

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté de Technologie

Thèse de Doctorat

Présentée par :

Mlle HIMEUR Rania Majda

En vue de l'obtention du diplôme de **DOCTORAT - LMD** en :

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

**Modélisation, conception et analyse des ventilateurs
tangentiels (Cross-flow fans)**

Devant le jury composé de :

Mr. MANSOURI	Kacem	Professeur	UMBB	Président
Mr. BELAIDI	Idir	Professeur	UMBB	Directeur
Mr. KHELLADI	Sofiane	Professeur	AM-ParisTech-France	Co- Directeur
Mr. HACHEMI	Madjid	Professeur	UMBB	Examineur
Mr. LOUNICI	Mohand Said	Professeur	UMBB	Examineur
Mr. ZOUAOU	Salah	MCA	UMMTO	Examineur

Année Universitaire 2022/2023

Remerciements

Tout d'abord, il est de mon devoir de remercier Allah Le tout Puissant, qui m'a fait disposer de la lumière si précieuse et éclairante, durant tout le parcours que j'ai emprunté dans la préparation de ma thèse de doctorat. Ensuite, je remercie Djamel, mon cher papa, qui est le premier être à m'avoir apporté soutien et appui pour parvenir à couronner ses années de labeur dont l'espoir persistant a été son maître-mot. Dans la même optique, je ne peux occulter l'apport consenti par ma maman et sa proximité bénéfique et chaleureuse. Sans oublier également mes frères et ma sœur dont le lien familial a été un dominateur salutaire.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'égard de mon mentor Pr. Sofiane KHEL-LADI pour sa patience, son assistance, son soutien inconditionnel, et sa disponibilité en toute circonstance, dont je reconnais l'immense chance de l'avoir eu comme directeur. Comme je tiens à adresser également mes remerciements envers mon directeur Pr. Idir BELAIDI, à qui je dois la reconnaissance de m'avoir placée sur la juste voie pour la quête du savoir, et m'avoir facilité l'accès à la sphère de la recherche scientifique. Sans oublier de remercier Pr. Madjid HACHEMI et Pr. Farid BAKIR qui ont veillé au bon déroulement de cette thèse.

Je tiens à remercier les membres du jury : Pr. Kacem MANSOURI pour avoir présidé ma soutenance et examiné mon manuscrit ; Pr. Madjid HACHEMI, Pr. Mohand Said LOUNICI et Dr. Salah ZOUAOUI pour avoir eu l'amabilité d'examiner mes travaux de thèse.

Je tiens à témoigner ma reconnaissance envers Mohamed AIT CHIKH qui a partagé avec moi ses connaissances scientifiques, ainsi que le reste des membres du laboratoire (LEMI) et du personnel du département, pour leurs précieuses aides scientifiques et pédagogiques, notamment Kenza BRAHMA, Said ALEM, Belkacem MANSER et Abdelhak MEGDOUD. En remerciant de la même manière les membres du LIFSE qui ont contribué à ce travail.

Au final, j'adresse mes plus chaleureux remerciements aux enseignants de mes établissements de différents cycles, à savoir : Le Lycée Technique d'Alger Ibn Al Haithem,

et la faculté des hydrocarbures de l'université de Boumerdès (ex-INH), en premier lieu M. Karim YOUNSI, pour qui je dois signifier ma sincère gratitude pour m'avoir offert une tête bien faite et non pas une tête bien pleine.

Rania M. HIMEUR

Résumé

La technologie des ventilateurs tangentiels est connue depuis la fin du 19^{ème} siècle (brevet de Paul Mortier déposé en 1893). Malgré leur apparition précoce, les ventilateurs tangentiels n'ont pas connu le même essor que les ventilateurs axiaux par exemple, car leur utilité et leur efficacité n'ont pas été démontrées. Par conséquent, très peu de travaux de recherche ont été menés sur ce type de turbomachines notamment en ce qui concerne les règles de conception et d'analyse des performances. En raison de la complexité du champ de l'écoulement à l'intérieur du ventilateur tangentiel, et du vortex excentrique à caractéristiques inconnues qui se forme à proximité de la périphérie interne de la roue, il n'existe aucune méthodologie complète de conception de ce genre de machine à ce jour.

Dans nos présents travaux de thèse, nous proposons une contribution à la mise en place d'une méthodologie pour prédire les caractéristiques de performance du ventilateur tangentiel de Eck/Laing, la géométrie la plus utilisée en Europe.

Dans une première étape, nous avons modélisé les courbes d'évolution de pressions totale et statique suivant deux approches différentes, d'abord en utilisant des modèles de perte relatifs à différentes machines rotatives, ensuite en appliquant les principes de grille d'aubes de Howell propres aux compresseurs axiaux et adaptés aux ventilateurs tangentiels. Ces deux modèles ont été codés sous C++. Dans une seconde étape, nous avons modifié le rendement à travers un calcul d'optimisation combiné à des simulations numériques de l'écoulement interne du ventilateur tangentiel.

La méthodologie proposée, dont l'efficacité a été validée par comparaison avec des essais expérimentaux, est une contribution appréciable à la mise en place d'outils efficaces d'aide à l'analyse des performances et au dimensionnement des ventilateurs tangentiels.

Mots clés : Ventilateurs tangentiels, cross-flow fans, turbomachines, mécanique des fluides, aérodynamique, CFD, Analyse des performances.

ملخص

عُرِفَت تكنولوجية المراوح المماسية منذ أواخر القرن التاسع عشر (براءة اختراع بول مورتييه في عام 1893). بالرغم من ظهورها المبكر، إلا أن استخدامها ليس شائعاً مقارنةً بالمراوح المحورية على سبيل المثال، وهذا يعود إلى عدم إثبات فعاليتها بعد. وبالتالي، فإن هناك القليل من الأبحاث العلمية التي تعالج هذا النوع من الماكينات الدورانية والتي تهدف إلى وضع أسس تصميمها وتحليل خصائص أداؤها.

نظراً لتعدد حقل تدفق الهواء داخل المروحة المماسية، والدوامية اللامتراكزة ذات الخصائص غير المعروفة التي تتشكل بالقرب من المحيط الداخلي للمروحة، فإنه لا توجد منهجية تصميم شاملة لهذا النوع من الماكينات حتى الآن. في هذه الأطروحة، قمنا بتطوير منهجية تسمح بالتنبؤ بخصائص أداء المروحة المماسية (تصميم آك/لاينغ) باستخدام نماذج ضياع الطاقة إضافة إلى حسابات التحسين والمحاكاة العددية للتدفق. تتفق المنهجية المقترحة مع الاختبارات التجريبية ويمكن اعتبارها أداة فعالة للتحقق من أداء المراوح المماسية.

الكلمات المفتاحية:

المراوح المماسية، الماكينات الدورانية، ميكانيكية السوائل، الديناميك الهوائية، تحليل الأداء.

Abstract

Tangential fans technology has been known since the end of the 19th century (Paul Mortier patent filed in 1893). Despite their early appearance, tangential fans have not experienced the same growth as axial fans, for example, because their usefulness and efficiency have not been demonstrated. Consequently, very little research work has been carried out on this type of turbomachinery, particularly with regard to design rules and performance analysis.

Due to the complexity of the flow field inside the tangential fan, and the eccentric vortex of unknown characteristics that is formed near the inner periphery of the impeller, there is no comprehensive design methodology for this kind of machine to date. In this thesis, we have developed a methodology that allows to predict the performance of the Eck/Laing cross-flow fan. The total and static pressure rise curves were modeled with two different approaches, first using relative loss models of different rotating machines, then applying cascade principles of Howell specific to axial compressors and adapted to cross-flow fans. These two models were coded in C++. Then, the efficiency was modeled through an optimization calculation combined with numerical simulations of the internal flow of the tangential fan. The proposed methodology agrees with the experimental tests and can be considered as an efficient tool for designing and investigating the performance of cross-flow fans.

Keywords : Cross-flow fans, turbomachinery, fluid mechanics, aerodynamics, CFD, Performance analysis.

Table des matières

Introduction Générale	1
1 Technologie Des Ventilateurs Rotatifs	4
1.1 Introduction	4
1.2 Définitions et fonctionnement	5
1.3 Types de ventilateurs	5
1.3.1 Ventilateurs centrifuges	5
1.3.2 Ventilateurs axiaux	7
1.3.3 Ventilateurs tangentiels	9
1.4 Conclusion	13
2 Travaux Antérieurs Relatifs aux Ventilateurs Tangentiels	14
2.1 Introduction	15
2.2 Étude de l'écoulement interne	15
2.2.1 Théorie de Coester	16
2.2.2 Théorie d'Ilberg et Sadeh	18
2.2.3 Théorie d'Ikegami et Murata	19
2.3 Simulation numérique de l'écoulement interne	23
2.3.1 Comparaison de la CFD à la PIV	23
2.3.2 Prédiction des caractéristiques du régime transitoire par la CFD	25
2.3.3 Lois de similitude issues de la CFD	29
2.4 Étude relative à l'influence du design	34
2.4.1 Les plages de variation des paramètres géométriques de concep- tion	34
2.4.2 Configuration optimale basée sur le design de l'enveloppe . . .	35
2.5 Conclusion	40

3	Modélisation de la Pression dans les Ventilateurs Tangentiels	42
3.1	Introduction	43
3.2	Géométrie et Caractéristiques Aérodynamiques	43
3.2.1	Géométrie de la roue à aubes	44
3.2.2	Profil aérodynamique des ailettes	45
3.2.3	Géométrie de l’enveloppe	47
3.3	Courbes caractéristiques de l’évolution de pression	48
3.4	Modèle de Perte : Analyse de la ligne de Courant moyenne	49
3.4.1	Présentation du modèle	49
3.4.2	Calcul des vitesses	51
3.4.3	Les pertes dans les turbomachines	52
3.4.4	Phénomène de glissement	55
3.5	Principes de grille d’aubes de Howell appliqués aux ventilateurs tangentiels	57
3.5.1	Présentation du modèle	57
3.5.2	Méthodologie Numérique des principes de grille d’aubes	58
3.6	Conclusion	65
4	Modélisation du Rendement du Ventilateur Tangentiel de Eck/Laing	66
4.1	Introduction	66
4.2	Modèle général du rendement du ventilateur tangentiel	67
4.3	Résultats du modèle du rendement en considérant un vortex de taille fixe	68
4.4	Modélisation du rendement en étudiant la variation de la taille du vortex	69
4.4.1	Introduction	69
4.4.2	L’optimisation par essaim particulière	70
4.4.3	Simulation numérique de l’écoulement interne	76
4.5	Formulation finale du rendement	83
4.6	Conclusion	86
5	Résultats et Discussion	88
5.1	Introduction	88
5.2	Résultats de l’analyse de la ligne de courant moyenne	89
5.2.1	Quantification des pertes	89
5.2.2	Traçage des courbes caractéristiques de pression	90

5.3	Résultats de la théorie de cascade	91
5.4	Comparaison des deux modèles de pression	94
5.5	Résultat du modèle du rendement	94
5.6	Conclusion	95
	Conclusions et Perspectives	97

Table des figures

1.1	Photo d'un ventilateur centrifuge [1]	5
1.2	Schéma du ventilateur centrifuge [1]	6
1.3	Photo d'un ventilateur axial [1]	8
1.4	Schéma d'un ventilateur tangentiel [2]	9
1.5	Schémas du ventilateur tangentiel [3]	10
1.6	Configuration du ventilateur tangentiel [4]	11
1.7	Configuration de l'enveloppe du ventilateur tangentiel	12
2.1	Champ de l'écoulement interne selon la théorie de Coester [5]	17
2.2	Distribution des vortex pour l'amélioration de l'écoulement à la sortie [5]	18
2.3	Distribution des zones de vortex selon la théorie d'Ilberg et Sadeh[6]	19
2.4	Description de l'écoulement interne selon le modèle d'IKEGAMI et MURATA[7]	21
2.5	Le modèle théorique de l'écoulement d'Ikegami et Murata [7]	21
2.6	L'espace de solutions des courbes de pression totale en fonction de la position du centre du vortex (l'angle β est mesuré par rapport à la direction horizontale) [7]	22
2.7	Les conditions aux frontières de l'étude de Gabi et al. [8]	24
2.8	Interface glissante arbitraire (Arbitrary Sliding Interface : ASI) [8]	24
2.9	La comparaison des relevés de la PIV et les résultats de la CFD de l'étude de Gabi et al. [8]	25
2.10	L'interface du maillage glissant [9]	26
2.11	Maillage du volume interne du ventilateur tangentiel [9]	27
2.12	Maillage autour des pales [9]	27

2.13	Snapshot de l'écoulement interne $\phi = 0.417$. (a) Contours de la pression statique, (b) contours de vorticités [9]	28
2.14	Comparaison de la pression statique calculée à l'expérimentale [9]	29
2.15	Les deux enveloppes du ventilateur tangentiel étudiées par la CFD [10]. (a) canal simple, (b) enveloppe de climatisation.	30
2.16	Maillage local de l'espace inter-aubage (géométrie 2.15a) [10].	31
2.17	Maillage global du volume interne ainsi que les conditions aux limites (géométrie 2.15a) [10].	31
2.18	Résultats de la CFD (géométrie 2.15a) [10].	32
2.19	La relation entre le rapport des vitesses de rotation et le rapport des pressions totales. (a) Pression totale entre l'entrée et la sortie, (b) Pression totale du vortex excentrique (géométrie 2.15a) [10].	33
2.20	Géométrie de la pale du VT.	35
2.21	Les différentes configurations de l'enveloppe du ventilateur tangentiel.	35
2.22	Les paramètres géométriques de l'enveloppe qui influent les performances du VT [11].	36
2.23	Les combinaisons étudiées dans le papier de Toffolo et al. [11].	37
2.24	Résultats du calcul optimal pour les différentes combinaisons des parois. cercles : roue 1 ; carrées : roue 2 [11].	39
3.1	CAO du ventilateur tangentiel de Eck/Laing	44
3.2	Les principales dimensions du rotor	45
3.3	Les angles interne et externe de l'ailette (β_{in} et β_{out})	46
3.4	Angle de cambrure θ' et angle de décalage γ	46
3.5	Les principaux triangles servant à déterminer les angles caractérisant l'ailette	47
3.6	Les approximations géométriques des arcs d'aspiration et de refoulement	48
3.7	Ligne de courant moyenne	50
3.8	Triangles de vitesse selon l'approche de la ligne de courant moyenne	51
3.9	Glissement de la particule fluide à la sortie du deuxième étage	55
3.10	La performance en off-design d'une cascade [12]	58
3.11	Coefficient m en fonction de l'angle de décalage de la pale γ	59
3.12	Déflexion optimale ϵ^* en fonction de l'angle relatif de l'écoulement optimal β_{out}^*	60

3.13	Angle de déflexion ϵ et coefficient de trainée C_D en fonction de l'angle d'incidence i	60
4.1	Hypothèse de la taille fixe du vortex.	68
4.2	Prédiction préliminaire du rendement avec un vortex de taille fixe. . .	69
4.3	L'évolution des positions des particules en utilisant l'algorithme de PSO. 71	
4.4	Les résultats optimaux dans l'espace bidimensionnel par la méthode de PSO. (A gauche) pour $\phi = 0.4$; (à droite) pour ϕ allant de 0.25 à 0.9. 75	
4.5	Espace des solutions admissibles de kr_{vor}	76
4.6	Volume de fluide numérique du ventilateur	78
4.7	Maillage CFD du volume interne du ventilateur	78
4.8	Position du vortex à $N = 2250$ tr/min et $Q_m = 0,33$ m/s. (Gauche) Analyse de sensibilité du maillage; (à droite) analyse de sensibilité du pas de temps à la taille de maille 2×10^6	79
4.9	Lignes de courant colorées par la vitesse pour 2250 tr/min en utilisant l'analyse CFD.	81
4.10	La position du centre du vortex pour différents débits.	82
4.11	Comparaison de la coordonnée angulaire du centre du vortex avec $\theta_{vor,dis}$ du ventilateur (bec de volute)	82
4.12	Délimitation de la zone de vorticité et mesure du rayon moyen pour $\phi = 0.33$ à 2250 tr/min.	83
4.13	Solution unique des paramètres du rendement ($k_{vor}; kr_{vor}$) en utilisant la CFD et PSO	84
4.14	Les rayons moyens mesurés du vortex et le k_{vor} correspondant.	85
4.15	La solution physique de kr_{vor} obtenue par analyse CFD.	85
4.16	Modélisation du rendement en considérant un vortex de taille variable. 86	
5.1	évolution des pertes à l'intérieur du ventilateur tangentiel	89
5.2	Prédiction des courbes de pression par l'analyse de la ligne de courant moyenne	90
5.3	Courbes de déflexion et de coefficient de trainée du ventilateur tangentiel de Eck/Laing	91
5.4	Prédiction des courbes de pression par les principes de grille d'aubes proposés par Howell	92
5.5	Le coefficient de débit ϕ correspondant à chaque incidence $((i - i^*)/\epsilon^*)$ 93	

5.6	Les angles d'incidence aux deux étages en fonction du coefficient de débit ϕ	93
5.7	Comparaison de l'erreur des deux modèles de perte	94
5.8	Comparaison du rendement en considérant un vortex de taille fixe et un vortex de taille variable.	95

Liste des tableaux

4.1	Les couples $(k_{vor}; kr_{vor})$ obtenus par PSO pour chaque coefficient de débit ϕ	75
4.2	Mesure de r_{vor} et déduction d'un couple unique $(k_{vor}; kr_{vor})$	84

Nomenclature

Abréviations

CFD Computational Fluid Dynamics

VT Ventilateur Tangentiel

Symboles

A Aire

a coordonnée radiale adimensionnelle du centre du vortex (voir figure 2.4)

c Vitesse absolue

C_f Coefficient de friction

g Accélération gravitationnelle

h Hauteur

i Angle d'incidence

k Coefficient

kr Coefficient du rayon

L Longueur

N Vitesse de rotation [tr/min]

S arc, section

s/l rapport de l'espace inter-aubage et corde

U, u Vitesse de rotation [m/s]

w Vitesse relative

Z Nombre d'aubes

α	Angle absolu de l'écoulement
α'	Angle géométrique défini dans fig.3.5
β	Angle relatif de l'écoulement
β'	Angle du bout de l'ailette
γ	Angle de décalage de l'ailette
Γ	Puissance du vortex
δ	Déviation
ΔH	hauteur de pression
ΔP	Gradient de pression
ϵ	Déflexion
η	Rendement
θ	Coordonnée angulaire
θ'	Angle de cambrure de l'ailette
λ	Puissance
ξ	Coordonnée angulaire du centre du vortex
ρ	Densité de l'air
ϕ	Coefficient de débit
Φ	Potentiel des vitesses
ψ	Coefficient de pression
Ψ	Fonction de courant

Indices

*	Conditions nominales de fonctionnement
1	Entrée
2	Sortie
bl	Aube (blade)
center	Centre du vortex
dif	Diffuseur
dis	Deuxième étage (refoulement)
Euler	L'évolution de pression idéale d'Euler
exit	Sortie du diffuseur
id	Idéal(e)
in	Périphérie interne du rotor

loss	Perte en pression
m	Moyenne
mid	Point médian de l'aube
out	Périphérie externe du rotor
r	Composante radiale
rc	Re-circulation
rot	Rotaionnel(le)
sf	Friction à la paroi
stat	Statique
suc	Premier étage (aspiration)
th	Théorique
th	Col du diffuseur (throat)
tot	Total(e)
vol	Volute
vor	Vortex
θ	Composante tangentielle

Introduction Générale

Les ventilateurs ont toujours été un élément fondamental dans la chaîne de refroidissement de divers systèmes mécaniques. Ainsi, différentes conceptions ont été développées. Les ventilateurs axiaux et centrifuges sont d'une très grande utilisation en raison de leur efficacité éminente et leur géométrie facilement adaptable. À l'inverse, les ventilateurs tangentiels par contre, n'ont pas eu le même succès que les premiers nommés, car leurs performances n'ont pas été démontrées. Des travaux de recherche ont prouvé que l'écoulement à l'intérieur de leur enceinte est d'une grande complexité en raison du double passage transversal qui génère un vortex excentrique difficile à modéliser. Eu égard au nombre réduit de travaux de recherche publiés à ce sujet, ce type de machines est encore en état de développement, qui nécessite davantage d'investigations relatives à la mise en place de méthodologies et d'outils d'aide à l'analyse de performance et à la conception, conformément aux exigences industrielles requises.

Avec l'émergence récente du véhicule électrique et les problématiques de refroidissement des batteries électriques qui en découlent d'une part, et d'autre part le changement de la chaîne de management thermique en raison de la déclinaison du moteur thermique, les caractéristiques relatives à la nature, à la disposition et aux dimensions des échangeurs de chaleur ont changé radicalement. En effet, en tenant compte de ces nouvelles contraintes dimensionnelles, les échangeurs doivent présenter une configuration géométrique de type longiforme par empilement, qui n'est pas appropriée pour les ventilateurs conventionnels. De ce fait, les ventilateurs tangentiels deviennent alors la solution alternative adaptée à ce type d'application car présentant naturellement des rapports diamètre/envergure très faibles et donc compatibles avec le besoin naissant pour les échangeurs longiformes. Dès lors, la problématique de la mise en place de méthodologies et d'outils d'aide au dimensionnement et à l'analyse des performances des ventilateurs tangentiels se pose de façon cruciale.

Nous envisageons dans le cadre de nos travaux de thèse d'apporter une contribution pour la mise en place d'une méthodologie de dimensionnement et d'analyse de performances pour les ventilateurs tangentiels, basée sur les différents modèles de perte et principes de grille d'aubes déjà utilisés dans les turbomachines conventionnelles, auxquels nous associerons des méthodes innovantes d'optimisation et de simulations numériques de l'écoulement interne.

Pour ce faire, nous avons structuré ce présent document en cinq chapitres.

Dans le chapitre 1, nous présenterons brièvement les différents types de ventilateurs, en mettant en exergue les domaines de leur utilisation. Nous rappellerons également les éléments et organes principaux du ventilateur tangentiel, en explicitant le rôle de chacun de ses composants.

Le chapitre 2 est dédié à une revue synthétique des principaux travaux de recherche antérieurs qui avaient pour objectif de déterminer les performances des ventilateurs tangentiels, d'améliorer son efficacité, et de mettre en place des méthodologies de dimensionnement de ces ventilateurs. Nous procéderons à une classification des différents travaux consultés. Ces différentes études étaient basées essentiellement sur des développements analytiques du champ de l'écoulement interne [5, 6, 7], sur des corrélations conclues lors des investigations expérimentales dépendant des paramètres géométriques [13, 14, 4, 15], ou bien encore sur des simulations numériques du champ de l'écoulement interne basées CFD [16, 9, 10].

Dans les chapitres 3, 4 et 5, nous expliciterons notre contribution qui se déclinera en deux parties :

Dans la première partie, correspondant aux chapitres 3, nous présenterons les développements relatifs à la modélisation analytique pour la prédiction des performances des ventilateurs tangentiels. Nous mettrons en exergue la détermination des courbes de pression totale et statique de ce type de ventilateurs en explicitant et en comparant deux modèles distincts de calcul de pression.

Dans une deuxième partie, correspondant au chapitre 4, nous proposerons un modèle du rendement du ventilateur tangentiel de Eck/Laing, qui sera validé par les résul-

tats expérimentaux de Porter et Markland [17]. Nous montrerons l'approche mise en œuvre en couplant dans une étude multidisciplinaire, des simulations de mécanique des fluides numérique (CFD) et un algorithme d'optimisation de type PSO. Ce couplage permettra d'explorer en effet le champ de l'écoulement interne et fournira des informations complémentaires sur le vortex excentrique. Les résultats de la simulation numérique seront présentés, décrivant les différentes zones de l'écoulement interne ainsi que le comportement du vortex excentrique en fonction du débit. Nous exposerons également les résultats du calcul d'optimisation qui permettra la formulation finale de l'expression du rendement du ventilateur tangentiel.

Dans le chapitre 5, nous présenterons les résultats issus de la méthodologie mise en place que nous validerons en s'adossant sur les résultats expérimentaux de pression et de rendement de Porter et Markland [17]. Nous parachèverons ce chapitre par une étude critique sur la démarche et les résultats obtenus.

Une conclusion générale et des perspectives d'approfondissement de cette contribution clôtureront ce manuscrit.

Production scientifique

Papier de journal

Himeur, R.M. ; Khelladi, S. ; Ait Chikh, M.A. ; Vanaei, H.R. ; Belaidi, I. ; Bakir, F. Towards an Accurate Aerodynamic Performance Analysis Methodology of Cross-Flow Fans. *Energies* 2022, 15, 5134. <https://doi.org/10.3390/en15145134>

Communication nationale

R.M. Himeur, S. Khelladi, I. Belaidi, M. Ait Chikh. Performance Prediction of Cross-Flow fans Using Loss Correlations. *The 13th Conference on Mechanical Engineering (CME2022)*, March 15-16, 2022, Algiers, Algeria.

Chapitre 1

Technologie Des Ventilateurs Rotatifs

Sommaire

1.1	Introduction	4
1.2	Définitions et fonctionnement	5
1.3	Types de ventilateurs	5
1.3.1	Ventilateurs centrifuges	5
1.3.2	Ventilateurs axiaux	7
1.3.3	Ventilateurs tangentiels	9
1.4	Conclusion	13

1.1 Introduction

Nous définirons dans ce chapitre les différents types de ventilateurs dédiés à l'usage domestique et industriel, et expliciterons leurs principes de fonctionnement respectifs. Ensuite, nous mettrons en exergue les avantages de l'utilisation de chaque type de ventilateur, et terminerons par évoquer les principaux composants des ventilateurs tangentiels.

1.2 Définitions et fonctionnement

Les circuits de refroidissement sont des systèmes sophistiqués qui empêchent les moteurs de surchauffer, permettant ainsi d'éviter de générer des pannes coûteuses. Les principaux organes de ces circuits sont les ventilateurs. Ces derniers sont des appareils qui brassent de l'air et du gaz à basse pression à travers un mouvement rotatif. Selon la direction de l'écoulement de l'air, les ventilateurs peuvent être classés en centrifuges, axiaux ou tangentiels.

1.3 Types de ventilateurs

1.3.1 Ventilateurs centrifuges

Les ventilateurs centrifuges, constitués d'une roue, d'un diffuseur et d'un canal de retour, sont largement utilisés dans les aspirateurs domestiques, le refroidissement des machines, ou la ventilation. L'air est aspiré axialement et refoulé radialement.

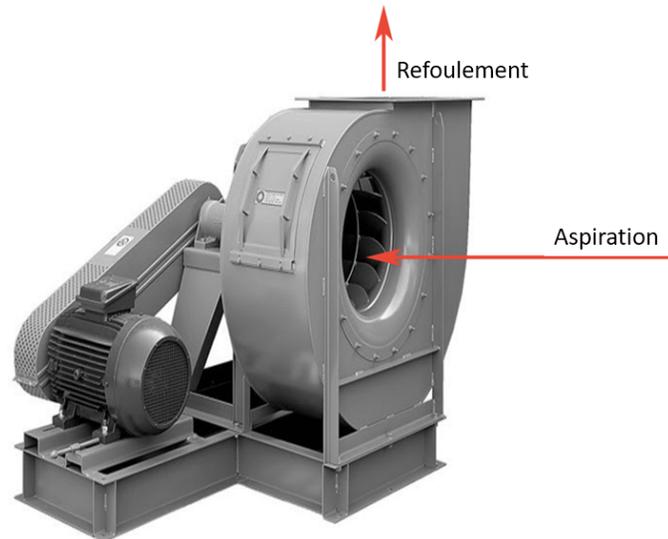


FIGURE 1.1 – Photo d'un ventilateur centrifuge [1]

Les roues sont reliées en aval par un diffuseur à aubes et un canal de retour. En pratique, l'ensemble est recouvert d'un carter. Le diffuseur transforme une partie de l'énergie cinétique dans la section de refoulement en pression statique. Le canal de

retour évacue le tourbillon tout en guidant le flux vers le conduit de refoulement [18, 19]. Le rendement du ventilateur centrifuge, sa pression et son niveau sonore sont directement liés à l'inclinaison des pales [20].

a. Principes de fonctionnement

Le schéma simplifié du fonctionnement du ventilateur centrifuge est illustré par la figure 1.1. L'air pénétrant entre ses pales est mis en rotation par la révolution de la roue. Cet air est comprimé par la force centrifuge qui en résulte et expulsé radialement de la roue. L'air dans la volute du ventilateur subit une augmentation de pression statique à la suite de la compression. Le rapport de la vitesse de l'air quittant les extrémités des pales à la vitesse de l'air arrivant à la base des ailettes détermine la pression statique générée aux extrémités des pales. Par conséquent, plus les pales sont longues, plus le ventilateur produira une plus grande pression statique à vitesse constante.

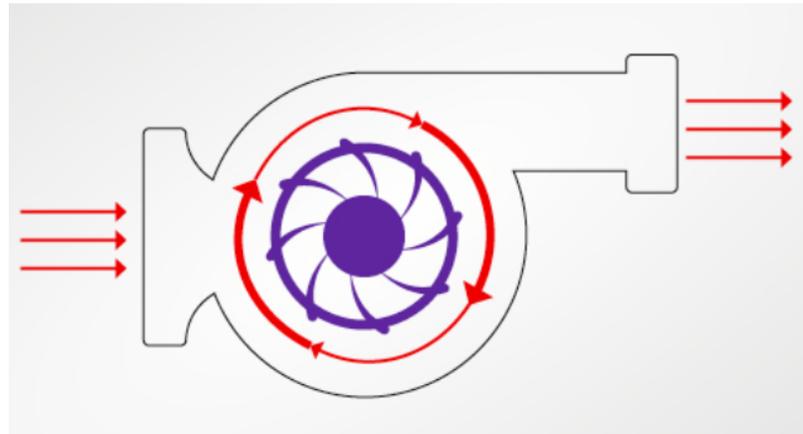


FIGURE 1.2 – Schéma du ventilateur centrifuge [1]

L'inclinaison des pales est le paramètre principal qui définit le rendement du ventilateur centrifuge. Des pales inclinées vers l'avant (action) offrent une géométrie moins encombrante, mais avec un rendement faible ne dépassant pas 70%. Tandis que lorsque les pales sont inclinées vers l'arrière (réaction) le rendement peut atteindre 90% ; Cependant, le ventilateur aura une conception encombrante et l'investissement sera plus important [20].

b. Domaines d'utilisation

De nombreux appareils domestiques et industriels couramment utilisés emploient des ventilateurs centrifuges comme élément essentiel. Cette catégorie de ventilateurs ont un domaine d'application aussi large que varié [1, 20]. Ils sont utilisés comme :

- Ventilateurs extracteurs de poussière et de gaz ;
- Systèmes de ventilation des bâtiments ou CVC, comprenant le chauffage, la ventilation et la climatisation ;
- Équipements de prévention de la pollution et de filtrage de l'air ;
- Systèmes de climatisation ;
- Séchoirs à grande échelle (par exemple, ceux utilisés pour le lavage commercial des voitures) ;
- Fours commerciaux ;
- Convoyeurs commerciaux ;
- Filtres autonettoyants (à rétrolavage) ;
- Aérateurs pour lits fluidisés (dispositifs utilisés pour ajouter de l'oxygène à l'eau ou à d'autres fluides, autrement dit, l'aération des eaux usées) ;
- Moteurs automobiles ;
- Surpresseurs de gaz (pour déplacer du gaz à haute pression ou augmenter la pression de gaz).

1.3.2 Ventilateurs axiaux

En raison de leur conception simple, les ventilateurs axiaux sont fréquemment utilisés dans la construction de systèmes de transport aérien. Ils sont souvent utilisés dans les systèmes de ventilation et de refroidissement de l'air, qui comprennent le CVC, les automobiles, les appareils électroménagers, les ordinateurs et les refroidisseurs d'appareils électroniques.



FIGURE 1.3 – Photo d'un ventilateur axial [1]

a. Principes de fonctionnement

Le terme "axial" fait référence à la manière dont les pales en rotation aspirent l'air dans le ventilateur et le refoulent sur un axe parallèle à l'arbre rotatif. De ce fait, le rotor est constitué d'un moyeu dont les pales sont placées radialement. En général, l'objectif recherché par le concepteur est de créer des profils aérodynamiques tel que le gain d'énergie soit réparti entre toutes les particules d'air et que la quantité de pertes inévitables soit réduite au minimum. Grâce à son montage gaine, le ventilateur axial simplifie la conception. Cela est dû au fait que le ventilateur constitue une partie de l'extérieur de la conduite en raison de son flux d'écoulement principalement axial. Lorsque des volumes d'air élevés à basse pression (souvent jusqu'à 500 Pa) sont nécessaires, les ventilateurs axiaux représente alors le moteur d'air de choix.

b. Domaines d'utilisation

Les ventilateurs axiaux (ou hélicoïdes) sont fortement utilisés dans le secteur industriel ou domestique pour le refroidissement et la ventilation. Ils sont le plus souvent employés dans les contextes suivants [20] :

- Refroidissement ;

- Assainissement de l'air ;
- Production de froid ;
- Ventilation (locaux industriels, parking, tunnel, souterrains) ;
- Séchage ;
- Soufflerie ;
- Désenfumage ; et,
- Climatisation.

1.3.3 Ventilateurs tangentiels

Contrairement aux ventilateurs axiaux ou centrifuges, les ventilateurs tangentiels sont moins fréquemment utilisés dans les applications domestiques et commerciales. Mais ils sont mieux indiqués dans les applications où l'espace radial est limité. L'augmentation de la longueur de la roue peut produire des débits massiques élevés sans augmenter la vitesse de rotation ou le diamètre, ce qui présente l'avantage supplémentaire de produire moins de bruit.

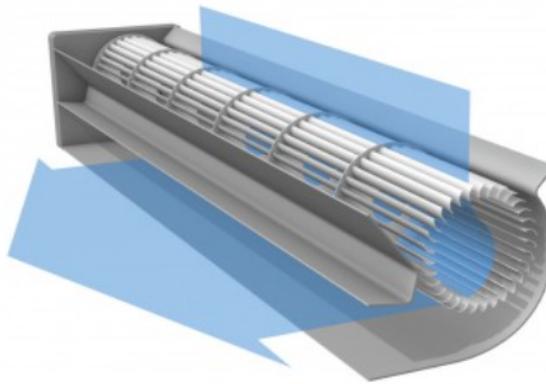


FIGURE 1.4 – Schéma d'un ventilateur tangentiel [2]

Dans un ventilateur tangentiel, toute la longueur de la roue du ventilateur est utilisée pour aspirer l'air. Le flux d'air à l'intérieur de la roue est redirigé et accéléré par le vortex produit par la révolution de la roue.

L'air sort alors le long de la section de refoulement sur toute la longueur de la roue. Au point le plus étroit entre la roue et le boîtier, le vortex divise les côtés d'admission et de refoulement de l'air dans le ventilateur. Le vortex contrôle le flux d'air avec la

rotation du ventilateur. Cela provoque un flux d'air laminaire presque uniforme sur toute la largeur de sortie du ventilateur.

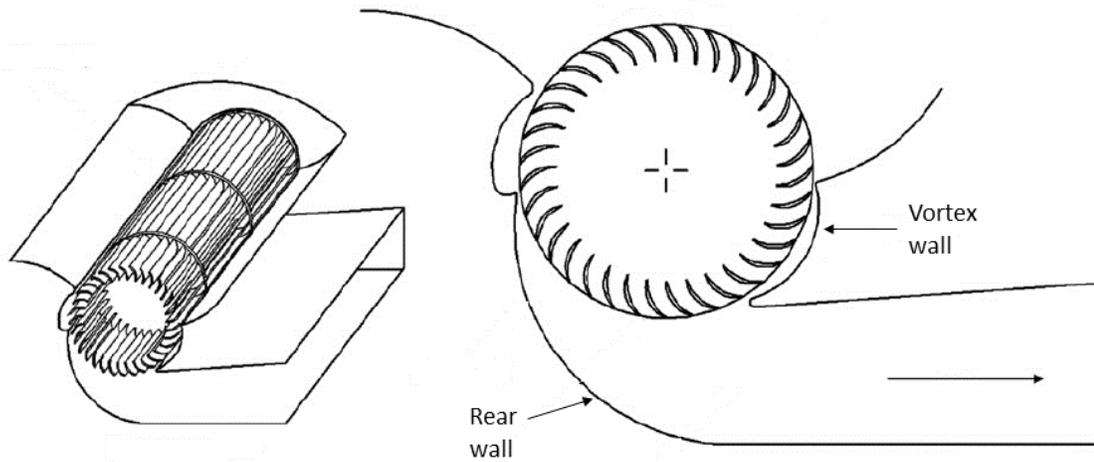


FIGURE 1.5 – Schémas du ventilateur tangentiel [3]

a. Avantages

Les ventilateurs tangentiels sont fréquemment utilisés dans les secteurs du CVC et de l'électronique pour créer un flux d'air laminaire qui empêche la surchauffe des composants. Les ventilateurs tangentiels peuvent être positionnés horizontalement ou verticalement et délivrent un flux principalement bidimensionnel. Il existe plusieurs applications commerciales et industrielles pour ce type de ventilateur. Ils ont de nombreux avantages par rapport aux autres types de ventilateurs, notamment :

- Une plus grande compacité et un front long et peu profond ;
- Une ventilation directe à longue portée ;
- Peu de bruit ;
- Plus d'efficacité dans les applications nécessitant une pression et un encombrement réduits ;
- Une flexibilité maîtrisée ;
- Une vitesse réduite.

b. Domaines d'utilisation

Lorsqu'il est nécessaire de disposer d'un flux d'air à haute pression et à grande vitesse dans une petite zone avec un minimum de bruit et de vibrations, les ventilateurs tan-

gientiels sont l'option idéale. Les cas d'utilisation des ventilateurs tangentiels incluent, à exemple :

- Des rideaux d'air ;
- Des unités de séchage ;
- du refroidissement par air du transformateur ;
- Des machines de fusion ;
- Du refroidissement des échangeurs de chaleur dans les véhicules électriques ou hybrides.

Composants du ventilateur tangentiel

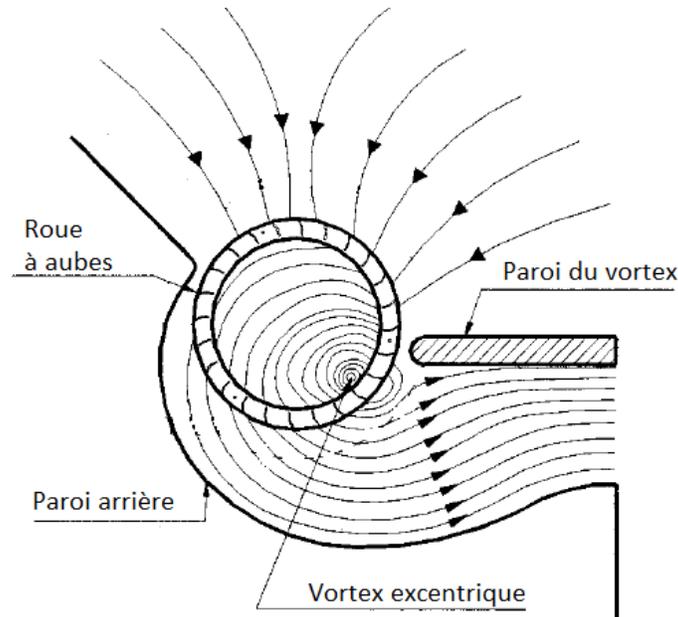


FIGURE 1.6 – Configuration du ventilateur tangentiel [4]

La roue à aubes (rotor, impeller)

La roue à aubes comprend généralement un grand nombre de pales incurvées vers l'avant (environ 35). Le rapport entre le diamètre intérieur et extérieur tourne autour de la valeur de 0,75. De manière générale, une modification de la forme du rotor aura moins d'impact sur les performances qu'une modification de l'enveloppe qui enrobe la roue [21, 17]. Le nombre final des pales retenu représente un compromis entre les pertes par frottement et la déflexion de l'écoulement suite à l'effet de cascade [22].

La longueur du rotor est proportionnelle au débit d'air véhiculé, ceci est la principale caractéristique du ventilateur tangentiel.

le profil des ailettes est choisi généralement comme arc de cercle, car l'ailette passe par la section d'aspiration ensuite par la section de refoulement avec un profil renversé. En utilisant le principe de conservation du moment cinétique, Bruno Eck [23] a montré que l'angle interne de l'aube β_{in} doit être droit pour une performance optimale ; Toutefois, cet angle varie jusqu'à 20° dans certaines conceptions. Par ailleurs, L'angle externe est optimisé d'une manière purement expérimentale [7, 21] et est choisi dans les environs de 64° .

L'enveloppe (casing)

L'enveloppe est le composant qui assure la séparation entre la section d'aspiration et la section de refoulement. Elle se compose de deux parois et d'un diffuseur :

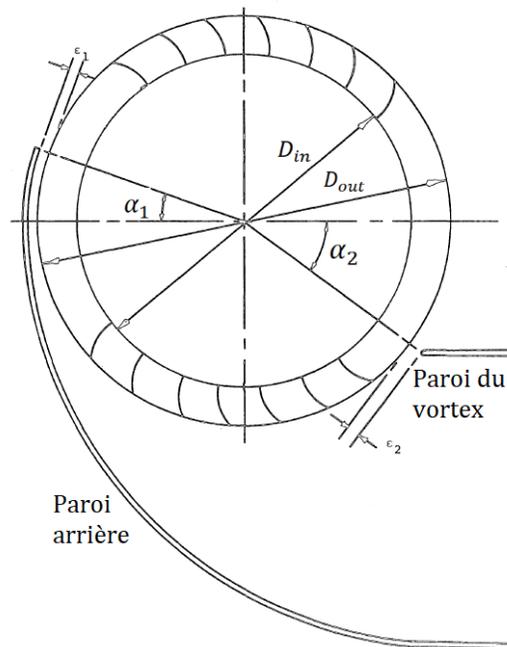


FIGURE 1.7 – Configuration de l'enveloppe du ventilateur tangentiel

- **La paroi du vortex (the vortex wall)** : Elle assure la stabilisation du débit circulant, c-à-d la stabilisation du vortex. Elle est légèrement éloignée du rotor, laissant une petite entrance ϵ_2 afin de réduire le son dû à la rotation des ailettes.

Afin d’avoir un profil de vitesse uniforme à la sortie du rotor, Ikegami et Murata [7] ont préconisé un optimum de débit pour une paroi de vortex à $\alpha_2 = 36^\circ$ du centre du rotor ; Voir figure 1.7 ;

- **La paroi arrière (the rear wall)** : Elle a pour fonction de faciliter la mobilité du vortex. Plusieurs essais ont été faits vis-à-vis de sa géométrie. Le choix optimal serait une spirale logarithmique avec un angle $\alpha_1 = 0^\circ$ (figure 1.7) et un éloignement des ailettes $\epsilon_1/D_{out} = 0,05$ [22] ;
- **Le diffuseur** C’est un canal à la sortie du deuxième étage de refoulement, sa forme est différente d’une conception à une autre. Il permet à l’air de se détendre pour obtenir un gain de pression statique.

1.4 Conclusion

Nous pouvons déduire de ce qui précède qu’il existe plusieurs variétés de ventilateurs, fonctionnant selon deux principes fondamentaux : la force centrifuge et la déflexion du flux de l’air.

Les ventilateurs centrifuges créent souvent une pression statique plus élevée que les ventilateurs axiaux de même diamètre et de même vitesse, car leur mécanisme de fonctionnement combine la déviation du flux d’air et la force centrifuge. Les ventilateurs axiaux quant à eux, offrent les avantages d’une plus grande compacité et d’une installation plus simple.

Les ventilateurs tangentiels sont fréquemment utilisés dans divers domaines, notamment la ventilation, les rideaux d’air, la climatisation, et récemment dans la chaîne thermique des voitures électriques. En dépit de leur faible pression, ils demeurent le meilleur candidat lorsqu’une ventilation à longue portée est requise. Ils offrent également l’avantage d’un fonctionnement relativement silencieux. Les performances de ce type de ventilateurs sont affectées principalement par la géométrie de leur enveloppe.

Chapitre 2

Travaux Antérieurs Relatifs aux Ventilateurs Tangentiels

Sommaire

2.1	Introduction	15
2.2	Étude de l'écoulement interne	15
2.2.1	Théorie de Coester	16
2.2.2	Théorie d'Ilberg et Sadeh	18
2.2.3	Théorie d'Ikegami et Murata	19
2.3	Simulation numérique de l'écoulement interne	23
2.3.1	Comparaison de la CFD à la PIV	23
2.3.2	Prédiction des caractéristiques du régime transitoire par la CFD	25
2.3.3	Lois de similitude issues de la CFD	29
2.4	Étude relative à l'influence du design	34
2.4.1	Les plages de variation des paramètres géométriques de conception	34
2.4.2	Configuration optimale basée sur le design de l'enveloppe	35
2.5	Conclusion	40

2.1 Introduction

En dépit de l'apparition des ventilateurs tangentiels depuis la fin du 19ème siècle, leur utilité et leur efficacité n'ont pas suscité beaucoup d'intérêt. De ce fait, de très rares ouvrages et articles, parus essentiellement dans les années 60 et 70, traitent le sujet des ventilateurs tangentiels d'un point de vue théorique et expérimental [5, 6, 7, 24, 23, 22]. Des travaux plus récents mais peu nombreux traitent de la problématique d'un point de vue numérique [16, 8, 25].

2.2 Étude de l'écoulement interne

A défaut d'existence d'une démarche de conception unifiée des ventilateurs tangentiels mentionnée dans les travaux de recherche antérieurs, plusieurs études expérimentales ont été réalisées sur le modèle d'écoulement via des rotors tangentiels, en mettant l'accent sur le comportement du tourbillon excentrique [5, 6, 7]. Les résultats de plusieurs recherches sur l'utilisation des ventilateurs tangentiels dans des applications spécifiques, telles que la climatisation et la propulsion aéronautique, sont désormais disponibles [26, 3].

Il convient de noter que le champ d'écoulement du ventilateur tangentiel se déplace principalement dans deux dimensions perpendiculaires à l'axe de la roue. La principale caractéristique de l'écoulement est la présence d'un tourbillon absolu positionné de manière excentrique et parallèle à l'axe de la roue. Un rotor tangentiel peut être divisé en deux zones d'écoulement : la zone d'écoulement principale (région d'écoulement traversant) située autour du centre de la roue, et la région de vortex excentrique (région de recirculation), ce qui pourrait affecter le modèle d'écoulement principal. Grâce aux techniques de simulation numérique, nous pouvons montrer le comportement de la fluctuation excentrique du vortex induit par la paroi du vortex, affecte la forme de la région de l'écoulement.

2.2.1 Théorie de Coester

Entre 1955 et 1957, Robert Coester a mené des recherches théoriques et expérimentales sur les ventilateurs tangentiels en Suisse [5]. Il s'agissait de la première étude théorique approfondie relative au principe de fonctionnement du ventilateur et des champs d'écoulement qui devraient se trouver à l'intérieur de la roue. Selon cet auteur, il existe deux zones d'écoulement à l'intérieur du rotor, à savoir :

- Une zone à pression constante qui est la zone du vortex libre et ;
- Une zone à faible pression aléatoire, qui correspond à la région du vortex forcé.

Ces hypothèses ont laissé Coester considérer le champ de l'écoulement interne comme étant potentiel et bidimensionnel, et le traita analytiquement en s'aidant de l'équation de Laplace dans le repère polaire.

$$\nabla^2\Phi(r; \theta) = r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} = 0 \quad (2.2.1)$$

La résolution par la séparation de variables et la superposition avec une solution particulière à la limite interne du rotor ont permis d'aboutir à la solution finale suivante :

$$\phi = \sum_m \sum_n r^n (a_{nm} \sin n\theta + b_{nm} \cos n\theta) \quad (2.2.2)$$

avec :

$$a_{nm} = \frac{A_m}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \theta^m \sin n\theta d\theta$$

$$b_{nm} = \frac{A_m}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \theta^m \cos n\theta d\theta$$

Les relations de Cauchy-Riemann ont permis d'obtenir l'expression orthogonale des lignes de courant :

$$\Psi = \sum_m \sum_n r^n (a_{nm} \cos n\theta + b_{nm} \sin n\theta) \quad (2.2.3)$$

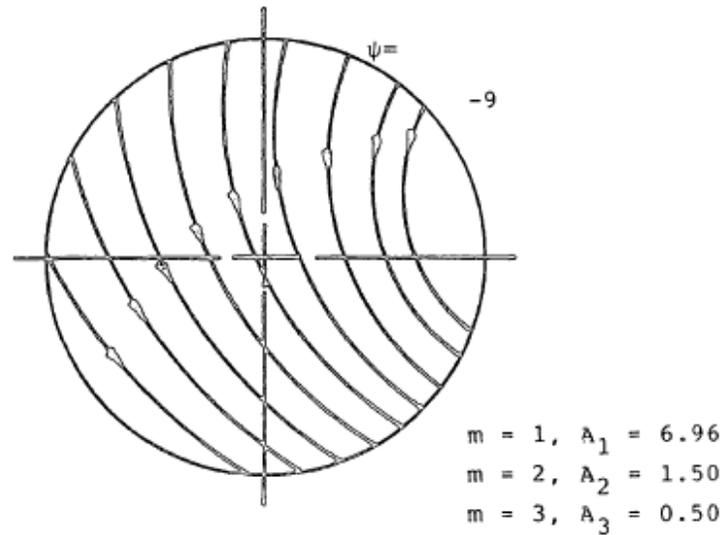


FIGURE 2.1 – Champ de l'écoulement interne selon la théorie de Coester [5]

La figure 2.1 montre la signification physique du modèle analytique du champ de l'écoulement interne selon la théorie de Coester. Afin de manipuler les lignes de courant, Coester proposa l'ajout de vortex dans la périphérie interne du rotor, comme le montre la Figure 2.2. En dépit des améliorations proposées, la solution de Coester ne correspondait pas à ses observations expérimentales, la raison pour laquelle le modèle ne peut être validé. Cependant, la démarche analytique proposée par Coester fût la première tentative de description du champ de l'écoulement interne du ventilateur tangentiel.

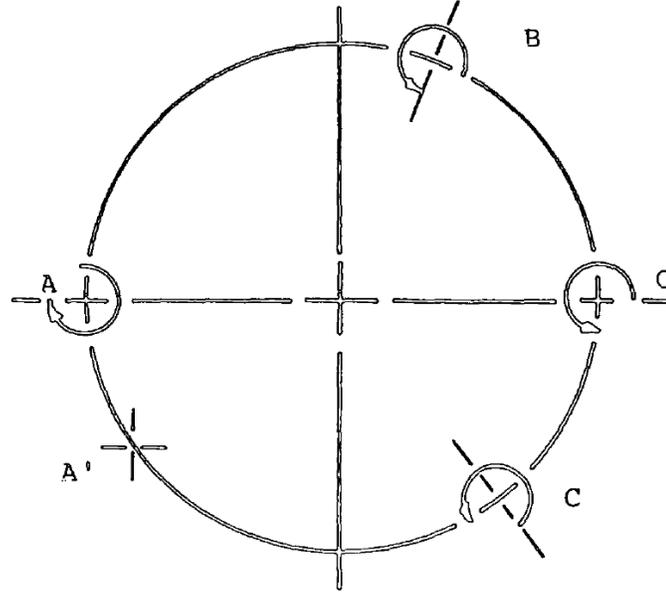


FIGURE 2.2 – Distribution des vortex pour l'amélioration de l'écoulement à la sortie [5]

2.2.2 Théorie d'Ilberg et Sadeh

Poursuivant les travaux de Coester, Ilberg et Sadeh [6] ont proposé une description différente pour le champ de l'écoulement. Ils ont séparé la section transversale en deux zones, dont la plus grande représente un vortex libre vers le périmètre intérieur et est exprimée par l'équation (2.2.4).

$$\Phi_I\left(\frac{r}{R_{in}}, \theta\right) = \sum_{\nu=0}^{\nu=\infty} \frac{r}{R_{in}}^{\nu} (A_{\nu} \cos \nu\theta + B_{\nu} \sin \nu\theta) \quad (2.2.4)$$

ν est un entier positif, et A et B sont des coefficients des séries de Fourier.

La deuxième région est la zone environnant le centre du vortex libre, également appelée vortex forcé, et est représentée par l'équation (2.2.5).

$$\Phi_{II}\left(\frac{r}{R_{in}}, \theta\right) = \frac{\Gamma}{2\pi} \xi \quad (2.2.5)$$

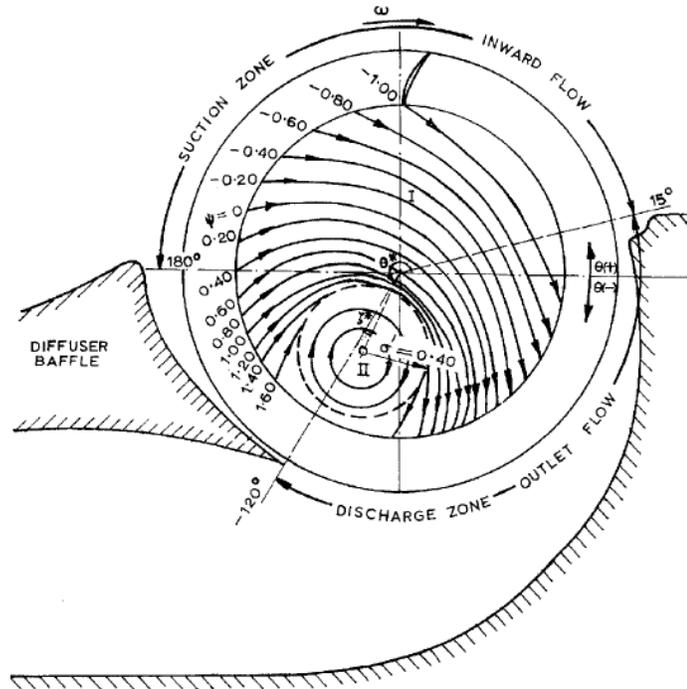


FIGURE 2.3 – Distribution des zones de vortex selon la théorie d’Ilberg et Sadeh[6]

En proposant un modèle d’écoulement analogue à leur observation expérimentale, Ilberg et Sadeh [6] ont cherché à faire progresser la connaissances du comportement de l’air à l’intérieur de la roue à aubes. Le modèle suppose que le centre et la zone du vortex restent constants tandis que la vitesse de rotation augmente. Les résultats expérimentaux de plusieurs ne s’accordent pas avec ces hypothèses [27, 17, 23, 28], indiquant que, lorsque le débit augmente, la taille du vortex varie et que la position de son centre est mobile. Pour ces raisons, le modèle d’Ilberg et Sadeh ne traitait qu’un seul cas et ne pouvait être généralisé.

2.2.3 Théorie d’Ikegami et Murata

Jusqu’en 1966, le travail d’IKEGAMI et MURATA sur les ventilateurs tangentiels [7] à l’Université d’Osaka était considéré comme révolutionnaire à bien des égards. Avec un champ d’écoulement interne permettant la mobilité totale du vortex au sein du rotor, ils illustrèrent la faisabilité d’une solution entièrement analytique basée sur la géométrie du rotor. Cette analyse est considérée comme tellement radicale que les auteurs envisageaient d’approfondir cette recherche en tenant compte de l’évolution des idées et du courant de pensée au fur et à mesure que la théorie se développe.

Ils ont démontré plus tard qu'il était aberrant d'évaluer le débit à l'intérieur de la roue comme étant entièrement potentiel, et leurs équations tenaient compte de cette possibilité.

La charge totale à la périphérie interne du rotor est telle que :

$$H(\theta) = \frac{P}{\gamma} + \frac{1}{2g}(C_r^2 + C_\theta^2) \quad (2.2.6)$$

L'équation de continuité entre l'arc d'aspiration et une position arbitraire à l'intérieur du rotor est donnée par :

$$r_1 d\theta_1 C_{1r} = r d\theta C_r \quad (2.2.7)$$

Par ailleurs, la région interne peut être décrite par :

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} = \frac{q}{r C_{1r}} \left(\frac{\partial H}{\partial \theta} \right)_{r=r_1} \quad (2.2.8)$$

L'approche supposait également que la vitesse angulaire à la périphérie interne du rotor était égale à la vitesse de rotation :

$$C_{1\theta} = U_1 = cste \quad (2.2.9)$$

Avant qu'IKEGAMI et MURATA ne commencèrent leurs recherches, l'écoulement à l'intérieur de la roue avait été largement étudié à l'aide d'un seul vortex libre placé sur le périmètre intérieur du rotor, qui satisfaisait la condition aux limites de l'équation (2.2.9).

Cependant, les flux d'admission et de sortie étaient divisés par une ligne de courant séparatrice de l'enveloppe, ce qui empêchait le vortex de se déplacer et offrait également une capacité illimitée. Le graphique 2.4 montre comment ces problèmes ont été résolus en ajoutant un deuxième vortex à l'extérieur de la zone d'écoulement interne qui était d'intensité, de direction, d'emplacement et de ligne radiale identiques.

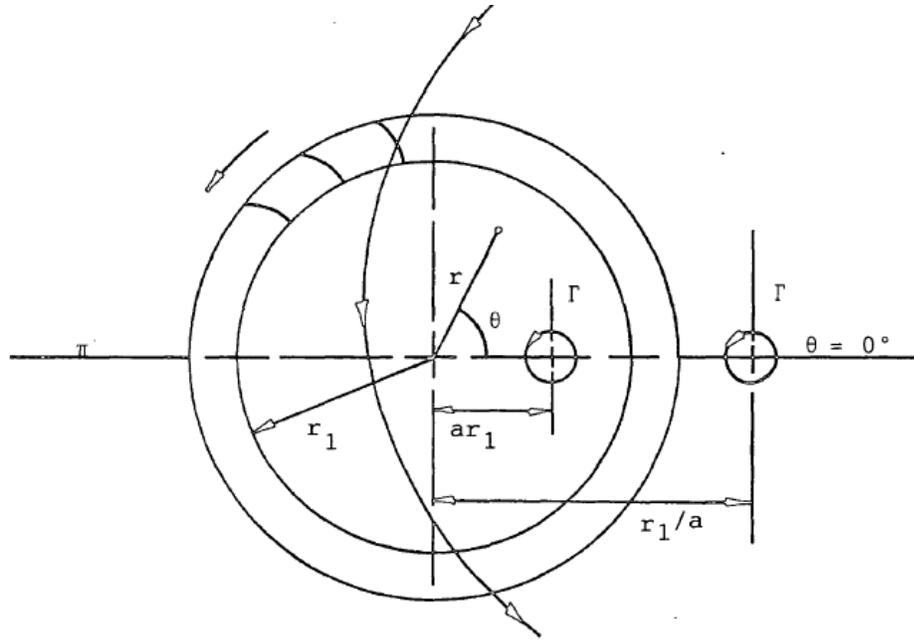


FIGURE 2.4 – Description de l'écoulement interne selon le modèle d'IKEGAMI et MURATA[7]

La superposition de ces modèles a permis d'exprimer la fonction de courant Ψ , qui permettra de déduire les caractéristiques de performance du ventilateur tangentiel :

$$\Psi = \frac{-R_{in}U_{in}}{2} \ln \left\{ (r^2 a^2 R_{in}^2 - 2arR_{in} \cos(\theta + \xi)) \left(r^2 + \frac{R_{in}^2}{a^2} - \frac{2rR_{in}}{a} \cos\theta \right) \right\} + Cste \quad (2.2.10)$$

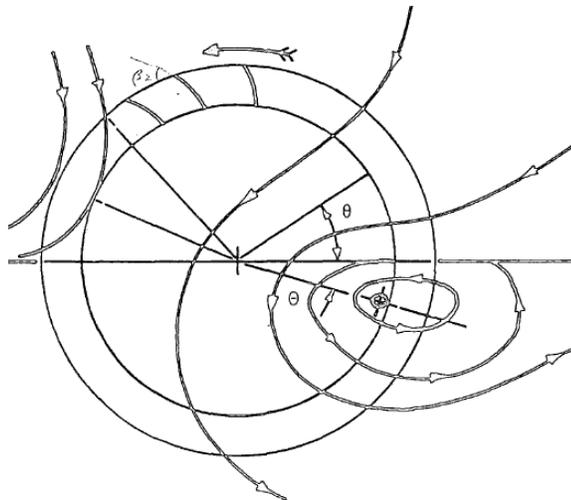


FIGURE 2.5 – Le modèle théorique de l'écoulement d'Ikegami et Murata [7]

Le modèle proposé par Ikegami et Murata (équation 2.2.10 et figure 2.5) dépendait de la géométrie du ventilateur tangentiel, et de la position du centre du vortex qui doit être connue au préalable. Le calcul de la pression totale à partir de ce modèle offrait un espace de solutions admissibles relatives aux coordonnées polaires de ce centre ; Voir la figure 2.6. Néanmoins, ce modèle n'a pas été généralisé car la position du centre du vortex demeure inconnue jusqu'à présent.

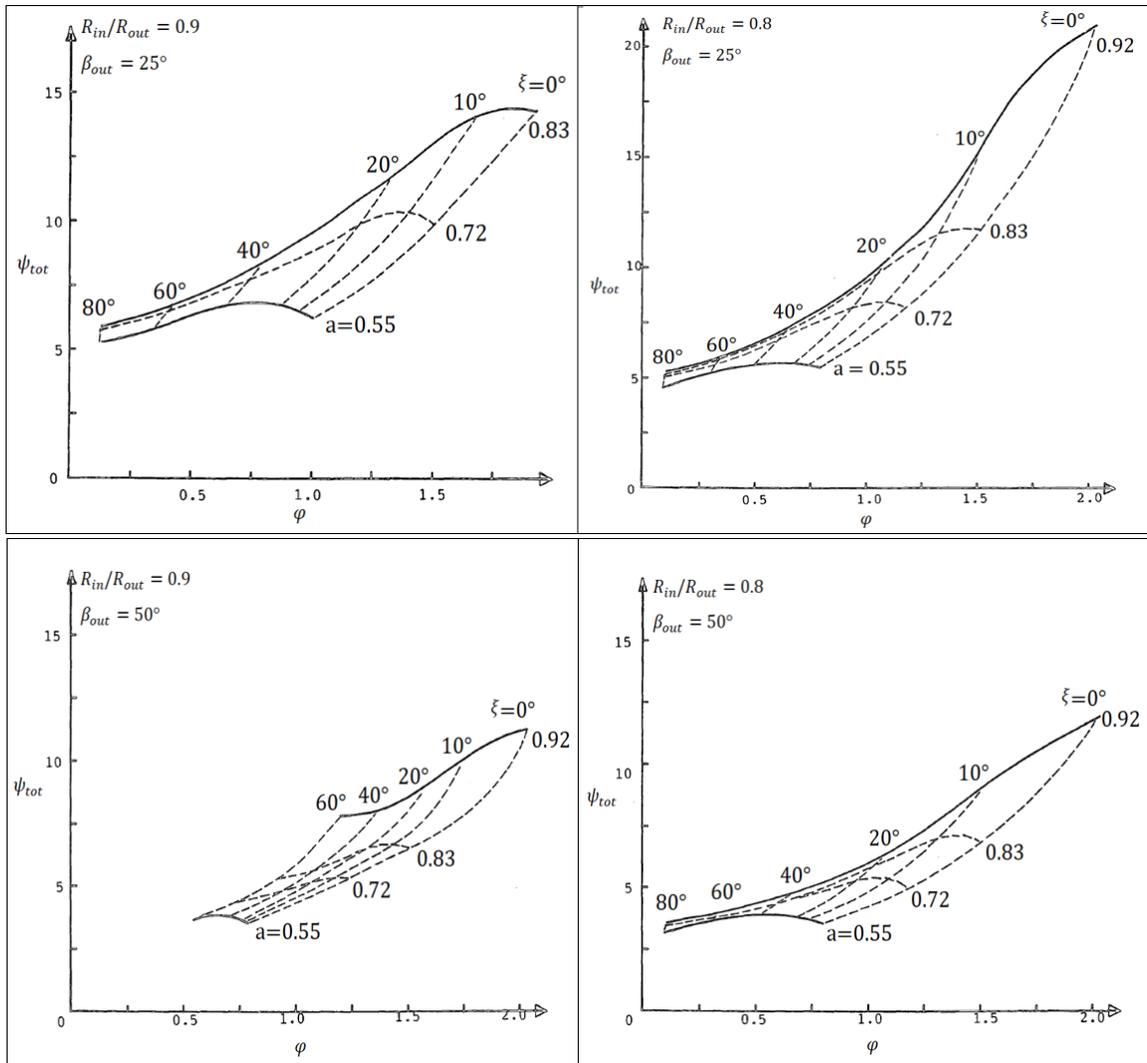


FIGURE 2.6 – L'espace de solutions des courbes de pression totale en fonction de la position du centre du vortex (l'angle β est mesuré par rapport à la direction horizontale) [7]

2.3 Simulation numérique de l'écoulement interne

L'objectif de la simulation numérique est de recueillir plus de détails caractérisant le comportement du champ d'écoulement dans un VT, en particulier dans la roue. Les résultats des travaux de recherches basés sur la simulation numérique représentent un outil d'aide précieux à la conception des ventilateurs tangentiels, conformes aux principes, exigences et règles d'une construction efficace. Les techniques numériques permettent en effet d'obtenir des informations pertinentes, à l'exemple des caractéristiques du vortex excentrique se formant à l'intérieur du ventilateur, de l'impact de sa position et sa puissance sur les performances de la machine, ainsi qu'aux données relatives au champ des vitesses et au champ de pression.

2.3.1 Comparaison de la CFD à la PIV

L'un des premiers travaux remarquables impliquant la simulation numérique de l'écoulement sur les ventilateurs tangentiels a été effectué par Gabi et al. [8], qui ont réalisé des études expérimentales basées sur l'imagerie de particules (PIV) et la simulation numérique en dynamique des fluides – CFD, afin d'examiner les effets des facteurs géométriques sur les performances du Ventilateur. Les résultats issus du couplage : PIV et simulation numérique CFD ont permis d'avoir une idée sur le comportement de l'écoulement intérieur. Le logiciel commercial qui est utilisé dans leur recherche est le STAR-CD, qui met en œuvre la méthode des volumes finis (FVM), pour créer un modèle adapté au domaine de calcul avec une configuration simplifiée, et étayée par des études expérimentales pratiques dans la littérature.

Les conditions aux frontières de cette étude sont explicitées dans la Figure 2.7.

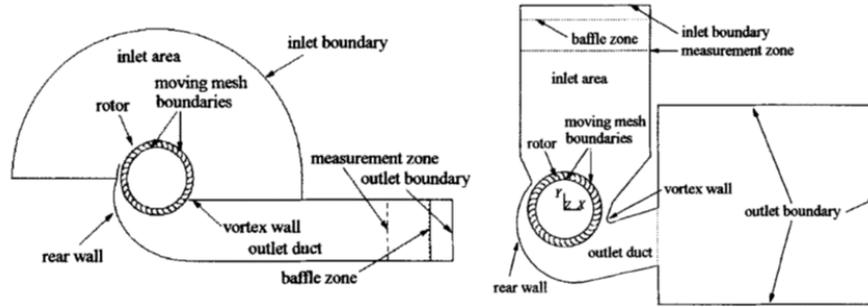


FIGURE 2.7 – Les conditions aux frontières de l'étude de Gabi et al. [8]

Il est nécessaire d'utiliser une approche de calcul transitoire en raison du flux transitoire distinct à proximité et à l'intérieur de la roue. En utilisant l'approche "Arbitrary Sliding Interface" (ASI), une interface glissante est utilisée pour connecter le domaine de l'enveloppe fixe au domaine de la roue tournante, (figure 2.8). La modélisation de la turbulence est effectuée à l'aide du modèle de turbulence $k - \epsilon$, l'impact des parois latérales du diffuseur et des disques d'extrémité de la roue est négligé.

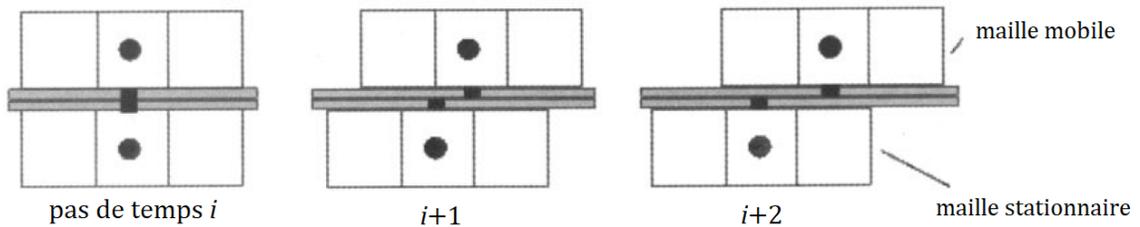


FIGURE 2.8 – Interface glissante arbitraire (Arbitrary Sliding Interface : ASI) [8]

Dans les travaux expérimentaux de Gabi et al., les résultats de la PIV sont relevés dans les zones d'aspiration et de refoulement dans un plan représentatif perpendiculaire à l'axe de rotation. Les mesures PIV dans la roue seraient intéressantes, mais elles n'étaient pas possibles en raison de la complexité de la géométrie qui rendait plusieurs zones inaccessibles par les rayons laser. La Figure 2.9 compare les résultats de la CFD et de la PIV.

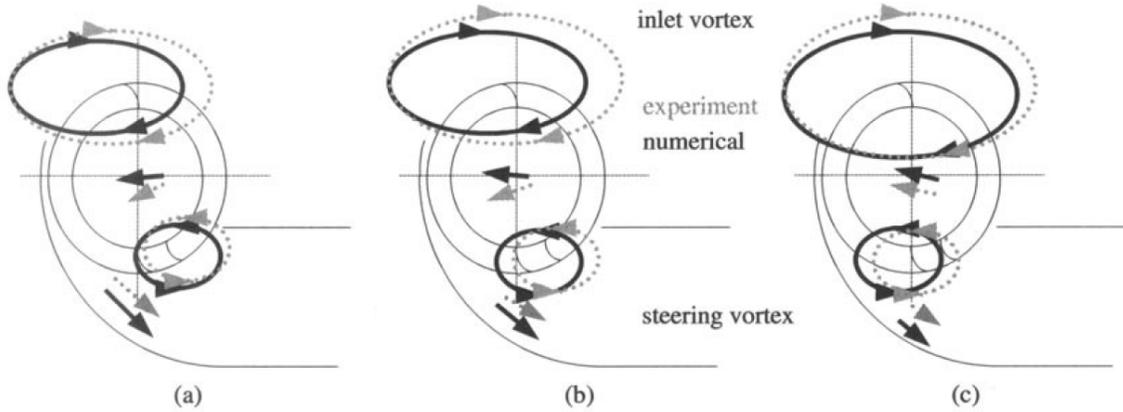


FIGURE 2.9 – La comparaison des relevés de la PIV et les résultats de la CFD de l'étude de Gabi et al. [8]

D'après cette étude, l'analyse du régime d'écoulement d'un VT peut être effectuée à l'aide des techniques PIV et CFD. Il est très difficile de faire des recherches expérimentales adéquates à l'intérieur des roues à aubes, le champ d'écoulement à l'intérieur de la roue peut être mieux scruté dans cette situation à l'aide de CFD. Cependant, des études expérimentales sont nécessaires pour vérifier les calculs CFD. Une autre difficulté se manifeste dans la plage d'exploitation des petits débits, causée par des zones de reflux et un régime d'écoulement particulièrement instable, qui rend les calculs CFD très difficiles à réaliser.

2.3.2 Prédiction des caractéristiques du régime transitoire par la CFD

Le papier de Moon et al. [9] découlant de leurs travaux dans l'université de la Corée du sud en 2003, prédit les performances du ventilateur tangential dans le régime transitoire par le biais de la simulation numérique de l'écoulement. Les résultats numériques de l'étude sont comparés avec les essais expérimentaux effectués dans des régimes d'écoulement stationnaires [29].

Le ventilateur tangential étudié est composé d'une roue à aubes comportant 35 pales, et ayant un diamètre externe égal à 106 mm et une longueur de 340 mm. La vitesse de rotation est fixée à 1000 tr/min. Le calcul numérique a été effectué par la réso-

lution des équations bidimensionnelles incompressibles de Navier-Stokes. Le volume interne du ventilateur a été divisé en deux zones : une zone tournante qui est la roue à aubes, et une zone stationnaire qui est le domaine qui entoure la roue. Afin d'assurer l'interaction entre les deux zones, une interface de maillage glissant a été utilisée ; Voir la figure 2.10. Le volume interne a été discrétisé en 89088 cellules triangulaires, dont 60743 cellules sont utilisées dans la zone tournante ; Voir la figure 2.11. Les conditions aux limites de débit et de pression sont appliquées à l'aspiration et au refoulement respectivement, ces limites sont éloignées des sections d'entrée et de sortie de cinq fois le diamètre externe de la roue.

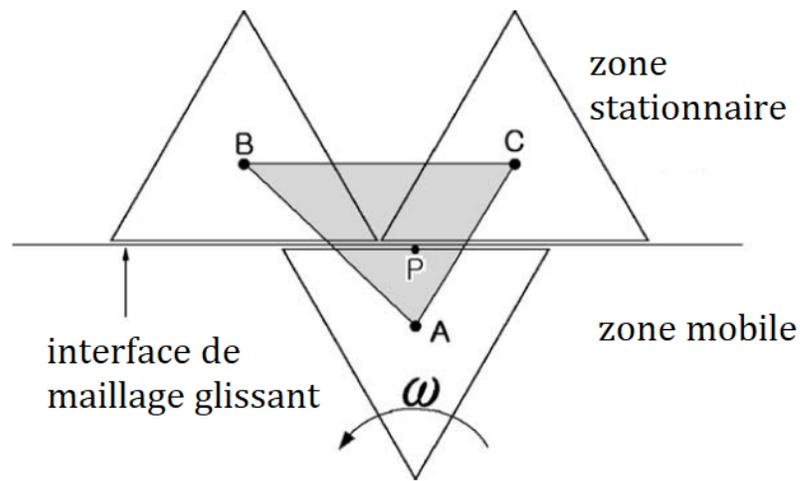


FIGURE 2.10 – L'interface du maillage glissant [9]

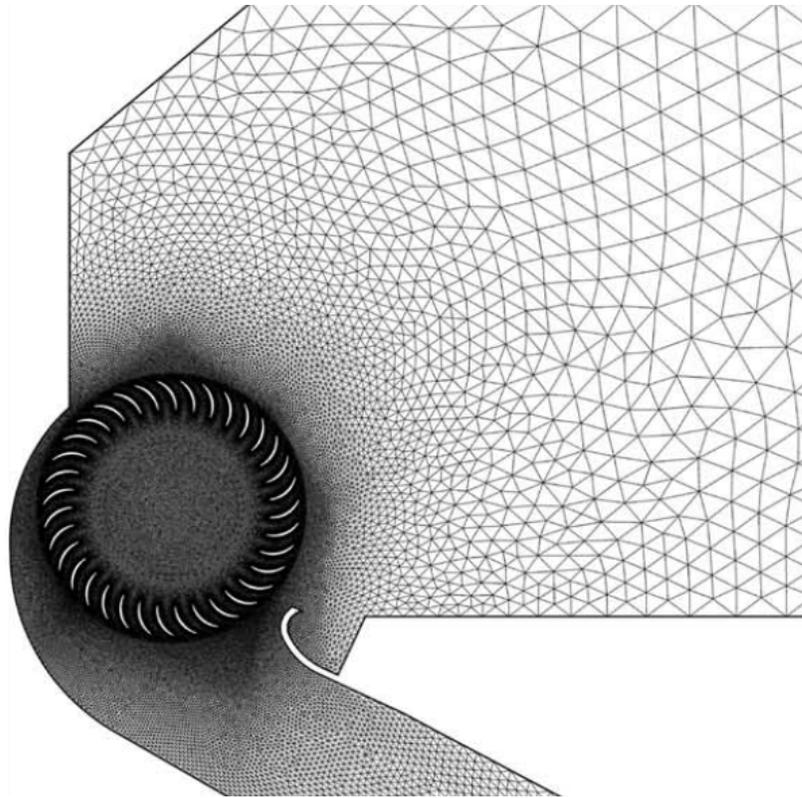


FIGURE 2.11 – Maillage du volume interne du ventilateur tangentiel [9]

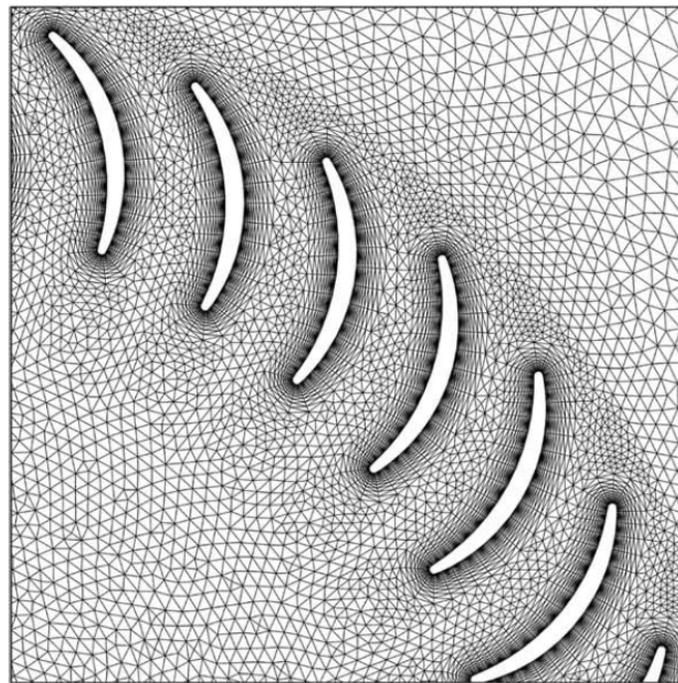


FIGURE 2.12 – Maillage autour des pales [9]

Une importance particulière a été accordée à l'écoulement de l'air dans la périphérie interne auprès des ailettes, car les vorticités créées dans ces régions se regrouperont pour former le vortex excentrique principal, et détermineront sa puissance et sa position [30]. Le maillage autour des pales est illustré dans la figure 2.12.

Afin de simuler le régime transitoire de l'écoulement à l'intérieur du ventilateur, le débit est augmenté progressivement suivant une loi arc-tangente durant les deux premières révolutions de la roue à aubes, cette méthode a permis d'accroître le débit délicatement sans générer d'écoulement inverse. La figure 2.13 montre les contours de vorticité dans le régime transitoire, et le décollement des tourbillons des ailettes pour former le vortex excentrique, on peut également apercevoir les tourbillons engendrés par l'interaction de l'air et de la paroi du vortex à la sortie de la roue à aubes.

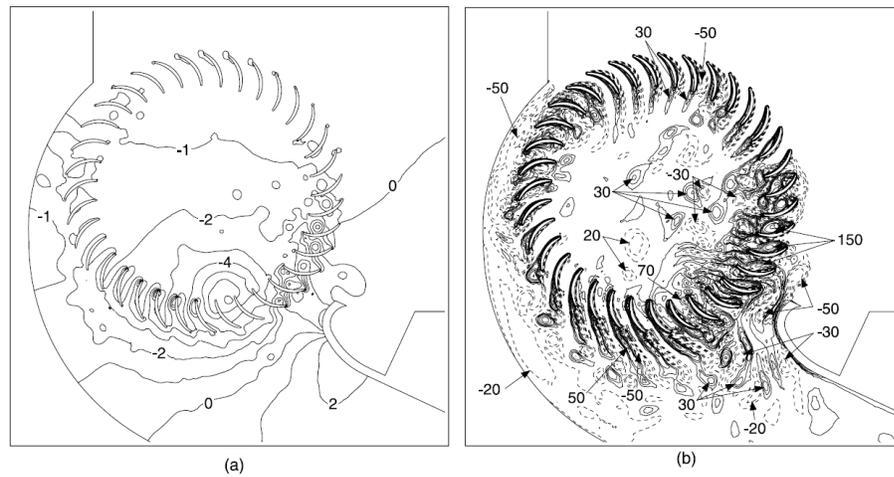


FIGURE 2.13 – Snapshot de l'écoulement interne $\phi = 0.417$. (a) Contours de la pression statique, (b) contours de vorticités [9]

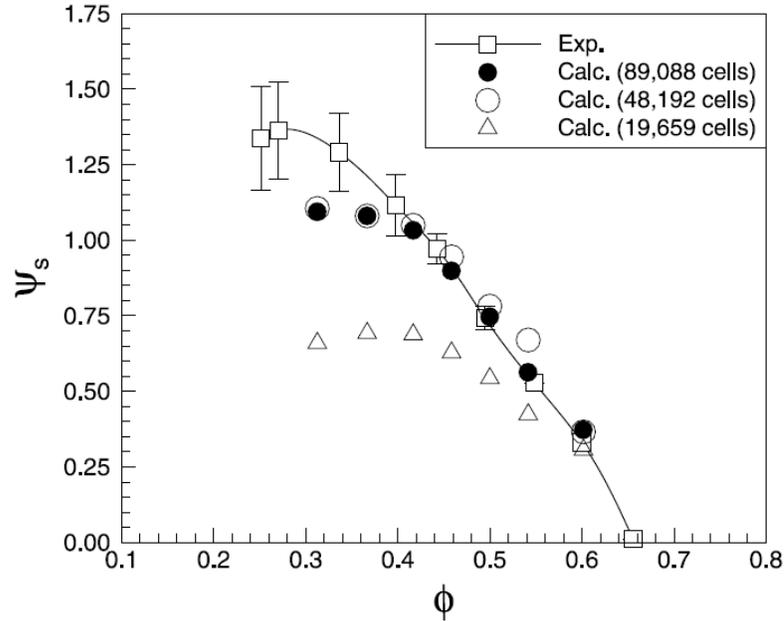


FIGURE 2.14 – Comparaison de la pression statique calculée à l'expérimentale [9]

Les résultats de la simulation dans le régime transitoire étaient comparés aux issues expérimentales [29]. La figure 2.14 illustre la courbe de pression statique en fonction du coefficient de débit ϕ . Une étude de sensibilité au maillage a été effectuée en utilisant trois grilles différentes : Grille-A comportant 19659 cellules, grille-B ayant 48192 cellules et grille-C avec 89088 cellules (figure 2.14). Il était remarquable que la grille-C s'accordait le mieux avec les résultats expérimentaux. Lorsque $\phi < 0.4$, les résultats de la simulation ne s'accordaient pas avec les issues expérimentales, cela est dû à l'oscillation du vortex intérieur en raison du décalage accentué de l'air par rapport aux pales dans cette plage de débit [9].

2.3.3 Lois de similitude issues de la CFD

L'étude de Shih et al. [10] a été l'une des premières à poser des lois de similitude basées sur les résultats de simulations numériques de l'écoulement interne des ventilateurs tangentiels.

L'impact de la vitesse de rotation du rotor sur les performances du ventilateur ont fait l'objet de la création des lois de similitude du VT. Ces règles, qui concernent la pression totale du centre du vortex excentrique, l'évolution de la pression totale entre

l'entrée et la sortie et la vitesse de rotation de la roue, ont été décrites dans ce travail [10] sur la base des résultats de simulation.

Une simulation numérique de l'écoulement (CFD) a été utilisée pour fournir suffisamment de données sur le champ de l'écoulement des ventilateurs tangentiels afin que des lois de similitude puissent être posées par une analyse méthodique. Lors du calcul numérique, les auteurs ont considéré deux formes différentes d'enveloppes : une enveloppe avec un canal de diffusion simple, et une autre utilisée dans les appareils de climatisation à unités séparées (Figure 2.15). Les concepteurs peuvent utiliser les lois de similitude de cette étude afin de mettre en place un VT efficace pour diverses applications.

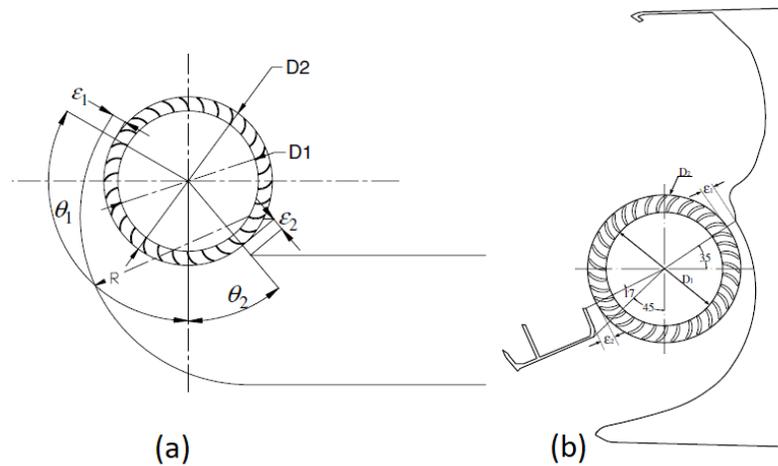


FIGURE 2.15 – Les deux enveloppes du ventilateur tangentiel étudiées par la CFD [10]. (a) canal simple, (b) enveloppe de climatisation.

La rotation de la roue à aubes génère un vortex excentrique dans son enceinte, tandis que l'enveloppe du ventilateur a tendance à pousser son centre vers la paroi du vortex avant sa stabilisation à proximité de la périphérie interne du rotor. L'écoulement interne du VT est donc composé d'un vortex excentrique ainsi que d'un flux d'air transversal. Le centre du vortex excentrique est essentiellement stationnaire et a la pression statique la plus basse (pression négative) dans tout le champ d'écoulement.

La distribution du flux d'air intérieur du VT a été simulée à l'aide du logiciel de CFD : FLUENT, qui est basé sur le modèle numérique de la méthode des volumes finis. Le calcul numérique avait pour but la résolution des équations de continuité, de quantité

de mouvement et de turbulence. Dans ce travail, le modèle de turbulence traditionnel $k - \epsilon$ a été utilisé pour reproduire les caractéristiques de l'écoulement turbulent. De plus, le système a été supposé isotherme, donc l'équation de l'énergie n'a pas eu besoin d'être résolue. Les simulations numériques des deux situations étaient basées sur une géométrie bidimensionnelle. La figure 2.16 décrit le système de grille local, quant à la Figure 2.17, elle décrit le système de grille global ainsi que les conditions aux limites pour l'enveloppe simple.

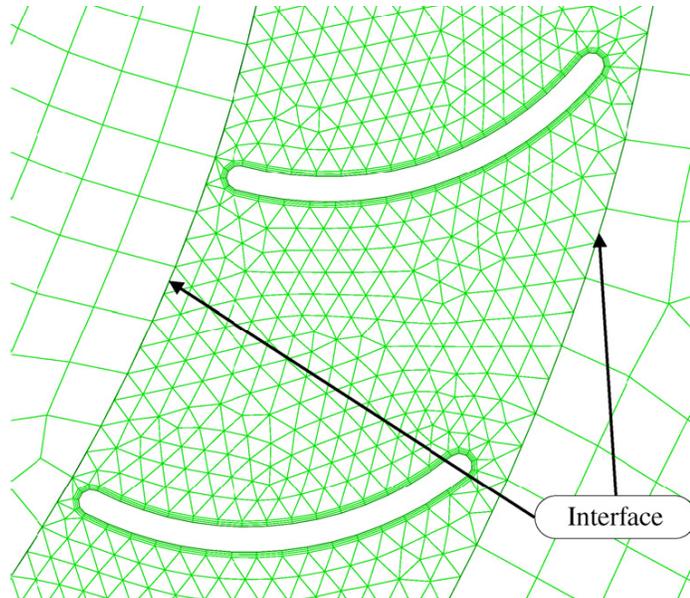


FIGURE 2.16 – Maillage local de l'espace inter-aubage (géométrie 2.15a) [10].

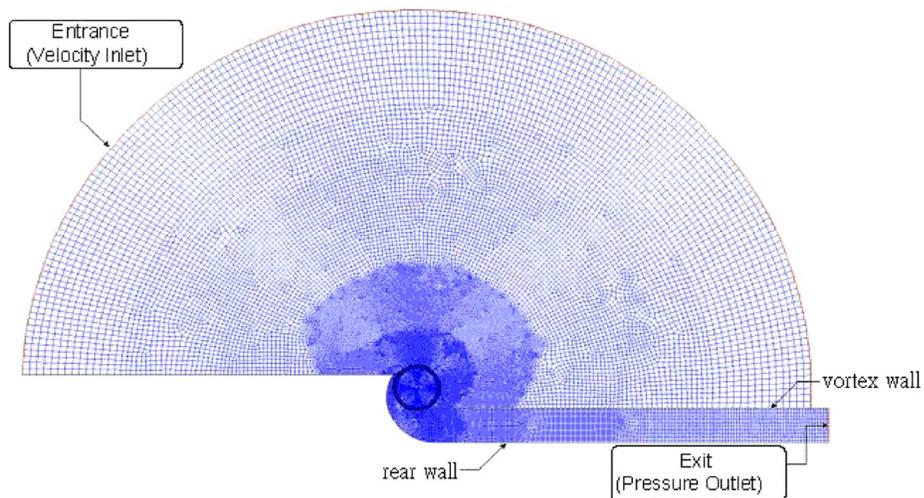


FIGURE 2.17 – Maillage global du volume interne ainsi que les conditions aux limites (géométrie 2.15a) [10].

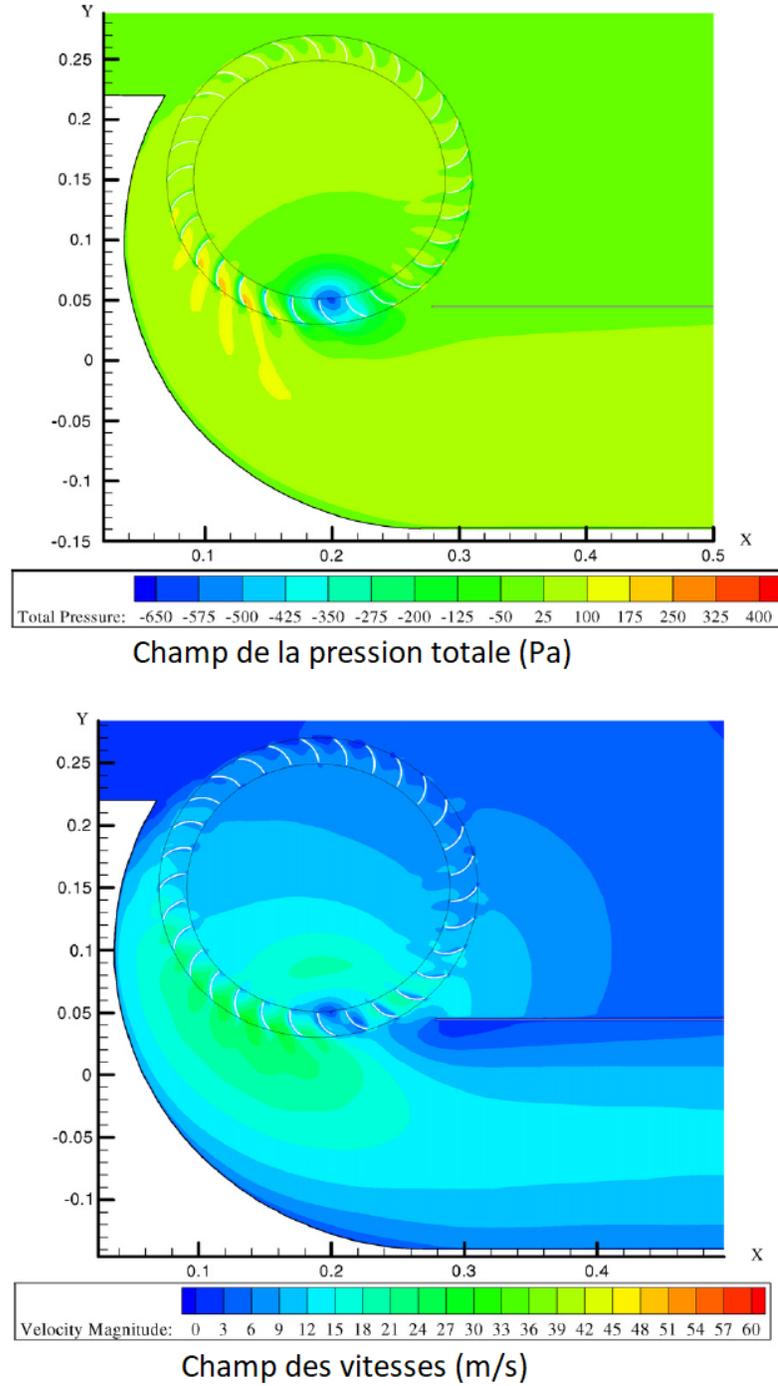


FIGURE 2.18 – Résultats de la CFD (géométrie 2.15a) [10].

Des maillages plus fins ont été appliqués sur les surfaces des aubes pour résoudre les équations gouvernantes de l'écoulement dans la couche limite. Des éléments triangulaires ont été utilisés dans la zone mobile de la figure 2.16, tandis que des éléments

rectangulaires ont été utilisés dans la zone stationnaire. De plus, des mailles glissantes ont été utilisées aux interfaces intérieure et extérieure de la roue et des zones de circulation de l'air.

La modélisation du flux d'air transitoire a été effectuée pour les situations illustrées dans la Figure 2.15, avec des pas de temps allant de 1.11×10^{-4} à 5.56×10^{-4} s selon la vitesse de rotation. Pour chaque pas de temps, le critère de convergence exigeait que le total des résidus normalisés sur tous les volumes de contrôle atteigne 10^{-3} pour toutes les variables dépendantes. Il faut généralement 20 cycles environ pour qu'un VT atteigne l'état de quasi-stationnaire. Les résultats de simulations de l'étude sont présentés dans La figure 2.18, et ont été validé par des résultats expérimentaux [31].

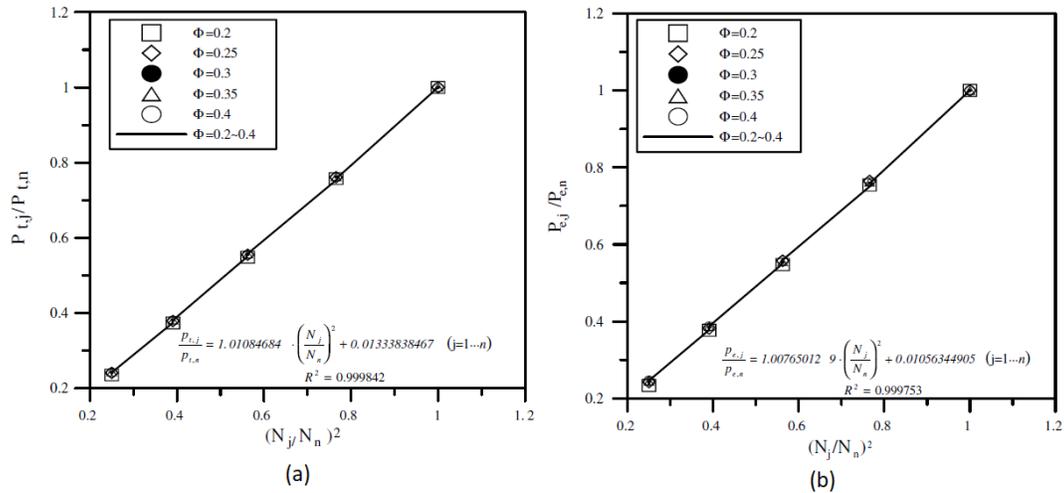


FIGURE 2.19 – La relation entre le rapport des vitesses de rotation et le rapport des pressions totales. (a) Pression totale entre l'entrée et la sortie, (b) Pression totale du vortex excentrique (géométrie 2.15a) [10].

Les résultats numériques de Shih et al. ont prouvé que, pour les deux types de construction du VT, la pression globale du centre du vortex excentrique était proportionnelle au carré de la vitesse de rotation du ventilateur comme le montre la Figure 2.19, de plus, Pour le cas d'une simple conduite d'écoulement fonctionnant à un nombre de Reynolds élevé, l'évolution de pression totale entre l'entrée et la sortie était proportionnelle au carré de la vitesse de rotation. Ce lien, cependant, n'était pas vrai pour la configuration du climatiseur fonctionnant à un nombre de Reynolds inférieur.

2.4 Étude relative à l'influence du design

Les études théoriques et expérimentales qui ont été publiées dans la littérature n'ont pas établi de normes claires pour la conception des ventilateurs tangentiels. Ceux-ci dépendent principalement de la complexité du champ d'écoulement interne de la roue, qui est toujours caractérisé par un vortex excentrique dont l'emplacement et la forme sont directement impactés par la géométrie de la roue et de l'enveloppe et ont un impact sur le rendement des ventilateurs. Plusieurs travaux expérimentaux ont étudié l'influence des paramètres géométriques de conception sur les performances des ventilateurs tangentiels, et ont tenté de déterminer la conception qui fournit les meilleures performances de ce dernier.

2.4.1 Les plages de variation des paramètres géométriques de conception

La contribution de Lazzaretto et al. [15] offre un critère unique pour paramétrer systématiquement les configurations de ventilateurs tangentiels en fonction des facteurs les plus importants définissant la géométrie et influençant par la suite les performances et l'efficacité. Dans un ensemble méthodique d'essais expérimentaux destinés à examiner les pistes potentielles d'amélioration de la conception, cette sélection de paramètres s'est avérée fructueuse.

Variables géométriques de la roue à aubes

Les pales des ventilateurs tangentiels sont généralement étroites, courbées vers l'avant et ont une forme d'arc de cercle. Cette forme est privilégiée par rapport aux profils aérodynamiques en raison du flux traversant la cascade de pales deux fois sous cette forme. Le rapport longueur/diamètre externe (L/D_2), le rapport diamètre interne/externe (D_1/D_2), le nombre de pales (Z) et les angles de pale interne et externe (β_1/β_2) sont nécessaires pour définir sans ambiguïté la géométrie du rotor illustrée à la Figure 2.20.

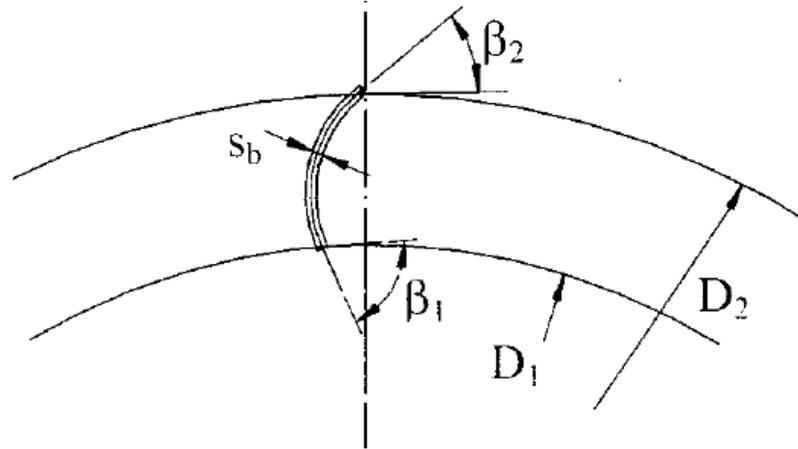


FIGURE 2.20 – Géométrie de la pale du VT.

Variables géométriques de l'enveloppe

La question de savoir comment les deux parois de l'enveloppe enferment la roue se pose d'elle-même. La paroi arrière de la figure dépend principalement des sens d'écoulement à l'entrée et à la sortie. La paroi du vortex, d'autre part, a souvent une forme simple, comme une paroi plate, avec différents angles par rapport à la direction d'écoulement. La paroi du vortex présente différents arcs autour de la roue en fonction de son épaisseur. Plusieurs enveloppes sont suggérées comme le montre la Figure 2.21

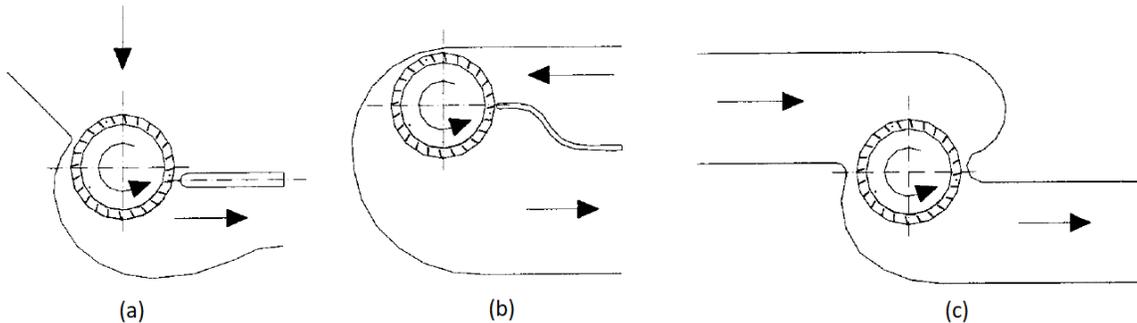


FIGURE 2.21 – Les différentes configurations de l'enveloppe du ventilateur tangentiel.

2.4.2 Configuration optimale basée sur le design de l'enveloppe

Étant donné que la géométrie de la roue et du carter ont un impact significatif sur les propriétés du vortex excentrique dans la roue, la complexité du champ d'écoulement

à l'intérieur de la machine est la principale cause de l'absence d'une technique de conception bien établie. Dans l'apport de Toffolo et al. [11], les principes de conception de ventilateurs tangentiels sont établis grâce à l'examen d'une base de données expérimentale sur les performances et l'efficacité des ventilateurs, cette dernière a été créée en faisant varier systématiquement les paramètres géométriques clés de l'enveloppe en conjonction avec diverses configurations de la roue à aubes.

Les facteurs de conception de l'enveloppe qui ont le plus d'impact sur les performances et le rendement du ventilateur tangentiel sont :

- La hauteur h_d , l'épaisseur s_V de la paroi du vortex ;
- L'angle α de la spirale logarithmique de la paroi arrière, ce dernier qui détermine la largeur radiale. (Voir la Figure 2.22).

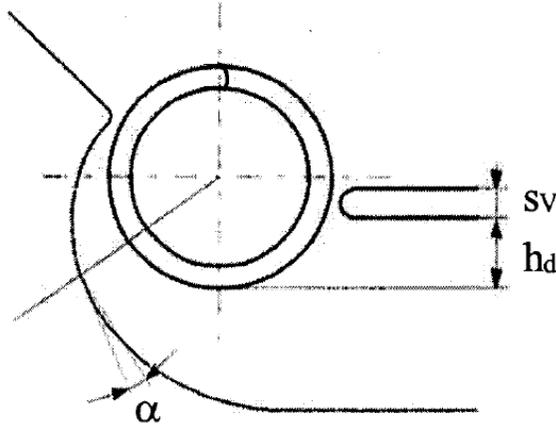


FIGURE 2.22 – Les paramètres géométriques de l'enveloppe qui influent les performances du VT [11].

L'étude repose sur une base de données issue de la combinaison de plusieurs parois arrière à divers types de parois de vortex.

Les parois arrière utilisées dans l'étude sont :

- **R1** (paroi arrière en spirale de petite largeur radiale $\alpha = 9.1^\circ$) ;
- **R2r** (paroi arrière en spirale de largeur radiale moyenne $\alpha = 17.2^\circ$) ; et
- **R3r** (paroi arrière en spirale de largeur radiale relativement grande $\alpha = 23.6^\circ$) ;

Ces trois parois arrière ont été combinées à quatre fines parois de vortex d'épaisseur $s_V/D_2 = 0.13$, indiquées dans le tableau suivant comme H_1 , H_2 , H_3 et H_4 . Les combinaisons étudiées sont schématisées dans la Figure 2.23.

	H_1	H_2	H_3	H_4
h_d/D_2	0.185	0.316	0.447	0.578

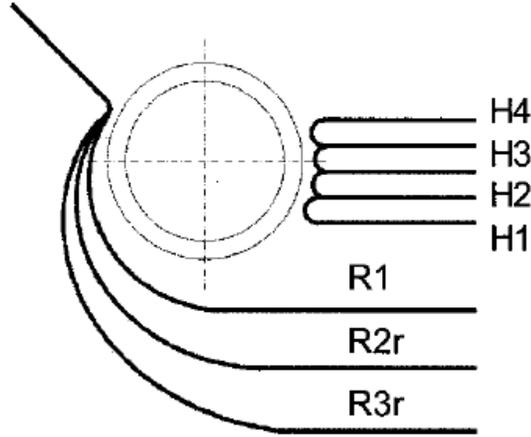


FIGURE 2.23 – Les combinaisons étudiées dans le papier de Toffolo et al. [11].

L'objectif principal de l'étude citée [11] était d'atteindre le rendement global le plus élevé avec le transfert d'énergie le plus important ou la plus forte évolution de la pression statique dans la section de refoulement. Le problème était réduit alors à l'optimisation de : $\max\{\eta_{t,max}, \Psi_{t,max}\}$, $\max\{\eta_{t,max}, \Psi_{s,max}\}$ et $\max\{\phi_{max}, \eta_t(\phi_{max})\}$. avec $\eta_{t,max} = \eta_{t,max}(\phi, \alpha, h_d/D_2)$ et $\Psi_{t,max} = \Psi_{t,max}(\phi, \alpha, h_d/D_2)$.

L'optimisation est effectuée par le biais de l'algorithme de Pareto [32]. Ici les auteurs ont considéré deux types de roues à aubes, afin d'analyser l'influence de l'inclinaison des aubes sur les performances globales du ventilateur tangential. La roue 1 comporte des pales dont les angles externe et interne sont respectivement 25° et 90° , quant à la roue 2, les angles sont égaux à 38° et 70° . Les résultats du calcul optimal sont tracés dans les courbes de la Figure 2.24.

Alors que l'angle extérieur des pales du rotor contrôle principalement le transfert d'énergie global ainsi que les pressions statiques et dynamiques dans les ventilateurs centrifuges, les ventilateurs tangentiels dépendent également fortement des caractéristiques géométriques de l'enveloppe. La méthode présentée par ces auteurs a fourni des recommandations de conception sur les propriétés géométriques idéales de l'enveloppe et de la roue conformément à divers objectifs. Les principales recommandations

pour le concepteur sont décrites dans ce qui suit :

L'enveloppe

- Les paramètres α et h_d/D_2 doivent être augmentés afin d'améliorer le coefficient de pression statique à partir de la configuration produisant le maximum $\eta_{t,max}$. La pression de sortie dynamique diminue en fait à mesure que la taille de la section de décharge augmente, rapprochant la courbe $\Psi_s - \phi$ de la courbe $\Psi_t - \phi$. Cependant, en raison de l'excentricité et de l'intensité accrues du vortex à l'intérieur de la roue, de telles altérations entraînent une baisse du coefficient de pression totale puisque la diminution du rendement global n'est pas compensée par l'augmentation des performances théoriques.

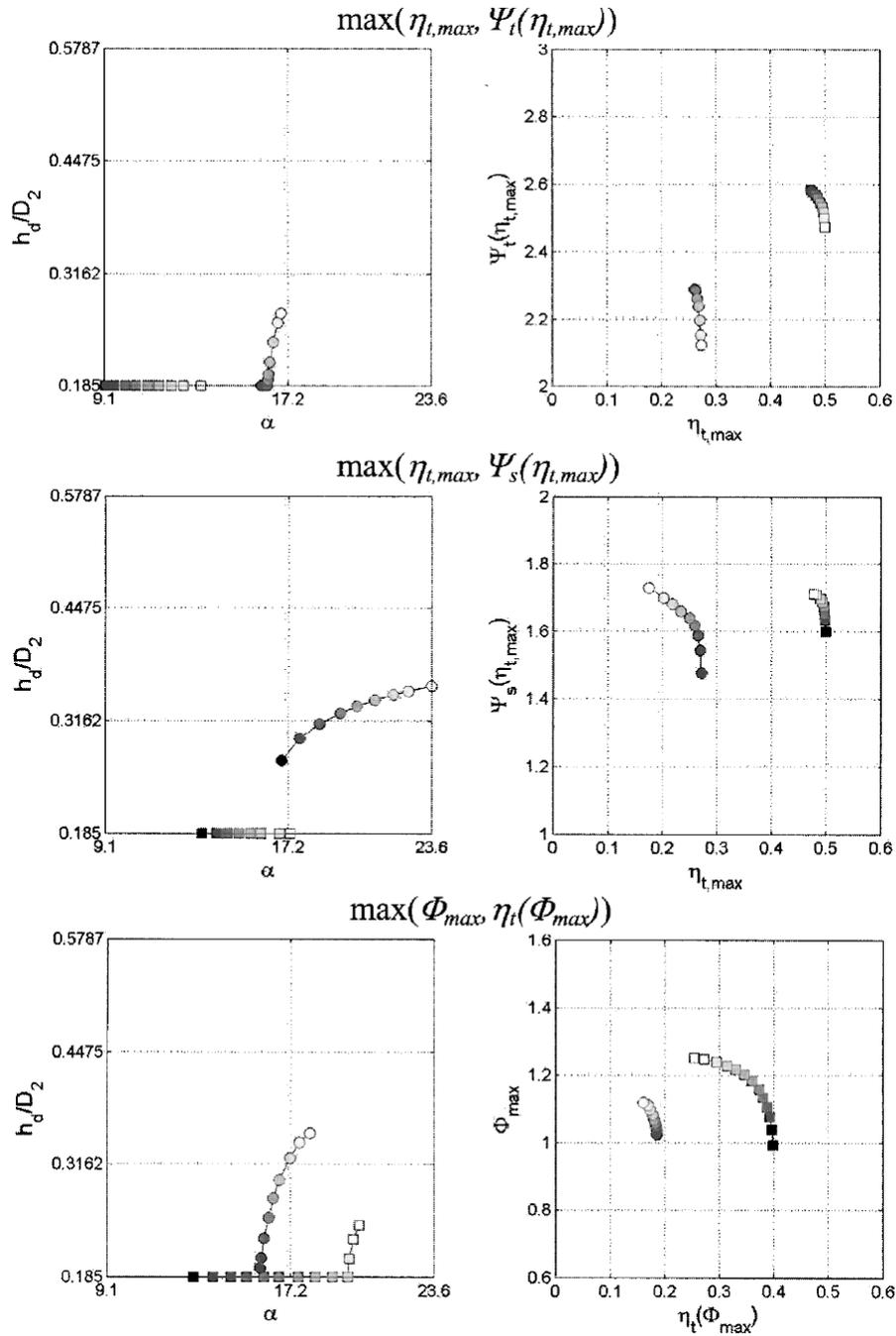


FIGURE 2.24 – Résultats du calcul optimal pour les différentes combinaisons des paouis. cercles : roue 1 ; carrées : roue 2 [11].

- D'autre part, pour augmenter le coefficient de pression totale, il faut baisser à la fois α et h_d/D_2 , toujours en commençant par la configuration qui produit le plus grand $\eta_{t,max}$. Ces changements conduisent à une courbe $\Psi_t - \phi$ plus éle-

vée et plus instable, au moins en partie. Cependant, un maximum absolu est établi pour $\Psi_t(\eta_{t,max})$ lorsque cet avantage n'est plus compensé par une baisse de l'efficacité globale et que les performances théoriques diminuent en raison de l'excentricité et de la force réduites du vortex.

La roue à aubes

- Les plus grandes valeurs de η_t et Ψ_{max} sont atteintes lorsque β_1 est proche de 90° , comme cela a déjà été montré dans les travaux expérimentaux. L'angle interne de la pale influence principalement le rendement global et le débit de soufflage libre. Au voisinage des rendements totaux les plus élevés, l'angle externe de la pale ne semble pas avoir d'impact significatif sur la courbe $\Psi_t - \phi$, mais des valeurs inférieures de β_2 entraînent une augmentation du coefficient de pression totale aux débits élevés et du débit de soufflage libre lui-même.

Couplage de la roue et de l'enveloppe

- Du fait de l'adaptation des parois du carter avec différents angles externes d'aubes β_2 , les meilleurs paramètres géométriques de l'enveloppe pour les deux roues considérées ont des valeurs différentes. Les lignes de courant du champ d'écoulement collent plus étroitement à la roue lorsque cet angle diminue, et par conséquent, la structure idéale de l'enveloppe est définie par des parois arrière avec des largeurs radiales et des sections de refoulement réduites.

Ces principes de conception initiaux pourraient être d'une aide significative dans la conception de ventilateurs tangentiels, ainsi que la discussion précédente sur les objectifs à atteindre et les meilleures configurations géométriques qui ont été trouvées en fonction de ceux-ci. Ils sont le résultat d'essais expérimentaux méthodiques qui ont pris en compte des centaines de configurations différentes des paramètres de conception de l'enveloppe et de la roue.

2.5 Conclusion

La prédiction des performances des ventilateurs tangentiels a fait l'objet de de certains travaux basés sur une description analytique de du champ d'écoulement interne.

Eck [23] et Coester [5] ont recommandé de modéliser les lignes de courant de la roue en utilisant des arcs de cercle centrés sur une source de vortex située sur la périphérie interne de la roue. Le champ de l'écoulement a été modélisé analytiquement par Ilberg et Sadeh [6] en utilisant un vortex forcé et potentiel combiné, mais les équations de ce modèle doivent être résolues en recourant à des données expérimentales. Ikegami et Murata [7] ont déterminé la solution potentielle pour une variété d'excentricités et d'angles de pale externes en utilisant deux sources de vorticité, l'une à l'intérieur et l'autre à l'extérieur de la roue. Les études analytiques de prédiction des performances étaient intéressantes. Toutefois, elles dépendaient de la connaissance préalable des caractéristiques du vortex excentrique et ne pouvaient être généralisées.

Le développement des techniques numériques et notamment des méthodes et outils de simulation durant ces dernières décennies a rendu aisée la compréhension de la dynamique d'écoulement complexe du ventilateur tangentiel, ce qui a impact  de façon très appréciable leur processus de conception, notamment par une réduction substantielle du nombre de tests et prototypes habituellement requis.

L'impact des variables géométriques de conception sur les performances et l'efficacité des ventilateurs tangentiels a été étudié expérimentalement par de nombreux auteurs. Cependant, les conclusions ne concernaient que la géométrie étudiée et ne pouvaient être généralisées. De plus, les études expérimentales de prédiction des performances sont couteuses et requièrent beaucoup de temps.

Chapitre 3

Modélisation de la Pression dans les Ventilateurs Tangentiels

Sommaire

3.1	Introduction	43
3.2	Géométrie et Caractéristiques Aérodynamiques	43
3.2.1	Géométrie de la roue à aubes	44
3.2.2	Profil aérodynamique des ailettes	45
3.2.3	Géométrie de l'enveloppe	47
3.3	Courbes caractéristiques de l'évolution de pression	48
3.4	Modèle de Perte : Analyse de la ligne de Courant moyenne	49
3.4.1	Présentation du modèle	49
3.4.2	Calcul des vitesses	51
3.4.3	Les pertes dans les turbomachines	52
3.4.4	Phénomène de glissement	55
3.5	Principes de grille d'aubes de Howell appliqués aux ventilateurs tangentiels	57
3.5.1	Présentation du modèle	57
3.5.2	Méthodologie Numérique des principes de grille d'aubes	58
3.6	Conclusion	65

3.1 Introduction

En turbomachines, la question de l'augmentation de l'efficacité et de l'amélioration des performances des différents types de ventilateurs demeure d'une préoccupation majeure [33, 34]. L'utilité accrue du ventilateur tangentiel a motivé les scientifiques examens à se consacrer davantage à l'investigation de leurs caractéristiques de performance. Cependant, il n'existe à ce jour aucune démarche stratégique avérée et clarifiée dans la littérature, susceptible d'être mise à la disposition des concepteurs de machines, pour notamment prédire les performances des ventilateurs tangentiels d'une part, et aider au dimensionnement de ces machines conformément aux critères industriels exigés, d'autre part.

Dans ce chapitre, nous proposerons de ce fait place une méthodologie de prédiction des caractéristiques de performances des ventilateurs tangentiels, en explorant deux modèles de perte distincts. Nous examinerons examinant d'abord la ligne de courant moyenne. Ensuite, nous considérerons les principes de cascade utilisés dans les ventilateurs tangentiels, afin d'obtenir les courbes de l'évolution de pression relatives au ventilateur tangentiel.

3.2 Géométrie et Caractéristiques Aérodynamiques

Les recherches antérieures ont démontré que la performance des ventilateurs tangentiels dépend essentiellement de la géométrie de la roue à aubes, ainsi que de la conception de l'enveloppe enrobant le ventilateur. Les modèles d'analyse de performance adoptés dans cette étude reposent sur le profil aérodynamique des pales, ainsi que sur les dimensions de la roue et de l'enveloppe. Dans cette section, on étudiera attentivement toutes les caractéristiques géométriques qui peuvent intervenir dans les approches proposées. Le ventilateur étudié dans ce travail est celui de Eck/Laing, cela est dû à sa popularité dans l'industrie européenne. La figure 3.1 représente la CAO de ce dernier.

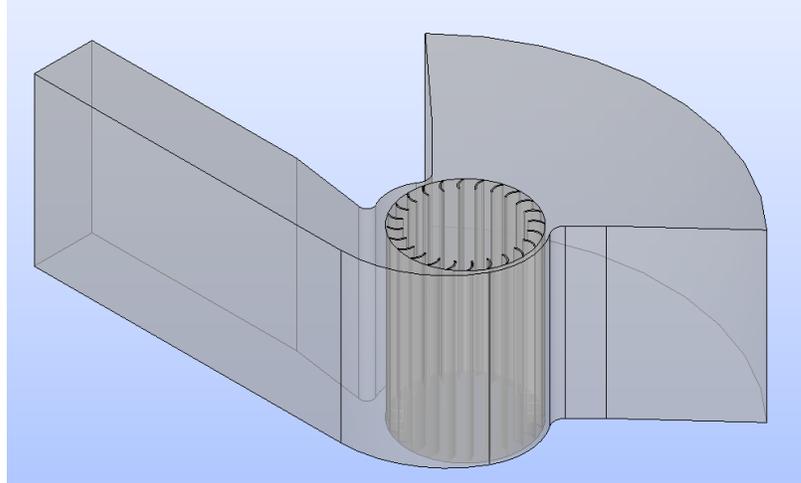


FIGURE 3.1 – CAO du ventilateur tangentiel de Eck/Laing

3.2.1 Géométrie de la roue à aubes

Les principales caractéristiques de la roue à aubes sont : la longueur, les rayons interne et externe, le nombre d'ailettes qu'elle comprend, ainsi que le profil aérodynamique des pales. Le ventilateur de Eck/Laing renferme 24 ailettes dont les rayons interne et externe sont égaux à 60.96mm et 76.20mm respectivement. La longueur de la roue est le principal paramètre qui régle la quantité de l'air aspiré, plus la longueur est grande, plus le débit est important. Toutefois, une longueur très importante pourra provoquer une décentralisation du vortex formé dans son enceinte, ce qui influencera négativement sa performance. La longueur de la roue à aubes du ventilateur de Eck/Laing est de 228.60mm. La figure 3.2 illustre une demi coupe transversale de la roue à aubes.

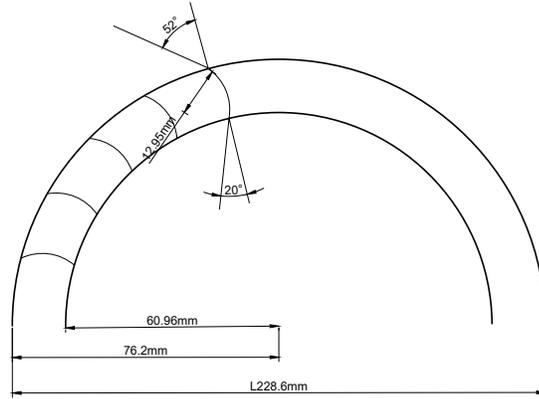


FIGURE 3.2 – Les principales dimensions du rotor

3.2.2 Profil aérodynamique des ailettes

Contrairement à d'autres géométries plus complexes, les ailettes du ventilateur tangentiel sont généralement des arcs de cercle, ce qui rend leur étude plus simple. Elles sont définies par les angles interne et externe, ainsi que par le rayon de l'arc et par son angle. Connaissant ces paramètres, l'angle de cambrure θ' et l'angle de décalage γ peuvent être déduits. Les figures 3.3, 3.4 et 3.5 montrent les principaux paramètres géométriques du ventilateur, leurs expressions trigonométriques sont généralement les mêmes, et sont données par les équations (3.2.1)-(3.2.9) :

$$R_b = \frac{R_{out}^2 - R_{in}^2}{2(R_{in} \sin \beta'_{in} + R_{out} \sin \beta'_{out})} \quad (3.2.1)$$

$$R_\omega = \sqrt{R_b^2 + R_{out}^2 - 2R_{out}R_b \sin \beta'_{out}} \quad (3.2.2)$$

$$\alpha_1 = \arctan \frac{R_b \cos \beta_{in}}{R_{in} + R_b \sin \beta_{in}} \quad (3.2.3)$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{R_b \cos \beta_{out}}{R_{out} - R_b \sin \beta_{out}} \quad (3.2.4)$$

$$\alpha' = \alpha_1 - \alpha_2 \quad (3.2.5)$$

$$\alpha_b = \beta'_{out} + \beta'_{in} + \alpha_1 - \alpha_2 \quad (3.2.6)$$

$$corde = 2R_b \sin \frac{\alpha_b}{2} \quad (3.2.7)$$

$$\gamma = \arccos \frac{R_{out} \cos \alpha' - R_{in}}{corde} \quad (3.2.8)$$

$$\theta' = \beta'_{in} + \beta'_{out} + \alpha' \quad (3.2.9)$$

En considérant qu'une ailette est figée de telle manière à ce que son bout interne soit compris dans l'axe des ordonnées Y, on peut alors définir les coordonnées du centre de l'arc de l'ailette ω dans le repère cartésien dont le centre O est confondu avec le centre du rotor :

$$\begin{cases} x_\omega = -R_\omega \sin\alpha_1 \\ y_\omega = R_\omega \cos\alpha_1 \end{cases}$$

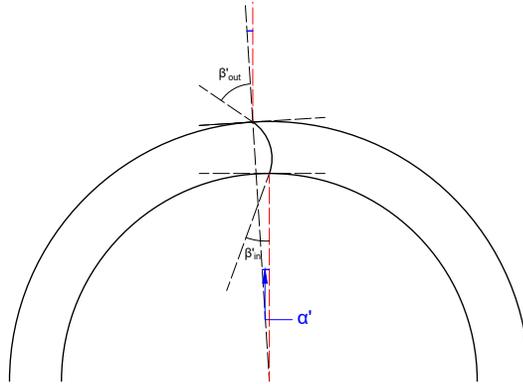


FIGURE 3.3 – Les angles interne et externe de l'ailette (β_{in} et β_{out})

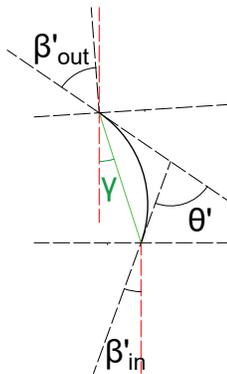


FIGURE 3.4 – Angle de cambrure θ' et angle de décalage γ

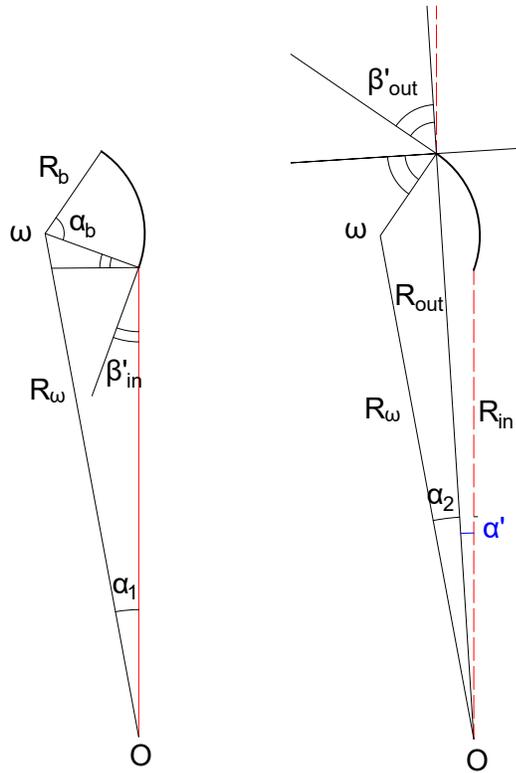


FIGURE 3.5 – Les principaux triangles servant à déterminer les angles caractérisant l’ailette

3.2.3 Géométrie de l’enveloppe

Le vortex excentrique formé à l’intérieur du rotor, ainsi que les petites vorticités créées aux extrémités des parois ont un impact significatif sur les arcs de passage à l’aspiration et au refoulement (S_{suc} et S_{dis}). Il est difficile de calculer correctement la longueur de l’arc car la taille et la position des tourbillons sont constamment erratiques, et il n’existe aucune approche qui prédit les vorticités produites. Il est donc nécessaire de mettre en place une approximation géométrique qui se rapproche le mieux de la longueur des arcs sans tenir compte des caractéristiques des tourbillons. L’approximation de ces quantités est nécessaire pour analyser la ligne de courant moyenne et pour appliquer les principes de grille d’aubes de Howell au ventilateur tangentiel. Les longueurs des arcs de passage sont approximés comme suit :

$$S_{1,suc} = R_{out}(\pi - \theta_{rear,suc} - \theta_{vor,suc}) \quad (3.2.10)$$

$$S_{2,suc} = R_{in}(\pi - \theta_{rear,suc} - \theta_{vor,suc}) \quad (3.2.11)$$

$$S_{1,dis} = R_{in}(\pi - \theta_{rear,dis} - \theta_{vor,dis}) \quad (3.2.12)$$

$$S_{2,dis} = R_{out}(\pi - \theta_{rear,dis} - \theta_{vor,dis}) \quad (3.2.13)$$

Les angles $\theta_{rear,suc}$, $\theta_{vor,suc}$, $\theta_{rear,dis}$ et $\theta_{vor,dis}$ sont illustrés dans la Figure 3.6 et ont les valeurs suivantes :

$$\theta_{rear,suc} = 40^\circ, \theta_{vor,suc} = 19^\circ, \theta_{rear,dis} = 20^\circ, \text{ et } \theta_{vor,dis} = 34^\circ.$$

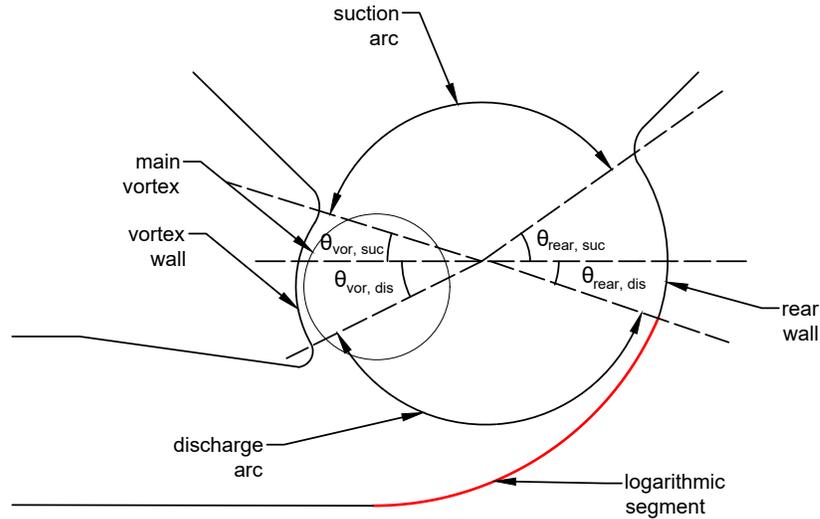


FIGURE 3.6 – Les approximations géométriques des arcs d'aspiration et de refoulement

3.3 Courbes caractéristiques de l'évolution de pression

Les principales caractéristiques des turbomachines sont les courbes de l'évolution de pression totale et statique ψ_{tot} et ψ_{stat} en fonction du coefficient de débit ϕ . Les coefficients de pression sont calculés essentiellement à partir des triangles de vitesse :

$$\Delta P_{Euler} = \rho \left((c_{2\theta,suc} U_{in} - c_{1\theta,suc} U_{out}) + (c_{2\theta,dis} U_{out} - c_{1\theta,dis} U_{in}) \right) \quad (3.3.1)$$

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{id} - (\Delta P_{loss,suc} + \Delta P_{loss,dis}) \quad (3.3.2)$$

$$\Delta P_{stat} = \Delta P_{tot} - \frac{1}{2} \rho c_{exit,dif}^2 \quad (3.3.3)$$

Les coefficients de pression et de débit sont calculés comme suit :

$$\phi = \frac{Q}{2U_{out} R_{out} L} \quad (3.3.4)$$

$$\psi_{Euler} = \frac{\Delta P_{id}}{\frac{1}{2} \rho U_{out}^2} \quad (3.3.5)$$

$$\psi_{loss} = \frac{\Delta P_{loss,suc} + \Delta P_{loss,dis}}{\frac{1}{2} \rho U_{out}^2} \quad (3.3.6)$$

$$\psi_{tot} = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{1}{2} \rho U_{out}^2} \quad (3.3.7)$$

$$\psi_{stat} = \frac{\Delta P_{stat}}{\frac{1}{2} \rho U_{out}^2} \quad (3.3.8)$$

ΔP_{loss} sont les pertes de charge totales dans le ventilateur tangentiel. Pour prédire les courbes de performance de ces ventilateurs, on utilisera dans le présent chapitre deux modèles de pertes distincts : des corrélations pour les pompes et les compresseurs centrifuges ([35] et [36] respectivement), et les principes de grille d'aubes de Howell[12]. Les résultats théoriques seront validés par des essais expérimentaux.

3.4 Modèle de Perte : Analyse de la ligne de Courant moyenne

3.4.1 Présentation du modèle

Dans le but d'évaluer les performances des ventilateurs tangentiels, une approche de prédiction basée sur l'analyse du flux moyen par des corrélations de pertes empiriques

a été conçue. Les capacités prédictives du modèle ont été vérifiées par les données expérimentales issues de bancs d'essais de ventilateurs.

L'analyse de la ligne de courant moyenne est une analyse unidimensionnelle dans laquelle le débit est supposé être uniformément réparti sur la section transversale du passage d'écoulement et seules les caractéristiques globales de la performance de la machine sont modélisées, sans tenir compte du comportement de l'air à l'intérieur de la machine.

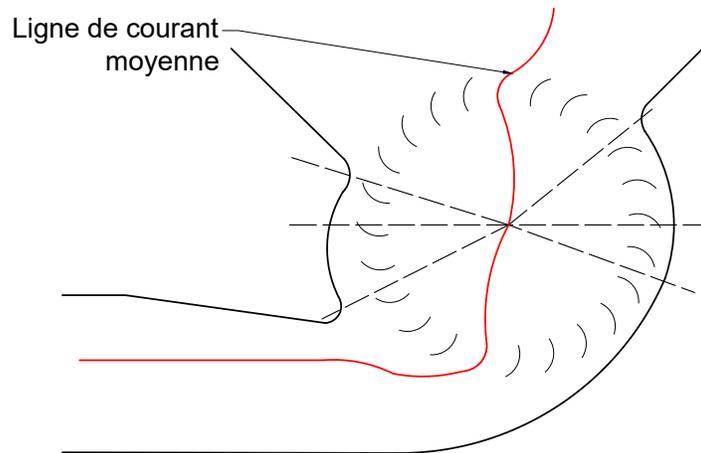


FIGURE 3.7 – Ligne de courant moyenne

Les triangles de vitesse dans les zones d'aspiration et de refoulement doivent d'abord être identifiés afin d'utiliser cette approche de prédiction. Les composantes tangentielles de vitesse dans chaque région sont calculées à partir de la vitesse radiale et de la vitesse de rotation de la roue. Les composantes radiales de vitesse sont calculées sur les arcs de passage de l'air. Cette méthode ne prend pas en considération la déviation de l'air de la paroi de l'ailette, ainsi, les angles relatifs de l'écoulement sont égaux aux angles des aubes aux extrémités. La condition d'écoulement de sortie de la roue, ou la composante de vitesse tangentielle à la position (dis), peut être approximée en utilisant la formule du facteur de glissement de Stodola [37], tout en notant que le

calcul des autres composantes de vitesse dans même triangle ne prend pas en considération ce phénomène de glissement. Les triangles de vitesse d'admission et de sortie d'un ventilateur tangentiel sont représentés respectivement sur la Figure 3.8.

3.4.2 Calcul des vitesses

Afin de tracer les triangles de vitesse, un débit sera imposé, puis le flux de l'air sera supposé équitablement réparti sur le long des arcs de passage. La composante radiale de la vitesse sera donc égale à $c_r = \frac{Q}{L \times S}$, où S est la longueur de l'arc de passage. Les triangles sont alors dessinés comme suit :

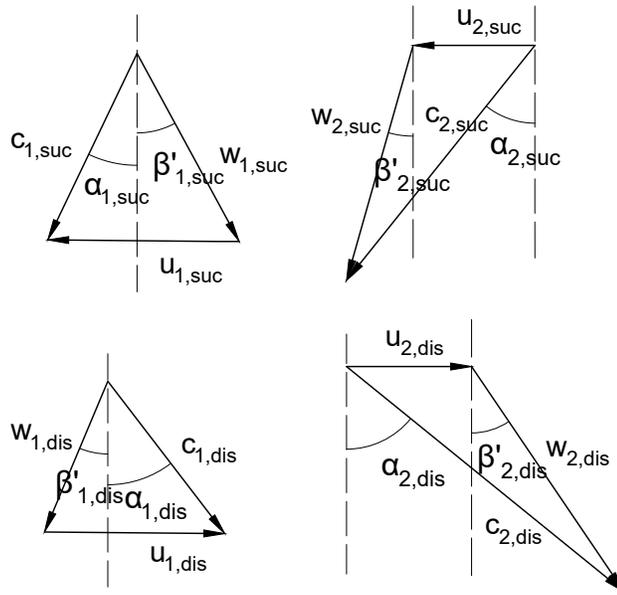


FIGURE 3.8 – Triangles de vitesse selon l'approche de la ligne de courant moyenne

Les vitesses et les angles dans chaque régions sont écrits sous forme :

$$c_{1r,suc} = \frac{2 \times U_{out} \times R_{out} \times \phi}{S_{1,suc}} \quad (3.4.1)$$

$$c_{2r,suc} = \frac{R_{out}}{R_{in}} c_{1r,suc} \quad (3.4.2)$$

$$c_{1r,dis} = \frac{S_{2,suc}}{S_{1,dis}} \frac{R_{out}}{R_{in}} c_{1r,suc} \quad (3.4.3)$$

$$c_{2r,dis} = \frac{S_{2,suc}}{S_{1,dis}} c_{1r,suc} \quad (3.4.4)$$

$$w = c_r \times \tan \beta' \quad (3.4.5)$$

$$c_\theta = U - c_r \times \beta' \quad (3.4.6)$$

$$c = \sqrt{c_r^2 + c_\theta^2} \quad (3.4.7)$$

$$\alpha = \arctan \left(\frac{S}{2 \times R \times \phi} - \tan \beta' \right) \quad (3.4.8)$$

$$(3.4.9)$$

3.4.3 Les pertes dans les turbomachines

Plusieurs corrélations dans diverses turbomachines ont été établies afin de quantifier les pertes de pression à travers ces dernières. Dans cette étude, nous avons regroupé plusieurs modèles relatifs aux pompes et aux compresseurs centrifuges et les avons appliqués au ventilateur tangentiel, cela est dû aux similarités qu'il partage avec ces machines rotatives. La perte du bec de volute comprend l'expansion, l'élargissement et les pertes par frottement, tandis que les mécanismes de perte dans la roue à aubes comprennent les pertes par incidence et par frottement.

La perte de pression totale dans la machine est exprimée par :

$$\Delta P_{loss} = \sum \Delta H_{loss} \times \rho g \quad (3.4.10)$$

Pertes par frottement

Ces pertes de charge sont liées aux frottements du fluide en mouvement avec les parois internes de la machine. Ces dissipations sont produites dans les canaux inter-aubages, ainsi que dans le diffuseur à la sortie.

Premier étage [38] :

$$\Delta H_{sf} = \frac{2C_f}{g} \frac{L_{bl}}{D_{hyd}} \bar{w}^2 \quad (3.4.11)$$

Deuxième étage [38] :

$$\Delta H_{sf} = \frac{2C_f}{g} \frac{L_{bl}}{D_{hyd}} \bar{w}^2 \quad (3.4.12)$$

Diffuseur :

$$\Delta H_{vol,sf} = 0.35 C_{f,vol} \frac{S_{vol}}{A_{thr}} \frac{c_{exit}^2}{2g} \quad (3.4.13)$$

A noter que :

$$\bar{w} = \frac{(c_{1,suc} + c_{2,suc} + w_{1,suc} + 2w_{mid,suc} + 3w_{2,suc})}{8} \text{ pour le 1}^{er} \text{ étage [38, 36], et ;}$$

$$\bar{w} = \frac{(w_{1,dis} + w_{mid,dis} + 2w_{2,dis})}{4} \text{ pour le 2}^{\text{ème}} \text{ étage [38, 35].}$$

Calcul du coefficient de friction

Cette méthode est proposée par Aungier [39] pour calculer les pertes à l'intérieur des turbomachines. D'abord, on définira le nombre de Reynolds comme étant :

$$Re_D = \frac{\rho \times w_m \times h_{bl}}{\mu} \quad (3.4.14)$$

Pour $Re_D \leq 2000$:

Dans ce cas, l'écoulement est considéré laminaire, et le coefficient de friction est calculé selon la relation :

$$C_{fr} = C_l = \frac{16}{Re_D} \quad (3.4.15)$$

Pour $Re_D \geq 4000$:

Pour un Reynolds supérieur à 4000, un autre nombre de Reynolds est introduit Re_e :

$$Re_e = (Re_D - 2000) \frac{k_s}{D_{hyd}} \quad (3.4.16)$$

— $Re_e < 60$:

$$C_{sf} = C_t = C_{t,s} \quad (3.4.17)$$

— $Re_e \geq 60$:

$$C_{sf} = C_t = C_{t,s} + (C_{t,r} - C_{t,s}) \left(1 - \frac{60}{Re_e}\right) \quad (3.4.18)$$

Les coefficients de friction du régime turbulent pour les surfaces lisses et rugueuses ($C_{t,s}$ et $C_{t,r}$ respectivement) sont calculés par le biais des formules suivantes. A noter que $C_{r,s}$ est obtenu par itération :

$$\frac{1}{\sqrt{C_{t,s}}} = -4 \log_{10} \left(\frac{1.255}{Re_D \sqrt{C_{t,s}}} \right) \quad (3.4.19)$$

$$\frac{1}{\sqrt{C_{t,r}}} = -4 \log_{10} \left(\frac{1}{3.71} \frac{k_s}{D_{hyd}} \right) \quad (3.4.20)$$

Pour $2000 < Re_D < 4000$

$$C_{sf} = C_{l(Re_D=2000)} - (C_{l(Re_D=2000)} - C_{t(Re_D=4000)}) \left(\frac{Re_D}{2000} - 1 \right) \quad (3.4.21)$$

Pertes par élargissement [40]

Il s'agit de la perte d'énergie due à l'élargissement soudain de la veine fluide. Cela entraîne la formation de tourbillons aux coins des parois élargies de l'écoulement. Il en résulte une perte de charge à travers cette transition.

$$\Delta H_{ent} = \frac{(c_{thr} - c_{2,dis})^2}{2g} \quad (3.4.22)$$

Pertes par expansion [40]

Également appelée la perte de Carnot, La chute de pression lors d'une expansion soudaine du fluide est principalement due au mélange de turbulence dans la zone de détente, elle se caractérise par la formule,

$$\Delta H_{exp} = 0.75 \frac{(c_{2\theta,dis} - c_{thr})^2 + c_{2r,dis}^2}{2g} \quad (3.4.23)$$

Pertes par re-circulation [36]

La recirculation est une inversion de l'écoulement aux pointes de refoulement des aubes de la roue à la sortie. Ce phénomène crée une perte de charge caractérisée par l'expression :

$$\Delta H_{rc} = 8.10^{-5} \frac{\sinh(3.5\alpha_{2,dis}^3) D_f^2 U_{out}^2}{g} \quad (3.4.24)$$

$$\text{Avec : } D_f = 1 - \frac{w_{2,dis}}{w_{1,dis}} + \frac{0.75 H_{Euler} / U_{out}^2}{\frac{w_{1,dis}}{w_{2,dis}} \frac{Z}{\pi(1-\frac{r_{in}}{r_{out}})} + 2 \frac{r_{in}}{r_{out}}}$$

Pertes par incidence [41]

Ces pertes sont dues aux chocs aux bout des ailettes à l'aspiration, elles sont caractérisées par l'équation :

$$\Delta H_{inc} = 0.7 \frac{w_{1\theta,suc}^2}{2g} \quad (3.4.25)$$

3.4.4 Phénomène de glissement

A la sortie du deuxième étage, une légère déviation est considérée. La vitesse de glissement U_{slip} est calculé selon l'approche de Stodola [37] :

$$U_{slip} = \frac{\pi \sin \beta_{2,dis}}{Z} U_{out} \quad (3.4.26)$$

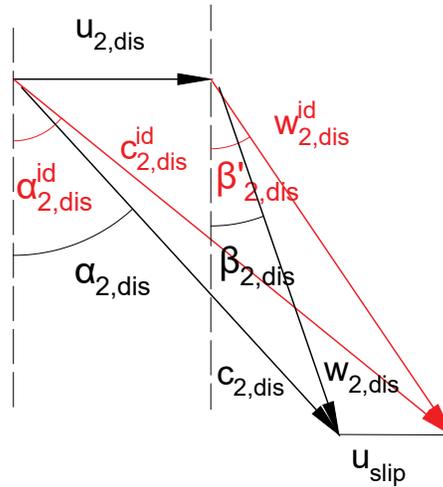


FIGURE 3.9 – Glissement de la particule fluide à la sortie du deuxième étage

Selon la Figure 3.9, les nouvelles valeurs des composantes de vitesse ainsi que celles des angles peuvent être calculées :

$$c_{2u} = c_{2u}^{id} - U_{slip}$$

$$w_{2u} = c_{2u} - U_2$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$$

$$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + w_{2r}^2}$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{w_{2u}}{w_{2r}}$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{c_{2u}}{c_{2r}}$$

Le pseudo-code suivant résume la méthodologie de l'analyse de la ligne de courant moyenne du ventilateur tangentiel :

Algorithme 1 : Modélisation des courbes caractéristiques de pression du ventilateur tangentiel en analysant la ligne de courant moyenne

- 1 Introduire les paramètres géométriques du ventilateur :
 $R_{in}, R_{out}, \beta_{in}, \beta_{out}, \theta_{vor,suc}, \theta_{vor,dis}, \theta_{rear,suc}, \theta_{rear,dis}, L, Z, h_{dif}$ et L_{dif}
 - 2 Définir la vitesse de rotation N
 - 3 Calculer $S_{1,suc}, S_{2,suc}, S_{1,dis}$ et $S_{2,dis}$ selon les équations 3.2.10, 3.2.11, 3.2.12 et 3.2.13
 - 4 **Pour** ($0.2 \leq \phi < 1.0$) **faire**
 - 5 Calculer les vitesses et les angles de l'écoulement à R_{in}, R_{mid} et R_{out} aux deux étages par les équations : (3.5.7)-(3.4.8)
 - 6 Calculer les vitesses à la sortie du deuxième en considérant le phénomène de glissement [37] (3.4.4)
 - 7 Calculer ΔP_{Euler} par l'équation (3.3.1)
 - 8 Calculer le nombre de Reynolds via l'équation (3.4.14)
 - 9 **si** $Re_D \leq 2000$ **alors**
 - 10 Calculer le coefficient de friction par la relation (3.4.15)
 - 11 **fin**
 - 12 **sinon si** $Re_D \geq 4000$ **alors**
 - 13 Calculer Re_e par l'expression (3.4.16)
 - 14 **si** $Re_e < 60$ **alors**
 - 15 Calculer le coefficient de friction par l'équation (3.4.17)
 - 16 **fin**
 - 17 **sinon**
 - 18 Calculer le coefficient de friction par l'expression (3.4.18)
 - 19 **fin**
 - 20 **fin**
-

20
21 **sinon**
22 └─ Calculer le coefficient de friction par l'expression (3.4.21)
23 Calculer la perte par frottement par les equations (3.4.11), (3.4.12) et (3.4.13)
24 Calculer la perte par incidence par l'équation (3.4.25)
25 Calculer la perte par élargissement par l'équation (3.4.22)
26 Calculer la perte par expansion par l'équation (3.4.23)
27 Calculer la perte par re-circulation par l'équation (3.4.24)
28 Déduire la perte de pression totale par l'équation (3.4.10)
29 Déduire les coefficients de pression ψ_{tot} et ψ_{stat} par les équations (3.3.7) et
30 (3.3.8)
31 Classer les valeurs de ψ_{tot} et ψ_{stat} pour la valeur actuelle de ϕ
31 $\phi = \phi + \Delta\phi$
32 Tracer les courbes $\psi_{tot} - \phi$ et $\psi_{stat} - \phi$

3.5 Principes de grille d'aubes de Howell appliqués aux ventilateurs tangentiels

3.5.1 Présentation du modèle

L'étude de la grille d'aubes est une méthodologie de dimensionnement très répandue dans le domaine des turbomachines. Au début du XX^{ème} siècle, A.R.Howell[12] fût le premier à poser des corrélations de grille d'aubes (cascade principes) liant les performances de la machine avec les performances nominales. L'objet de l'étude de Howell fût les compresseurs axiaux. C'est une étude bidimensionnelle de l'écoulement de l'air à travers le canal interaubage qui détermine les pertes de pression, en considérant essentiellement le profil aérodynamique des pales. Howell mit en place des courbes réduites aux conditions nominales qui permettent de déduire le coefficient de trainée ainsi que la déflexion de l'air en fonction de l'angle d'incidence. Les courbes tracées dans la figure 3.10 regroupent tous les types de turbomachines et permettent de déduire les courbes de l'évolution de pression.

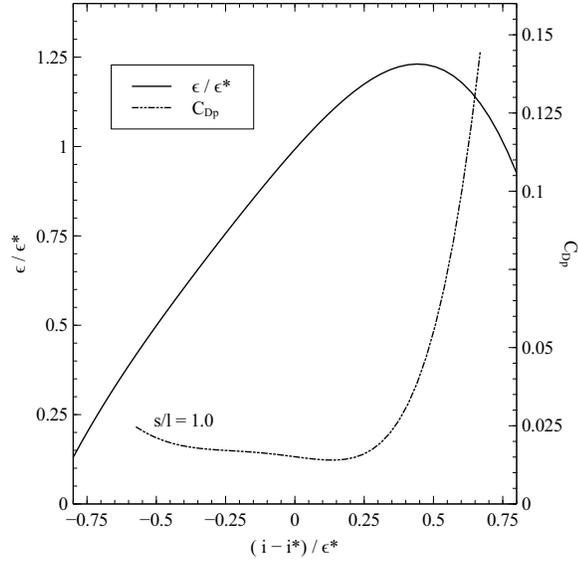


FIGURE 3.10 – La performance en off-design d'une cascade [12]

3.5.2 Méthodologie Numérique des principes de grille d'aubes

Les principes de cascades en turbomachines dépendent essentiellement de la géométrie des ailettes, ainsi que des angles d'incidence et de déflexion dans les conditions normales et nominales. Howell a considéré que les conditions nominales sont fixées à 80% de calage. Les angles sont mesurés par rapport à la direction axiale. Les angles absolus et relatifs de l'écoulement (α et β respectivement) sont définis algébriquement, l'angle β est considéré positif lorsque ce dernier a un sens opposé au sens de rotation (direction de U), et l'angle α est considéré positif lorsqu'il partage avec U la même direction. Les angles d'incidence i , de déviation δ et de déflexion ϵ sont définis comme suit :

$$i = \beta_1 - \beta'_1$$

$$\delta = \beta_2 - \beta'_2$$

$$\epsilon = \beta_1 - \beta_2$$

L'obtention des angles i , δ et ϵ dans les conditions nominales (i^* , δ^* et ϵ^*) est directement liée au profil aérodynamique de la pale indépendamment des conditions de fonctionnement. Comme ces angles dépendent les uns des autres, il est primordial de

déterminer dans un premier temps δ^* par le biais de la corrélation suivante :

$$\delta^* = m\theta' \left(\frac{s}{l}\right)^{1/2} \quad (3.5.1)$$

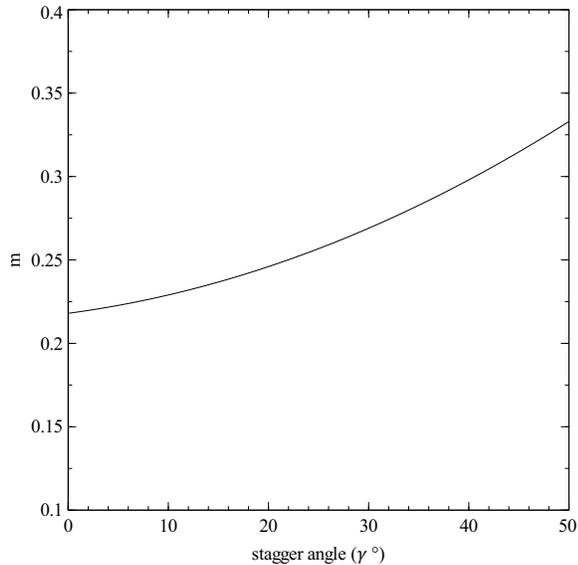


FIGURE 3.11 – Coefficient m en fonction de l'angle de décalage de la pale γ

Comme nous remarquons bien, la corrélation est en fonction de la géométrie de l'ailette : θ^* étant l'angle de cambrure, et s/l étant le rapport entre l'espace inter-aubage et la corde. m étant un coefficient déduit à partir de la figure 3.11. Par conséquent, l'angle relatif de l'écoulement sera égal à $\beta_2^* = \beta_2' + \delta^*$. La figure 3.12 permet de déterminer la déflexion optimale ϵ^* à partir de l'angle relatif de l'écoulement nominal. Il restera alors à déduire l'incidence optimale qui sera égale à : $i^* = \beta_2^* + \epsilon^* - \beta_1'$.

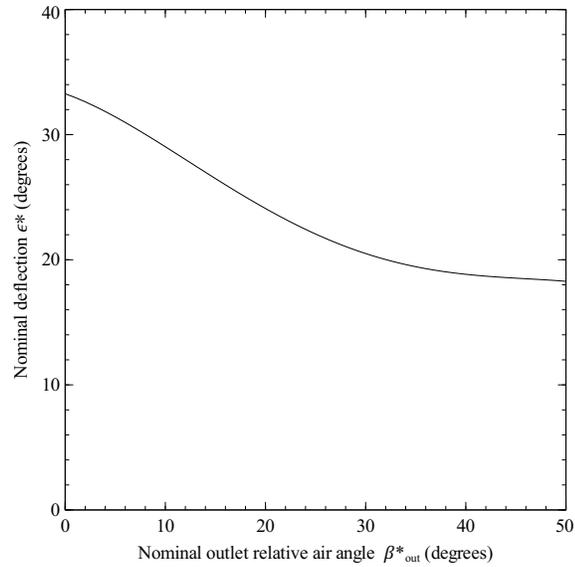


FIGURE 3.12 – Déflexion optimale ϵ^* en fonction de l'angle relatif de l'écoulement optimal β^*_{out}

Après avoir déduit i^* et ϵ^* , il est désormais possible de tracer les courbes de dimensionnement relatives à notre géométrie. La figure 3.13 illustre les courbes spécifique à la géométrie du ventilateur de Eck/Laing. L'expérience a montré que le second étage influence considérablement l'écoulement. De ce fait, les courbes de cet étage seront utilisées pour démontrer les performances des deux étages du ventilateur.

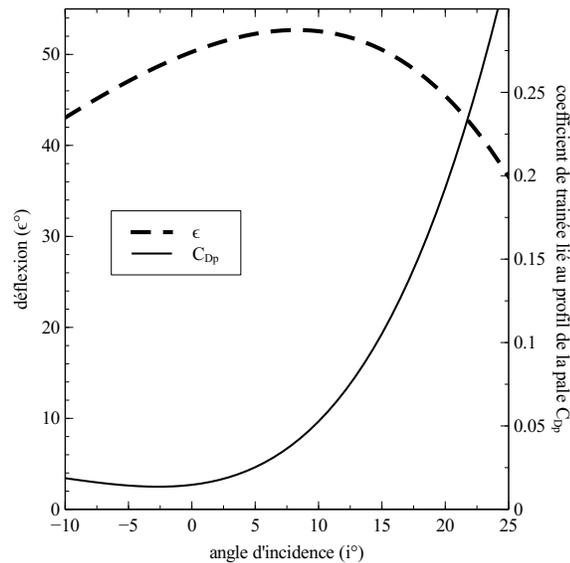


FIGURE 3.13 – Angle de déflexion ϵ et coefficient de traînée C_D en fonction de l'angle d'incidence i

Dans le modèle précédent de l'analyse de la ligne de courant moyenne, le coefficient de débit ϕ est varié puis l'évolution de pression est calculée. Néanmoins, dans la procédure de la grille d'aubes de Howell, c'est le coefficient $(i - i^*)/\epsilon^*$ qui est varié puis le débit calculé à partir de ce coefficient. Howell a indiqué que le domaine de fonctionnement normal est généralement couvert lorsque $(i - i^*)/\epsilon^*$ est compris entre -0.6 et 0.6.

Les formules de Howell [12] de déduction du débit à partir de l'angle de l'incidence dans les compresseurs axiaux sont explicites, car la vitesse de rotation U et la vitesse radiale c_r restent fixes le long de la trajectoire de la particule d'air. Toutefois, ces vitesses varient dans l'écoulement transversal de l'air dans ventilateur tangentiel. Nous avons donc proposé les approximations suivantes qui permettent de déduire la vitesse radiale à partir de l'angle d'incidence :

$$\begin{cases} \tan \beta_{1,suc} = \frac{u_{1,suc}}{c_{1r,suc}} - \tan \alpha_{1,suc} \\ \tan \beta_{2,suc} = \left(\frac{R_{in}}{R_{out}}\right)^2 \frac{u_{1,suc}}{c_{1r,suc}} - \tan \alpha_{2,suc} \end{cases} \quad (3.5.2)$$

Avec :

$$\beta_1 = \beta'_1 + i \quad (3.5.3)$$

$$\beta_2 = \beta_1 - \epsilon \quad (3.5.4)$$

On obtient alors :

$$\tan \beta_{1,suc} - \left(\frac{R_{out}}{R_{in}}\right)^2 \tan \alpha_{2,suc} + \tan \alpha_{1,suc} - \left(\frac{R_{out}}{R_{in}}\right)^2 \tan \beta_{2,suc} = 0 \quad (3.5.5)$$

On suggère dans ce cas :

$$\underbrace{\tan \beta_{1,suc} - \left(\frac{R_{out}}{R_{in}}\right)^2 \tan \alpha_{2,suc}}_0 + \underbrace{\tan \alpha_{1,suc} - \left(\frac{R_{out}}{R_{in}}\right)^2 \tan \beta_{2,suc}}_0 = 0 \quad (3.5.6)$$

Toutes ces hypothèses nous mènent vers la conclusion suivante :

$$c_{1r,suc} = \frac{u_1}{\tan \beta_{1,suc} + \left(\frac{R_{out}}{R_{in}}\right)^2 \tan \beta_{2,suc}} \quad (3.5.7)$$

L'équation (3.5.7) exprimant $c_{1r,suc}$ a révélé une précision très satisfaisante lors de la modélisation des caractéristiques de performance du ventilateur. Le reste des composantes de vitesse à l'entrée et à la sortie de l'étage ainsi que les angles de l'écoulement sont calculés comme suit :

$$w_1 = c_{1r,suc} \times \tan \beta_{1,suc} \quad (3.5.8)$$

$$c_{1\theta,suc} = U_{1,suc} - c_{1r,suc} \times \beta_{1,suc} \quad (3.5.9)$$

$$c_1 = \sqrt{c_{1r,suc}^2 + c_{1\theta,suc}^2} \quad (3.5.10)$$

$$\alpha_{1,suc} = \arctan \left(\frac{S_{1,suc}}{2 \times R_{1,suc} \times \phi} - \tan \beta_{1,suc} \right) \quad (3.5.11)$$

$$c_{2r,suc} = \frac{c_{1r,suc} \times R_{out}}{R_{in}} \quad (3.5.12)$$

$$c_{2\theta,suc} = U_{2,suc} - c_{2r,suc} \times \beta_{2,suc} \quad (3.5.13)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2r,suc}^2 + c_{2\theta,suc}^2} \quad (3.5.14)$$

$$\alpha_{2,suc} = \arctan \left(\frac{S_{2,suc}}{2 \times R_{2,suc} \times \phi} - \tan \beta_{2,suc} \right) \quad (3.5.15)$$

$$\beta_{m,suc} = \arctan \left(\frac{\tan \beta_{1,suc} + \tan \beta_{2,suc}}{2} \right) \quad (3.5.16)$$

Afin de faire le lien entre le premier et le second étage, on a supposé que le moment cinétique est gardé constant, ce qui nous permet d'écrire : $c_{2\theta,suc} = c_{1\theta,dis}$, on peut écrire dans ce cas :

$$\beta_{1,dis} = \arctan \left(\frac{S_{1,suc}}{S_{2,dis}} \tan \beta_{2,suc} \right) \quad (3.5.17)$$

L'angle d'incidence, l'angle de déflexion et l'angle relatif de l'écoulement à la sortie de cet étage peuvent donc être déduits :

$$i_{dis} = \beta_{1,dis} - \beta'_{1,dis} \quad (3.5.18)$$

$$\epsilon_{dis} = f(i_{dis}) \text{ (figure 3.13)} \quad (3.5.19)$$

$$\beta_{2,dis} = \beta_{1,dis} - \epsilon_{dis} \quad (3.5.20)$$

Les vitesses et les angles de l'écoulement dans l'étage sont calculés de la même manière que dans le premier étage, en se servant des équations (3.5.8)-(3.5.16).

Afin de tracer les courbes de pression de la machine, il est nécessaire de définir la perte de pression à travers les deux étages. La perte de pression est déduite à partir du coefficient de traînée et des vitesses et angles calculés précédemment :

$$\Delta P_{loss,suc} = \frac{1}{2} \rho w_{1,suc}^2 \frac{C_{D,suc}}{s/l} \frac{\cos^2 \beta_{1,suc}}{\cos^3 \beta_{m,suc}} \quad (3.5.21)$$

$$\Delta P_{loss,dis} = \frac{1}{2} \rho w_{1,dis}^2 \frac{C_{D,dis}}{s/l} \frac{\cos^2 \beta_{1,dis}}{\cos^3 \beta_{m,dis}} \quad (3.5.22)$$

En réalité, le coefficient de trainée C_D est une combinaison de plusieurs composants :

$$C_D = C_{D_p} + C_{D_a} + C_{D_s} \quad (3.5.23)$$

avec :

- C_{D_p} étant le coefficient relatif au profil aérodynamique de la pale. Il est défini à partir de la courbe 3.13 en fonction de l'angle d'incidence (i).
- C_{D_a} représente des pertes additionnelles liées aux frottement avec les parois internes des pales, exprimé comme :

$$C_{D_a} = 0.20s/h_b \quad (3.5.24)$$

- C_{D_s} est un coefficient secondaire qui prend en compte les vorticités et turbulences aux parois de l'ailette, qui est égal à :

$$C_{D_s} = 0.018C_L^2 \quad (3.5.25)$$

C_L étant le coefficient de portance écrit sous la forme suivante :

$$C_L = 2 \frac{s}{l} \frac{\tan \beta_1 - \tan \beta_2}{\cos \beta_m}$$

Les vitesses étant calculées, il est désormais possible d'exploiter les équations (3.3.1)-(3.3.8) afin d'obtenir l'évolution de la pression idéale d'Euler (ΔP_{Euler} et ψ_{Euler}), l'évolution de la pression totale (ΔP_{tot} et ψ_{tot}) et l'évolution de la pression statique (ΔP_{stat} et ψ_{stat}). A partir de ces valeurs, les courbes caractéristiques de pression du ventilateur tangentiel $\psi_{tot} - \phi$ et $\psi_{stat} - \phi$ seront tracées. La méthodologie de calcul de l'évolution de la pression totale et de la pression statique en utilisant les principes de grille d'aubes de Howell est résumée dans le pseudo-code suivant :

Algorithme 2 : Modélisation des courbes caractéristiques de pression du ventilateur tangentiel en utilisant les principes de grille d’aubes de Howell

- 1 Introduire les paramètres géométriques du ventilateur :
 $R_{in}, R_{out}, \beta_{in}, \beta_{out}, \theta_{vor,suc}, \theta_{vor,dis}, \theta_{rear,suc}, \theta_{rear,dis}, L, Z$ et h_{dif}
- 2 Définir la vitesse de rotation N
- 3 Calculer $S_{1,suc}, S_{2,suc}, S_{1,dis}$ et $S_{2,dis}$ selon les équations 3.2.10, 3.2.11, 3.2.12 et 3.2.13
- 4 Calculer les caractéristiques géométriques de l’aube : l’angle de cambrure θ' , l’angle de décalage γ et la corde de l’arc selon les équations : (3.2.9), (3.2.8) et (3.2.7) respectivement
- 5 Dédurre le coefficient m à partir de la courbe 3.11
- 6 Calculer la déviation nominale à partir de l’équation (3.5.1)
- 7 Dédurre les angles $\beta_{out}^*, \epsilon^*$ et i^* pour le deuxième étage du ventilateur tangentiel
- 8 Dédurre les courbes off-design du deuxième étage (figure 3.13) à partir des courbes réduites aux conditions nominales (figure 3.10)
- 9 Définir $x = \frac{i_{suc}-i^*}{\epsilon^*}$
- 10 **Pour** ($-0.8 \leq x \leq 0.8$) **faire**
 - 11 **/* Calcul des vitesses au premier étage */**
 - 12 $i_{suc} = x \times \epsilon^* + i^*$
 - 13 Tirer $\epsilon_{suc} = f(i_{suc})$ à partir du graphe 3.13
 - 14 Calculer $\beta_{1,suc}$ et $\beta_{2,suc}$ à partir des équations (3.5.3) et (3.5.4)
 - 15 Calculer la composante normale de la vitesse $c_{1r,suc}$ par le biais de l’équation (3.5.7)
 - 16 Dédurre le coefficient de débit ϕ , les composantes de vitesse, et les angles de l’écoulement à l’entrée et à la sortie de l’étage (équations : de (3.5.8) à (3.5.16))
 - 17 **/* Calcul des vitesses au deuxième étage */**
 - 18 Calcul de $\beta_{1,dis}$ selon l’équation (3.5.17)
 - 19 Tirer l’angle d’incidence i_{dis} du deuxième étage via l’équation (3.5.18)
 - 20 Dédurre $\epsilon_{dis} = f(i_{dis})$ à partir de la courbe 3.13
 - 21 Calculer les composantes de vitesse et les angles de l’écoulement par les mêmes relations utilisées dans le premier étage (équations (3.5.8)-(3.5.16))
 - 22 **/* Calcul de la pression idéale */**
 - 23 Calculer l’évolution de la pression idéale ΔP_{Euler} par l’équation (3.3.1)
 - 24 Calculer le coefficient de la pression idéale d’Euler ψ_{Euler} par l’expression (3.3.5)

```

24
25 /* Calcul de la perte de pression à travers les deux étages */
26 Tirer  $C_{D_{P,suc}} = f(i_{suc})$  et  $C_{D_{P,dis}} = f(i_{dis})$  à partir de la courbe 3.13
27 Calculer  $C_{D_a}$  et  $C_{D_s}$  à partir des équations (3.5.24) et (3.5.25)
28 Dédire  $C_{D,suc}$  et  $C_{D,dis}$  à partir de l'équation (3.5.23)
29 Calculer la perte de pression dans les deux étages  $\Delta P_{loss,suc}$  et  $\Delta P_{loss,dis}$  par
    les équations (3.5.21) et (3.5.22)
30 /* Calcul de l'évolution de la pression totale et statique */
31 Calculer  $\Delta P_{tot}$  et  $\Delta P_{stat}$  par les équations (3.3.2) et (3.3.3)
32 Dédire les coefficients de pression  $\psi_{tot}$  et  $\psi_{stat}$  par les équations (3.3.7) et
    (3.3.8)
33 Classer les valeurs de  $\psi_{tot}$  et  $\psi_{stat}$  pour la valeur actuelle de  $\phi$ 
34  $x = x + \Delta x$ 
35 Tracer les courbes  $\psi_{tot} - \phi$  et  $\psi_{stat} - \phi$ 

```

3.6 Conclusion

L'efficacité des ventilateurs tangentiels n'étant pas encore démontrée, les modèles de perte représentent une bonne alternative de prédiction des courbes de pression. L'analyse de la ligne de courant moyenne repose sur la connaissance des composantes de vitesse à l'entrée et à la sortie de chaque étage, et sur les caractéristiques géométriques de la machine. D'autre part, les principes de grille d'aubes sont des corrélations semi-empiriques qui se focalisent sur l'aérodynamique des pales et sur la géométrie de l'enveloppe. Ces deux méthodologies sont d'une grande utilité pour les ventilateurs tangentiels, car elles n'imposent pas la connaissance du champ de l'écoulement interne qui est d'une très grande complexité.

Chapitre 4

Modélisation du Rendement du Ventilateur Tangentiel de Eck/Laing

Sommaire

4.1	Introduction	66
4.2	Modèle général du rendement du ventilateur tangentiel	67
4.3	Résultats du modèle du rendement en considérant un vortex de taille fixe	68
4.4	Modélisation du rendement en étudiant la variation de la taille du vortex	69
4.4.1	Introduction	69
4.4.2	L'optimisation par essaim particulaire	70
4.4.3	Simulation numérique de l'écoulement interne	76
4.5	Formulation finale du rendement	83
4.6	Conclusion	86

4.1 Introduction

Le rendement d'une turbomachine est une caractéristique essentielle, toutefois, le rendement du ventilateur tangentiel de Eck/Laing n'a pas été démontré. Dans une première étape, on estimera le rendement du ventilateur tangentiel en considérant que

le vortex formé à l'intérieur de son enceinte est d'une taille fixe. Ensuite, on exposera une méthode d'investigation du rendement en jumelant un calcul d'optimisation et une simulation numérique de l'écoulement, ceci afin d'étudier la variation de la taille de la zone de recirculation en fonction du débit, et d'améliorer la précision du modèle proposé pour la prédiction du rendement du ventilateur tangentiel.

4.2 Modèle général du rendement du ventilateur tangentiel

La forme générale du rendement du ventilateur tangentiel est proposée par Dang et Bushnell [3], et est donnée par l'expression :

$$\eta_{tot} = \eta_{th} = \frac{\phi\psi_{tot}}{\lambda_{rot} + \lambda_{vor}} \quad (4.2.1)$$

avec :

$$\lambda_{rot} = \phi(\psi_{Euler} + \psi_{loss}) \quad (4.2.2)$$

$$\lambda_{vor} = \psi_{Euler} \frac{k_{vor} r_{vor}}{R_{out}} \left(\frac{c_{2,suc} + c_{1,suc} + c_{2,dis}}{3U_{out}} \right)^2 \quad (4.2.3)$$

- λ_{rot} étant la puissance nécessaire pour tourner la roue ;
- λ_{vor} étant la puissance absorbée par le vortex ;
- r_{vor} étant le rayon moyen de la zone de vorticité ;
- k_{vor} étant un coefficient d'ajustement dépendant de la géométrie du ventilateur.

D'après les équations ci-dessus, on remarque que le rendement est fortement dépendant de la taille du vortex qui se forme à l'intérieur de la roue à aubes, ainsi que d'un coefficient qui est relaté à la géométrie. Modéliser le rendement se résumera donc à déterminer le couple (k_{vor}, r_{vor}) qui satisfait le rendement mesuré lors de l'expérience. La méthodologie nécessite donc la connaissance de la taille du vortex afin de tracer la courbe du rendement.

4.3 Résultats du modèle du rendement en considérant un vortex de taille fixe

Afin de modéliser le rendement, nous avons supposé dans un premier temps que le vortex est de forme elliptique et d'une taille fixe, $(R_{out} - R_{in})$ ainsi que $2(R_{out} - R_{in})$ étant respectivement ses rayons mineur et majeur (figure 4.1).

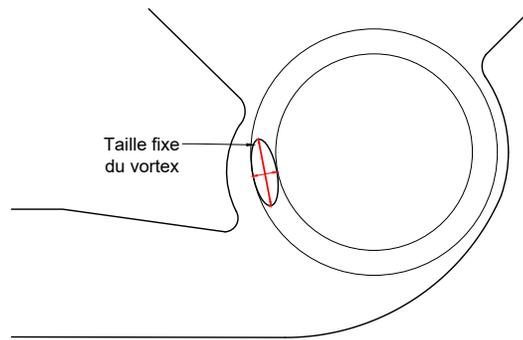


FIGURE 4.1 – Hypothèse de la taille fixe du vortex.

Lors de l'utilisation de ces paramètres dans l'équation (4.2.1) du ventilateur Eck/Laing, il convient de souligner que la courbe du rendement générée avait la même allure que les essais expérimentaux, mais ne coïncidait pas avec eux lorsque le coefficient de débit varie entre 0.2 et 0.5 ; Voir la Figure 4.2. Ce résultat nous mène à explorer le champ de l'écoulement interne avec plus de précision, et développer une méthode générale pour obtenir la formulation adéquate du rendement pour ce genre de machine.

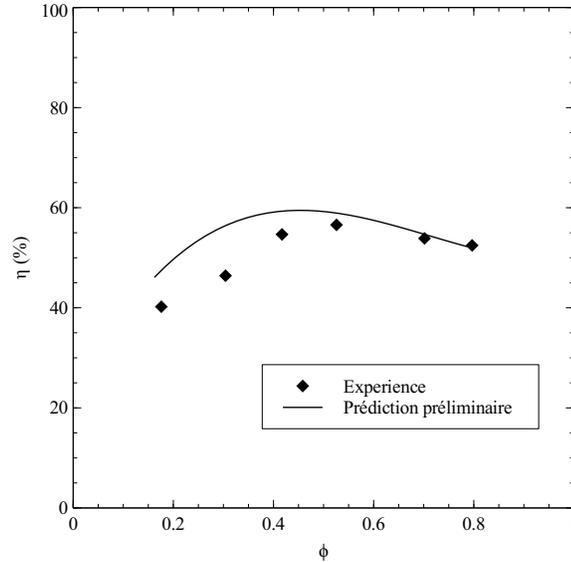


FIGURE 4.2 – Prédiction préliminaire du rendement avec un vortex de taille fixe.

4.4 Modélisation du rendement en étudiant la variation de la taille du vortex

4.4.1 Introduction

Dans les sections antérieures, nous avons déduit que l'efficacité du ventilateur tangentiel est directement lié à la taille du vortex excentrique qui se forme au sein de la roue. Nous avons donc attribué des dimensions fixes à ce vortex de forme elliptique. Les résultats du rendement en admettant ces hypothèses ne correspondaient pas aux essais expérimentaux aux faibles et moyens débits. Dans cette section, nous approfondirons l'étude de l'écoulement interne afin de modéliser le rendement du ventilateur. Nous déduirons la taille du vortex en fonction du débit en nous servant des simulations numériques de l'écoulement interne. Enfin, en utilisant l'algorithme d'optimisation par essaim particulaire (PSO), en sera en position de proposer une nouvelle formulation du rendement qui prend en considération la variation de la taille du vortex en fonction du débit.

4.4.2 L'optimisation par essaim particulaire

Présentation de l'algorithme de PSO

L'optimisation par essaim particulaire (Particle Swarm Optimization, PSO) remonte en 1987 lorsque Reynolds présenta une simulation de particules ressemblant à des volées d'oiseaux. Dans cette simulation, chaque particule ou agent s'efforce d'éviter de trop s'approcher de ses voisins et se dirige vers le cap moyen du troupeau tout en maintenant sa position. Plus tard, Kennedy et Eberhart [42] ont modifié quelques paramètres de simulation et ont développé le concept d'optimisation des essaims de particules. Chaque particule se rappelait du meilleur emplacement qu'elle avait par rapport à l'optimum global et communiquait cette connaissance aux autres. Dans un espace de recherche bidimensionnel simple, les particules évoluent comme illustré sur la figure 4.3. Le but du mécanisme d'optimisation est de maximiser une fonction objectif (F) ou de minimiser ($-F$). le vecteur \vec{X}'_i est une solution potentielle de $\min(-F)$ lorsqu'il vérifie l'inégalité : $\min(-F(\vec{X}'_i)) < \min(-F(\vec{X}_i))$.

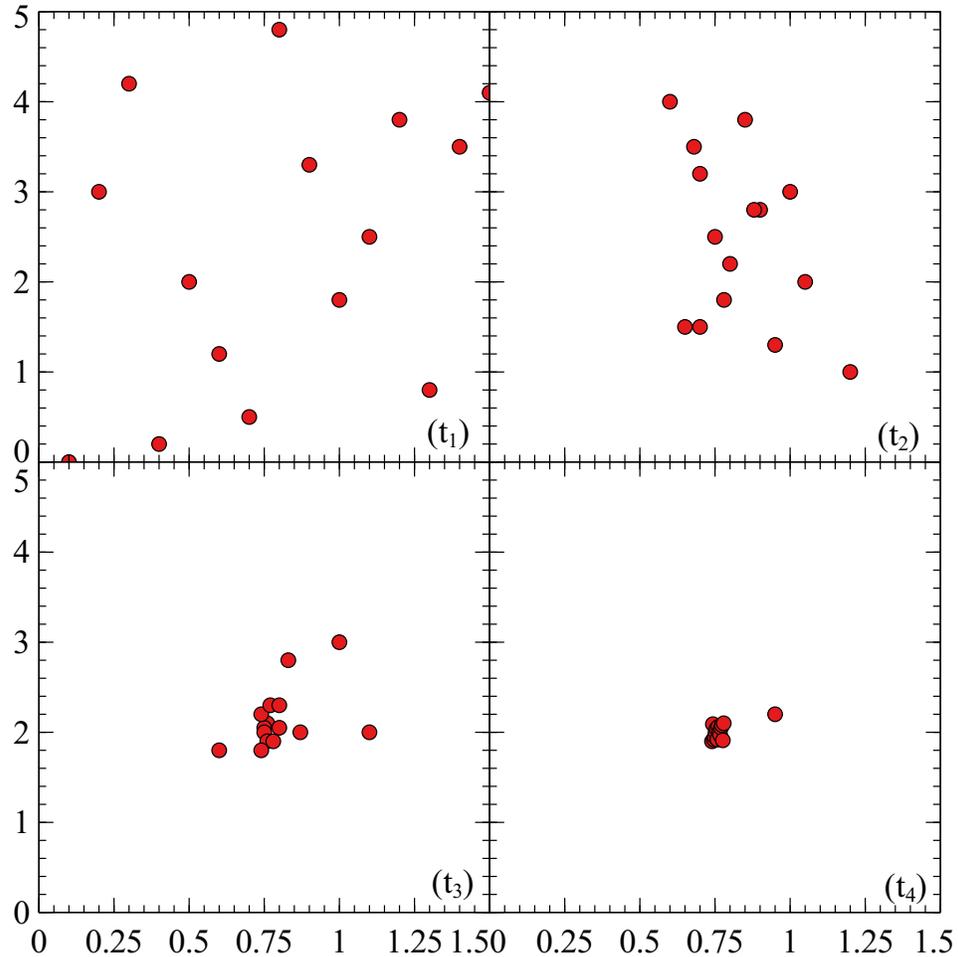


FIGURE 4.3 – L'évolution des positions des particules en utilisant l'algorithme de PSO.

PSO est une recherche stochastique basée sur la population, ce qui signifie que chaque particule de la recherche représente une solution candidate potentielle au problème. En réalité, les paramètres du problème sont les propriétés de chaque particule. De nombreuses similarités existent entre cette méthode et d'autres méthodes informatiques évolutives, telles que les algorithmes génétiques (GA). Initialement, des valeurs de paramètres aléatoires sont utilisées pour établir la population de particules. Ces valeurs de paramètres sont ensuite modifiées chaque itération (t) (génération), jusqu'à ce qu'un critère d'arrêt soit satisfait ou que l'algorithme converge vers une solution optimale. Dans PSO, une population de particules est essentiellement dispersée arbitrairement sur l'espace de recherche. On admet que les particules planent au-dessus

de la zone de recherche. L'emplacement et la vitesse de chaque particule sont modifiés de manière itérative en fonction des expériences sociales et personnelles. Chaque particule a une mémoire locale où la meilleure expérience est conservée. De plus, une mémoire globale stocke la meilleure solution durant les itérations. Les deux mémoires ont une limitation de taille unique. L'expérience sociale de l'essaim est représentée par la mémoire globale, tandis que l'expérience personnelle de la particule est représentée par la mémoire locale. Dans un espace de dimensions D , chaque particule est envisagée comme une solution potentielle au problème d'optimisation numérique. Dans cet espace de recherche, la particule se voit attribuer un emplacement et une vitesse. La position de la particule est notée $X_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})$. La vitesse est symbolisée par $V_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD})$. La mémoire locale de la particule est notée ($pbest_i$), elle contient la meilleure position acquise par la particule lors des déplacements. La mémoire globale ($gbest_j$) contient la meilleure solution trouvée par l'ensemble des particules dans la dimension ($j \subset D$). Ces données influencent directement la vitesse de la particule exprimée comme :

$$v_{ij}^{t+1} = V_i^t + C_1 \times rand \times (x_i^t - pbest_i^t) + C_2 \times rand \times (x_i^t - gbest_j^t) \quad (4.4.1)$$

La nouvelle position de la particule sera donc :

$$x_i^{t+1} = x_i^t + V_i^{t+1} \quad (4.4.2)$$

Où C_1 et C_2 sont le taux d'apprentissage cognitif et le taux d'apprentissage social respectivement, généralement fixés égaux à 2, et *rand* est un nombre aléatoire d'une distribution uniforme choisi entre 0 et 1.

Toutefois, il a été remarqué que l'introduction d'un coefficient d'inertie ω améliorerait remarquablement l'efficacité de l'algorithme. L'expression de la vitesse de la particule deviendra dans ce cas :

$$v_i^{t+1} = \underbrace{\omega \times V_i^t}_{\text{L'inertie}} + \underbrace{C_1 \times rand \times (x_i^t - pbest_i^t)}_{\text{L'influence personnelle}} + \underbrace{C_2 \times rand \times (x_i^t - gbest_j^t)}_{\text{L'influence sociale}} \quad (4.4.3)$$

Le coefficient ω est employé afin de réguler l'exploration des zones locales et globales de l'espace de solutions. Une petite valeur de ω permet de faciliter la recherche dans les zones environnantes de la particule, tandis qu'une grande valeur permet d'explorer

de nouvelles surfaces loin de la position actuelle. Le bon choix de la valeur de ω va équilibrer l'exploration entre les zones avoisinantes et globales. Par conséquent, l'algorithme requerra un nombre réduit d'itérations avant de converger vers une solution optimale.

Modélisation du rendement par optimisation d'essaim particulière

La modélisation du rendement du ventilateur tangentiel en considérant un vortex excentrique de taille fixe a donné des résultats qui manquaient de précision dans les faibles et moyens débits, comme le montre la figure 4.2. La détermination des paramètres de l'expression du rendement nécessite de recourir à des méthodes numériques de calcul. Dans le cas présent, Nous utiliserons comme valeurs de référence les essais expérimentaux du rendement du ventilateur tangentiel réalisés par Porter et Markland [17] afin de construire la fonction objectif à minimiser.

La forme générale du rendement du ventilateur est donnée par l'expression :

$$\eta_{tot,th} = \frac{\phi\psi_{tot}}{\phi(\psi_{Euler} + \psi_{loss}) + \psi_{Euler} \frac{k_{vor}kr_{vor}h_{bl}}{R_{out}} \left(\frac{c_{2,suc} + c_{1,suc} + c_{2,dis}}{3U_{out}} \right)^3} \quad (4.4.4)$$

La courbe de tendance du rendement expérimental (figure 4.2) issue des travaux de Porter et Markland s'écrit sous la forme :

$$\eta_{tot,exp} = (-98.58\phi^2 + 115.87\phi + 22.22)/100 \quad (4.4.5)$$

La fonction objectif dans ce cas sera l'écart entre les courbes du rendement théorique (4.4.4) et du rendement expérimental (4.4.5). Le but du calcul d'optimisation est de minimiser cet écart vers zéro. On peut donc écrire :

$$\min |F| = \min | \eta_{tot,th} - \eta_{tot,exp} | \quad (4.4.6)$$

Les paramètres inconnus de l'équation (4.4.4) sont k_{vor} et kr_{vor} , tandis que les vitesses sont dépendantes du coefficient de débit (ϕ). La fonction objectif à optimiser pourra être écrite sous la forme :

$$\min |F| = \min | \eta_{exp}(\phi) - \eta_{th}(\phi, k_{vor}, kr_{vor}) | \quad (4.4.7)$$

Les deux dimensions de l'espace de résolution sont bornées telles que : $0 < k_{vor} < 1.5$ et $0 < kr_{vor} < 5$. Ce domaine permet au vortex de couvrir l'intégralité de la section transversale de la roue à aubes.

Algorithme 3 : Pseudo-code de PSO

- 1 Initier les paramètres ω , C_1 , C_2 et $rand$
 - 2 Générer une population de N particules
 - 3 Attribuer une position arbitraire x_{ij}^t pour chaque particule i
 - 4 Évaluer les positions et sélectionner $gbest_j^t$
 - 5 **tant que** $(\min|F| \geq \epsilon)$ **faire**
 - 6 Calculer la vitesse de la particule v_{ij}^{t+1} ainsi que sa nouvelle position x_{ij}^{t+1}
 selon les équations (4.4.3) et (4.4.2) respectivement
 - 7 Sélectionner $pbest_{ij}^{t+1}$ puis $gbest_j^{t+1}$
 - 8 $gbest \leftarrow gbest_j^{t+1}$
 - 9 **Retourner** $gbest$
-

L'optimisation de la fonction 4.4.7 par la méthode de PSO a donné une multitude de solutions optimales relatives à chaque débit, le tableau 4.1 regroupent les couples $(k_{vor}; kr_{vor})$ qui vérifient l'égalité $\eta_{th} = \eta_{exp}$. Le graphique 4.4-gauche illustre les solutions obtenues pour un coefficient de débit égal à $\phi = 0.4$ dans un espace bidimensionnel. Le schéma 4.4-droite regroupe toutes les solutions optimales pour des coefficients de débit allant de 0.25 à 0.9.

$\phi = 0.25$		$\phi = 0.3$		$\phi = 0.4$		$\phi = 0.5$		$\phi = 0.6$		$\phi = 0.7$		$\phi = 0.8$		$\phi = 0.9$	
k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}	k_{vor}	kr_{vor}
0.2	8.67	0.2	8.36	0.2	7.22	0.2	6.16	0.2	5.48	0.2	5.17	0.2	5.30	0.2	6.21
0.3	5.72	0.3	5.56	0.3	4.79	0.3	4.16	0.3	3.64	0.3	3.47	0.3	3.72	0.3	4.11
0.4	4.31	0.4	4.19	0.4	3.65	0.4	3.13	0.4	2.73	0.4	2.65	0.4	2.59	0.4	3.03
0.5	3.48	0.5	3.34	0.5	2.87	0.5	2.46	0.5	2.19	0.5	2.07	0.5	2.15	0.5	2.47
0.6	2.87	0.6	2.77	0.6	2.39	0.6	2.05	0.6	1.82	0.6	1.74	0.6	1.79	0.6	2.02
0.7	2.46	0.7	2.37	0.7	2.07	0.7	1.76	0.7	1.56	0.7	1.48	0.7	1.54	0.7	1.76
0.8	2.15	0.8	2.08	0.8	1.81	0.8	1.53	0.8	2.35	0.8	1.30	0.8	1.35	0.8	1.55
0.9	1.92	0.9	1.85	0.9	1.61	0.9	1.38	0.9	1.22	0.9	1.15	0.9	1.19	0.9	1.37
1.0	1.73	1.0	1.65	1.0	1.44	1.0	1.22	1.0	1.09	1.0	1.03	1.0	1.07	1.0	1.23
1.1	1.57	1.1	1.50	1.1	1.31	1.1	1.11	1.1	1.01	1.1	1.00	1.1	1.00	1.1	1.11
1.2	1.44	1.2	1.38	1.2	1.20	1.2	1.02	1.2	1.01	1.2	1.00	1.2	1.02	1.2	1.02
1.3	1.35	1.3	1.27	1.3	1.09	1.3	1.00	1.3	1.01	1.3	1.01	1.3	1.01	1.3	1.00
1.4	1.23	1.4	1.18	1.4	1.04	1.4	1.00	1.4	1.00	1.4	1.01	1.4	1.00	1.4	1.00
1.5	1.14	1.5	1.11	1.5	1.00	1.5	1.00	1.5	1.00	1.5	1.00	1.5	1.0	1.5	1.00

TABLE 4.1 – Les couples $(k_{vor}; kr_{vor})$ obtenus par PSO pour chaque coefficient de débit ϕ

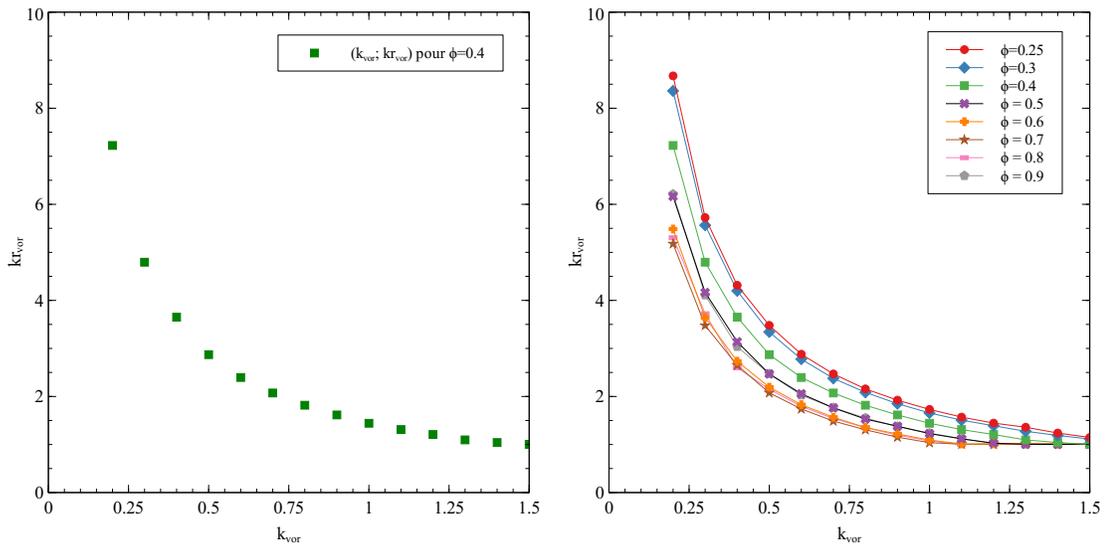


FIGURE 4.4 – Les résultats optimaux dans l'espace bidimensionnel par la méthode de PSO. (A gauche) pour $\phi = 0.4$; (à droite) pour ϕ allant de 0.25 à 0.9.

La figure 4.5 montre l'espace admissible de solutions. Le calcul d'optimisation est donc insuffisant pour modéliser le rendement du ventilateur tangentiel. La simulation numérique de l'écoulement interne sera indispensable pour déterminer un couple

unique des paramètres de l'expression du rendement.

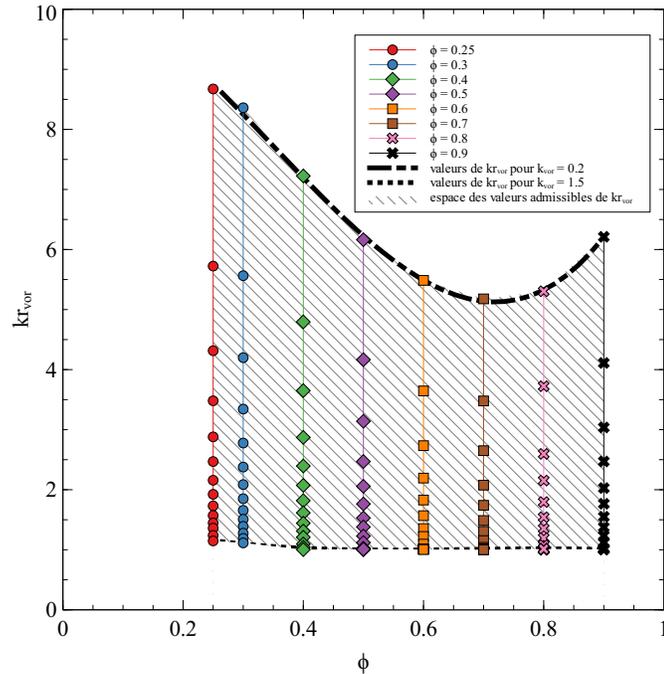


FIGURE 4.5 – Espace des solutions admissibles de kr_{vor} .

4.4.3 Simulation numérique de l'écoulement interne

Introduction

La CFD (Computational Fluid Dynamics) est l'analyse de l'écoulement des fluides en utilisant des techniques numériques de résolution. Sous forme d'équations aux dérivées partielles, la dynamique des fluides interagit avec les lois physiques. Ces expressions analytiques sont converties en équations algébriques par des solveurs sophistiqués qui résolvent ces équations. Les analyses CFD sont plus abordables et plus rapides que les tests traditionnels pour la collecte de données car elles offrent un plus grand potentiel pour accélérer le processus de conception. De plus, dans les tests en conditions réelles, seul un petit nombre de paramètres sont évalués à la fois, mais dans une étude CFD, toutes les quantités nécessaires peuvent être calculées simultanément et avec un haut niveau de résolution spatiale et temporelle. La simulation CFD comprend trois phases :

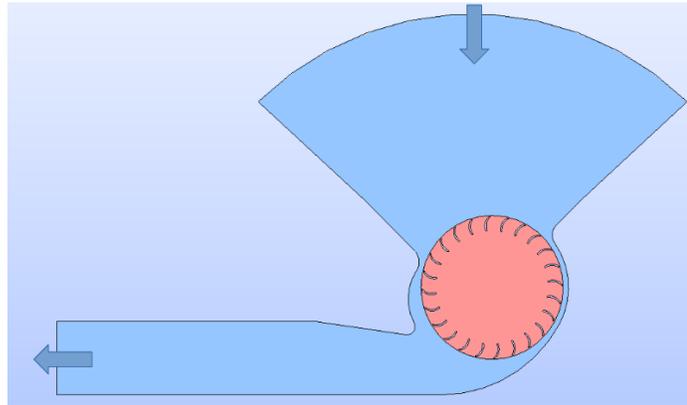
- **Le pre-processing** : Dans cette étape, on définit le volume interne du champ de l'écoulement, et on génère le maillage de ce domaine. Les hypothèses ca-

ractérisant le type de l'écoulement ainsi que les conditions aux frontières sont également formulées ;

- **La résolution (solving)** : Les équations numériques seront résolues par un solveur adéquat au type de l'écoulement ;
- **Le post-processing** : C'est la phase finale de l'extraction et de la visualisation des résultats de calcul.

Simulation numérique de l'écoulement à l'intérieur du ventilateur tangentiel

Afin de trouver un couple unique de paramètres $(k_{vor}; kr_{vor})$ pour chaque débit, une CFD de l'écoulement interne du ventilateur tangentiel a été réalisée avec le logiciel commercial de simulation Starccm+. Le modèle numérique de la géométrie la machine est identique à celui de l'expérimental. Les frontières à l'amont et à l'aval du ventilateur ont été étendues afin d'éviter les effets de frontières rigides (stiff boundary effects) ; Figure 4.6. Le maillage du champ interne de l'écoulement consiste en une grille de 2×10^6 cellules polyèdres ; Voir Figure 4.7. Les conditions aux limites du débit massique et de pression ont été appliquées à l'aspiration et au refoulement, respectivement.



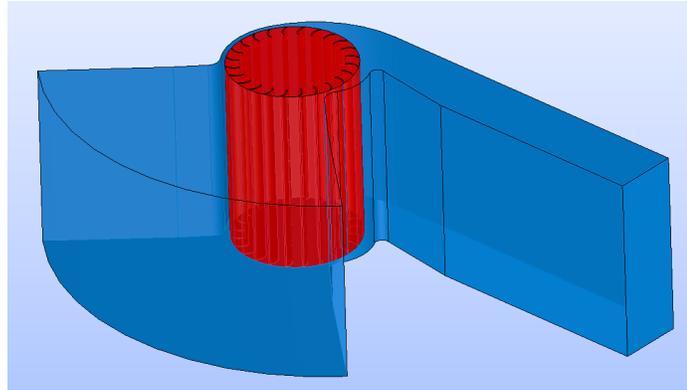


FIGURE 4.6 – Volume de fluide numérique du ventilateur

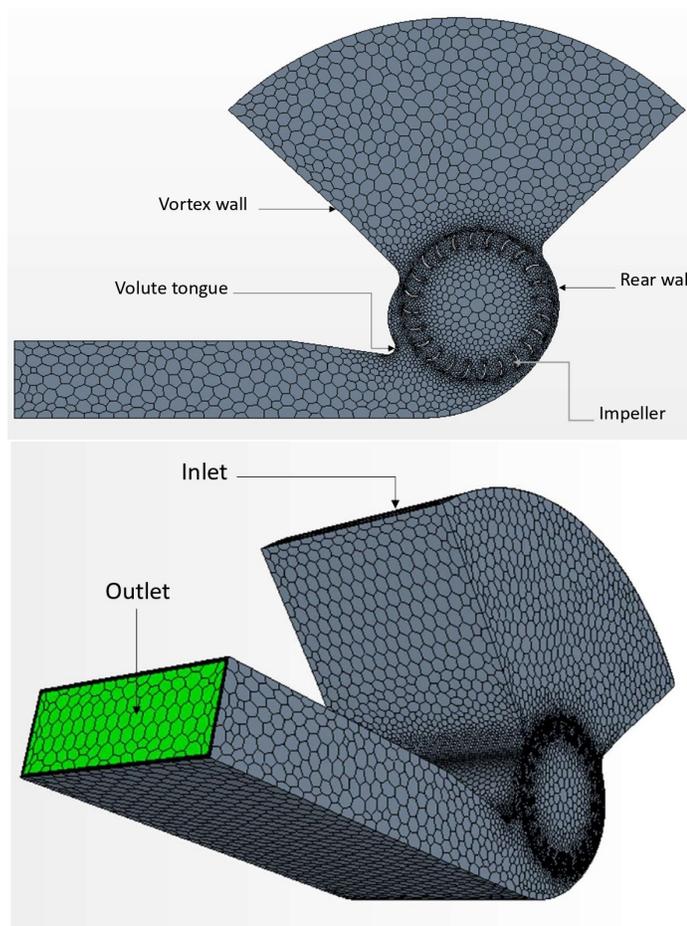


FIGURE 4.7 – Maillage CFD du volume interne du ventilateur

Les résultats préliminaires issues d'un calcul basé sur un référentiel mobile stationnaire (a steady moving reference frame calculation) n'étaient pas concluants parce qu'ils n'étaient pas physiques ; le calcul présentait des difficultés à converger vers une

solution stable et unique. Pour surmonter cet inconvénient, un calcul instationnaire en utilisant un maillage glissant (sliding mesh) a été réalisé même si ce dernier était consommant en matière de temps et de ressources. Le modèle de turbulence $k - \omega$ SST a été utilisé. Une analyse préliminaire de sensibilité au maillage a été effectuée ; Voir Figure 4.8—gauche. Elle montre une grille de 2×10^6 cellules polyèdres (avec cinq couches aux couches limites de la paroi) était un bon compromis entre le temps de calcul et la précision ; Voir Figure 4.7

Le paramètre $y+$ sur les parois a été varié de 0,3 à 70, avec 90 % des mailles ayant un $y+ \leq 15$. Une analyse de sensibilité du pas de temps est présentée sur la Figure 4.8—droite, et un pas de temps de 10^{-4} s a été utilisé pour assurer 10 points par passage d’ailette. Les simulations ont été effectuées pour 10 tours du rotor. Enfin, un solveur de flux ségrégué et un ordre spatial de deuxième ordre de précision ont été utilisés, ainsi qu’un solveur temporel implicite.

La simulation a été réalisée pour différents débits massiques allant de 0,06 à 0,66 kg/s, pour des vitesses de rotation du rotor de 1400 tr/min et 2250 tr/min. Les lignes de courant présentées dans le Figure 4.9 ont été prises à la fin du dernier tour du rotor.

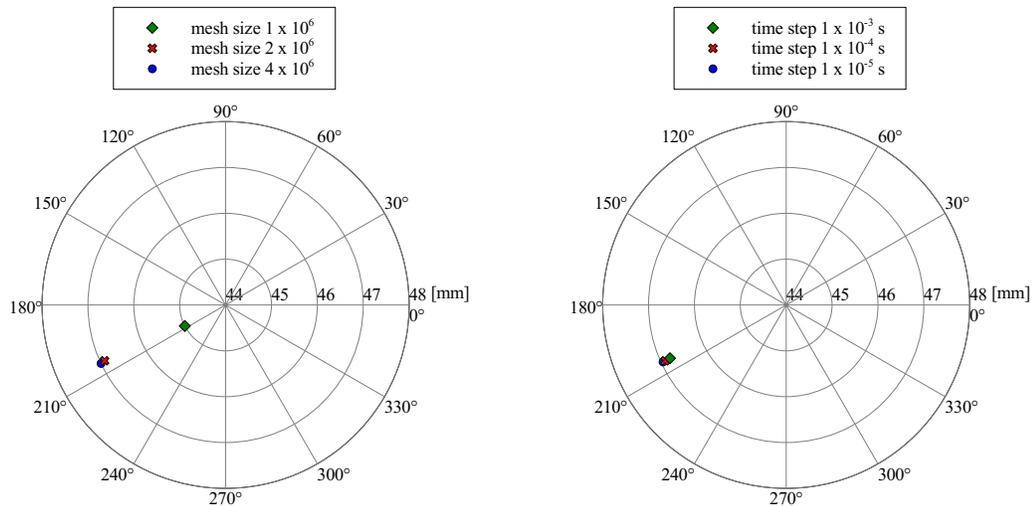


FIGURE 4.8 – Position du vortex à $N = 2250$ tr/min et $Q_m = 0,33$ m/s. (Gauche) Analyse de sensibilité du maillage ; (à droite) analyse de sensibilité du pas de temps à la taille de maille 2×10^6 .

Les données recueillies à partir des simulations ont été projetées dans une coupe transversale normale à l’axe longitudinal, comme le montre la Figure 4.9. Les lignes

de courant délimitent la zone de recirculation. Nous avons remarqué que la taille du vortex diminuait à chaque fois que nous augmentions le débit et que son centre avait tendance à se déplacer vers la périphérie interne du rotor. On peut remarquer sur les Figures 4.10 et 4.11 que la position angulaire du centre du vortex est presque égale à $\theta_{vor,dis}$ (bec de volute défini sur la Figure 3.6) aux faibles et moyens débits, et la pression statique et la vitesse à l'intérieur de la roue sont à leur plus bas dans cette zone. Cependant, le centre a tendance à se déplacer à l'intérieur de la courbure de la paroi du vortex (vortex wall) à des débits élevés.

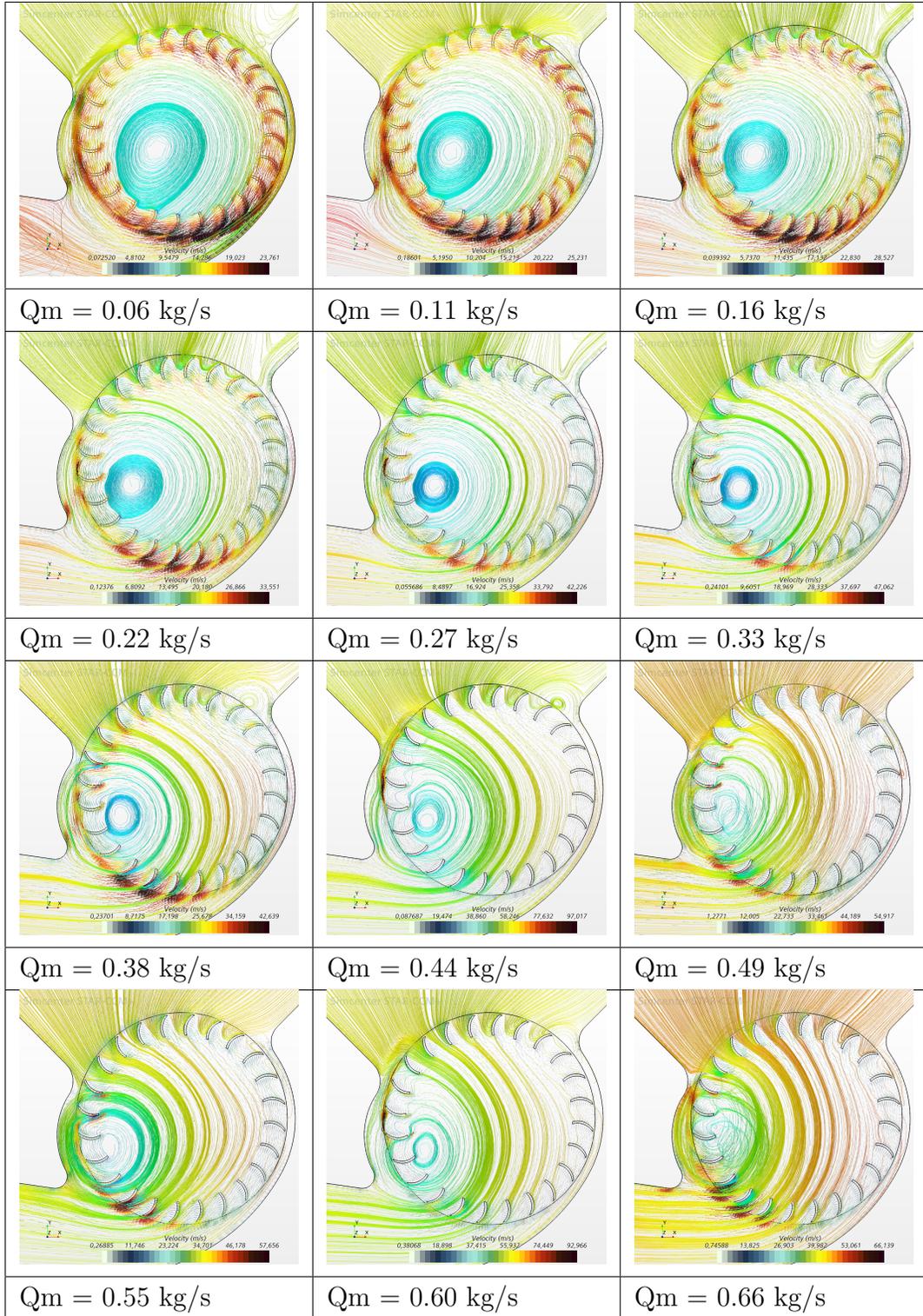


FIGURE 4.9 – Lignes de courant colorées par la vitesse pour 2250 tr/min en utilisant l'analyse CFD.

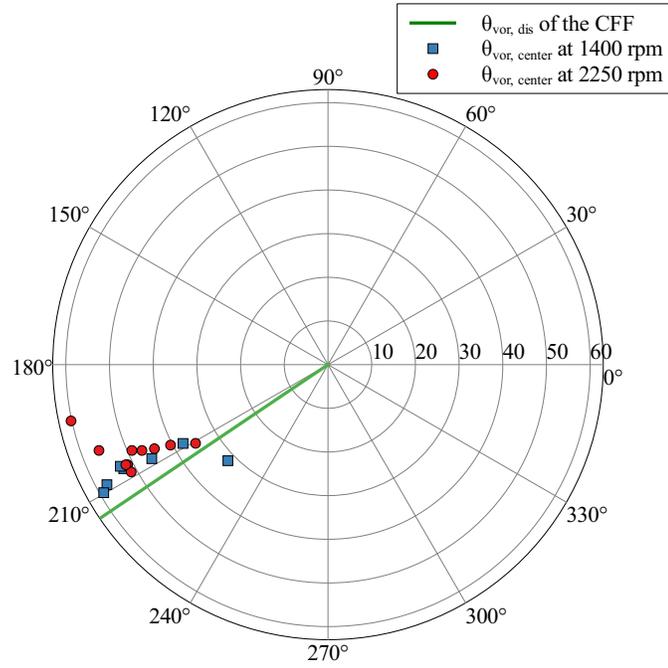


FIGURE 4.10 – La position du centre du vortex pour différents débits.

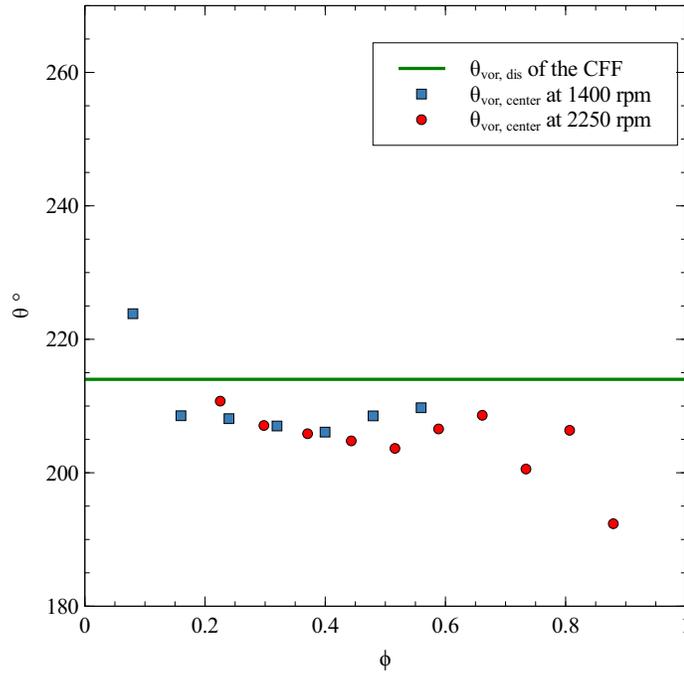


FIGURE 4.11 – Comparaison de la coordonnée angulaire du centre du vortex avec $\theta_{vor,dis}$ du ventilateur (bec de volute)

4.5 Formulation finale du rendement

Afin de déterminer le rayon moyen du vortex, nous avons délimité la zone de recirculation, et nous avons mesuré les quatre rayons de l'ellipse à partir des snapshots de la simulation CFD, la Figure 4.12 en est exemple. Nous avons ensuite tabulé toutes les mesures réelles des rayons moyens en fonction des débits. Ces valeurs nous ont permis de déduire le coefficient kr_{vor} . Ce dernier est introduit dans la fonction objectif à minimiser pour déduire le coefficient k_{vor} qui lui convient. Tous les résultats numériques sont regroupés dans le tableau 4.2.

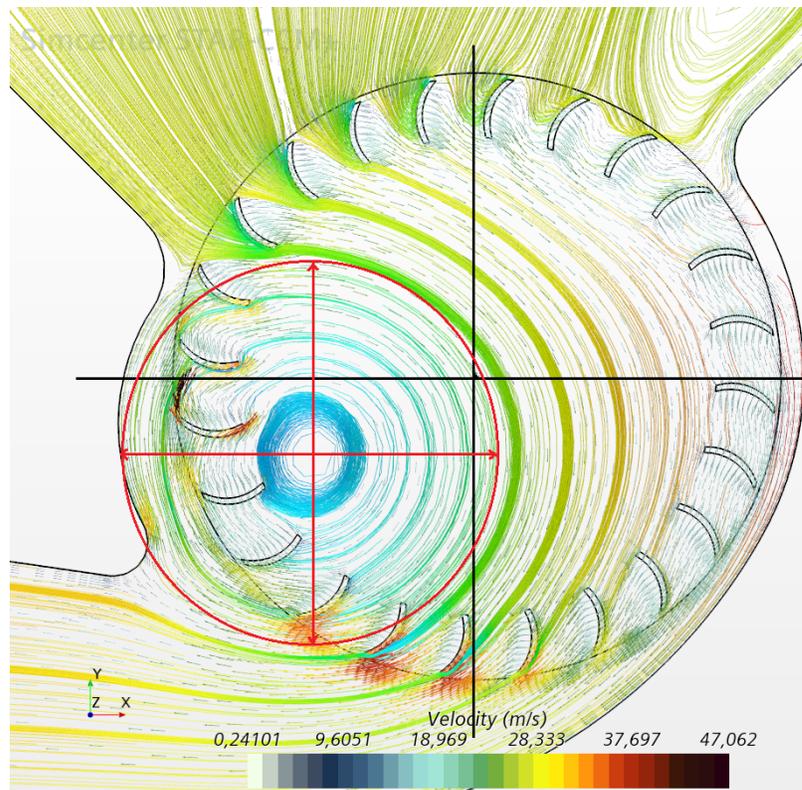
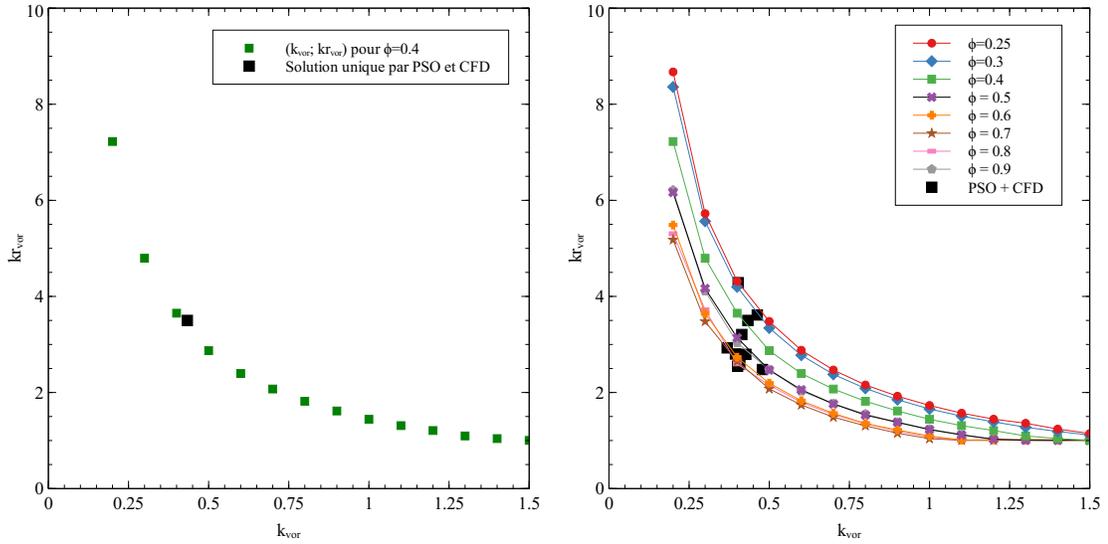


FIGURE 4.12 – Délimitation de la zone de vorticité et mesure du rayon moyen pour $\phi = 0.33$ à 2250 tr/min.

Les valeurs du tableau 4.2 sont tracées dans la Figure 4.14. On remarque que le rayon du vortex diminue quand le débit augmente, on remarque également que la valeur de k_{vor} déduite pour chaque débit est quasi-stable et tourne autour de la valeur 0.41, ce qui valide le modèle choisi pour décrire le rendement.

ϕ	0.22	0.29	0.37	0.44	0.51	0.58	0.66	0.73	0.80	0.87
r_{vor} [mm]	65.31	55.07	53.33	48.87	42.58	42.69	39.51	38.80	44.63	37.77
kr_{vor} [ad]	4.28	3.61	3.49	3.20	2.79	2.80	2.59	2.54	2.92	2.47
k_{vor} [ad]	0.40	0.46	0.43	0.41	0.42	0.39	0.40	0.40	0.36	0.47

 TABLE 4.2 – Mesure de r_{vor} et déduction d'un couple unique ($k_{vor}; kr_{vor}$).

 FIGURE 4.13 – Solution unique des paramètres du rendement ($k_{vor}; kr_{vor}$) en utilisant la CFD et PSO

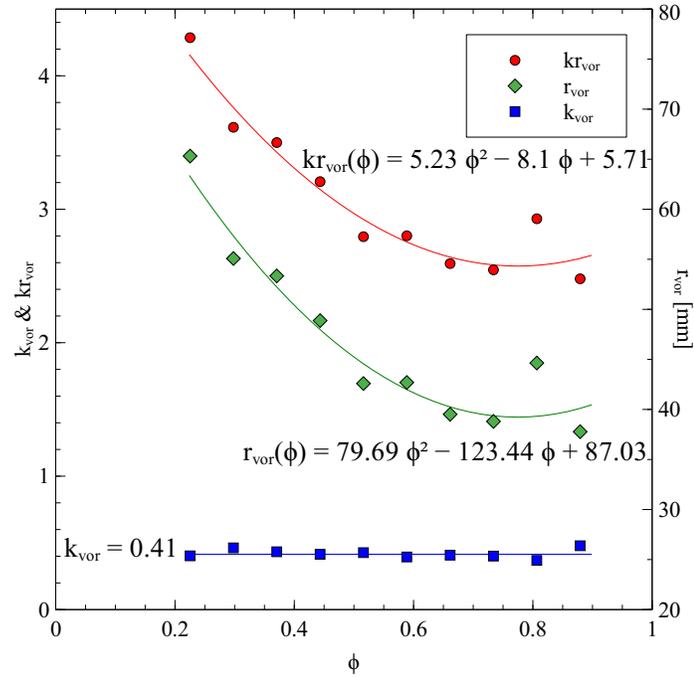


FIGURE 4.14 – Les rayons moyens mesurés du vortex et le k_{vor} correspondant.

Les résultats obtenus sont tracés dans l'espace de solutions déterminé en premier lieu, voir la Figure 4.15.

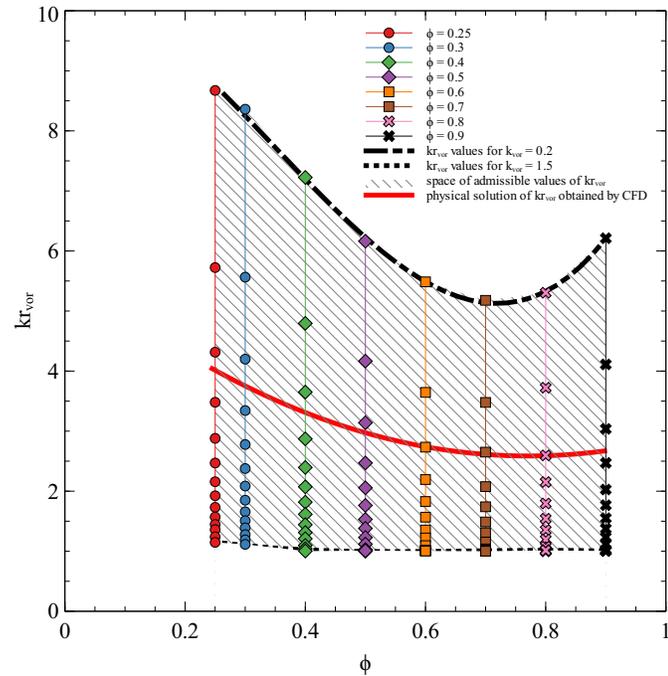


FIGURE 4.15 – La solution physique de $k r_{vor}$ obtenue par analyse CFD.

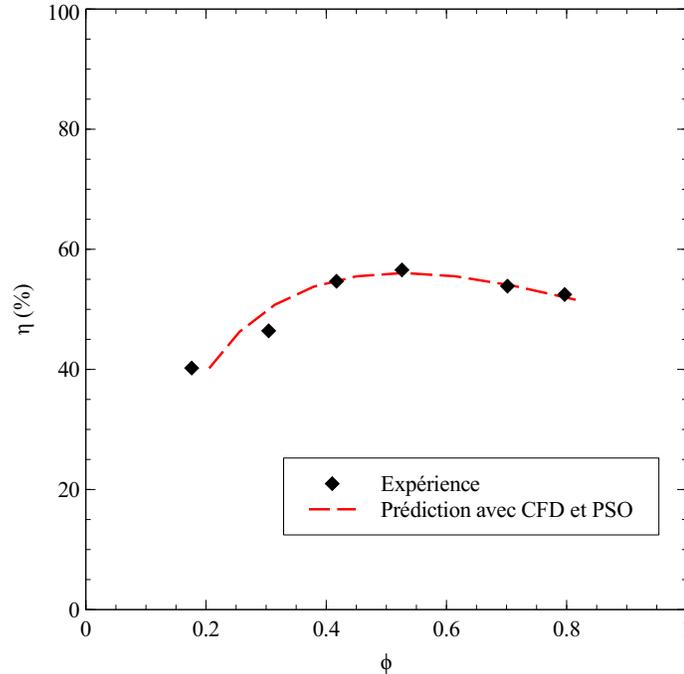


FIGURE 4.16 – Modélisation du rendement en considérant un vortex de taille variable.

En raison des pertes volumétriques importantes dans les faibles débits, le rendement global est faible. En réalité, le rapport entre le débit traversant et le débit total à travers la roue à aubes est faible du fait de la recirculation partielle du flux autour du centre du vortex et du retour partiel à l’aspiration (Figure 4.9). Ces fractions sont significativement faibles à des débits modérés avec un coefficient d’écoulement inférieur à 0,5.

Le rendement du ventilateur tangentiel de Eck/Laing sera calculé à partir de l’équation (4.4.4), avec r_{vor} mesuré des simulations numériques (CFD) et $k_{vor} = 0.41$. La courbe résultante est tracée sur la Figure 4.16.

4.6 Conclusion

Certains travaux comme celui Dang et Bushnell [3], ont constaté que la force et la taille du vortex excentrique ont un impact significatif sur le rendement global du ventilateur. De ce fait, on a supposé que la zone de recirculation à l’intérieur de la roue est de taille fixe. En appliquant cette approche à la géométrie du ventilateur étudié, on a constaté que la courbe résultante ne correspondait pas aux résultats expérimentaux lorsque $\phi < 0.6$. Par conséquent, nous avons approfondi l’exploration

du champ de l'écoulement interne afin de déterminer l'expression finale du rendement.

Nous avons d'abord utilisé un algorithme d'optimisation pour identifier l'espace des solutions potentielles des paramètres de l'expression du rendement (équation (4.4.4)). Ensuite, nous avons étudié l'écoulement interne à l'aide des simulations numériques CFD. Nous avons prélevé les lignes de courant de la section transversale du ventilateur afin de mesurer la taille du vortex. Parallèlement à une procédure d'optimisation, nous étions en mesure de déterminer les paramètres uniques du modèle du rendement, en prenant en considération la variation de la taille du vortex en fonction du débit. Le modèle du rendement obtenu à partir de cette approche est très intéressant et s'accorde avec les essais expérimentaux sur toute la plage du débit. Cette méthodologie est très efficace pour prédire le rendement du ventilateur tangentiel de Eck/Laing.

Chapitre 5

Résultats et Discussion

Sommaire

5.1	Introduction	88
5.2	Résultats de l'analyse de la ligne de courant moyenne	89
5.2.1	Quantification des pertes	89
5.2.2	Traçage des courbes caractéristiques de pression	90
5.3	Résultats de la théorie de cascade	91
5.4	Comparaison des deux modèles de pression	94
5.5	Résultat du modèle du rendement	94
5.6	Conclusion	95

5.1 Introduction

Dans cette partie, Nous allons appliquer les théories de prédiction des performances du ventilateur tangentiel pour la configuration géométrique du ventilateur de Eck/Laing. Nous étudierons chaque modèle de perte à part, les résultats seront validés par les essais expérimentaux de Porter et Markland [17]. Ensuite, nous exposerons la courbe résultante du modèle du rendement, d'abord en supposant que la taille du vortex excentrique est fixe, ensuite en étudiant la dynamique du vortex. Nous comparerons les résultats avec la courbe de rendement expérimentale [17].

5.2 Résultats de l'analyse de la ligne de courant moyenne

L'analyse de la ligne de courant moyenne et l'identification des pertes a permis de tracer les courbes caractéristiques de pression du ventilateur tangentiel. Il a fallu tout d'abord déterminer les vitesses à l'entrée et à la sortie de chaque étage. La vitesse de rotation considérée pour cette étude est de 2250 tr/min. La plage de débit balayée s'étend d'un coefficient de débit qui va de 0.2 jusqu'à l'unité, cela pour couvrir les conditions normales de fonctionnement.

5.2.1 Quantification des pertes

D'après la Figure 5.1, les pertes les plus dominantes sont les pertes par incidence, cela est dû à la courbure aigüe des ailettes à l'entrée. Toutefois, ces pertes changent d'une géométrie à une autre. En référence à la Figure 5.1, les pertes de pression au refoulement sont également prises en considération. Elles sont causées par le changement de la surface de décharge de la roue vers le diffuseur.

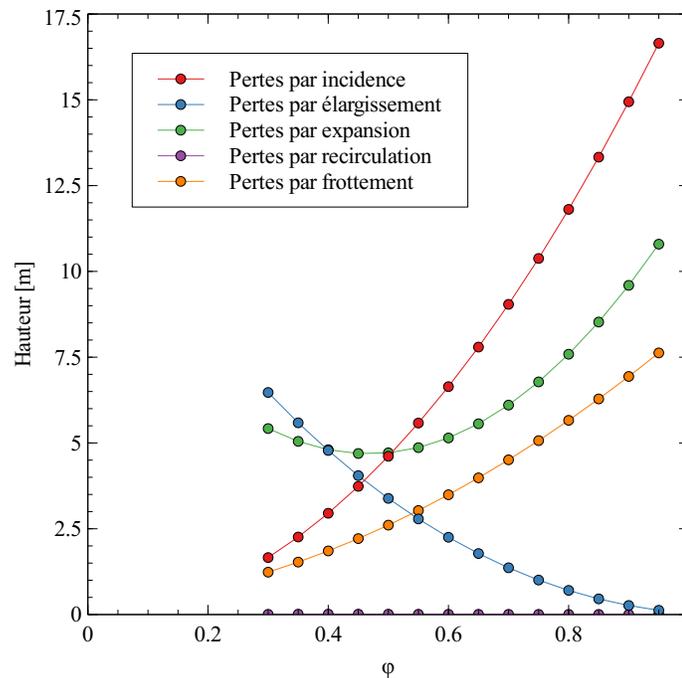


FIGURE 5.1 – Évolution des pertes à l'intérieur du ventilateur tangentiel

5.2.2 Traçage des courbes caractéristiques de pression

Une fois les pertes quantifiées, c'est désormais possible de calculer la pression totale ainsi que la pression statique pour différents débits. Les résultats des tests du ventilateur tangentiel sont mis en contraste avec les prédictions de performances faites par l'analyse de la ligne de courant moyenne. La Figure 5.2 compare les prédictions des courbes caractéristiques de l'évolution des pressions totale et statique (indiquées par des lignes) avec les résultats des essais expérimentaux réalisés par Porter et Markland [17] (représentés par des symboles). On remarque que les courbes de pression tracées par cette méthode correspondent aux résultats expérimentaux avec une précision acceptable.

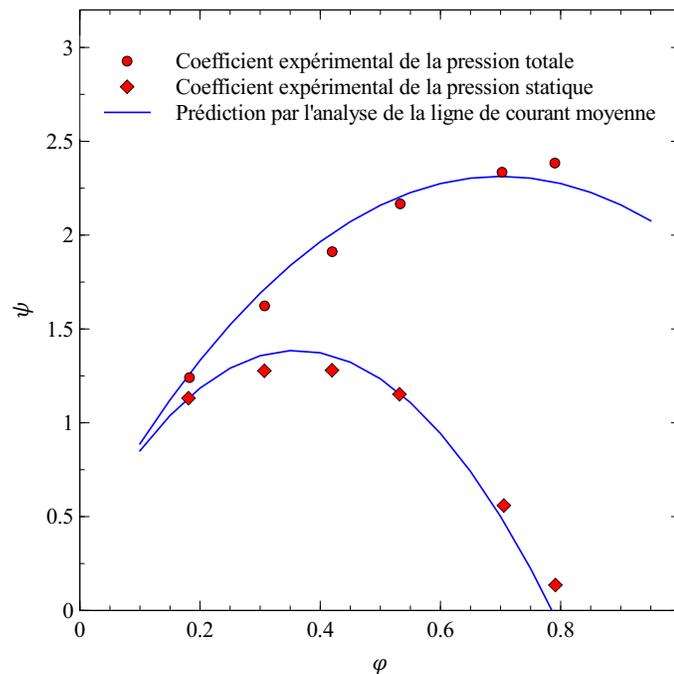


FIGURE 5.2 – Prédiction des courbes de pression par l'analyse de la ligne de courant moyenne

La prédiction globale fournit une confirmation indirecte de l'exactitude des corrélations de perte employées lors des conditions normales d'exploitation.

5.3 Résultats de la théorie de cascade

La première étape de l'application des principes de grille d'aubes de Howell est le calcul des angles optimaux de déviation et d'incidence du ventilateur, ces deux angles sont en fonction des caractéristiques géométriques indépendamment des conditions de fonctionnement.

Selon l'équation (3.5.1) l'angle de cambrure de l'aube est égal à $\theta' = 75.65^\circ$, et l'angle de calage est égal à $\gamma = 17.82^\circ$. γ permet d'obtenir le coefficient m à partir de la courbe de Carter La figure 3.11 [43]. Pour enfin calculer l'angle de déviation optimale qui sera égal à $\delta^* = 19.45^\circ$. Cela permet de calculer l'angle β_2^* pour enfin déduire la déflexion optimale à partir de la courbe 3.12 qui sera égale à $\epsilon^* = 42.54^\circ$. L'incidence optimale est dans ce cas égale à $i^* = -10^\circ$.

Le couple $(i^*; \epsilon^*)$ permet d'obtenir les courbes de deflexion et de coefficient de trainée en fonction de l'incidence propres à notre machine, cela en les injectant dans les courbes réduites de la Figure 3.10. Les courbes résultantes sont illustrées dans la Figure 5.3.

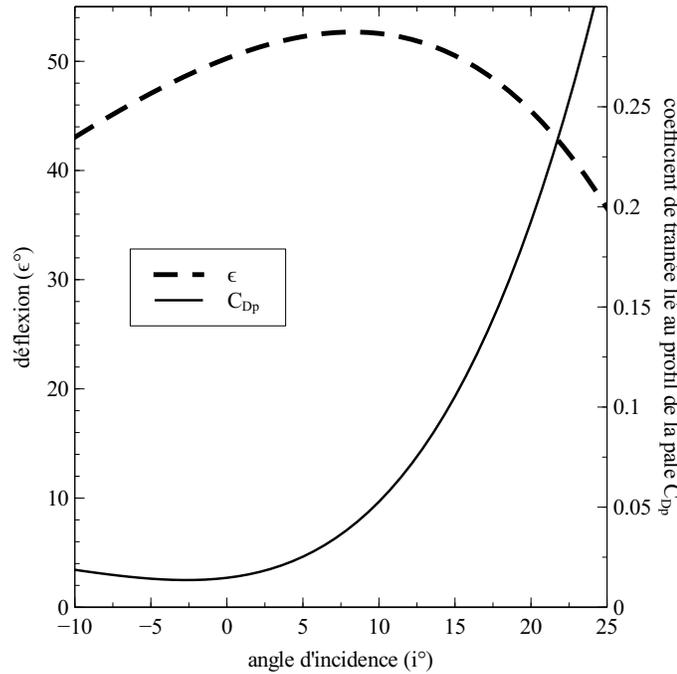


FIGURE 5.3 – Courbes de déflexion et de coefficient de trainée du ventilateur tangentiel de Eck/Laing

La Figure 5.3 a une importance majeure pour déterminer les vitesses à l'entrée et à a

sortie de chaque étage, ainsi que pour identifier les pertes dans la machine, pour afin de tracer les courbes caractéristiques d'évolution de pression.

Les résultats de la méthode de grille d'aubes (déjà décrite dans la section 3.5.2) sont montrés dans la Figure 5.4

Howell affirme que la plage de fonctionnement typique de chaque machine est généralement couverte lorsque la variable $(i - i^*)/\epsilon^*$ se situe entre -0,6 et 0,6. Concernant notre situation, le coefficient de débit a été calculé à partir de cette variable et a été affiché dans la Figure 5.5. De manière similaire, la Figure 5.6 montre les angles d'incidence dans les deux étages en fonction du coefficient de débit ϕ . Dans tous les domaines d'écoulement, les résultats obtenus par les principes de cascade s'accordent avec les données expérimentales avec une bonne précision. La théorie de la cascade pourrait être une méthode appropriée pour prédire les caractéristiques de performance des ventilateurs tangentiels.

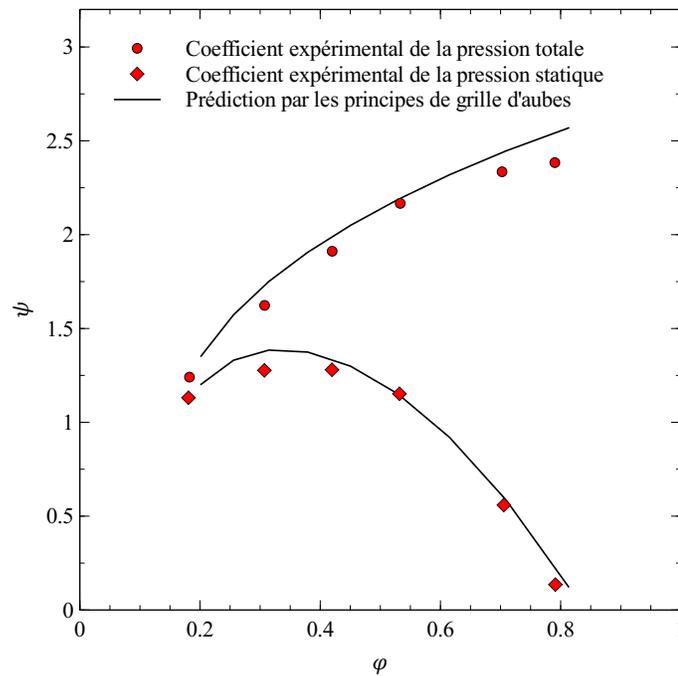


FIGURE 5.4 – Prédiction des courbes de pression par les principes de grille d'aubes proposés par Howell

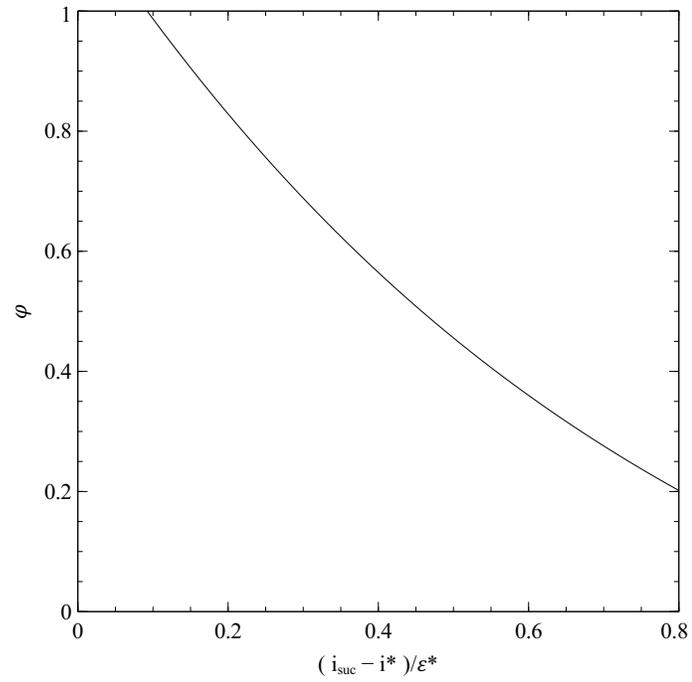


FIGURE 5.5 – Le coefficient de débit ϕ correspondant à chaque incidence $((i - i^*)/\epsilon^*)$

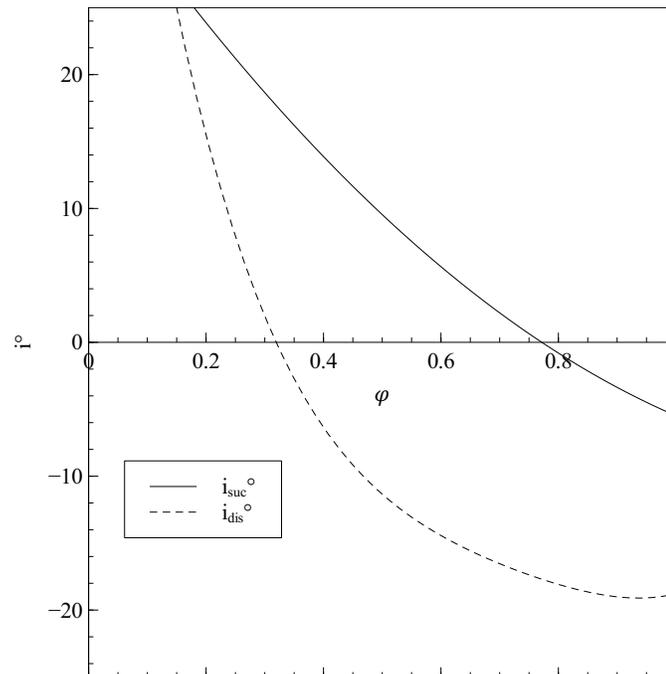


FIGURE 5.6 – Les angles d’incidence aux deux étages en fonction du coefficient de débit ϕ

5.4 Comparaison des deux modèles de pression

Les constructeurs des ventilateurs tangentiels accordent une importance majeure aux courbes d'évolution de pression. Les résultats affichés dans la Figure 5.7 indiquent que le modèle de perte basé sur une analyse de la ligne de courant moyenne est une technique appropriée pour les prédire. Il présente cependant un manque de précision aux débits élevés. D'autre part, L'approche est plus précise pour tracer les courbes performance-pression dans cette plage de débit pour le ventilateur Eck/Laing est le modèle de grille d'aubes de Howell, Néanmoins, ce dernier manque de précision dans la plage des faibles débits. Cela nous mène à conclure que l'utilisation de chaque méthode dans la plage de débit convenable serait un bon moyen pour prédire les courbes de pression des ventilateurs tangentiels.

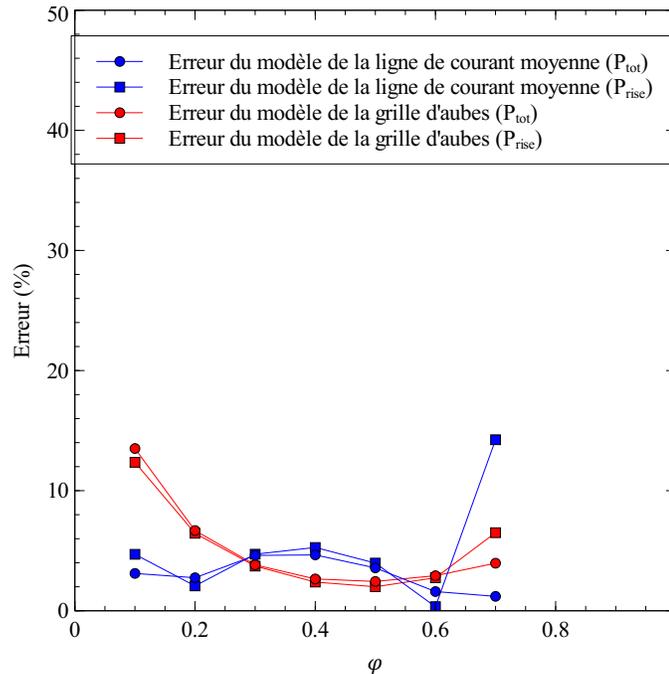


FIGURE 5.7 – Comparaison de l'erreur des deux modèles de perte

5.5 Résultat du modèle du rendement

La modélisation du rendement s'est effectuée d'abord en supposant que le vortex avait une taille fixe lorsque le débit varie. Les résultats issus de cette hypothèse ne correspondaient pas aux données expérimentales lorsque $\phi < 0.6$. Cela nous a mené

a approfondir la recherche et à modéliser le rendement en considérant la variation de la taille du vortex. Des simulations numériques de l'écoulement interne (CFD) et des calculs d'optimisation ont été employés. Les résultats générés à partir de cette méthodologie coïncidaient avec les essais expérimentaux ; Voir la figure 5.8.

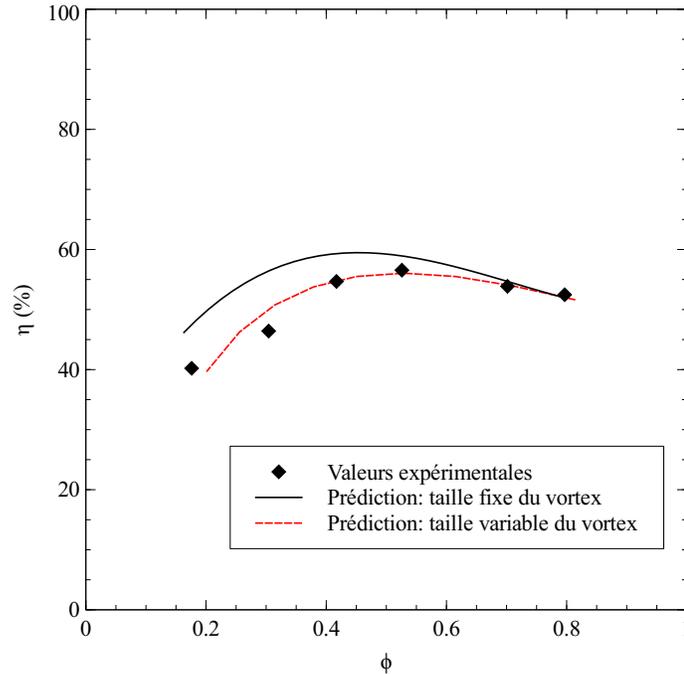


FIGURE 5.8 – Comparaison du rendement en considérant un vortex de taille fixe et un vortex de taille variable.

5.6 Conclusion

La prédiction des performances des ventilateurs tangentiels a fait l'objet de ces travaux de thèse. Les courbes de pression ont été obtenues d'abord par l'analyse de la ligne de courant moyenne, en suite par l'application des principes de grille d'aubes de Howell sur les ventilateurs tangentiels. Les deux approches s'accordaient avec les résultats expérimentaux.

La modélisation du rendement s'est effectuée d'abord en considérant que le vortex excentrique interne était de forme elliptique fixe lorsque le débit varie. Cette hypothèse générerait des résultats qui ne s'accorderaient pas avec les essais expérimentaux

lorsque le coefficient de débit était inférieur à 0.6. Une recherche plus avancée était donc menée afin de déterminer une formulation plus précise du rendement. Une simulation numérique de l'écoulement CFD est donc effectuée conjointement à des calculs d'optimisation. La nouvelle formulation du rendement donnait des résultats qui coïncidaient avec les issues expérimentales.

La méthodologie proposée dans ce travail est un outil efficace pour prédire les performances des ventilateurs tangentiels pour une géométrie donnée.

Conclusions et Perspectives

Après avoir fait un bref rappel de la technologie des ventilateurs, suivi d'une revue des travaux de recherche antérieurs relatifs aux ventilateurs tangentiels, nous avons proposé une démarche pour l'analyse des performances et le dimensionnement des ventilateurs tangentiels, que nous pouvons considérer comme apport pertinent pour la mise en place d'un outil d'aide à la conception de ces machines.

Pour ce faire, nous avons caractérisé les performances des ventilateurs tangentiels, par le développement d'une méthodologie multidisciplinaire innovante, basée sur une étude comparative de deux modèles de perte, complétée par des simulations numériques (CFD) et des calculs d'optimisation.

Dans un premier temps, nous avons tout d'abord identifié les modèles de perte avérés pour différents types de turbomachines, ainsi que les principes de grille d'aubes de Howell [12] appliqués aux compresseurs axiaux. Afin d'adapter ces derniers à la géométrie et aux principes de fonctionnement des ventilateurs tangentiels, nous avons eu recours à des corrections des modèles de pertes et des principes de grille d'aubes considérés. Cette approche nous a permis de tracer les courbes de l'évolution de la pression totale et statique avec une bonne précision.

Dans une seconde étape, nous avons entrepris la modélisation du rendement total du ventilateur tangentiel considéré, en s'adossant sur des résultats expérimentaux en premier lieu, ces derniers ont servi à réaliser un calcul optimal. Néanmoins, une connaissance de l'écoulement interne était primordiale afin de compléter le modèle recherché, ce que nous avons réalisé par des simulations CFD. Cette méthodologie nous a permis de poser le modèle du rendement du ventilateur de Eck/Laing. Cette approche a donné des résultats très satisfaisants qui s'accordent avec les issues expé-

rimentales.

À la lumière de nos recherches, nous considérons que notre contribution constitue un premier apport qui se décline en termes de description spécifique des principes de grilles d'aubes utilisés dans les ventilateurs tangentiels, et de méthodologie permettant de montrer l'efficacité du ventilateur, avec prise en compte de la dynamique du vortex. En outre, la mise en œuvre de la démarche pour l'analyse des performances représente une alternative fiable pour un dimensionnement rapide des ventilateurs tangentiels.

En perspective, il nous semble pertinent de considérer l'analyse du comportement et des caractéristiques du vortex, et de généraliser l'approche méthodologique proposée à l'analyse des performances et au dimensionnement des ventilateurs tangentiels à géométrie variable.

Bibliographie

- [1] R.s. components, Site web : <https://uk.rs-online.com/web/content/discovery/ideas-and-advice/centrifugal-fans-guide>.
- [2] Ltg aktiengesellschaft 2022, Site web : <https://www.ltg.de/en/products-services/ltg-comfort-air-technology/air-disinfection/uvc-steril-ventilation-ceiling-integrated-device/>.
- [3] T. Q. Dang, P. R. Bushnell, Aerodynamics of cross-flow fans and their application to aircraft propulsion and flow control, *Progress in Aerospace Sciences* 45 (1-3) (2009) 1–29.
- [4] A. Toffolo, A. Lazzaretto, A. D. Martegani, Cross-flow fan design guidelines for multi-objective performance optimization, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy* 218 (2004) 33 – 42.
- [5] R. Coester, Theoretische und experimentelle untersuchungen an querstromgebläsen, Ph.D. thesis, ETH Zurich (1959).
- [6] H. Ilberg, W. Sadeh, Flow theory and performance of tangential fans, *Proceedings of the institution of Mechanical Engineers* 180 (1) (1965) 481–496.
- [7] H. Ikegami, S. Murata, A study of cross flow fan (i. a theoretical analysis), *Technology Rep. Osaka Univ.* 16 (731) (1966) 556–578.
- [8] M. Gabi, T. Klemm, Numerical and experimental investigations of cross-flow fans, *Journal of Computational and Applied Mechanics* 5 (2) (2004) 251–261.
- [9] Y. J. Moon, Y. Cho, H.-S. Nam, Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans, *Computers & Fluids* 32 (7) (2003) 995–1015.
- [10] Y.-C. Shih, H.-C. Hou, H. Chiang, On similitude of the cross flow fan in a split-type air-conditioner, *Applied Thermal Engineering* 28 (14-15) (2008) 1853–1864.

- [11] A. Toffolo, A. Lazzaretto, A. D. Martegani, Cross-flow fan design guidelines for multi-objective performance optimization, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy 218 (1) (2004) 33–42. arXiv:<https://doi.org/10.1243/095765004322847071>, doi: 10.1243/095765004322847071.
URL <https://doi.org/10.1243/095765004322847071>
- [12] A. Howell, Fluid dynamics of axial compressors, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 153 (1) (1945) 441–452.
- [13] A. Toffolo, A. Lazzaretto, A. Martegani, On cross-flow fan similarity : Effects of casing shape, J. of Fluids Engineering 123 (2001).
- [14] A. Toffolo, On cross-flow fan theoretical performance and efficiency curves : An energy loss analysis on experimental data, J. Fluids Eng. 126 (5) (2004) 743–751.
- [15] A. Lazzaretto, A criterion to define cross-flow fan design parameters, J. Fluids Eng. 125 (4) (2003) 680–683.
- [16] J. Combes, P. Bert, J. Pessiani, J. Kueny, Unsteady flow calculation in a cross flow fan using a finite element method, Tech. rep., ASME 96-GT-443 (1996).
- [17] A. Porter, E. Markland, A study of the cross flow fan, Journal of Mechanical Engineering Science 12 (6) (1970) 421–431.
- [18] S. Khelladi, S. Kouidri, F. Bakir, R. Rey, Flow study in the impeller–diffuser interface of a vaned centrifugal fan (2005).
- [19] S. Khelladi, S. Kouidri, F. Bakir, R. Rey, Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan, Journal of Sound and Vibration 313 (1-2) (2008) 113–133.
- [20] B. Brandon, Ventilation en milieu industriel, Site web : <http://www.ventilation-industrie.fr/11es-differentes-technologies-de-ventilateurs>.
- [21] L. Preszler, T. Lajos, Experiments for the development of the tangential flow fan, in : Proc. of the 4th Conference on Fluid Machinery, Budapest, Akademiai Kiado, 1972, pp. 1071–1082.
- [22] P. R. Tuckey, The aerodynamics and performance of a cross flow fan, Ph.D. thesis, Durham University (1983).
- [23] B. Eck, Fans, 1st English ed., Pergamon Press, Oxford (1973).

- [24] A. Moore, The tangential fan-analysis and design, in : Proc. of the Conference on Fan Technology and Practice, London, 1972, pp. 66–82.
- [25] Y. J. Kim, Flow characteristics in a cross-flow fan with various design parameters, in : Fluid Machinery and Fluid Mechanics, Springer, 2009, pp. 255–261.
- [26] W. Zhang, J. Yuan, Q. Si, Y. Fu, Investigating the in-flow characteristics of multi-operation conditions of cross-flow fan in air conditioning systems, Processes 7 (2019) 959. doi:10.3390/pr7120959.
- [27] H. Trampusch, Cross-flow fan, ASME (64-WA/FE-26) (1964).
- [28] K. Yamafuji, Studies on the flow of cross-flow impellers : 1st report, experimental study, Bulletin of JSME 18 (123) (1975) 1018–1025.
- [29] Y. Cho, Y. Moon, S. Jin, Numerical prediction of cross-flow fan performance and noise characteristics by unsteady flow computations (1999).
- [30] H. Tsurusaki, Y. Tsujimoto, Y. Yoshida, K. Kitagawa, Visualization measurement and numerical analysis of internal flow in cross-flow fan (1997).
- [31] S. MURATA, K. NISHIHARA, An experimental study of cross flow fan : 1st report, effects of housing geometry on the fan performance, Bulletin of JSME 19 (129) (1976) 314–321.
- [32] S. S. Rao, Engineering optimization : theory and practice, John Wiley & Sons, 2019.
- [33] J. D. Kummer, T. Q. Dang, High-lift propulsive airfoil with integrated crossflow fan, Journal of Aircraft 43 (4) (2006) 1059–1068.
- [34] C. Gologan, S. Mores, H. Steiner, A. Seitz, Potential of the cross-flow fan for powered-lift regional aircraft applications, in : 9th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations Conference (ATIO) and Aircraft Noise and Emissions Reduction Symposium (ANERS), 2009, p. 7098.
- [35] H. Oh, M. K. Chung, Optimum values of design variables versus specific speed for centrifugal pumps, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy 213 (3) (1999) 219–226.
- [36] H. W. Oh, E. S. Yoon, M. Chung, An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy 211 (4) (1997) 331–338.

- [37] A. Stodola, Steam and gas turbines : with a supplement on the prospects of the thermal prime mover, Vol. 2, McGraw-Hill, 1927.
- [38] W. Jansen, A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradient are present, Inst. Mech. Eng. Internal Aerodynamics (1970).
- [39] R. H. Aungier, Turbine aerodynamics, American Society of Mechanical Engineers Press, New York (2006).
- [40] J.-W. Kim, E. Y. Ahn, H. W. Oh, Performance prediction of cross-flow fans using mean streamline analysis, International Journal of Rotating Machinery 2005 (2005).
- [41] O. Conrad, K. Raif, M. Wessels, The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers, Performance prediction of centrifugal pumps and compressors (1979) 135–147.
- [42] J. Kennedy, R. Eberhart, Particle swarm optimization, in : Proceedings of ICNN'95-international conference on neural networks, Vol. 4, IEEE, 1995, pp. 1942–1948.
- [43] A. Carter, The axial compressor, Gas Turbine Principles and Practice 5 (1955).
- [44] L. Lazzarotto, A. Lazzaretto, A. Martegani, A. Macor, On cross-flow fan similarity : Effects of casing shape, Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme - J FLUID ENG 123 (09 2001). doi:10.1115/1.1379033.
- [45] J. H. Horlock, Axial flow compressors, fluid mechanics and thermodynamics, Butterworths scientific publications, 1958.
- [46] P. Mortier, Fan or blowing apparatus, US Pat (507,445) (1893).
- [47] S. Tanaka, S. Murata, Scale effects in cross flow fans : Effects of fan dimensions on flow details and the universal representation of performances, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering 38 (3) (1995) 388–397.
- [48] T. Lajos, Investigation of the flow characteristics in the impeller of the tangential fan, in : Proc. 5th Conf. Fluid Machinery, Budapest, 1975, Vol. 567, 1975.
- [49] S. Tanaka, S. Murata, Scale effects in cross-flow fans : Effects of fan dimensions on performance curves, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering 37 (4) (1994) 844–852.
- [50] I. Tsalicoglou, B. Phillipsen, Design of radial turbine meridional profiles using particle swarm optimization, in : 2nd International Conference on Engineering Optimization, 2010.

- [51] S. Jian, L. Xin, W. Shaoping, Dynamic pressure gradient model of axial piston pump and parameters optimization, *Mathematical Problems in Engineering* 2014 (2014).
- [52] E. Ampellio, F. Bertini, A. Ferrero, F. Larocca, L. Vassio, Turbomachinery design by a swarm-based optimization method coupled with a cfd solver, *Advances in aircraft and spacecraft science* 3 (2) (2016) 149.
- [53] M. A. A. Chikh, I. Belaidi, S. Khelladi, J. Paris, M. Deligant, F. Bakir, Efficiency of bio-and socio-inspired optimization algorithms for axial turbomachinery design, *Applied Soft Computing* 64 (2018) 282–306.
- [54] D. H. Gossett, Investigation of cross flow fan propulsion for lightweight vtol aircraft, Tech. rep., NAVAL POSTGRADUATE SCHOOL MONTEREY CA (2000).
- [55] M. A. Q. Mazumder, V. Golubev, S. Gudmundsson, Parametric study of aerodynamic performance of an airfoil with active circulation control using leading edge embedded cross-flow fan, 2019. doi:10.2514/6.2019-0577.
- [56] D. Yanyan, J. Wang, W. Wang, B. Jiang, Q. Xiao, T. Ye, Multi-condition optimization of a cross-flow fan based on the maximum entropy method, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy* 235 (2021) 095765092199399. doi:10.1177/0957650921993996.
- [57] H. Endoh, S. Enami, Y. Izumi, J. Noguchi, Experimental study on the effects of air flow from cross-flow fans on thermal comfort in railway vehicles, in : *Congress of the International Ergonomics Association*, Springer, 2018, pp. 379–388.
- [58] A. Lazzaretto, A. Toffolo, A. Martegani, A systematic experimental approach to cross-flow fan design, *J. Fluids Eng.* 125 (4) (2003) 684–693.
- [59] A. Toffolo, A. Lazzaretto, A. D. Martegani, An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan, *Experimental Thermal and Fluid Science* 29 (1) (2004) 53–64.
- [60] A. Toffolo, On the theoretical link between design parameters and performance in cross-flow fans : a numerical and experimental study, *Computers & Fluids* 34 (1) (2005) 49–66.
- [61] R. C. Monroe, Fans and blowers, *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology* (2000).