénomène de la séparation, et l'apparition de tourbillons sont d'une importance majeure. Une optimisation de la conception des profils pour les pales de la roue et les aubes est alors possible.

Ce travail se concentre sur l'objectif principal qui est une recherche bibliographique détaillée des principaux travaux sur les ventilateurs axiaux, avec un emphase sur les

méthodes numériques (CFD), Comme il sera présenté dans les articles suivants :

L'article 1 présente une étude numérique (CFD) pour la prédiction des performances aérodynamiques de deux différents ventilateurs de refroidissement du moteur d'automobile avec la simulation numérique.

L'article 2 montre une étude CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines afin de réduire la consommation d'énergie dans les ventilateurs de ventilation des mines , les effets aérodynamiques de différents angles d'attaque sur les profils aérodynamiques sélectionnés.

L'article 3 présente une étude CFD pour l'optimisation de la forme d'aube d'un ventilateur d'écoulement axial numériquement à faible vitesse avec le profile « NACA65 ».

L'Article 4 présente une étude expérimentale et numérique sur l'effet de balayage des aubes sur les ventilateurs axiaux pour la réduction du bruit.

Dans l'article 5, l'analyse CFD a été effectuée pour la modélisation de la répartition des flux d'air d'un ventilateur axial d'un radiateur.

L'article 6 présente une étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial.

Recherche bibliographique

Le besoin en machines de plus en plus performantes, consommant moins d'énergie tout en étant silencieuses ne se limite pas seulement, pour ne citer que cet exemple, aux moteurs d'avion, sur lesquels un très grand nombre de chercheurs et d'industriels se sont penchés dernièrement avec l'objectif double d'améliorer les performances et réduire le bruit. Certes, pour ces très grandes machines l'amélioration des performances et la réduction de consommation sont bien plus appréciables et les enjeux économiques sont à la hauteur des investissements des motoristes et concepteurs. Cependant, le nombre d'applications employant des machines tournantes de plus petites tailles comme les ventilateurs axiaux est bien plus important et par conséquent, une amélioration des performances pourrait avoir un impact énergétique et environnemental tout aussi grand. Heureusement, les travaux de recherche concernant ces machines utilisées dans des applications courantes et quotidiennes ont permis beaucoup d'améliorations dans ce domaine. Comme il sera présenté dans cette étude bibliographique, de nombreux travaux de recherches se sont consacrés à l'étude de l'écoulement tridimensionnel dans le passage de pale afin d'améliorer et d'optimiser la conception en s'intéressant à l'influence de certains paramètres clés tels que :

- le jeu radial,
- l'empilement (balayage) des pales – axial et azimutal –,
- l'épaisseur des pales,
- angles d'attaque,
- etc.

1 modélisation 3D d'un ventilateur axial

En 2012 Ali Sahili et Bashar Zogheib et al [1] ont fait des études et des stratégies de simulation numérique (CFD) pour prédire les performances aérodynamiques de deux différents ventilateurs de refroidissement du moteur d'automobile.

1 modélisation 3D d'un ventilateur axial

Les deux ventilateurs ont le même diamètre. Fan1, comme représenté sur la figure 1a, présente cinq aubes qui sont balayées vers l'avant dans la direction de rotation.

Fan2, comme le montre la figure 1b, comporte neuf aubes hybrides avec bords de fuite balayés et des bords d'attaque balayés en arrière. Les aubes des ventilateurs sont radialement tordues, le rayon de moyeu de Fan2 est plus grand que celui de Fan1, comme Fan2 est un ventilateur qui montée haute pression et Fan1 est considéré comme faible.

Les modèles géométriques des ventilateurs ont été construits à partir de géométries primitives qui composaient des aubes, le moyeu et la bague à l'aide du logiciel de CAO ICEM CFD.

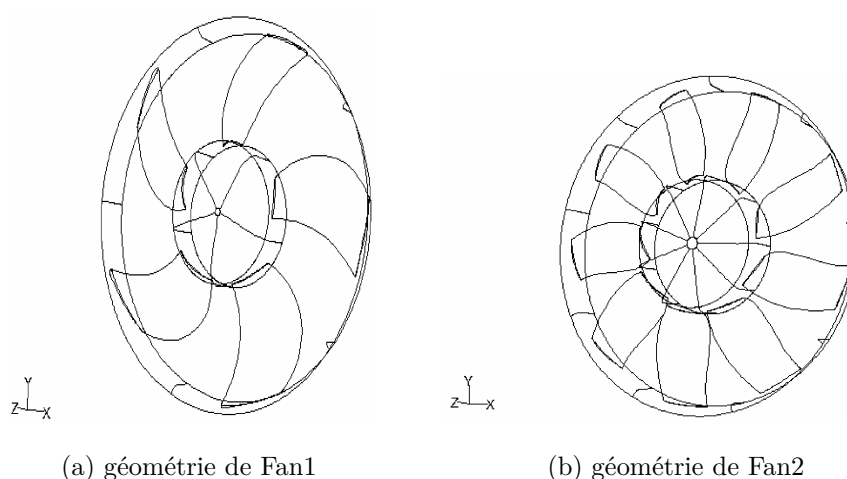


FIGURE 1 – Création de la géométrie

Pour simplifier la modélisation géométrique et la génération de maillages, différents domaines de calcul ont été considérés, le modèle de base, le modèle Extended-Hub.

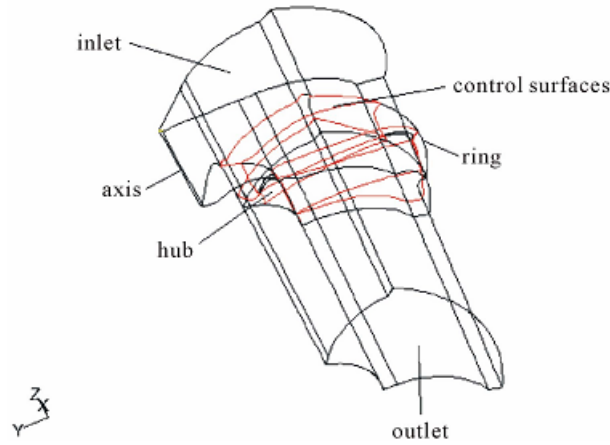
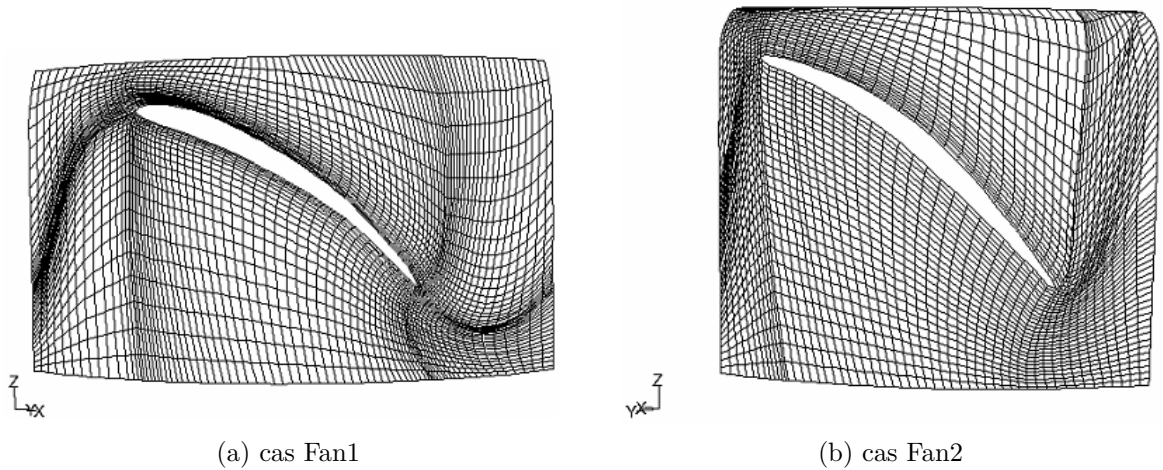


FIGURE 2 – Domaine de calcul



(a) cas Fan1

(b) cas Fan2

FIGURE 3 – Génération du maillage sur le moyeu

Le logiciel Fluent a été utilisé pour résoudre les équations du mouvement numériquement. Avec un écoulement d'air incompressible puisque la vitesse de circulation de l'air à travers les ventilateurs de refroidissement du moteur d'automobile est faible et le modèle de turbulence $k - \epsilon$, Avec l'emplacement optimal des conditions aux limites (la vitesse à l'entrée, pression à la sortie, les conditions de périodicité, l'axe du ventilateur, les parois : non-glissement sur les aubes, l'extension du moyeu aval (l'arbre), et le cylindre extérieur en aval de l'extension), ont donné les résultats suivants :

La figure 4 montre le contour de vitesse sur un plan méridien qui traverse l'aube du ventilateur (fan 1), une zone d'écoulement stagnante apparaît près de l'axe du ventilateur. La région entière qui se prolonge radialement vers l'extérieur à partir du

moyeu de l'orifice d'entrée est une zone de vitesse très faible, ce qui suggère qu'il peut être possible d'ignorer complètement dans la simulation.

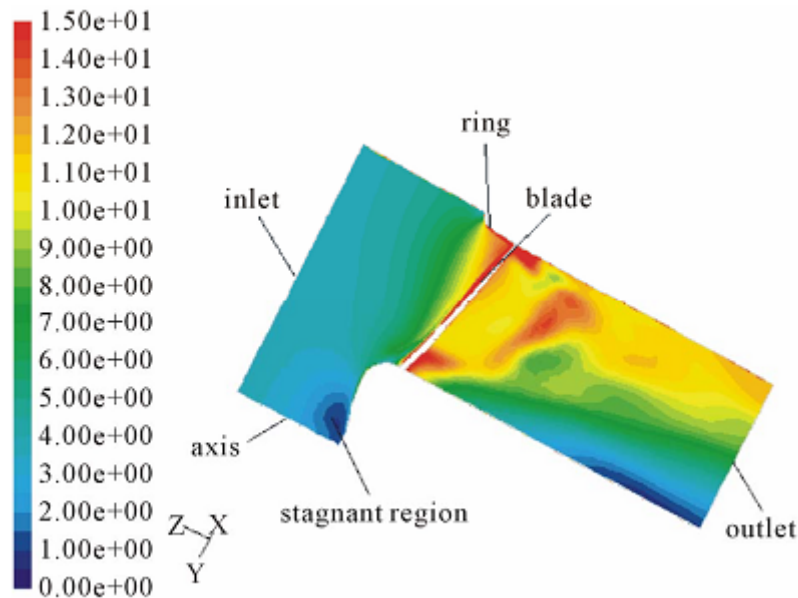


FIGURE 4 – Contours de vitesse (Fan1, Q_d , 2300 rpm).

La partie supérieure du moyeu est enlevée et le moyeu est remplacé par un long cylindre étendant vers l'amont jusqu'à la limite d'entrée. En conséquence, il est beaucoup plus facile à construire le maillage puisque le domaine devient plus facile et beaucoup plus simple. Ces ventilateurs sont appelés ventilateurs «hubless» c-a-d sans moyeu.

Pour étudier cette configuration simplifiée de plus près, ils comparent les résultats de simulation à ceux de la configuration originelle. Les figures 5a et 5b montrent qu'il donne une augmentation de la pression du ventilateur très raisonnable pour les ventilateurs et toutes les conditions de travail.

Pour Fan1, l'état de la conception, la distribution de la pression sur la surface de pression et l'angle de la vitesse relative sur la surface d'aspiration sont inchangées dans la nouvelle configuration (Figures 6a et 6b).

Pour Fan2, cas 0, $299m^3/s$, l'angle de vitesse relative est en bon accord comme on peut le voir sur la figure 6c. La circonférence moyenne des répartitions de pression radiales sur la surface des pales est comparée (figures 6d), et aucun changement à la structure de la couche limite sont évidents.

1 modélisation 3D d'un ventilateur axial

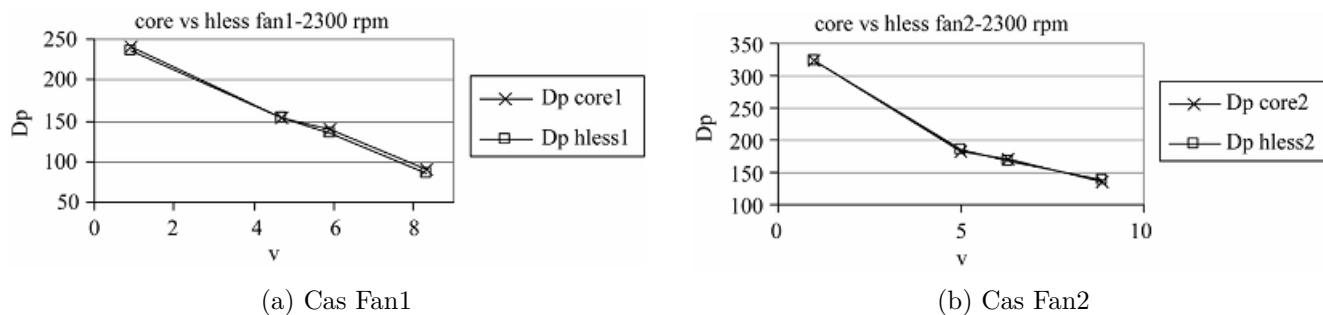
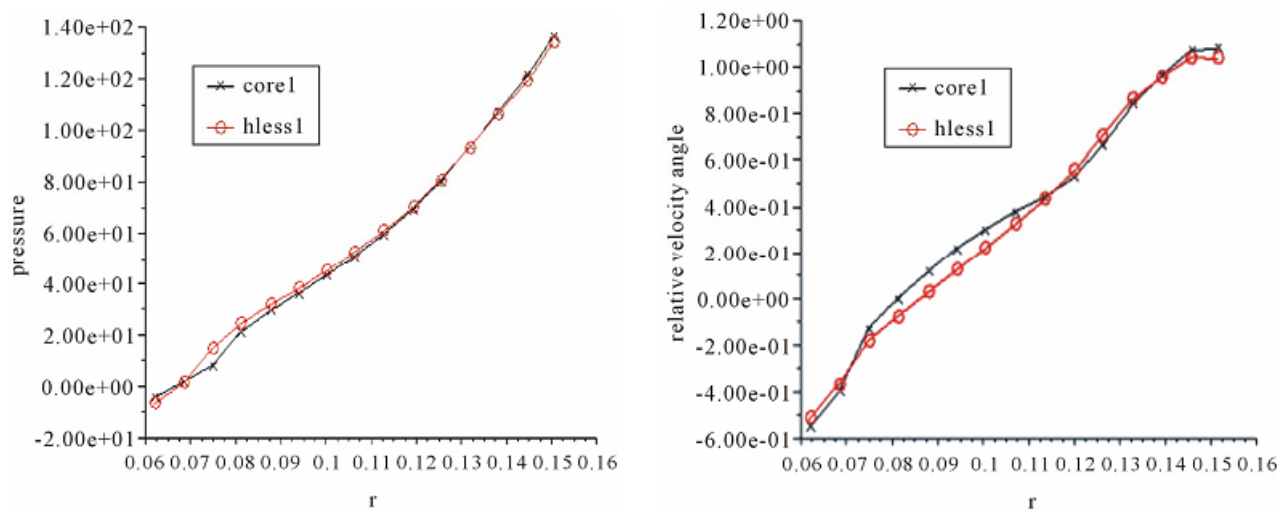
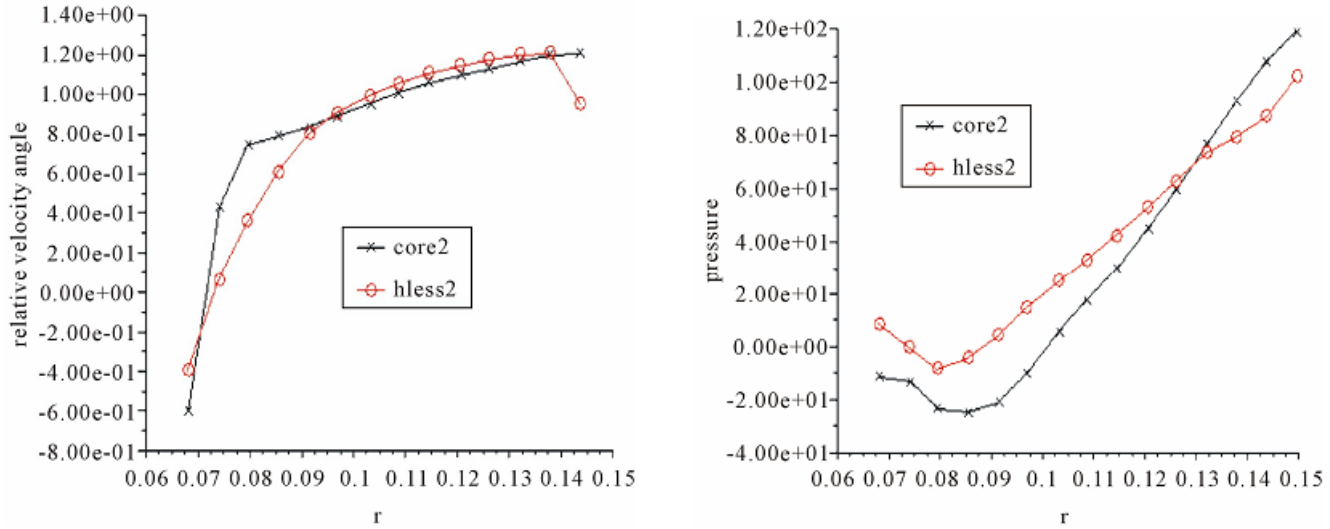


FIGURE 5 – Augmentation de la pression, 2300 rpm



(a) La pression statique en fonction de rayon sur la surface de pression (Fan1, Q_d , 2300rpm) (b) L'angle de vitesse relative en fonction de rayon sur la surface d'aspiration (Fan1, Q_d , 2300rpm)



(c) L'angle de vitesse relative en fonction de rayon sur la surface d'aspiration (Fan2, Q_d , 2300rpm) (d) La pression statique en fonction de rayon sur la surface de pression (Fan2, Q_d , 2300rpm)

FIGURE 6 – Résultats de la simulation

conclusion :

La modèle de cadre de référence unique du ventilateur est le calcul efficace et capture toutes les principales caractéristiques physiques de l'écoulement dans un ventilateur. Cependant, il est plus adéquat pour les calculs de mailles longues, puisque les forces de Coriolis résultant vont dominer les forces visqueuses tous importants. En outre, il ne prévoit pas un modèle très réaliste du ventilateur lorsqu'il est placé dans un domaine similaire approprié pour ces calculs.

Il est possible, dans la plupart des conditions de travail, à enlever le haut de moyeu du domaine. La génération de maillage est grandement simplifiée, et des gains significatifs en termes de gain de temps et les ressources de calcul sont atteints. Pour les calculs de maillage prolongés, il a été démontré que l'augmentation de la pression et le champ d'écoulement peuvent être prédits avec précision par la bonne mise en œuvre de conditions aux limites d'extérieur, et l'emplacement des conditions aux limites numériques peuvent avoir un impact significatif sur les résultats obtenus.

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

2.1 introduction

Les ventilateurs de ventilation des mines fonctionnent 24 heures par jour et tout au long de l'année pour le maintien d'un environnement de travail confortable pour les mineurs travaillant sous terre. Les aubes des ventilateurs en alliage d'aluminium sont utilisées pour la ventilation de mine souterraine, qui ne sont ni bien conçues ni choisies de manière appropriée en fonction de la condition souhaitée. En conséquence, la consommation d'électricité au cours de leur opération constitue la plus importante composante du coût d'exploitation de la ventilation des mines et représente un tiers d'un coût total de l'énergie électrique typique de la mine souterraine.

Dans cette crise mondiale de l'énergie, l'industrie minière est confrontée aux défis de l'augmentation des coûts de l'énergie. Par conséquent, les enquêtes sont en cours et plus d'attention est accordée à la réduction de la consommation d'énergie dans les systèmes de ventilation. L'amélioration de l'efficacité énergétique est l'une des alternatives pour minimiser la consommation d'énergie dans tout système. Dans la ventilation des mines, la consommation d'énergie peut être réduite en améliorant l'efficacité de la conception appropriée de ventilateurs. La conception et la sélection des ventilateurs sont d'une importance capitale en ce qui concerne l'exploitation et la consommation d'énergie. En outre, l'amélioration de l'efficacité globale du système de ventilation peut être réalisée en réduisant la puissance de l'air inutile et en améliorant l'efficacité du ventilateur. Il est évident que la consommation d'énergie sera moindre si l'efficacité du ventilateur est plus et vice versa.

Durga Charan Panigrahi et Devi Prasad Mishra [2] ont utilisé la méthode CFD pour la réduction de la consommation d'énergie dans les ventilateurs de ventilation des mines, les effets aérodynamiques de différents angles d'attaque sur les profils aérodynamiques sélectionnés ont été réalisés dans leur étude avec la variation du nombre de Reynolds et le modèle de turbulence $k - \epsilon$. Les caractéristiques aérodynamiques du profil aérodynamique. Les coefficients de portance et de traînée à différents angles d'attaque sont déterminés pour sélectionner un profil approprié pour les ventilateurs axiaux de ventilation des mines donnant le plus haut rapport de portance et de traînée.

Les ventilateurs axiaux sont couramment utilisés dans la ventilation des mines en lieu et place de ventilateurs centrifuges en raison d'une grande efficacité, compacité,

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

la caractéristique de non-surcharge, le développement de pression suffisante. Les ventilateur axiaux dans leur forme la plus simple comme schématiquement représenté sur la figure 7 incorpore un rotor, qui est constitué d'un moyeu muni de pales aérodynamiques de sections dans une direction radiale. Les pales ou ailettes qui constituent le composant principal de ventilateur à écoulement axial sont les surfaces qui fonctionnent au moyen de réaction dynamique à l'antenne et développent une pression d'air positive au cours de leur rotation en raison du développement de la force de levage. Les forces agissant sur une section typique de voilure d'une pale de ventilateur à flux axial sont présentées dans la figure 8. Les forces de levage sont perpendiculaires à l'écoulement d'air et les forces d'entraînement dans le même sens que l'écoulement d'air et est responsable de pertes dues au frottement.

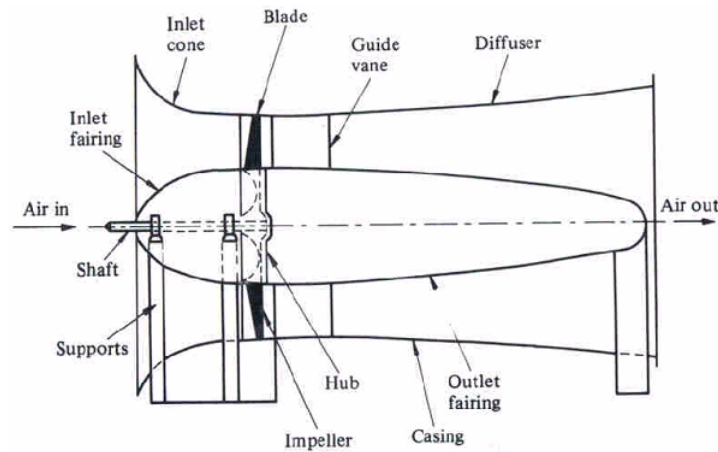


FIGURE 7 – Le schéma du ventilateur axial

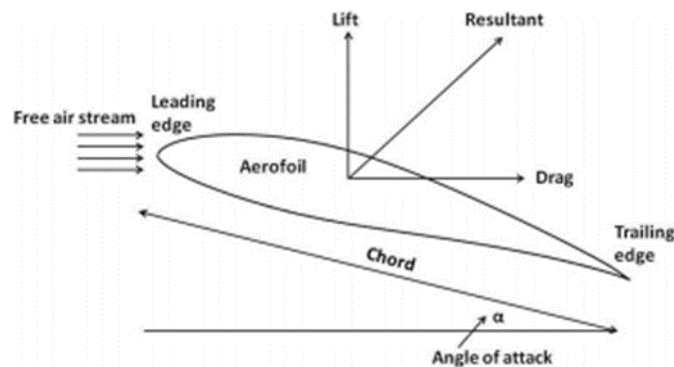


FIGURE 8 – Les forces agissant sur une section de profil aérodynamique typique d'aube d'un ventilateur axial.

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

2.2 Les procédures de la simulation numérique

Les simulations numériques (CFD) ont été effectuées sur six profils aérodynamiques typiques sélectionnés à des angles d'attaque différents de 0° à 21° à un intervalle de 3° et au nombre de Reynolds $Re = 3 \times 10^6$, et divers paramètres aérodynamiques, à savoir : Coefficients de portance (Cl) et de traînée (Cd) en fonction de l'angle d'attaque (α) ont été déterminés afin d'évaluer l'efficacité des voilures.

Dans cette étude, le code CFD ANSYS Fluent 6.3.26 a été utilisé pour effectuer la simulation numérique d'écoulement d'air autour des profils aérodynamiques sélectionnés. Les solveurs courants sont basés sur la méthode des volumes finis dans laquelle le domaine est discrétisé en un ensemble fini de volumes de contrôle (ou cellules). Il résout les équations de conservation de masse et de mouvement pour déterminer la répartition de la pression et les forces dynamiques donc le fluide agissant sur l'aile en fonction du temps. Six sections aérodynamiques, à savoir. EPPLER 420, EPPLER 544, EPPLER 855, FX 74 CL5 140, NACA 747A315 et NACA 64 (3)-418 ont été choisis sur la base d'un examen approfondi de la littérature pour la simulation 2D pour sélectionner un profil aérodynamique adapté pour les aubes des ventilateurs axiaux des mines. La plupart de ces aubes sont utilisées dans les avions, les éoliennes, les rotors à grande vitesse, les planeurs et les giravions etc.

Les géométries aérodynamiques représentées sur les figures 9.

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

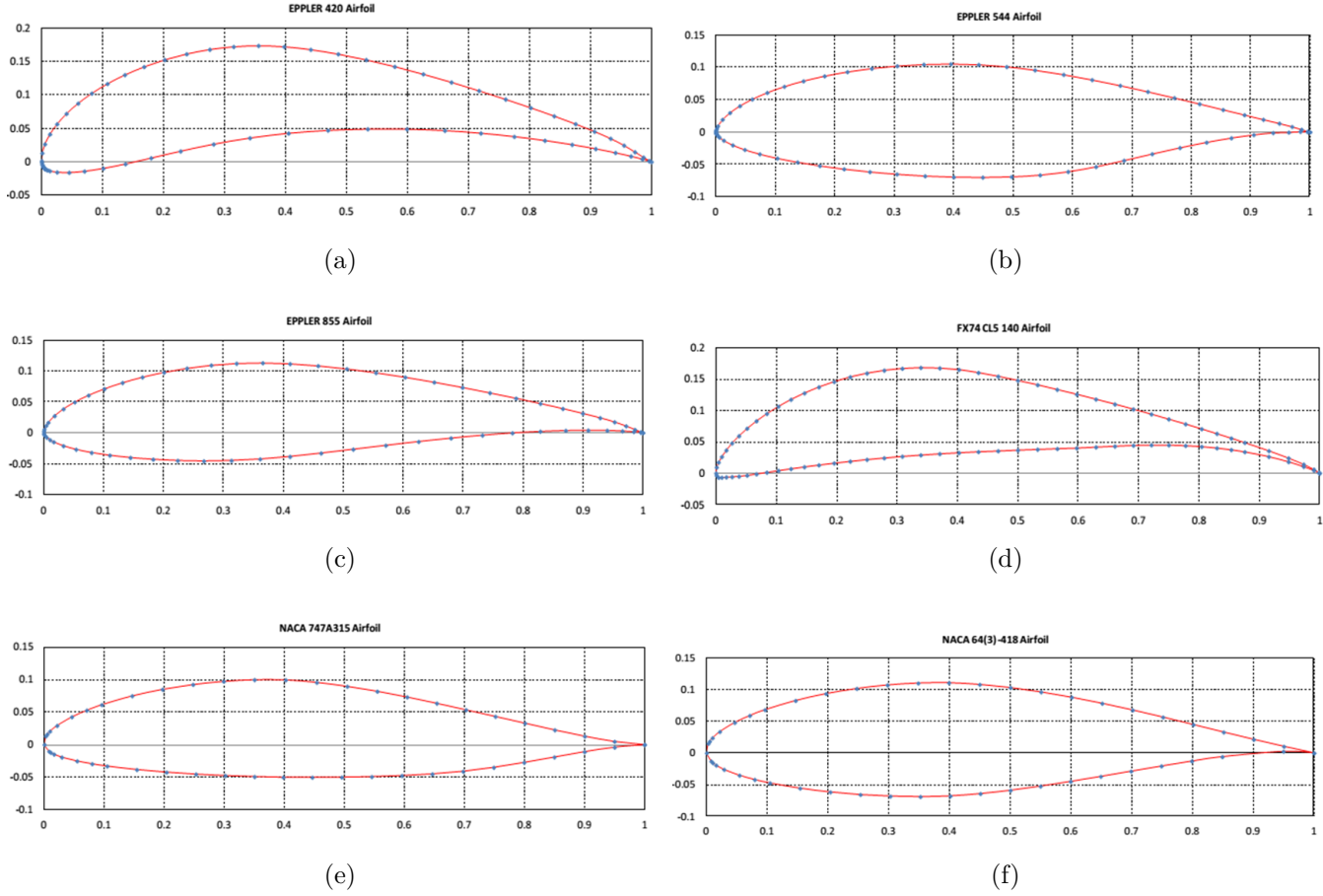


FIGURE 9 – Les géométries aérodynamiques : a – EPPLER 420, b – EPPLER 544, c – EPPLER 855, d – FX 74 CL5 140, e – NACA 747A315 and f – NACA 64(3)-418

Le mailleur Gambit 2.4.6, le pré-processeur de Fluent 6.3.26 est utilisé pour créer la génération du maillage. La figure 10 montre le domaine à mailles entourant une surface portante. La résolution de la grille à proximité de la région de profil aérodynamique est réalisé plus grand pour une meilleure précision de calcul. La hauteur de la première cellule adjacente à la surface des pales est réglé à 10^{-5} , correspondant à un maximum de y^+ d'environ 0,2.

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

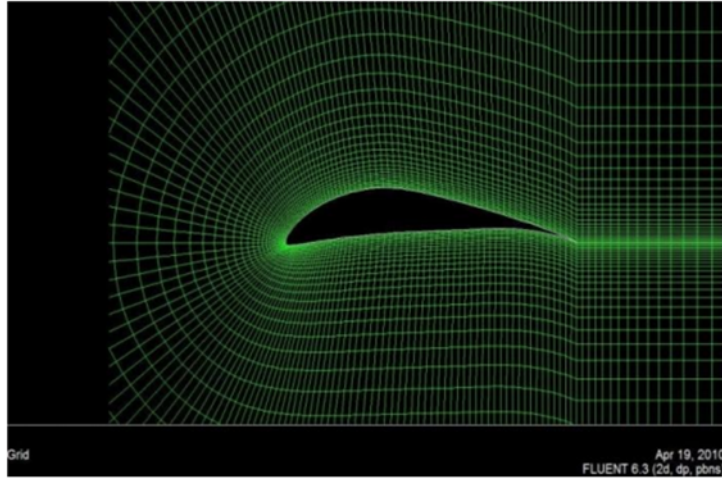


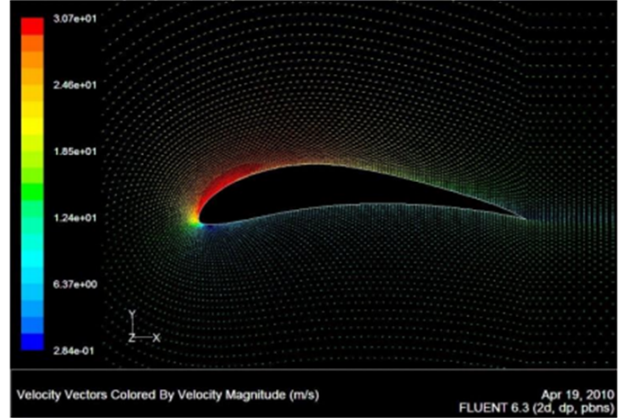
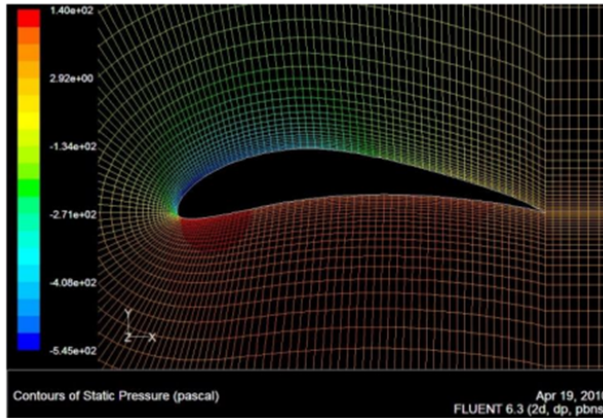
FIGURE 10 – Maillage autour le profil FX 74 CL5 140

Les profils aérodynamiques avec le domaine maillé sont résolus avec le solveur Fluent pour déterminer les coefficients de portance et la traînée donnant divers paramètres d'entrée, comme la direction de l'écoulement d'air, la vitesse d'écoulement ($15m/s$), la densité de l'air ($1,225kg/m^3$), l'angle d'attaque, les conditions aux limites, etc. La température du flux d'air libre est considéré comme $300K$, ce qui est la même que la température de l'environnement et à cette température donnée, la densité et la viscosité de l'air est $\rho = 1,225kg/m^3$ et $\mu = 1,7894 \times 10^{-5}kg/ms$ respectivement. L'air est supposé incompressible.

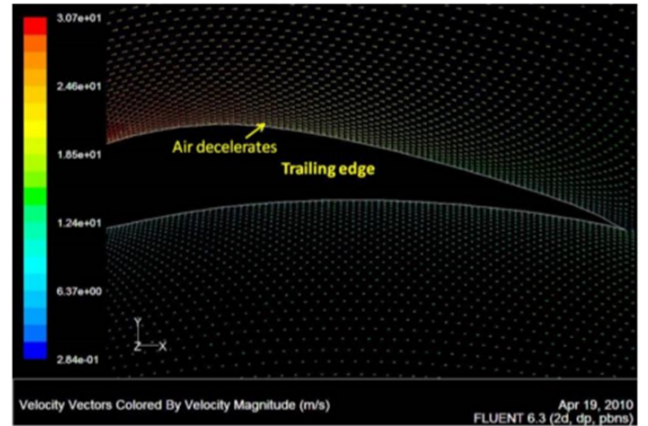
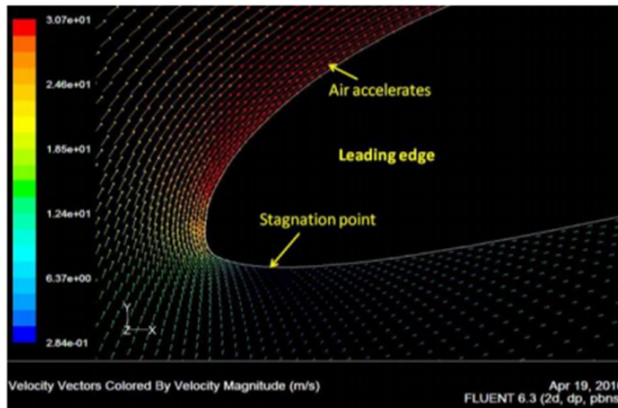
2.3 Les résultats

Les contours de pression statiques et de la vitesse et champ de la vitesse sont obtenus à partir de la simulation CFD. Les distributions de vitesse et de pression pour toutes les surfaces portantes suivent un schéma similaire pour tous les angles d'attaque. Par exemple, les contours de la pression statique et le vecteur vitesse qui sont colorés en fonction de l'ampleur de la vitesse à travers le profil EPPLER 420 à un angle particulier de l'attaque (AoA) sont présentés dans la figures 11.

2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.



(a) Contours de pression statique autour le profil EP- (b) Vecteurs de vitesse autour le profil EPPLER 420
PLER 420



(c) Vecteurs de vitesse sur l'angle d'attaque de le profil (d) Vecteurs de vitesse sur l'extrémité arrière de le profil
EPPLER 420 EPPLER 420

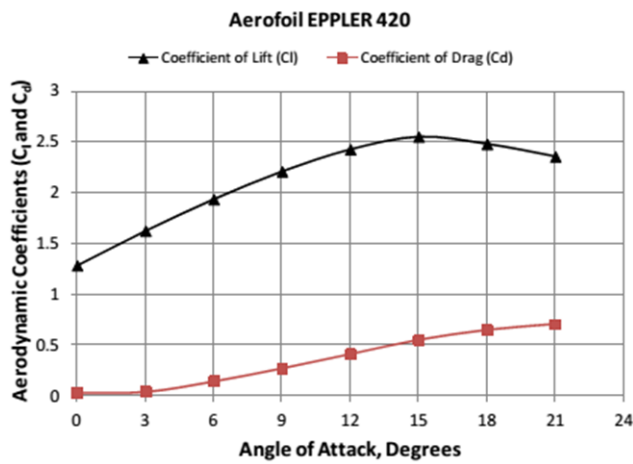
FIGURE 11 – Les contours de la pression statique et vecteur vitesse qui sont colorés en fonction de l'amplitude de la vitesse à travers le profil EPPLER 420

Les contours de pression statique montrent que la pression négative sur la surface supérieure est positive sur la surface inférieure du profil aérodynamique, la pression statique supérieure à la surface inférieure du profil aérodynamique repousse efficacement l'aile vers le haut et il est responsable de la génération de force de portance, qui agit perpendiculairement au flux d'air entrant. La variation de vitesse, qui est due à la courbure des sections de pales, peut être clairement observée à partir des contours des vecteurs de vitesse qui est coloré selon la grandeur de vitesse. Ce phénomène est conforme à l'équation de Bernoulli. L'air accélère sur la surface supérieure, comme indiqué par une augmentation de l'amplitude de la vitesse et de l'intensité de la cou-

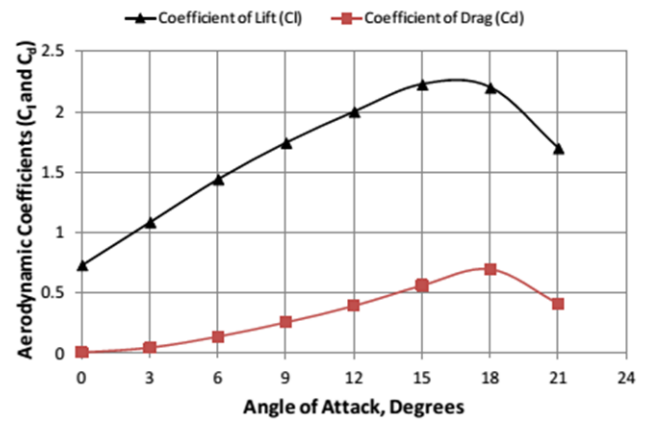
2 Simulation CFD pour la sélection de profil d'aube approprié pour améliorer l'efficacité énergétique des ventilateurs axiaux des mines.

leur des vecteurs de vitesse. Le cas inverse est observé sur le bord de fuite du profil aérodynamique, à savoir l'écoulement sur la décélération de la surface supérieure et converge avec le flux sur la surface inférieure. Sur le bord d'attaque de l'aile (figure 11c), un point de stagnation peut être vu où la vitesse d'écoulement est proche de zéro.

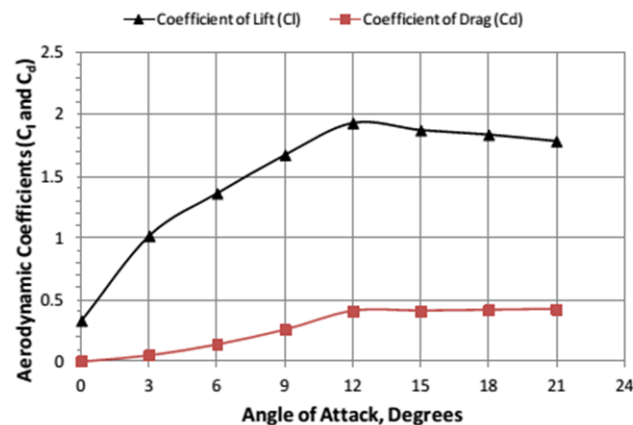
La variation des coefficients aérodynamiques, à savoir les coefficients de portance (C_l) et la traînée (C_d) avec des angles d'attaque pour tous les profils aérodynamiques obtenus à partir de l'analyse CFD sont résumés dans la figure 12. La figure montre clairement que les coefficients de portance et de traînée augmentent régulièrement avec des angles d'attaque.



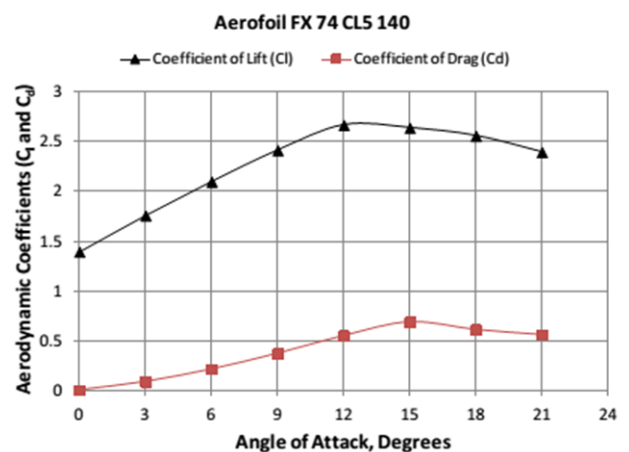
(a)



(b)



(c)



(d)

3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS

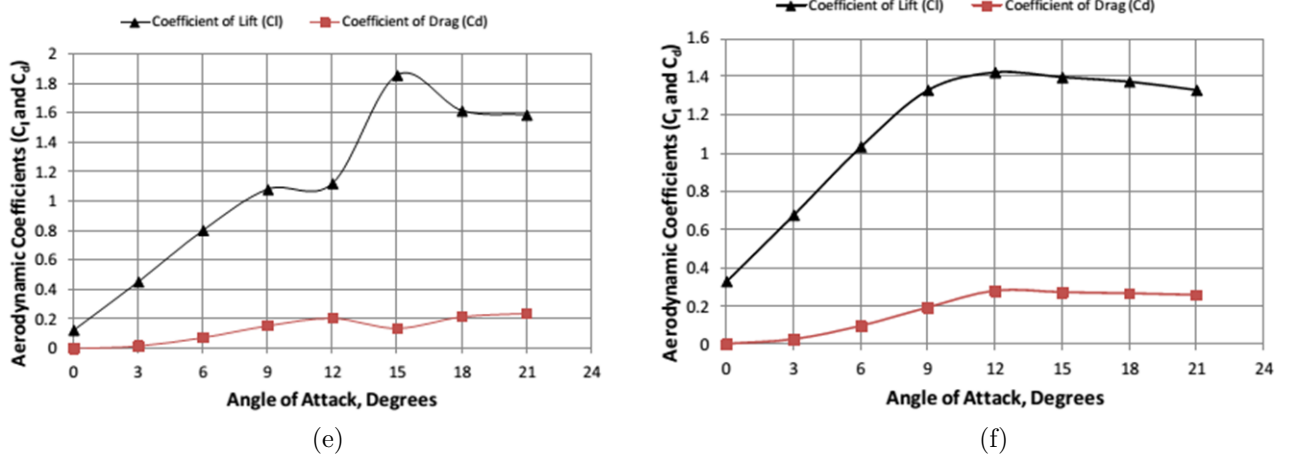


FIGURE 12 – Les coefficients aérodynamique vs. angle d'attaque pour les profils a – EPPLER 420, b – EPPLER 544, c – EPPLER 855, d – FX 74 CL5 140, e – NACA 747A315 and f – NACA 64(3)-418

2.4 Conclusion

Ils ont conclus que Les résultats indiquent que les profils aérodynamiques NACA offrent un rapport supérieur Cl/Cd et le profil NACA 747A315 offre le meilleur rapport Cl/Cd de tous à 13,329. Par conséquent, si les pales de ventilateurs axiaux de ventilation de la mine sont faites de profil aérodynamique NACA 747A315, il peut fournir une meilleure efficacité pour les ventilateurs et les aider à réduire au minimum la consommation d'énergie.

3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS

3.1 Introduction

Les techniques d'optimisation numérique basée sur la méthode RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) deviennent pratiques pour la conception des pales de turbomachines à l'aide du développement dans le calcul de la puissance dans la dernière décennie. L'application des techniques d'optimisation a amélioré la performance de turbomachines en termes de poids, de couple, de l'efficacité, de la pression, etc. en changeant la ligne d'empilage, le profil de pale, etc.

en 2008 Ki-Sang Lee, Kwang-Yong Kim et Abdus Samad [3] ont présenté une procédure d'optimisation numérique pour une aube axiale de ventilateur à basse vitesse

3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS

avec un modèle de réponse d'approximation polynomiale de surface. Ils ont utilisé le modèle de turbulence de types RANS et SST discrétisée par la méthode des volumes finis et résolu sur des grilles hexaédriques pour l'analyse des flux. Le profil de la lame ainsi que la ligne d'empilage est modifiée pour améliorer l'efficacité totale de l'aube. Le logiciel ANSYS CFX 11,0 est utilisé pour résoudre leur problème.

Ils ont décrit l'optimisation de la forme d'aube d'un ventilateur d'écoulement axial numériquement à faible vitesse avec le profil « NACA65 ». La ligne d'empilage d'aube, l'épaisseur maximale et l'emplacement de l'épaisseur maximale sont considérées comme paramètres de conception. Le rendement total a été utilisé comme une fonction d'objectif, et le Modèle RSA est construit pour trouver une conception optimale.

3.2 Analyse numérique

La pale de ventilateur de référence (NACA65) est représentée sur la figure. 13a et de ses principales spécifications sont énumérés dans le tableau 1.

TABLE 1 – Spécifications d'aube de ventilateur de référence .

Flow Coefficient	0.41
Total Pressure Coefficient	0.3
Rotor Rotation Frequency	1000 rpm
Tip Radius	287.5 mm
Hub-Tip Ratio	0.52
Inlet Angle at Rotor Tip	68.8 degrees
Outlet Angle at Rotor Tip	63.8 degrees

Le débit massique entrée pour une seule aube est fixé à $0,307kg/s$ et la pression de sortie est fixée à $0Pa$. Les erreurs est fixée à $1e^{-5}$ pour les critères de convergence avec pas de temps automatique. La convergence est obtenue après environ 400 itérations. Une parmi neuf aubes est sélectionnée pour l'analyse numérique avec l'utilisation de la condition aux limites périodiques. Les profils de vitesse uniformes sont supposés à l'entrée, et des pressions constantes sont appliquées à la sortie. Le fluide est l'air à $20^{\circ}C$.

Pour la validation des solutions numériques, des résultats de calcul sont comparés aux données expérimentales comme indiqué sur la figure 14, où la distribution de l'envergure de vitesse tangentielle et axiale (Fig. 14a) des composants sont tracées. Les résultats des calculs montrent un bon accord avec les données expérimentales, sauf dans la région près de l'extrémité de la lame. La différence dans cette région est

3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS

probablement due au tourbillon du jeu radial qui ne peuvent pas être correctement prédit par le modèle de turbulence.

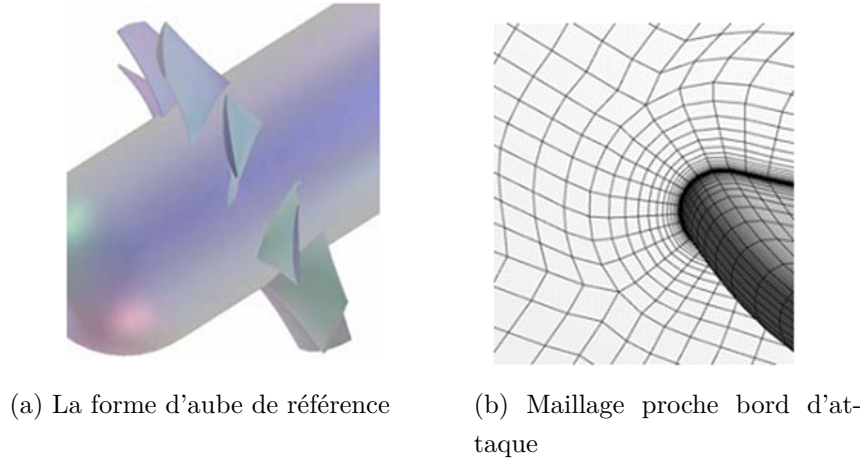


FIGURE 13 – La forme d'aube et le maillage

Pour l'optimisation de la conception, il est important de trouver l'espace de conception possible qui est formé par la variable des plages dans lesquelles les calculs doivent être effectués. Certains calculs préliminaires sont faits pour trouver l'espace de conception initiale et la conception factorielle complète est utilisée pour trouver les points du design pour les calculs. Les gammes de variables de conception sont présentées dans le tableau 2. L'aube de référence à des valeurs de la variable de conception : $\alpha = 0$, $\beta = 0$ et $\delta = -19^\circ$. Vingt-sept points de conception sont sélectionnés à travers trois niveaux de valeurs de calcul factoriel complet et la fonction objectif sont évalués par l'analyse RANS.

TABLE 2 – Design espace

Variables	Lower Bounds	Upper Bounds
α	-0.004m	0.003m
β	-0.01m	0.02m
δ	-35°	-3°

Le tableau 3 montre les valeurs de la fonction objective RANS calculées pour les aubes de référence et les aubes optimisées. L'aube optimisée montre que le rendement total est en augmentation de 87,40%.

3 Design optimisation d'un aube de ventilateur axial à faible vitesse avec le modèle RANS

TABLE 3 – Les résultats de calcul de RANS

Design	Lower Bounds	Increment
Reference	85.90%	-
Optimum	87.40%	1.50%

Les lignes de courant à proximité de la surface d'aspiration sont présentées dans La figure15. La forme optimale montre la circulation de séparation des lignes de courants dans la direction aval. Il réduit les pertes, donc augmente l'efficacité.

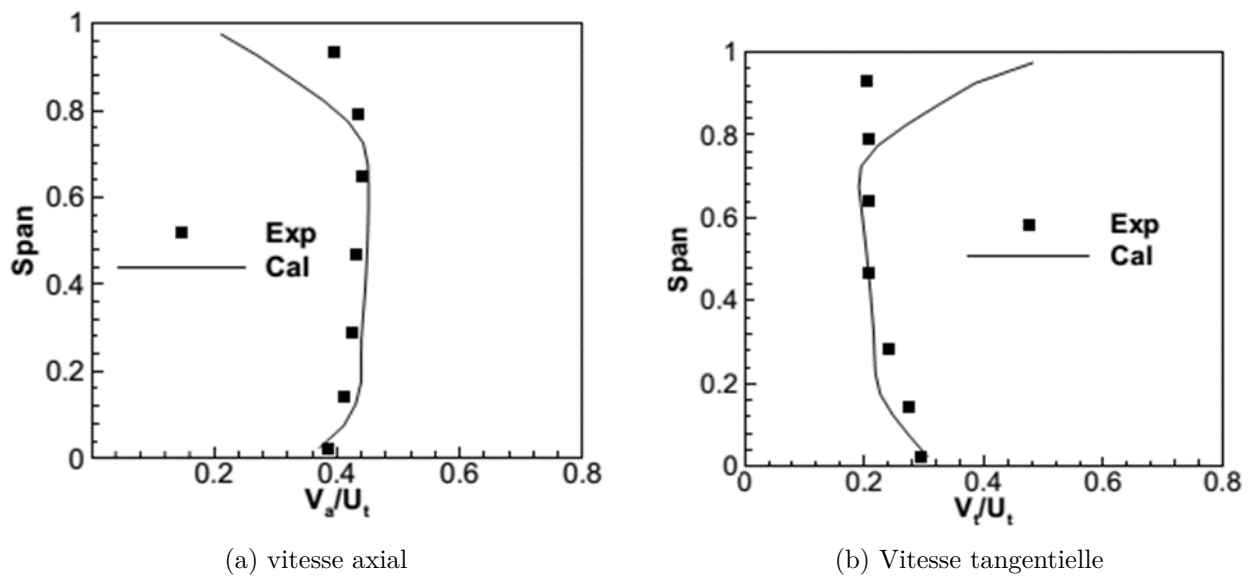


FIGURE 14 – Les distributions des composants de vitesse axial et tangentielle en aval de rotor de ventilateur.

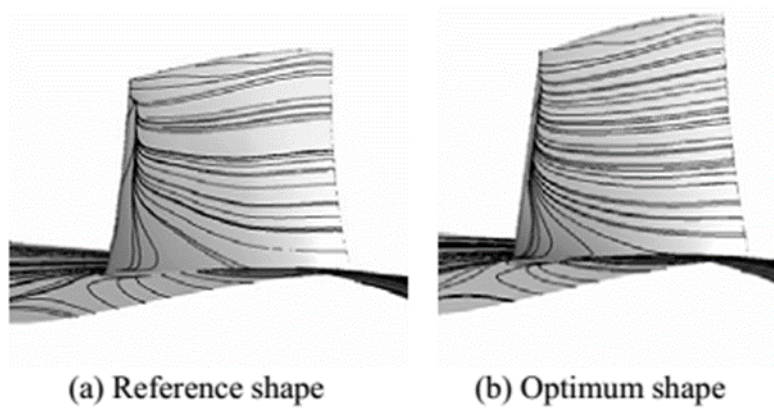


FIGURE 15 – Les lignes des courant proche la surface d'aspiration

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

3.3 Conclusion

Une aube de ventilateur à flux axial à basse vitesse a été optimisée pour améliorer l'efficacité totale par analyse RANS et le rapprochement de la surface de réponse. L'aube maigre, l'épaisseur maximale et l'emplacement de l'épaisseur maximale sont modifiés pour l'optimisation. L'amélioration de l'efficacité est due à la modification de la structure d'écoulement à travers le passage. Il est constaté que le rendement total du ventilateur est beaucoup plus dépendant de la maigre ligne d'empilage d'aube que les autres variables, à savoir, l'épaisseur l'aube maximale et l'emplacement d'épaisseur maximale.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

Les ventilateurs axiaux utilisés dans les systèmes de refroidissement de l'automobile sont souvent soumis à une mauvaise condition d'entrée. Les forces périodiques et aléatoires qui causent le bruit d'interaction tonale à large bande. En outre, les fluctuations de force en raison de la couche limite turbulente sur les surfaces des aubes et de leur interaction avec le bord de fuite provoquent l'auto-bruit du ventilateur, qui est à large bande.

L'utilisation de balayage des aubes des ventilateurs axiaux pour la réduction du bruit semble être efficace. Hanson [4] a étudié le problème principalement en termes de réduction du bruit tonal d'aube à travers l'annulation de déphasage du bruit généré à différents emplacements radiaux. Il a également étudié les interférences aube à aube. Bien que son travail montre que de très grands angles de balayage d'aube peuvent être nécessaires, en particulier pour les rotors à basse vitesse, les œuvres d'Fukano et al. [5], Cummings et al. [6], et Fujita [7] ont montré expérimentalement que des quantités raisonnables de balayage peuvent être très bénéfiques dans la réduction du bruit.

en 2009 J. Hurault , S. Kouidrib , F. Bakira et al [8] ont étudié l'influence de balayage en aval sur trois ventilateurs axial expérimentalement et informatiquement à l'aide de la méthode CFD avec les modèles de turbulence RANS et RSM.

Les ventilateurs utilisés sont trois prototypes de type axial. Les aubes sont entraînées radialement sur le bord d'attaque de trois manières différentes comme le montre dans la figure 16. Le premier ventilateur présente un balayage radial (G2rad), le second est balayé dans la direction de rotation (G2for) et la troisième est balayée dans

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

le sens inverse de rotation (G2back). La loi du balayage est symétrique entre G2for et G2back. Les autres caractéristiques géométriques sont cependant les mêmes. Chacun de ces ventilateurs a huit aubes.

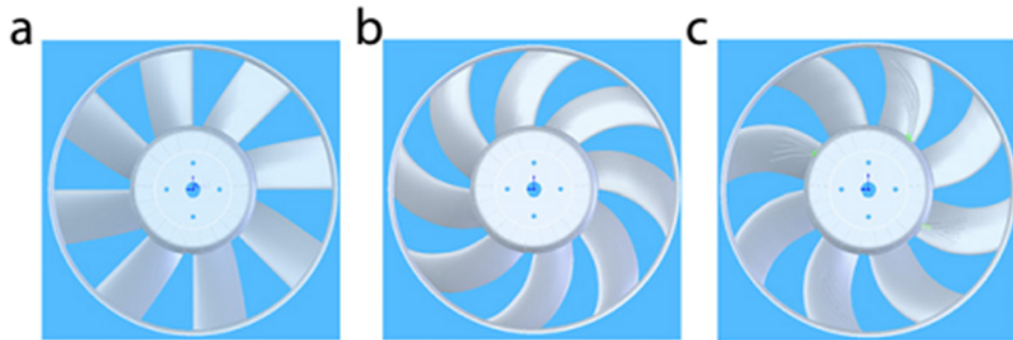


FIGURE 16 – Vue de face de les trois ventilateurs, G2rad (a), G2for (b) and G2back (c).

La simulation 3D est effectuée avec le code commercial Fluent 6.3. Le maillage a été effectué à l'aide du pré-processeur Gambit 2,4. En raison de la complexité de la géométrie de l'aube, le maillage tétraédrique non structuré est utilisé (figure 17).

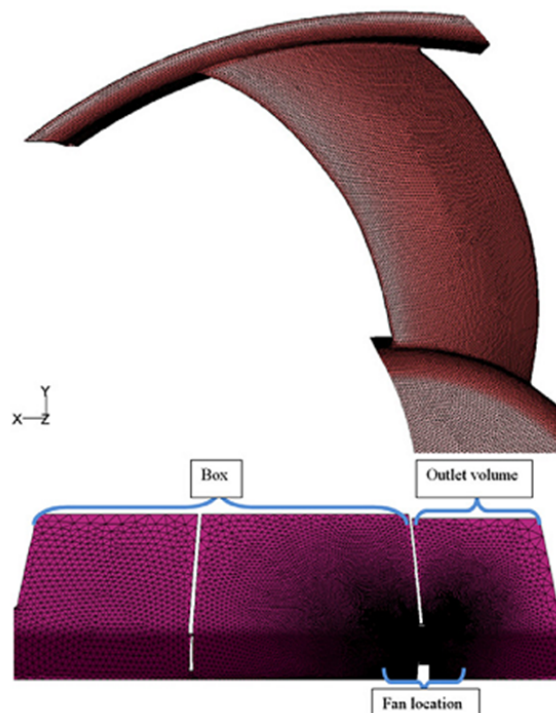


FIGURE 17 – Le maillage du ventilateur (en haut) et le domaine numérique (en bas) avec maillage raffiné proche du ventilateur.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

Un banc d'essai est conçu avec le logiciel de CAO. Le banc d'essai représenté dans la figure 2 est considéré dans son intégralité. La figure 18 représenté le banc d'essai normalisé suivant la norme ISO 5801, le banc d'essais a été utilisé pour la simulation numérique, y compris l'emplacement du ventilateur. Les ventilateurs tournent à $2700tr/min$ ($45Hz$). Dans l'expérimentation, les diaphragmes de diamètres différents sont utilisés pour s'adapter au débit.

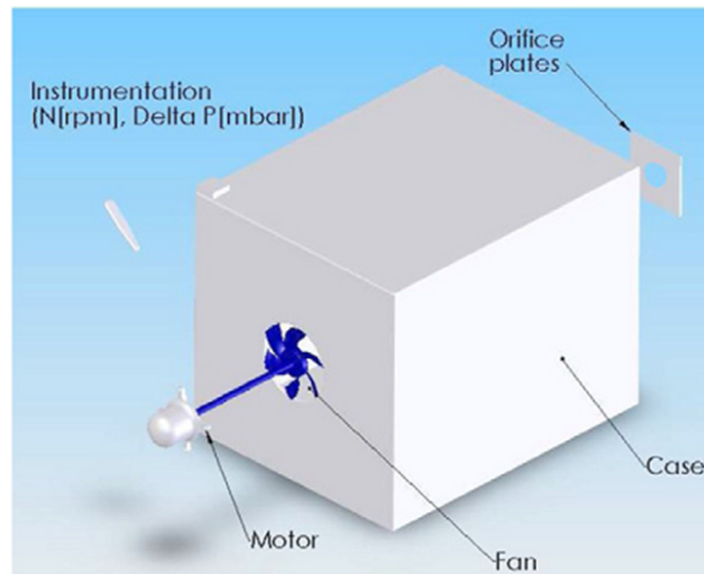


FIGURE 18 – Banc d'essais normalisé ISO 5801.

Un huitième du domaine est modélisé avec les conditions aux limites périodiques afin de minimiser le temps de calcul. La périodicité est définie en rotation autour de l'axe de rotation du ventilateur (Fig. 19). Un dégagement de $4mm$ de la pointe est modélisé entre l'enveloppe et la paroi du banc d'essai dans le dispositif expérimental. Trois géométries différentes sont créées pour les trois ventilateurs avec de balayage différent.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

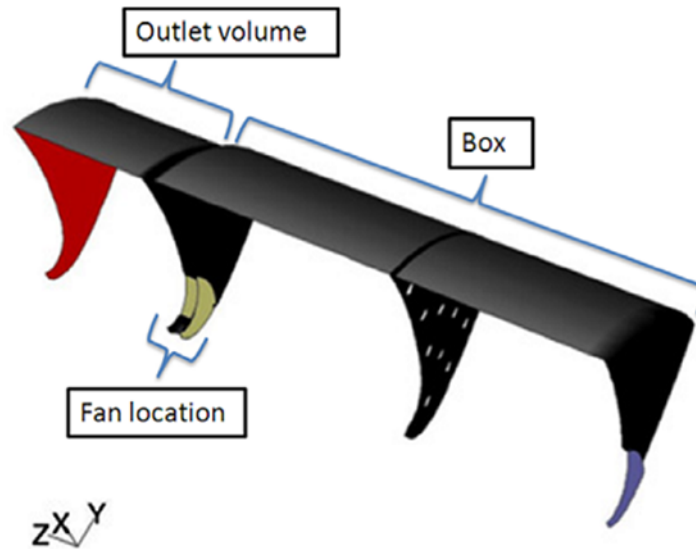


FIGURE 19 – Domaine fluide et condition aux limites pour le modèle G2for.

Les conditions aux limites sont définies dans la figure 19 les couleurs bleue, grise, jaune et rouge correspondent à l'entrée, les murs, les interfaces du ventilateur avec la boîte et la sortie, respectivement. La boîte a les mêmes dimensions que la zone expérimentale, mais est arrondie pour respecter la périodicité en rotation. La vitesse d'entrée des conditions aux limites pourraient être utilisées en raison du nombre de Mach très faible (<0.3). Les conditions aux limites de sortie de pression sont fixées à des conditions atmosphériques.

Après l'application des conditions aux limites appropriées et après avoir atteint la convergence ils trouvent les résultats suivants :

La figure 20 montre les lignes de courant dans la boîte colorée par la vitesse pour deux débits différents.

Le profil de vitesse dans la section de mesure de la boîte en amont du ventilateur est proche de $0m/s$ avant le coté d'aspiration du ventilateur. Pour ce type de ventilateur, au débit nominal, le flux en aval a une vitesse radiale élevée en raison de la forte centrifugation de l'écoulement. À une vitesse d'écoulement plus élevée, la vitesse radiale diminue à mesure que la vitesse axiale augmente.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

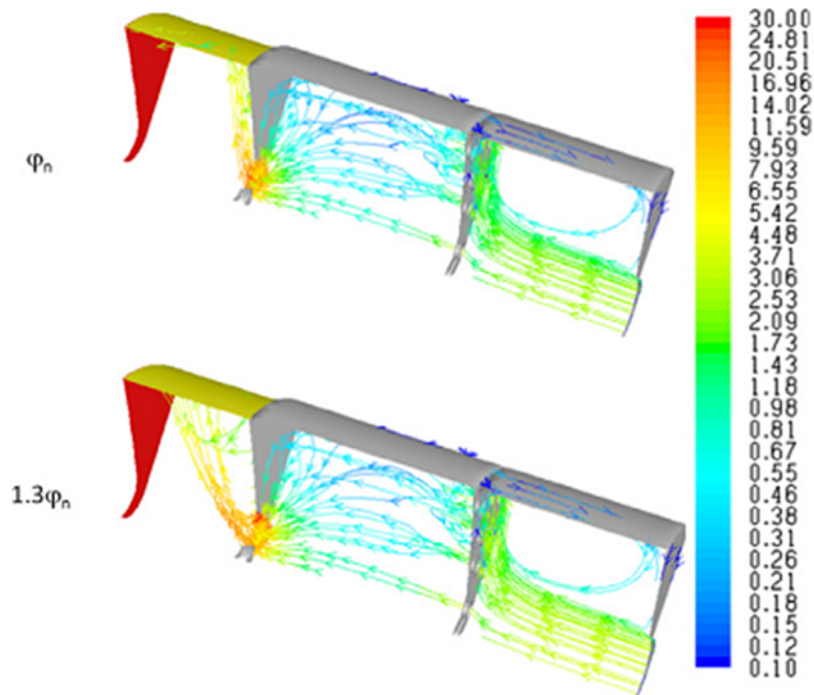


FIGURE 20 – Les lignes de courante dans la boîte colorée par la vitesse pour deux débits différents.

L'augmentation de pression en fonction du débit est représentée sur la figure 21. On peut voir que les résultats trouvés numériquement avec le modèle RSM appliqué sur les trois ventilateurs sont proches des résultats expérimentaux. Cinq débits sont calculés autour du débit nominal du ventilateur balayé radialement. Des débits très faibles ne sont pas calculés en raison du fort flux secondaire près du moyeu et le détachement de l'écoulement autour de l'aube qui conduit à des difficultés dans la convergence.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

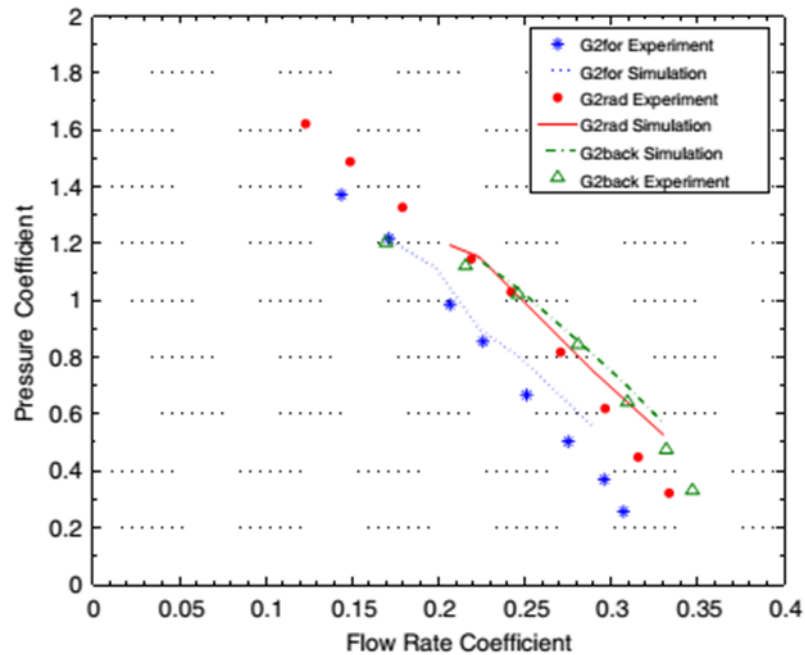


FIGURE 21 – Comparaison de la performance entre la simulation et l'expérimentale pour les trois ventilateurs.

La forme du profil de vitesse calculé est proche de ceux expérimentaux. Les écarts entre les simulations et la mesure apparaissent près du moyeu au débit de conception φ_n . Ceci s'explique par l'angle moyen de la vitesse qui est très différent de celui de l'autre rayon en raison de la conception de ce ventilateur.

Il y a des divergences de la composante radiale au débit plus élevé $1.3\varphi_n$. Pour G2for à ce débit au niveau de la composante de la vitesse radiale est très faible (entre 2 et -1ms^{-1}) parce que le balayage vers l'avant de diminuer cette composante de vitesse (Fig. 22) et au débit plus élevé de la diminution de la composante de vitesse radiale.

4 Étude expérimentale et numérique de l'effet d'empilage en écoulement tridimensionnel des ventilateurs axiaux

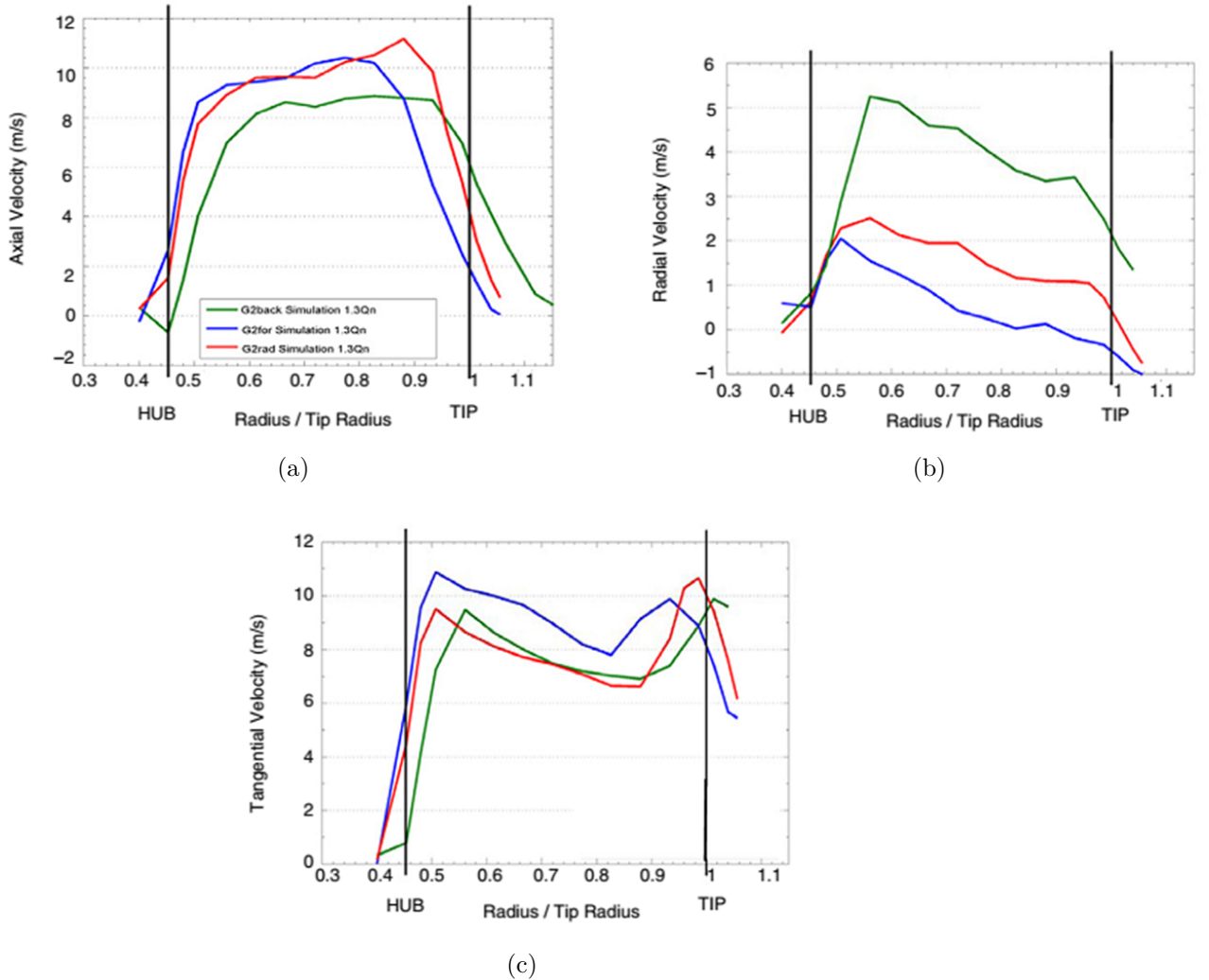


FIGURE 22 – Comparaison entre les profils des vitesses pour les trois ventilateurs.

4.1 Conclusion

Trois ventilateurs ont été conçus et testés et les résultats ont été comparés. Ces trois ventilateurs avec trois balayages différents ont été décrits avec la même procédure expérimentale et la modélisation numérique. Ils indiquent clairement l'influence du balayage sur le manque de stabilité du champ de flux 3D pour les caractéristiques aérodynamiques proches. Un caractère anisotrope du champ d'écoulement a été observé pour les trois ventilateurs et à deux débits. Cette étude montre que, en plus des mesures de vitesses axiales et tangentielles, la composante radiale doit être collectée pour une telle turbomachine où l'hypothèse d'équilibre radial est souvent à tort.

Les résultats montrent que la turbulence peut être prédite avec de bons accords

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

de manière spatiale, mais le niveau est prévu avec quelques écarts. De plus, il est montré que le modèle de turbulence RSM peut prédire l'énergie cinétique turbulente mieux que le RANS . Le balayage vers l'avant a tendance à diminuer la composante radiale de la vitesse alors que le balayage arrière a tendance à augmenter. Le balayage doit être choisi avec soin, et il dépend de l'élément à refroidir. Dans notre cas d'un moteur d'automobile, une vitesse radiale peut être utile de refroidir tout le bloc moteur. G2back semble être mieux pour une faible énergie cinétique turbulente, et G2rad à la performance et l'efficacité la plus élevée.

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

Les ventilateurs à écoulement axial sont largement utilisés dans de nombreuses applications d'ingénierie. Son adaptabilité a abouti à la mise en œuvre dans les systèmes à grande échelle, l'industrie de séchage et des unités de climatisation à refroidissement du moteur d'automobile et en cabine à systèmes de recirculation de l'air. L'avantage d'utiliser des ventilateurs axiaux dans le but d'augmenter le transfert de chaleur est particulièrement évident dans l'industrie de l'automobile en raison de la nécessité pour des conceptions relativement compactes.

S. Jain et Y. Deshpande [9] ont utilisé la mécanique des fluides numérique (CFD) pour la modélisation de la répartition des flux d'air d'un ventilateur axial d'un radiateur. Ce ventilateur a été utilisé pour le refroidissement du moteur d'un camion Tier4 (APT T4) Repower.

L'analyse CFD a été effectuée pour différentes pressions statiques moyennes pondérées à l'entrée et à la sortie du ventilateur. Les contours de pression, les vecteurs vitesses et des lignes de courant ont été tracées pour détailler les caractéristiques d'écoulement pour différentes orientations de la pale de ventilateur. Les résultats ont ensuite été comparés et vérifiés contre les observations théoriques connues et les données expérimentales réelles. Cette étude montre que la simulation CFD peut être très utile pour prédire et comprendre la répartition des flux à partir d'un ventilateur de radiateur de poursuivre les travaux de recherche.

Ce ventilateur d'un radiateur et sa cage (figure 23) jouent un rôle crucial dans les systèmes de refroidissement des moteurs complexes, comme celui montré dans la figure 24. Un radiateur (figures . 23 et 24) est un type d'échangeur de chaleur destiné à transférer l'énergie thermique du fluide de refroidissement à l'air ambiant au moyen d'une convection naturelle ou forcée. Le dernier cas concerne l'utilisation d'un

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

ventilateur de radiateur pour tirer l'air à travers le noyau de radiateur.

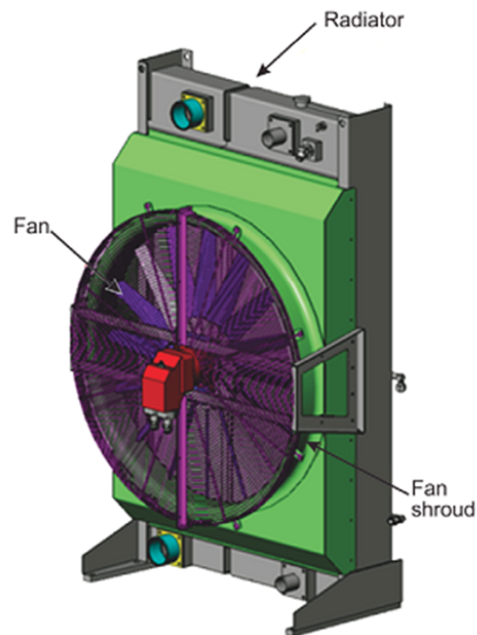


FIGURE 23 – Assemblage radiateur et ventilateur

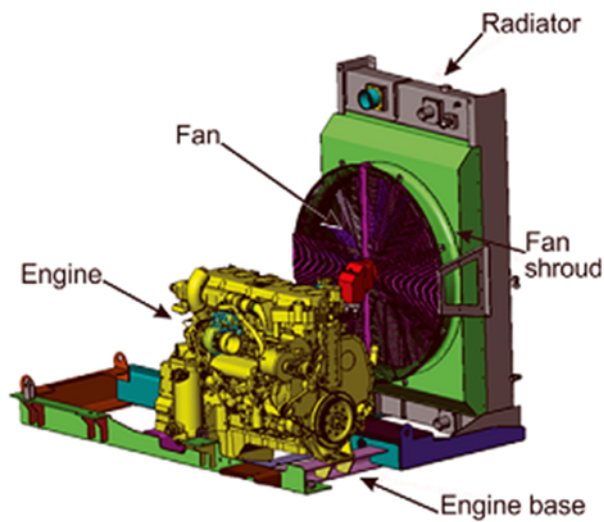


FIGURE 24 – Système de refroidissement

Le ventilateur fournit un débit d'air à travers le radiateur. L'orientation des aubes joue un rôle important dans la compréhension d'écoulement d'air à travers le radiateur et le ventilateur. Les figures 25 et 26 montrent un ventilateur et sa configuration

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

d'orientation associée. Pour les aubes orientées vers la droite, le sens de rotation du ventilateur est dans le sens horaire ; pour les aubes orientées vers la gauche, le sens de rotation du ventilateur est le sens antihoraire.

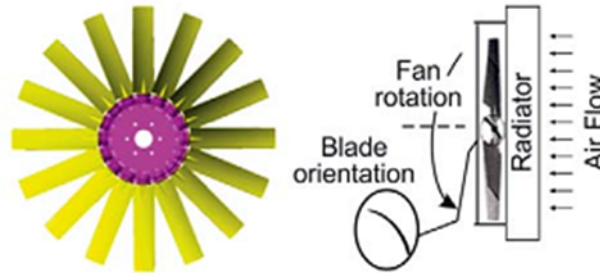


FIGURE 25 – Aubes orienté vers la droite

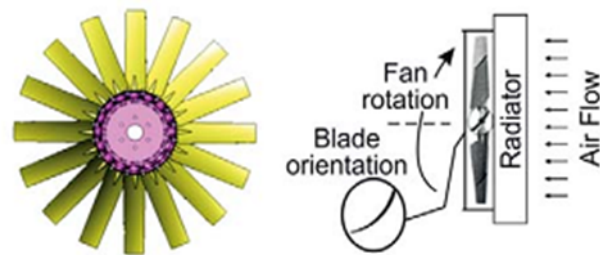


FIGURE 26 – Aubes orienté vers la gauche

Les modèles 3D sont ensuite importés dans le logiciel CFD (fig 27) , rénovés en différentes sections, et affinés afin de générer un volume fini de maillage (Fig. 28). Ceci est une étape très importante, où les détails de la forme géométrique doivent être définis avec précision. Le domaine de flux est également créé, et le maillage final de tous les composants doivent être précis. Le nombre d'éléments total sera d'environ 1,6 millions, avec une couche de l'inflation sur les pales.

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

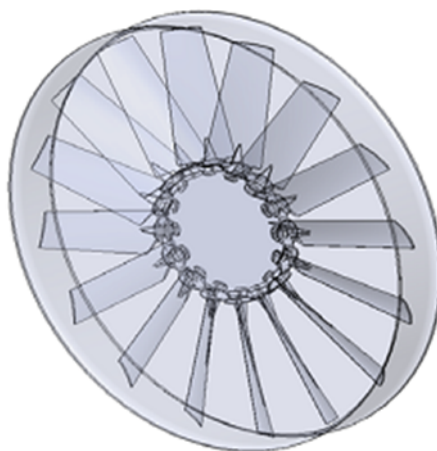


FIGURE 27 – Le domaine numérique de la ventilateur

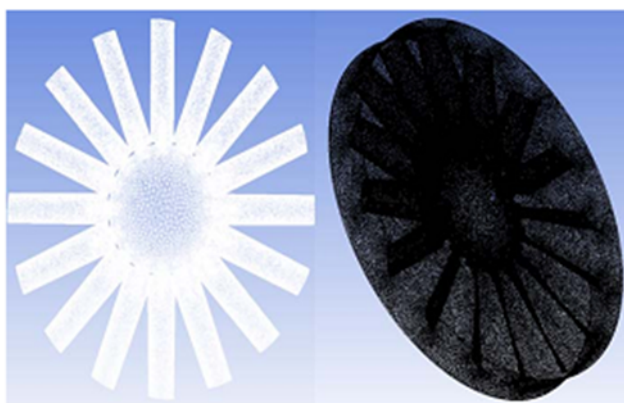


FIGURE 28 – Maillage de rotor et le domaine numérique

La deuxième étape consiste à importer les fichiers dans le code CFD, ce qui permettra de résoudre les équations de l'écoulement. Ici, les champs d'écoulement des conditions aux limites sont définis. Ceux-ci comprennent l'entrée débit massique de l'air, la pression de sortie, les propriétés des fluides, et le domaine de la caractérisation débit, tels que le déplacement en zone interne et des murs solides fixes. Le problème considéré est un problème 3D stationnaire et turbulent (Fig. 29).

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

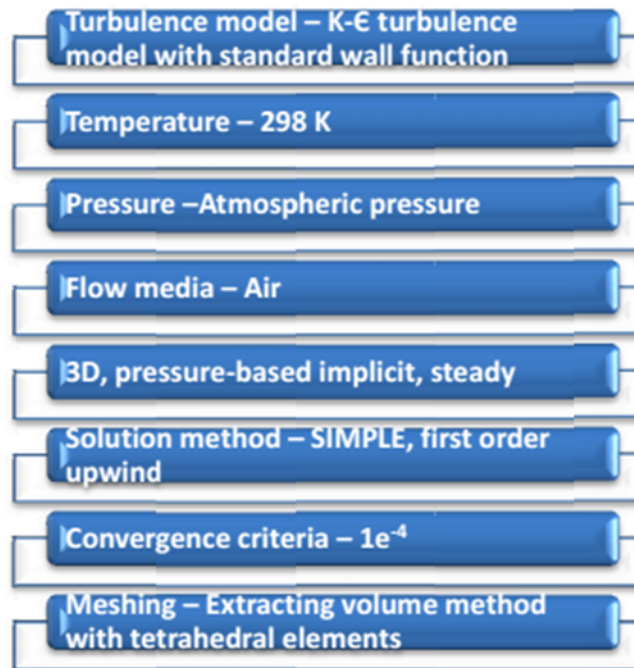


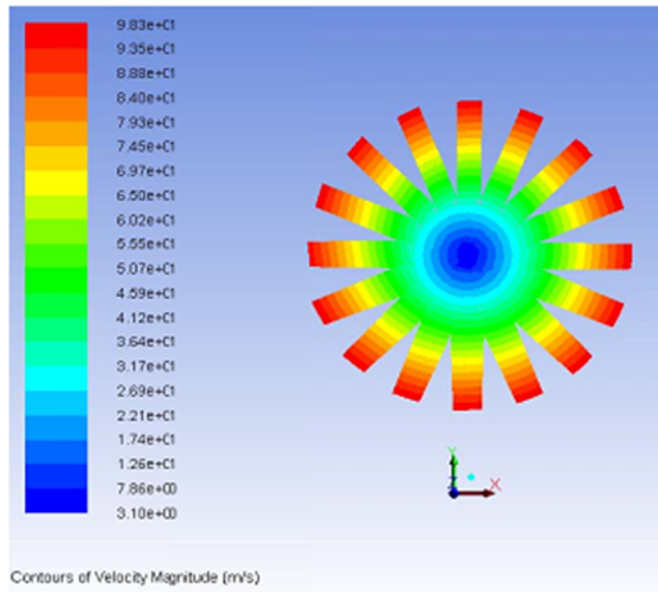
FIGURE 29 – Les paramètres de la simulation

Pour le ventilateur à aubes orientées vers la gauche, les résultats ont été compilés pour l'air circulant à un débit massique de $25,26\text{kg/s}$ et une rotation du ventilateur de 1680tr/min dans le sens antihoraire et ayant la pression de sortie atmosphérique.

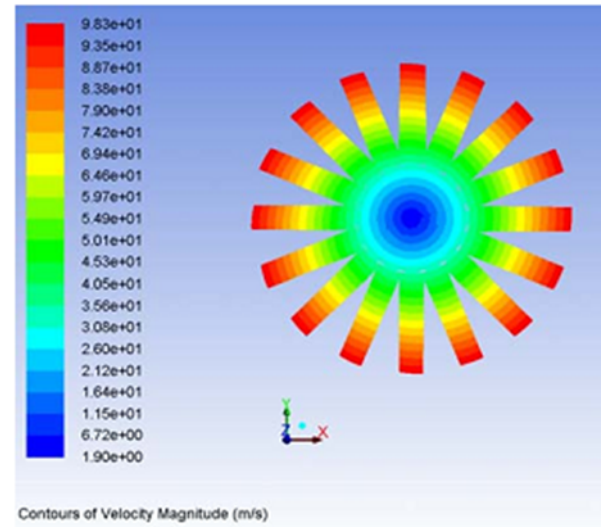
Pour le cas d'un ventilateur à aubes orientées vers la droite, les mêmes conditions aux limites sont appliquées comme sur le ventilateur précédent.

La figure 30 illustre l'amplitude de la vitesse du rotor avec les deux types de ventilateur axial, ce qui confirme que la vitesse a augmenté en mouvement à partir du moyeu jusqu'à l'extrémité sur le rotor et donc de valider le concept théorique de $V = r.\omega$. Cela confirme également que le rotor tournait au point de l'axe du ventilateur central.

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.



(a) ventilateur a des aubes orientée vers la gauche



(b) ventilateur a des aubes orientée vers la droite

FIGURE 30 – Contour de vitesse sur la rotor

Les figures 31a et 31b montrent la distribution des vecteurs de vitesse à un plan normal à l'axe x et perpendiculaire au rotor pour les deux ventilateurs. Une région d'écoulement élevée formée autour du diamètre extérieur du domaine d'écoulement et une zone de faible écoulement inverse formée dans le centre derrière le moyeu du ventilateur. Entre les régions hautes et basses flux inverse, il existe des tourbillons de forte circulation. Des régions de diffusion ont également été observées forts derrière les pales du ventilateur. Cela aide à comprendre le comportement de l'écoulement autour du rotor avec l'orientation des aubes vers la gauche et la droite.

5 Modélisation CFD de un ventilateur axial d'un radiateur pour distribution d'écoulement d'air.

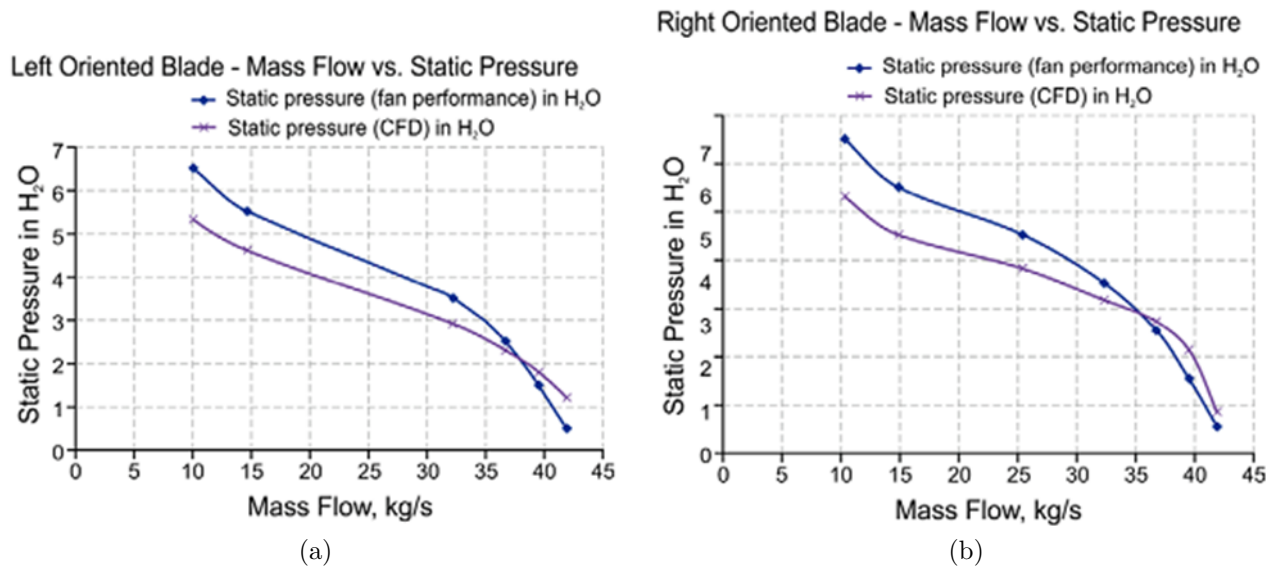


FIGURE 32 – Les performance expérimentales vs. CFD

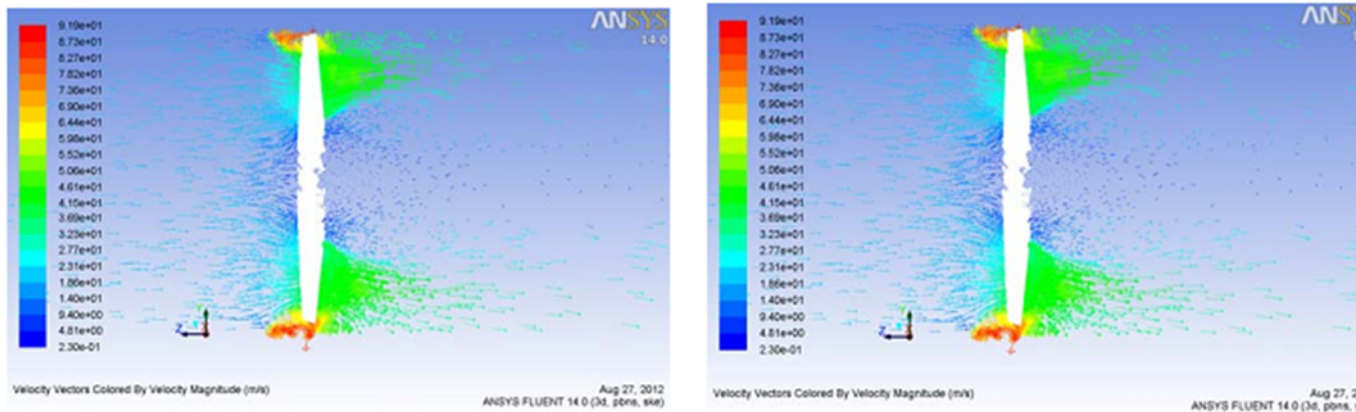


FIGURE 31 – Distribution des vecteurs vitesses

La figure 32 montre une comparaison des performances des ventilateurs axiaux expérimentaux et numériques avec des aubes orientées à gauche (fig 32a) et à droite (fig 32b). La pression statique (en termes de H_2O) a été tracée pour différents débits massiques. La figure montre la même courbe de tendance et les valeurs pour les deux résultats expérimentaux et numériques (CFD).

Conclusion :

La méthode CFD a été réalisée pour un ventilateur avec des aubes orientées à

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

gauche et à droite. Les résultats numériques CFD ont ensuite été comparés avec les données expérimentales. Les principaux résultats et les plus importants de cette étude sont les suivants :

1. La modélisation CFD montrée dans cette étude a prouvé pour être très utile dans l'initiation de plus en plus complète l'étude numérique du système de refroidissement du moteur hors-route.
2. La détection des zones d'écoulement d'air haute et basse avec recirculations et tourbillons immensément a amélioré la compréhension de l'écoulement dans le système complexe étudié, qui a aidé à comprendre les complications impliquées dans recirculation de l'air chaud.
3. Cette étude a montré comment le flux d'air a été interrompu par l'obstruction de moyeu, ce qui entraîne dans les régions d'écoulement inverse indésirables.
4. L'orientation différente des pales a également été considérée tout en effectuant l'analyse CFD. L'étude a révélé que d'un ventilateur de lame de gauche orientée avec une rotation dans le sens antihoraire effectuée la même en tant que le ventilateur de la lame de droite orientée avec la rotation dans le sens horaire.
5. Les résultats CFD étaient en accord avec les données expérimentales mesurées lors des essais physiques. Toute erreur était probablement le résultat des conditions expérimentales, les fluctuations de ventilateur tr/min , où la condition idéale considérée tout en simulant l'analyse.

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

6.1 Introduction

Le maintien d'un écart (i.e. jeu radial) entre de l'extrémité d'aube et la paroi du boîtier est nécessaire pour assurer le mouvement relatif entre le rotor et le carter les turbomachines à flux axial. Le jeu radial fournit un canal de fluide de fuite à partir de la surface de pression de la surface d'aspiration, ce qui conduit à un débit de fuite d'extrémité. Du débit de fuite en extrémité résulte un blocage de passage et diminution le rendement. En raison du mélange de l'écoulement de fuite et de passage, un vortex d'extrémité de fuite est généré au sommet de l'angle de la surface d'aspiration après

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

que le débit de fuite d'extrémité quitte la surface d'aspiration. Ainsi le jeu radial a des impacts significatifs sur les performances et la stabilité d'une turbomachine à flux axial.

En 2015 Xuemin Ye , Pengmin Li, Chunxi Li et al [10] ont étudié Les modifications appropriées à la structure de l'extrémité d'aube afin d'améliorer les performances du ventilateur. La performance du ventilateur axial OB-84 avec différentes rainures d'extrémité d'aube est simulée à l'aide du solveur Fluent. Les effets des différentes structures d'extrémité sur le champ d'écoulement, la distribution des pertes, et les caractéristiques de bruit sont étudiés.

6.2 La méthode CFD

6.2.1 Le modèle physique

La figure 33 montre un schéma de l'objet d'étude : le ventilateur axial OB-84 et ses composantes. La figure 34 représente huit sortes d'extrémité des aubes comprises dans la forme originale. Les profondeurs de rainures pour les cas 1 – 7 sont tous égaux à 3mm. Les longueurs des rainures sont 40% de la corde axiale pour le cas 1, 56% pour le cas 2, et 70% pour les cas 3 et 4. Les cas 5 et 6 ont une rainure du côté aspiration et du côté refoulement, respectivement. Le Cas 7 est une combinaison des cas 5 et 6. La longueur de la rainure de cas 5 – 7 est la longueur de la pale où la rainure se trouvait.

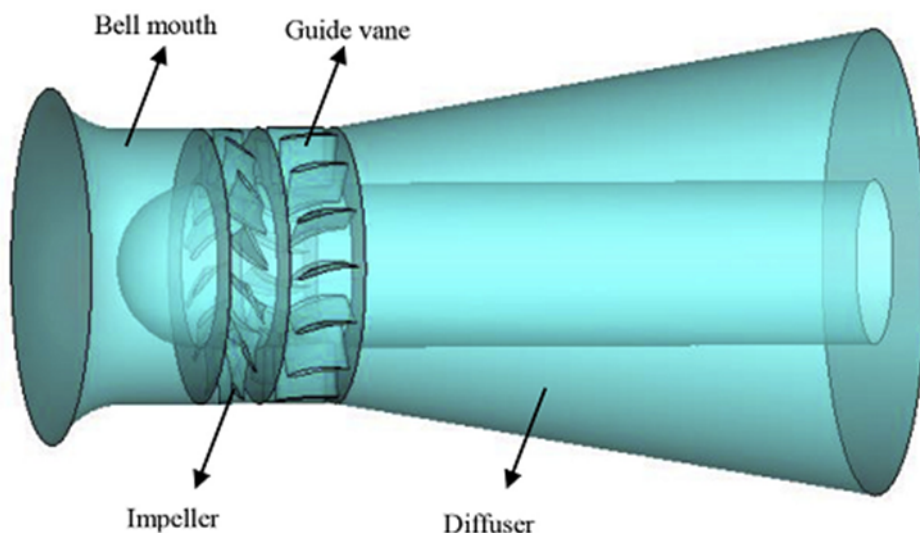


FIGURE 33 – Schéma de ventilateur axial type OB-84

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

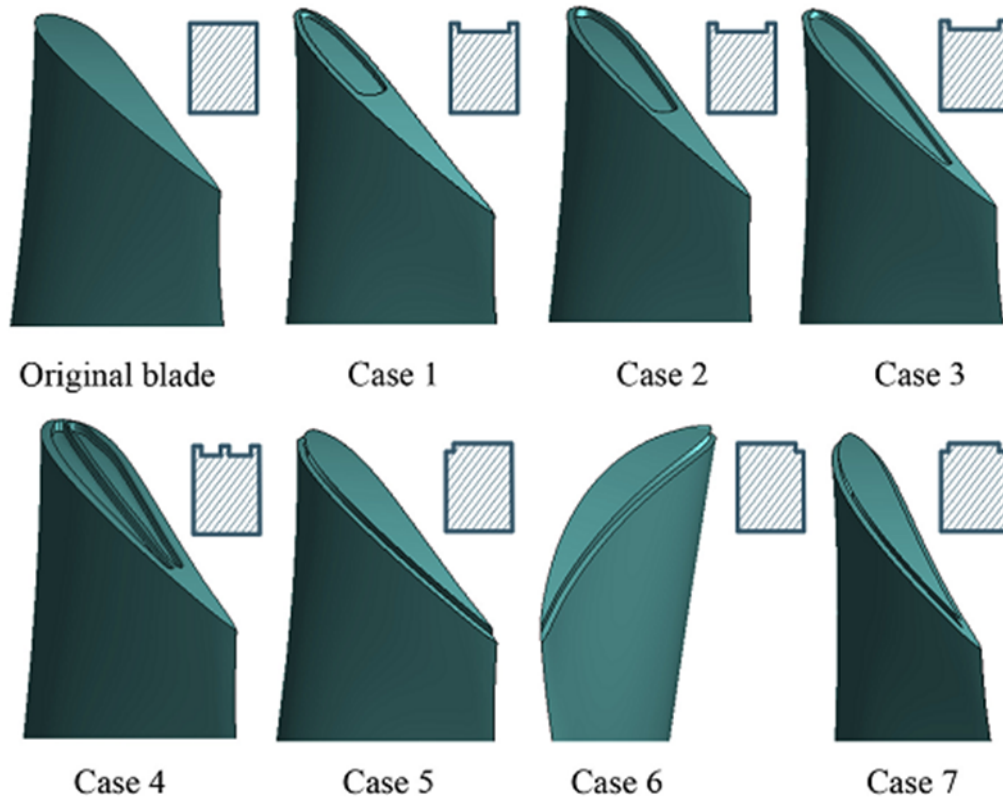


FIGURE 34 – Schéma diagramme de différentes extrémités des aubes.

Dans cette présente étude, l'épaisseur maximale de l'extrémité d'aube est 32.97mm. L'extrémité d'aube rainurée est réalisée avec les étapes suivantes : (1) génération de la géométrie et les rainures avec un logiciel CAO et exporter la surface portante de la rainure en format sat ; (2) génération du maillage de la surface portante de la rainure a l'aide de logiciel Gambit et un volume est créé sur la base du profil aérodynamique de rainure dans Gambit ; (3) Combiner le volume avec l'aube d'origine, puis l'aube à extrémité rainurée est générée. La figure 35montre le maillage de tout le domaine à étudier

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

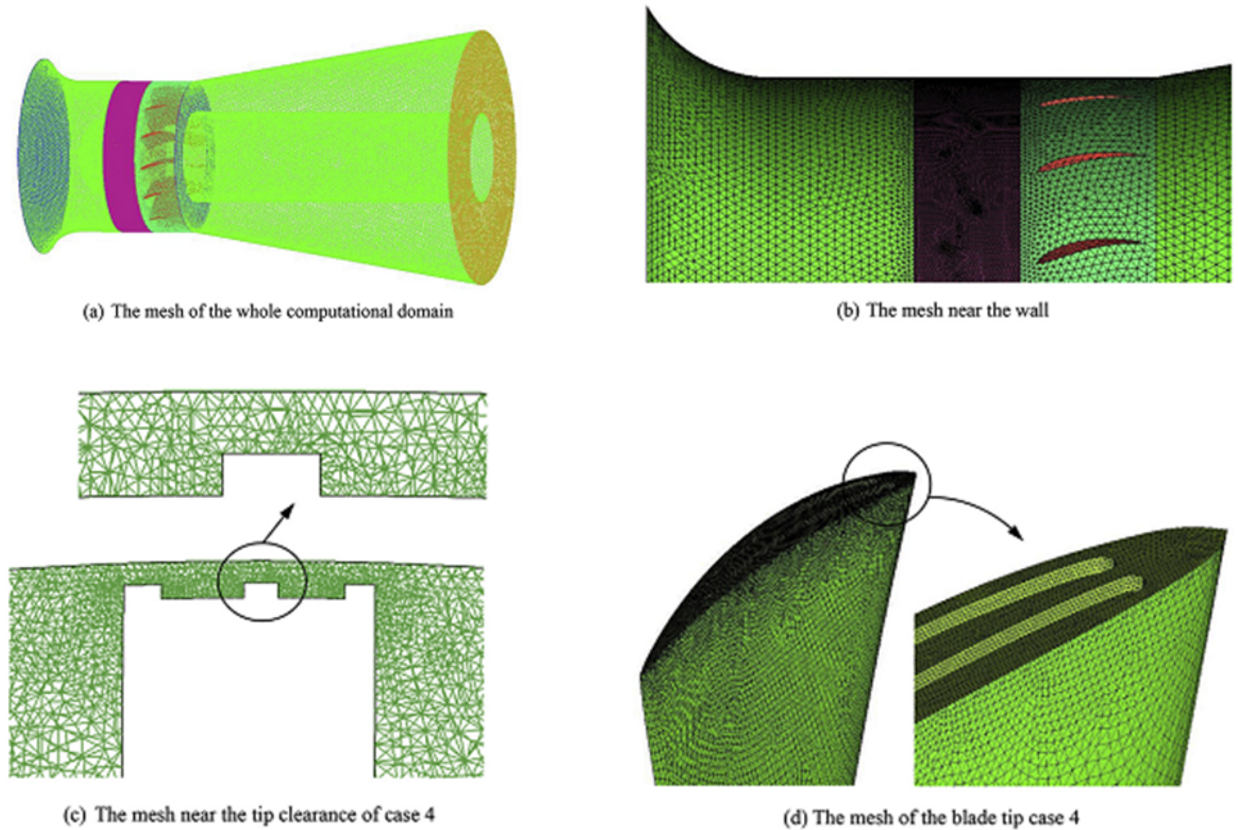


FIGURE 35 – Le maillage du ventilateur

6.2.2 Modèle numérique et conditions aux limites

Le logiciel Fluent a été utilisé pour simuler le flux interne du ventilateur axial. Le modèle de turbulence $k-\epsilon$ réalisable est largement utilisé pour simuler les écoulements complexes, y compris les écoulements tourbillonnaires, flux secondaire et la séparation de la couche limite dans un gradient de pression adverse et ce modèle reflète correctement les effets de l'écoulement transitoire et les lignes de courant ; en outre, les résultats simulés sont vérifiés pour se confondre bien avec les résultats expérimentaux[11, 12]. Dans cette étude. L'air est considéré comme un fluide incompressible. L'algorithme simple est sélectionné comme la méthode de couplage de pression et vitesse. Afin d'améliorer la précision de calcul, un second ordre schéma décentré est utilisé pour la discrétisation des termes convectifs et de diffusion et des paramètres de viscosité turbulente. Les effets de la gravité et de rugosité des parois sont négligés dans le calcul de champ d'écoulement.

La condition aux limites d'entrée est la vitesse, et outflow à la sortie. Le modèle MRF (multiple reference frame) est sélectionné pour assurer la rotation des aubes et

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

la fixation de carter.

6.3 Comparaison le performance de ventilateur

6.3.1 Performance Aérodynamique

Avant de rainurer l'extrémité des aubes, les courbes de performances expérimentales et simulées du ventilateur d'origine sont comparées les débits de $33.29\text{--}46.61\text{m}^3/\text{s}$, comme le montre la figure 36. Par conséquent, les résultats numériques actuels sont considérés comme fiables.

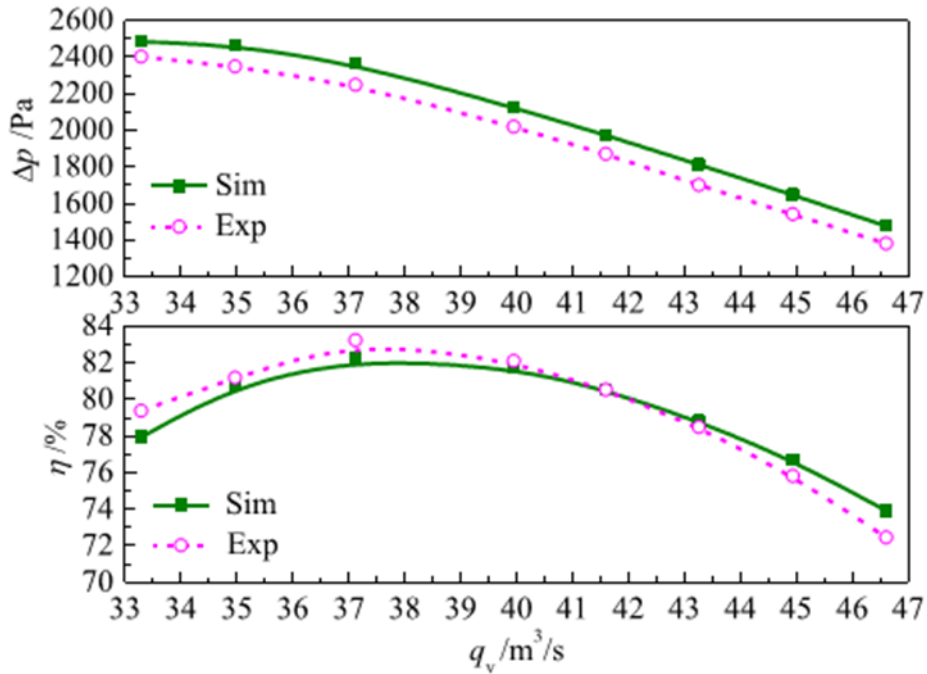


FIGURE 36 – Comparaison les courbes de performances expérimentales et simulées .

Fluent a été utilisés pour simuler les caractéristiques d'écoulement interne du ventilateur axial avec différentes extrémités des pales, comme indiqué sur la figure 34. Le tableau 4 présente les paramètres de performance. Comparé avec la forme d'extrémité d'origine.

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

TABLE 4 – Les paramètres de performance. Comparé avec la forme d'extrémité d'origine .

Blade tips	Total pressure rise $\Delta p/Pa$	Total pressure rise variation / %	Efficiency $\eta/\%$	Efficiency variation / %	Shaft power P/kW	Shaft power variation / %
Original tip	2362	0	82.26	0	106.59	0
Case 1	2295	-2.84	83.15	+0.89	102.45	-3.88
Case 2	2299	-2.67	83.20	+0.94	102.57	-3.77
Case 3	2302	-2.54	83.25	+0.99	102.64	-3.71
Case 4	2305	-2.41	83.33	+1.07	102.68	-3.67
Case 5	2275	-3.68	83.11	+0.85	101.61	-4.67
Case 6	2286	-3.22	83.17	+0.91	102.03	-4.28
Case 7	2268	-3.98	82.94	+0.68	101.50	-4.78

Sur la base des variations de l'élévation de la pression totale, l'efficacité et la puissance à l'arbre, il peut être constaté que le rainurage à l'extrémité des aubes diminue la capacité de travail du ventilateur, ce qui se manifeste par une diminution de l'élévation de la pression totale, comme représenté dans le tableau 4. d'autre part, elle améliore l'efficacité et réduit la puissance à l'arbre pour une diminution nette de la consommation d'énergie.

6.3.2 La différence de pression statique sur la surface d'aube

La différence de pression statique de la surface de l'aube est définie comme suit :

$$\Delta p_s = P_{ps} - P_{ss}$$

Où p_{ps} et p_{ss} sont les pressions statiques sur les surfaces de pression et d'aspiration, respectivement, de l'aube.

La figure 37 représente la distribution radiale de la différence de pression statique. La hauteur relative de la lame est portée sur l'axe horizontal et est défini comme $(r - r_h) / H$, où r est la hauteur radiale entre l'extrémité de moyeu et l'aube, r_h est rayon du moyeu, et H est la hauteur d'aube.

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

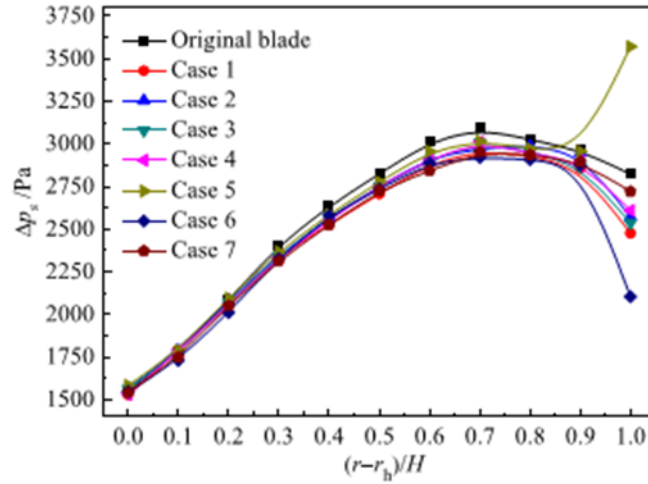


FIGURE 37 – La distribution de la différence de pression radiale

6.4 Prédiction de bruit

Les pales des extrémités rainurées changent non seulement la distribution de champ et les pertes d'écoulement dans le jeu radial, mais influent également sur le bruit du ventilateur. La figure 38 représente le niveau de puissance acoustique maximale L_{wmax} du ventilateur pour différents cas d'extrémité des aubes. On peut voir que L_{wmax} pour les ventilateurs avec des pales à des extrémités rainurées est nettement supérieure à celle avec l'extrémité d'origine. L_{wmax} du ventilateur dans le cas 1 est $133,29dB$: ceci est la plus grande avec une augmentation d'environ 20,58% par rapport à l'extrémité originale. L_{wmax} du ventilateur dans le cas 7 est $124,43dB$: ceci est le plus faible avec une augmentation de 12,57%. L_{wmax} pour le cas 4 est $126,75dB$ et est un peu plus grand que celui du cas 7.

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

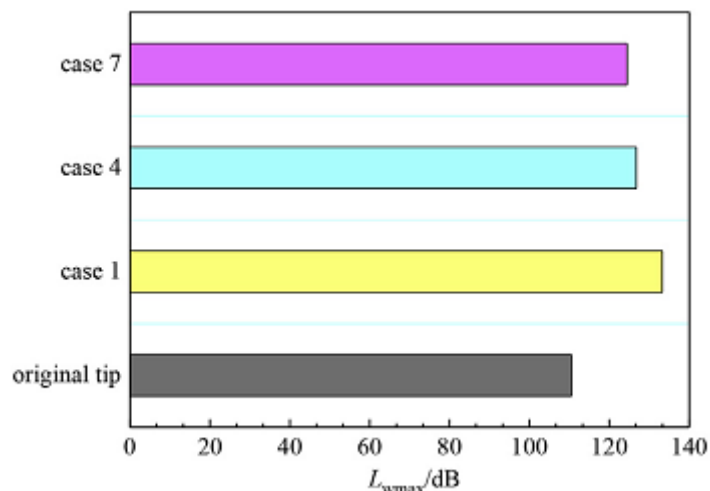


FIGURE 38 – Le niveau de puissance acoustique maximale du ventilateur avec différents extrémités des pales

Pour une analyse plus approfondie de l'impact des pales à des extrémités rainurées sur le bruit du ventilateur, la répartition de la source de puissance acoustique sur la surface de 33% de la longueur de corde axiale est examinée, comme le montre la figure 39. Pour la pointe originale montrée sur la figure 39a, la puissance de source acoustique distribuée symétriquement, et la puissance maximale de la source acoustique est concentrée dans une petite zone autour du jeu radial de l'aube. Ceci peut être expliqué comme suit : posséder à l'effet de l'écoulement de fuite, un gradient de pression négatif est formé dans le jeu radial ; le débit de fuite exerce une perturbation notable sur le flux de passage quand il écoule de l'apurement d'extrémité , et un flux secondaire est développé ; cela se traduit par la distribution d'intensité sonore élevée près de l'extrémité de l'aube . Une région minimum de puissance de la source sonore existe sur les segments moyen et inférieur du passage : cela est principalement en raison des effets comptables et refoulement lorsque le flux d'air à travers le passage. La puissance de la source acoustique diminue progressivement à partir de la surface de pression à surface d'aspiration. Sous l'effet de rotation, la zone à faible bruit se déplace vers la surface de pression d'aube adjacente. En comparant l'extrémité d'origine et d'extrémité à gorge cas 1, 4 et 7, il peut être noté que la distribution de puissance de la source acoustique a la même tendance. L'analyse ci-dessus révèle que les extrémités des pales rainurées amplifient le bruit du ventilateur par rapport à l'extrémité d'aube d'origine. Par conséquent, les mesures de lutte contre le bruit doivent être considérées dans les applications pratiques.

6 Étude numérique d'effet de rainurage d'extrémité d'aube sur les performances et la dynamique d'un ventilateur à flux axial

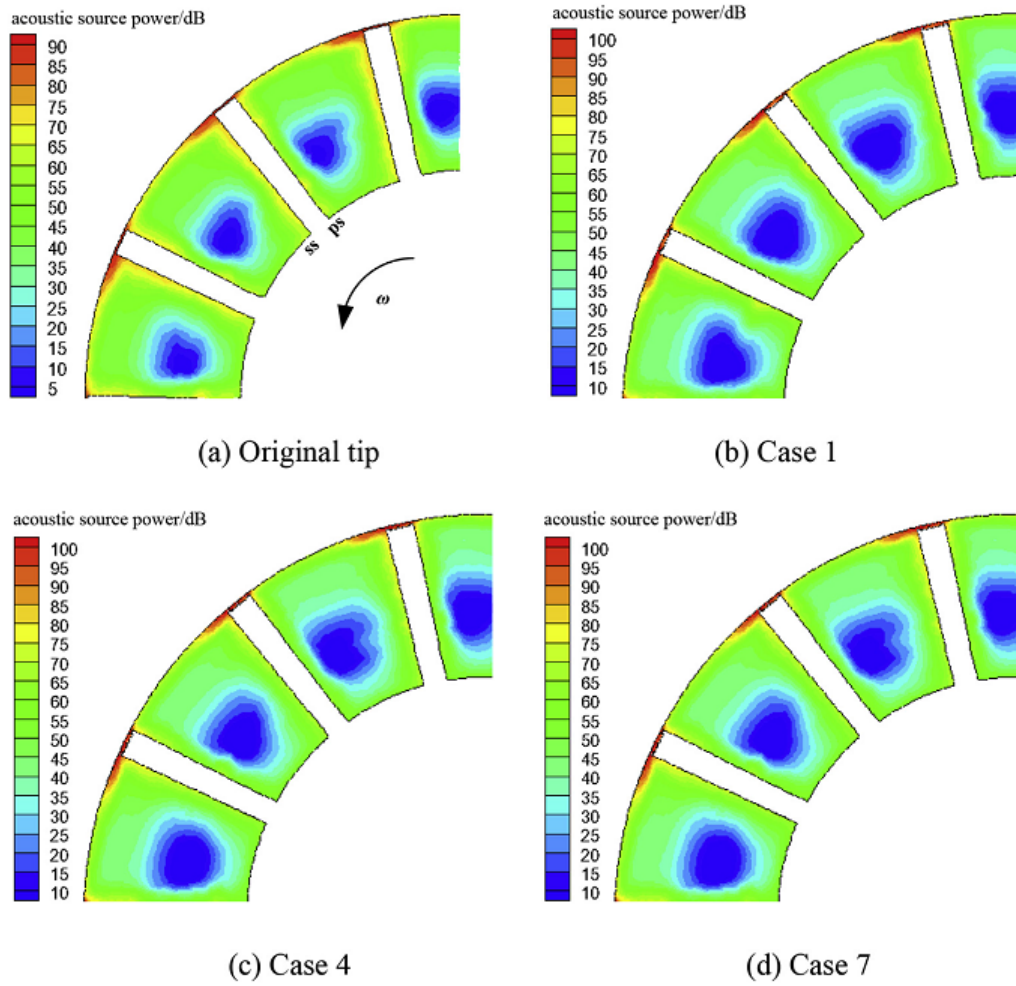


FIGURE 39 – Distribution de source de puissance acoustique

6.5 Conclusion

Différents cas d'extrémité d'aube affectent la performance du ventilateur axial de différentes manières. Les extrémités des aubes rainurées modifient le champ d'écoulement dans le jeu radial, et la distribution de vortex complexe dans le jeu radial réduit le coefficient de portance de la roue. Ainsi, les pertes aérodynamiques dans l'augmentation le jeu radial et la capacité de la roue est réduite. Le tourbillon du jeu radial des aubes rainurées a l'extrémité empêche efficacement le développement de la fuite d'écoulement, le mélange de l'intensité du flux de fuite et le flux de passage est également altéré, ce qui diminue le débit de fuite. Tout cela se manifeste par une diminution de l'élévation de la pression totale et une augmentation de l'efficacité. La puissance de l'arbre diminue aussi. Le bruit du ventilateur est amplifié après le rainurage d'aube.

Conclusion générale

On a pu voir à travers cette étude bibliographique un besoin en machines plus performantes, plus flexibles et moins bruyantes et ce dans diverses applications qui s'étendent bien au-delà des applications aéronautiques.

L'étude bibliographique a montré également qu'il existe un très grand nombre de paramètres dans un ventilateur axial induisant des pertes et posant des problèmes de conception car ils sont difficilement maîtrisables et qu'un grand nombre de travaux de recherches continuent à être menés afin de mieux les comprendre. La mécanique des fluides numériques CFD, constitue une perspective intéressante pour décrire finement la complexité des écoulements et alimenter d'une façon plus détaillée les modèles de prédiction de bruit.

Les précédentes études montrent que parmi ces paramètres, les plus influents sont :

- la répartition du travail entre les rotors et le chargement des pales ;
- l'interaction entre les rotors ;
- etc.

Il est évident que les améliorations déjà présentes dans les systèmes conventionnels sont également applicables et que les mêmes points faibles tels que les perturbations dans le jeu radial ou au niveau du moyeu sont également présents dans les ventilateurs axiaux.

References

- [1] ali Sahili, zogheib, and ronald m. barron. 3-d modeling of axial fans. 2012.
- [2] durga charan panigrahi and devi prasad. Cfd simulations for the selection of an appropriate blade profile for improving energy efficiency in axial flow mine ventilation fans. 2014.
- [3] ki-sang lee, kwang-yong kim, and abdu samad. Design optimization of low-speed axial flow fan blade with three-dimensional rans analysis,journal of mechanical science and technology 22 (2008) 1864 1869.
- [4] Hanson db. near-field frequency-domain theory for propeller noise. aiaa journal 1984 ;23(4) :499-504.
- [5] Fukano t, kodama y, takamatsu y. noise generated by low-pressure axial flow fans. journal of sound and vibration 1978 ;56(2) :261-77.
- [6] Cummings ra, morgan wb, boswell rj. highly skewed propellers. transactions of the asme 1972 ;80.
- [7] Fujita h. noise characteristics and outlet flow field of axial flow fans. in : Noisecon proceedings. purdue university. 1979.
- [8] j. hurault and s. koudrib, f. bakira, and r. reya. Experimental and numerical study of the sweep effect on three-dimensional flow downstream of axial flow fans,flow measurement and instrumentation 21 (2010) 155-165. 2009.
- [9] s. jain and y. deshpane. Cfd modeling of a radiator axial fan for air flow distribution,world academy of science, engineering and technology vol :6 2012-11-28.
- [10] xuemin ye, pengmin li, chunxi li, and xueliang ding. Numerical investigation of blade tip grooving effect on performance and dynamics of an axialflow fan,school of energy power and mechanical engineering, north china electric power university, baoding 071003, china. 2015.

- [11] Li cx, wang sl, jia yk. the performance of a centrifugal fan with enlarged impeller. energy convers manag 2011 ;52 :2902e10.
- [12] Li cx, li xy, li pm, ye xm. numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axialflow fan. energy 2014 ;75 :534e48.