



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ BOUIRA
FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUÉES
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre : /Master/2021.

Série : /GM/2021.

Projet de Fin d'Etude
Présenté pour obtenir le diplôme de **Master**
En **Génie Mécanique**

Option :
Énergétique

Analyse de Fluide et Performance d'un Ventilateur Axial à l'aide de CFD

Par :

Kaddour Nassim et Fadel Youcef el Sadik

Soutenu le : / /2021

Devant le jury composé de :

Président : M^r.

Rapporteur : M^r. MAHFOUD.B

M.C. A

Université Bouira

Université Bouira

Examineurs :

M^r

M^r.

Université Bouira

Université

Dédicace

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et

leurs prières tout au long de mes études,

A mes chers frères pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien

infaillible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Nassim

Dédicace

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et
leurs prières tout au long de mes études,

A mes chers frères pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien
infaillible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Youcef

Remerciements

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de mémoire, monsieur b. Mahfoud. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

ملخص

مراوح الطرد المركزي هي آلات لنقل الغاز مثل الهواء، وتسرع بشكل أكبر إلى الخارج من العجلة إلى كارتر المحيط بها. وكثيراً ما تستخدم في نظم التدفئة والتهوية وتكييف الهواء. غير أنه يمكن زيادة كفاءة المروحة من خلال استكشاف مواصفات الأداء التفصيلية لهذه المروحة وإجراء تغييرات في الهندسة. أداء المروحة يبدأ في الهبوط أكثر من نقطة التصميم. في هذا السياق، تم إجراء محاكاة عددية بهدف التنبؤ بمجال التدفق الذي يمر عبر مروحتين محوريّتين في نفق أو قفص يحتوي على مكونات إلكترونية. يكون التدفق ثلاثي الأبعاد ومضطرب، حيث يمكن أن يحدث أثناء امتصاص ودفع الهواء.

البرنامج CFD Fluent استخدام في عمليات المحاكاة العددية الخاصة بحالتين مختلفتين: مع انتقال الحرارة. سمحت النتائج التي تم الحصول عليها لدينا بفهم أفضل لظواهر التدفق المعني، ولا سيما تحسين نقل الحرارة عن طريق ضغط الهواء في الغرف أو الأنفاق التي تحتوي على مكونات إلكترونية.

الكلمات المفتاحية: مراوح الطرد المركزي، التدفق المضطرب، CFD، الأداء

Résumé

Les ventilateurs centrifuges sont des machines pour déplacer un gaz, tel que l'air, en l'accélération radialement vers l'extérieur dans une roue vers un carter environnant. Ils sont souvent utilisés dans les systèmes de chauffage et de ventilation et de climatisation (CVC). Mais, l'efficacité du ventilateur peut encore être améliorée en étudiant leurs caractéristiques de performances détaillées et en modifiant leur géométrie. Au-delà de son point de conception, les performances du ventilateur commencent à chuter. Dans ce cadre une simulation numérique dans le but est de prédire le champ d'écoulement qui traverse deux ventilateurs axiaux dans un tunnel ou cage qui contient des composants électroniques a été réaliser. L'écoulement étant tridimensionnel et turbulent, tel qu'on peut rencontrer dans l'aspiration et le renflement de l'air. Le code CFD Fluent basé sur la méthode des volumes finis a été utilisé pour un écoulement turbulent en utilisant le modèle k- ϵ . Nos simulations numériques ont été présentées dans deux cas différentes : avec et sans transfert de chaleur. Les résultats obtenus nous ont permis une meilleure compréhension de la phénoménologie de l'écoulement en question, notamment l'amélioration de transfert de chaleur par refoulement d'air dans des chambres ou des tunnels contiennent des composants électroniques.

. **Mots Clés** : ventilateurs centrifuges, écoulement turbulent, CFD, performances

Abstract

Centrifugal fans are machines for moving a gas, such as air, by accelerating it radially outward in an impeller towards a surrounding casing. They are often used in heating and ventilation and air conditioning (HVAC) systems. But, the efficiency of the fan can be further improved by studying their detailed performance characteristics and modifying their geometry. Beyond its design point, the fan's performance begins to drop. In this context, a numerical simulation with the aim of predicting the flow field which passes through two axial fans in a tunnel or cage which contains electronic components has been carried out. The flow is three-dimensional and turbulent, such as can be encountered in the suction and bulge of air. The CFD Fluent code based on the finite volume method was used for turbulent flow using the k- ϵ model. Our numerical simulations were presented in two different cases: with and without heat transfer. The results obtained our allowed a better understanding of the phenomenology of the flow in question, in particular the improvement of heat transfer by air discharge in chambers or tunnels contain components.

Keywords: centrifuge fans, turbulent flow, CFD, performance

Sommaire

Dédicace.....	i
Remerciement	iii
ملخص.....	iv
Résumé.....	v
Abstract.....	vi
Sommaire.....	vii
Liste des tableaux.....	viii
Liste des figures.....	viii
Nomenclature.....	vii
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités et revue bibliographique.....	4
I.1 Introduction.....	4
I.2 Histoire des ventilateurs.....	4
I.2.1 Les ventilateurs en générale.....	4
I.2.2 Ventilateur vapeur :.....	5
I.2.3 Ventilateur électrique :.....	5
I.3 Définition d'un ventilateur :.....	6
I.4 Utilité de ventilateur :.....	7
I.5 Type de ventilateur :.....	7
I.5.1 : Les ventilateurs hélicoïdaux (ou axiaux) :.....	7
I.5.2 : Les ventilateurs centrifuges :.....	7
I.5.3 : Les ventilateurs tangentiels :.....	8
I.6 Comment fonctionne un ventilateur.....	9
I.7 Revue bibliographique.....	10
I.7.1 Etat de l'art et développements récents.....	10
I.7.2 Actualité, état de l'art et développements récents.....	12
I.8 Conclusion :.....	14
Chapitre II : Performance des ventilateurs.....	16

II.1	Introduction.....	16
II.2	Tables des performances et les courbes des ventilateurs	16
II.2.1	Tables de performances du ventilateur.....	16
II.2.2	Utilisation des tableaux de performances	16
II.2.3	Courbes de ventilateur.....	19
II.2.4	Courbes de résistance du système.....	21
II.3	Lois des ventilateurs :	24
II.3.1	Équations de droit des ventilateurs	24
II.4	Conclusion	25
Chapitre III : Model mathématique et méthode numérique		27
III.1	Introduction :	27
III.2	Géométrie du problème :.....	27
III.3	Equations de transports	28
III.3.1	Equation de continuité :.....	28
III.3.2	Equations de conservation de quantité de mouvement :	28
III.3.3	Equations de conservation de l'énergie :	29
III.4	Modélisation de la turbulence :	29
III.4.1	Le modèle k-ε standard :	30
III.5	Détails numériques utilisent dans ce travail	32
III.5.1	Le préprocesseur Workbench 18.2 (New DisignModeler).....	32
III.5.2	Les conditions aux limites.....	34
III.6	Les critères de convergences	36
III.7	Conclusion	36
Chapitre IV : Résultats et discussion		38
IV.1	Introduction.....	38
IV.2	Cas 1 : Sans transfert de chaleur	39
IV.3	Cas 2 : Avec transfert de chaleur	42

Conclusion générale 47

Bibliographie..... 49

Liste des figures

FigureI.1	Ventilateurs box 1980	6
FigureI.2	Un ventilateur axial pour le refroidissement des équipements électriques	7
FigureI.3	Ventilateur centrifuge	8
FigureI.4	Schéma des principes du ventilateur tangentiel	8
FigureI.5	Mesure de la hauteur manométrique totale d'un ventilateur	9
FigureI.6	Ventilateurs axiaux modernes à faible vitesse	11
FigureI.7	The evolution of the aerodynamic design of low-speed axial fans during the years.	14
FigureII.1	Iso courbes RPM.	19
FigureII.2	Les performances pour une taille de ventilateur et un RPM donnés	20
FigureII.3	Les effets du changement de vitesse	20
FigureII.4	CFM (Débit du ventilateur) typiques des roues centrifuges.	21
FigureII.5	La pression en fonction de débit	22
FigureII.6	La courbe de résistance du système	22
FigureII.7	La courbe de conception du système, et courbe de surtension du ventilateur	23
FigureII.8	Les performances du ventilateur ancien et du nouveau ventilateur.	25
FigureIII.1	Géométrie du problème	27
FigureIII.2	Maillage de la géométrie avec « New DisignModeler » (Vue 3D)	33
FigureIII.3	Condition aux limites du problème adimensionnel.	35
FigureIII.4	Condition aux limites de ventilateur	36
FigureIV.1	Contours de vitesse (2D) en haut et (3D) en bas	49

FigureIV.2	Fonction de courant (2D)	40
FigureIV.3	Contours de pression	40
FigureIV.4	Contours énergie cinétique turbulente (2D) en haut et (3D) en bas	41
FigureIV.5	Contours de vitesse (2D) en haut et (3D) en bas	42
FigureIV.6	Fonction de courant (2D) en haut et (3D) en bas	43
FigureIV.7	Contours de température (2D) en haut et (3D) en bas	44
FigureIV.8	Contours énergie cinétique turbulente (2D) en haut et (3D) en bas	45

Listes des tableaux

Tableau.II.1	Performances pour les ventilateurs basse et moyenne pression	17
Tableau II.2	Performances pour les ventilateurs à plus haute pression	18
Tableau III.1	Maillage du domaine	32
Tableau III.2	Schéma de discrétisation.	33
Tableau III.3	Les valeurs de sous relaxation	34

Nomenclature

A	m^2	Surface
$C_{s1}, C_{s2},$ C_{s3}		Constantes du modèle de turbulence
C_μ		Constante de modélisation $C_\mu = 0,09$
C_p	$[j/kg\ K]$	Capacité calorifique à pression constante
F	$[m /s^2]$	Force de volume
h	$[j.kg^{-1}]$	Enthalpie massique
I	$[\%]$	Intensité de turbulence
k	$[j/kg]$	Energie cinétique turbulente
m_k	$[kg]$	Masse de l'espèce k
N	$[-]$	Nombre d'espèce
P	$[pa]$	Pression statique
Pr	$[-]$	Nombre de Prandtl
Re	$[-]$	Nombre de Reynolds
Sf		Efficacité statique
Sp	$[pa]$	Pression statique
cfm	$[M^3 /s]$	Flux d'air
bhp	$[w]$	Puissance au frein
Sones		Mesure de bruit
Rpm		Rotation per minute

Γ_{\emptyset}		Coefficient de diffusion de \emptyset
h_c	[w/m ² k]	Coefficient de transfert de chaleur par convection
μ	[kg/ms]	Viscosité dynamique
μ_t	[kg/ms]	Viscosité dynamique turbulente
ν	[m ² /s]	Viscosité cinématique
ν_t	[m ² /s]	Viscosité cinématique turbulente
ρ	[kg/m ³]	Masse volumique
τ_{ij}	[N/m ²]	Tenseur des forces visqueuses
ω'	[Mole/cm ³ .s]	Taux de réaction

Introduction générale

Introduction générale

Un ventilateur est un appareil destiné, comme son nom l'indique, à créer un vent artificiel, un courant d'air. Les premiers ventilateurs étaient mus par la force humaine ou animale. Avec la révolution industrielle de grands ventilateurs centrifuges ont été mus par des machines à vapeur, puis électriques (par exemple pour l'aérage des galeries de mines souterraines). Dorénavant les ventilateurs sont mus par un moteur électrique qui entraîne une hélice ou une turbine. Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les liquides compressibles ; Ils sont utilisés dans une variété d'applications :

- La cheminée des chaudières à brûler du carburant.
- Gaz de décoration de l'aspirateur, fours, fonderie.
- Ventilation des locaux

Le ventilateur est une turbomachine réceptrice, comportant une ou plusieurs roues autour d'un axe, entraînée par une puissance mécanique primaire qui lui est transmise. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant, une puissance mécanique utilisable (puissance utile) correspondant à un travail réel.

La somme de la pression totale à l'ouïe d'aspiration et de la pression totale au refoulement représente la hauteur manométrique totale du ventilateur. Il s'ensuit l'établissement d'un débit du fluide continu

Les composants de base du ventilateur consistent en une roue et un carter pour diriger le débit d'air. Les principes de base du fonctionnement des ventilateurs sont traités sous les deux rubriques principales ventilateurs centrifuges et ventilateurs axiaux. Les ventilateurs centrifuges déplacent l'air grâce à la force centrifuge produite par le déplacement de l'air entre les pales de la roue et l'inertie générée par la vitesse de l'air quittant les pales de celle-ci. Le carter d'un ventilateur centrifuge peut être à sortie radiale continue ou spiralé à sortie unique. Le carter à sortie radiale continue souffle efficacement l'air lorsqu'aucun raccord de gaine en aval n'est requis, tandis que le carter spiralé produit l'écoulement d'air à haute vitesse. Cet air se comprime et se dirige uni directionnellement vers un réseau de gaines.

Les simulations numériques offrent une alternative attrayante pour l'investigation et le développement de ces systèmes. De telles simulations fournissent des informations détaillées

sur l'évolution des processus de fonctionnement des ventilateurs. La limitation majeure est la précision des modèles mathématiques et des schémas numériques. Cette limitation est reliée principalement aux performances de l'outil informatique.

Le but essentiellement de notre simulation est de prédire le champ d'écoulement de ventilateur axiale.

Ce document s'articule en gros comme suit

Dans le chapitre 1, une description générale sur le fonctionnement des ventilateurs, en suite les notions fondamentaux des ventilateurs et en fin les déférents études réaliser dans ce domaine.

Dans le deuxième chapitre, il comporte les rappels dynamiques et mécaniques des fluides, qui font appel aux lois de l'écoulement permanent d'un fluide.

Dans le troisième chapitre, nous allons exposer la méthode numérique utilisée basé sur la méthode de volume finie. Ensuite nous exposons les déférentes démarches de l'utilisation de l'logiciel ANSYS- FLUENT.

Dans le chapitre 4, les résultats du modèle obtenus par simulation numérique sont regroupés et discutés dans deux cas : avec et sans transfert de chaleur. Finalement, des conclusions et perspectives sont proposées dans la fin de ce travail.

Chapitre I

Généralités et revue bibliographique

Chapitre I : Généralités et revue bibliographique

I.1 Introduction

Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes permettent des débits importants mais ne peuvent en général assurer des différences de pression importantes que si la vitesse périphérique des pales est importante. Ils sont alors souvent bruyants. Des progrès récents permettent cependant à certains constructeurs d'obtenir des caractéristiques semblables aux ventilateurs centrifuges avec des niveaux de bruit à peine plus élevés. Ces ventilateurs sont en outre très simples à implanter et de faible coût.

I.2 Histoire des ventilateurs

I.2.1 Les ventilateurs en générale

Le ventilateur de punkah a été utilisé en Inde vers 500 avant notre ère. C'était un ventilateur portable fabriqué à partir de bandes de bambou ou d'autres fibres végétales, qui pouvaient être tournés ou soufflés pour déplacer l'air. Pendant la domination britannique, le mot a été utilisé par les Anglo-Indiens pour désigner un grand ventilateur plat oscillant, fixé au plafond et tiré par un serviteur appelé le punkawallah.

Pour les besoins de la climatisation, l'artisan et ingénieur Han Ding Huan a inventé un ventilateur rotatif à commande manuelle avec sept roues mesurant 3 m de diamètre ; au 8ème siècle les Chinois ont appliqué de l'énergie hydraulique pour faire tourner les roues du ventilateur pour la climatisation, tandis que le ventilateur rotatif est devenu encore plus courant.

Au 17ème siècle, les expériences de scientifiques, dont Otto von Guericke, Robert Hooke et Robert Boyle, ont établi les principes de base du vide et du flux d'air. L'architecte anglais Sir Christopher Wren a appliqué un système de ventilation précoce dans les chambres du Parlement qui utilisait des soufflets pour faire circuler l'air. La conception de Wren serait le catalyseur de l'amélioration et de l'innovation beaucoup plus tard. Le premier ventilateur rotatif utilisé en Europe était pour la ventilation des mines au 16ème siècle, comme l'illustre Georg Agricola (1494-1555) [3].

En 1727, John Theophilus Desaguliers, un ingénieur britannique, fit la démonstration de l'utilisation réussie d'un système de ventilation pour extraire l'air stagnant des mines de charbon et, peu après, il installa un appareil similaire au Parlement [4]. Une bonne ventilation

était particulièrement importante dans les mines de charbon pour réduire les victimes d'asphyxie. L'ingénieur civil John Smeaton, et plus tard John Buddle ont installé des pompes à air alternatives dans les mines du nord de l'Angleterre. Cependant, cette disposition n'était pas aussi idéale que la machine risquait de tomber en panne.

I.2.2 Ventilateur vapeur

En 1849, un ventilateur à vapeur de 6 m de rayon, conçu par William Brunton, a été mis en service dans la mine de charbon GellyGaer du sud du Pays de Galles. Le modèle a été exposé à la Grande Exposition de 1851. Toujours en 1851, David Boswell Reid, un médecin écossais, installa quatre ventilateurs à vapeur dans le plafond de l'hôpital St George de Liverpool, de sorte que la pression produite par les ventilateurs forcerait l'air entrant vers le haut et à travers les événements dans le plafond [5] [6]. Des améliorations dans la technologie ont été apportées par James Nasmyth, le Français Théophile Guibal et J. R. Waddle [7]

I.2.3 Ventilateur électrique

Entre 1882 et 1886, Schuyler Wheeler inventa un ventilateur alimenté par l'électricité [8]. Il a été commercialisé par la société américaine Crocker & Curtis électrique moteur company. En 1885, un ventilateur électrique de bureau était disponible dans le commerce par Stout, Meadowcraft & Co. à New York [9]

En 1882, Philip Diehl a développé le premier ventilateur de plafond électrique au monde. Au cours de cette période intense d'innovation, les ventilateurs alimentés par l'alcool, l'huile ou le kérosène étaient courants au tournant du 20ème siècle. En 1909, KDK du Japon a été le pionnier de l'invention de ventilateurs électriques produits en série pour un usage domestique. Dans les années 1920, les progrès industriels ont permis de produire en série des ventilateurs en acier sous différentes formes, ce qui a fait baisser les prix des ventilateurs et permis à plus de propriétaires de se les offrir. Dans les années 1930, le premier éventail art déco (le "Silver Swan") a été conçu par Emerson [10]. Dans les années 1940, Crompton Greaves de l'Inde est devenu le plus grand fabricant mondial de ventilateurs de plafond électriques principalement à vendre en Inde, en Asie et au Moyen-Orient. Dans les années 1950, les ventilateurs de table et de stand ont été fabriqués dans des couleurs vives et accrocheuses.

Dans les années 1960, de nombreuses entreprises ont cessé de produire des ventilateurs [11], mais au milieu des années 1970, avec une prise de conscience croissante du coût de l'électricité et de la quantité d'énergie utilisée pour chauffer et refroidir les maisons, les

ventilateurs de plafond de style du début du siècle sont redevenus extrêmement populaires en tant qu'unités décoratives et économes en énergie.

En 1998, William Fairbank et Walter K. Boyd ont inventé le ventilateur de plafond à haut volume et basse vitesse (HVLS), conçu pour réduire la consommation d'énergie en utilisant de longues pales de ventilateur tournant à basse vitesse pour déplacer un volume d'air relativement important [13]

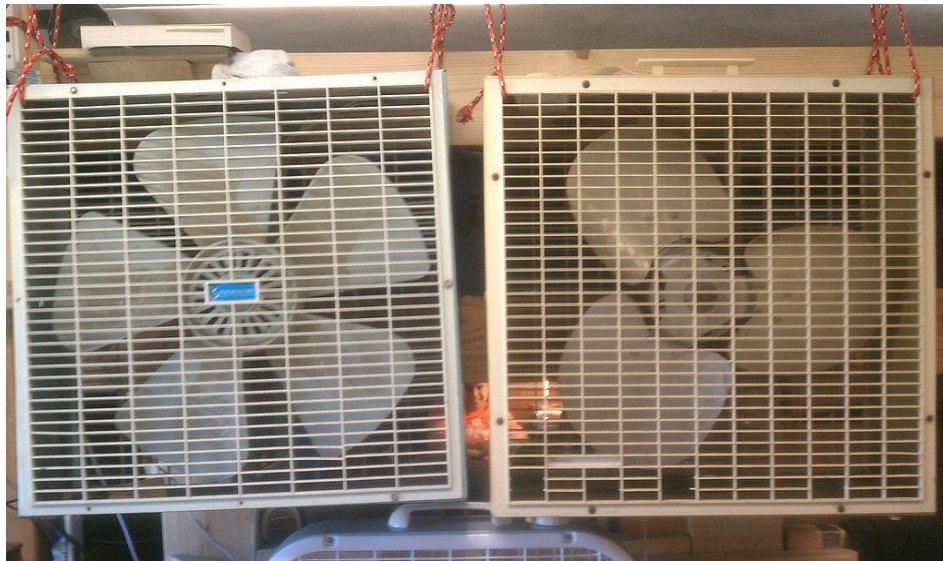


Figure I-1 Ventilateurs box 1980

I.3 Définition d'un ventilateur

Un ventilateur est un appareil destiné, comme son nom l'indique, à créer un vent artificiel, un courant d'air [14].

Les premiers ventilateurs étaient mus par la force humaine ou animale.

Avec la révolution industrielle de grands ventilateurs centrifuges ont été mus par des machines à vapeur, puis électriques (par exemple pour l'aérage des galeries de mines souterraines). Dorénavant les ventilateurs sont mus par un moteur électrique qui entraîne une hélice ou une turbine

I.4 Utilité de ventilateur

Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les liquides compressibles ; Ils sont utilisés dans une variété d'applications [15].

- 1) La cheminée des chaudières à brûler du carburant.
- 2) Gaz de décoration de l'aspirateur, fours, fonderie.
- 3) Ventilation des locaux

I.5 Type de ventilateur

Selon la trajectoire du fluide dans leur roue [16], il existe trois grands types de ventilateurs [17] :

I.5.1 Les ventilateurs hélicoïdaux (ou axiaux)

Constitués de deux parties statiques, le distributeur et le diffuseur, plus une partie mobile l'hélice propulsée par le moteur. Le fluide arrive par le distributeur et l'hélice projette le fluide sur le diffuseur. Sur les ventilateurs à usage domestique le distributeur et le diffuseur sont souvent absents.



Figure I.2 Un ventilateur axial pour le refroidissement des équipements électriques

I.5.2 Les ventilateurs centrifuges

constitués de deux parties principales : une roue à aubes entraînée par un moteur tourne dans un stator épousant la roue, ce stator comporte deux ouvertures, la première alimente la partie

centrale de la roue en fluide, lequel pénètre par dépression et est soufflé par effet centrifuge par le deuxième orifice.

Ils permettent d'atteindre une pression par accélération de l'air dans des roues à aubes en rotation puis par décélération dans les diffuseurs à large rayon de courbure. Ces ventilateurs permettent une régulation modulée du débit d'air en maintenant une pression constante par simple action d'une vanne en aspiration.

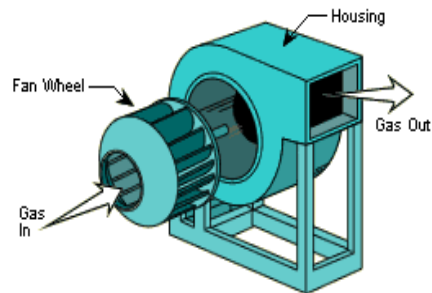


Figure I-3 : Ventilateur centrifuge

I.5.3 Les ventilateurs tangentiels

Utilisent aussi une roue à aube, habituellement beaucoup plus longue que son diamètre. Contrairement aux ventilateurs centrifuges, les extrémités du cylindre sont fermées. La trajectoire de l'air est perpendiculaire à l'axe de rotation, que ce soit en entrée ou en sortie. Les ventilateurs colonne sont des ventilateurs tangentiels placés verticalement.

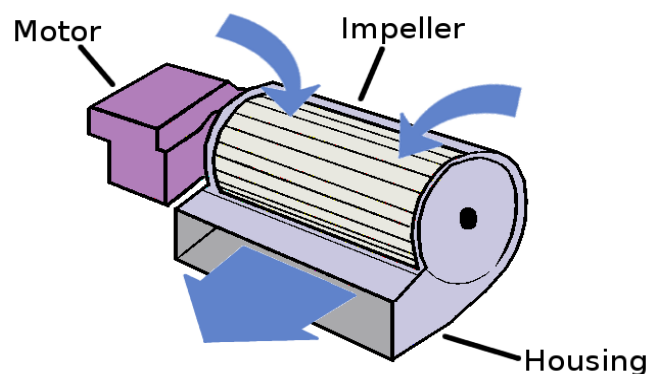


Figure I-4 Schéma des principes du ventilateur tangentiel

Selon leur rôle, les ventilateurs peuvent être des ventilateurs en conduit, des ventilateurs de paroi, des ventilateurs accélérateurs, des ventilateurs brasseurs d'air ou des rideaux d'air[18]

Il existe d'autres types de ventilateurs, par exemple le ventilateur sans pales apparentes, l'Air Multiplier de la société Dyson. Ce ventilateur est constitué d'un pied surmonté d'un simple anneau. Le flux engendré par le moteur et les pales situés dans le pied est dévié dans l'anneau puis projeté. Il ne présente pas de pièces mécaniques mobiles visibles.

I.6 Comment fonctionne un ventilateur

Le ventilateur est une turbomachine réceptrice, comportant une ou plusieurs roues autour d'un axe, entraînée par une puissance mécanique primaire qui lui est transmise. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant, une puissance mécanique utilisable (puissance utile) correspondant à un travail réel [19].

La somme de la pression totale à l'ouïe d'aspiration et de la pression totale au refoulement représente la hauteur manométrique totale du ventilateur. Il s'ensuit l'établissement d'un débit du fluide continue (figure 2).

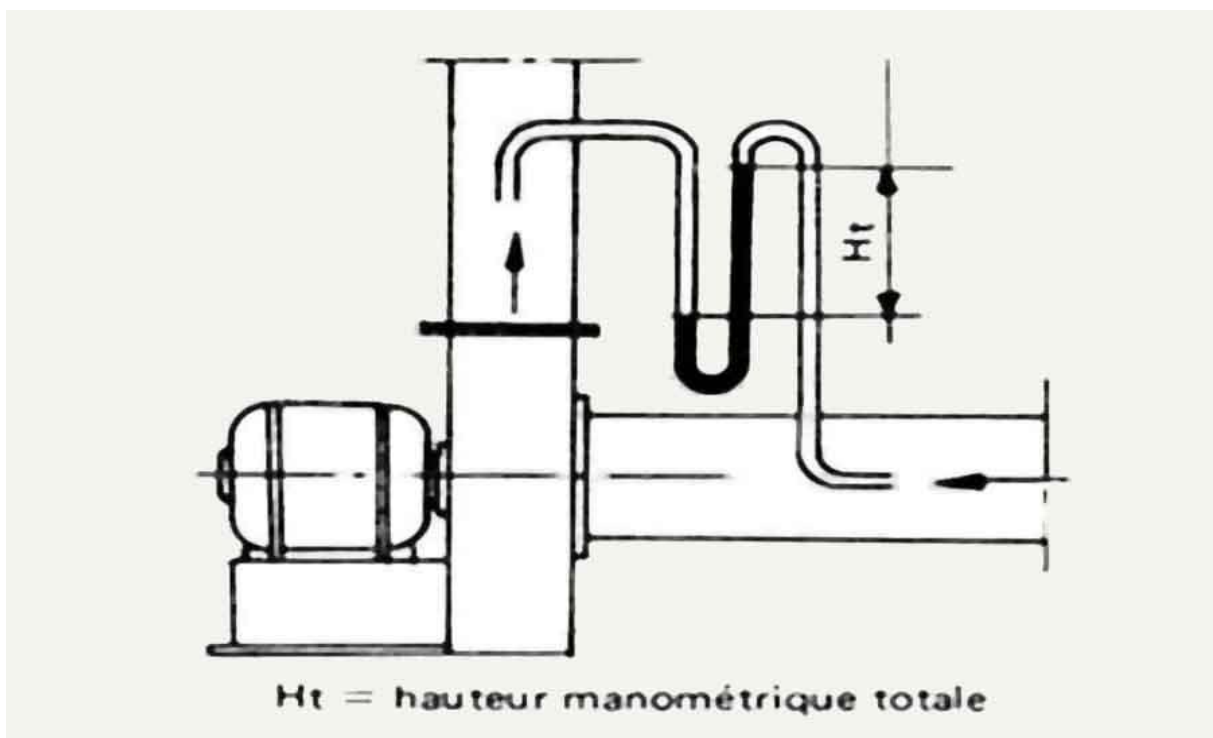


Figure I.5 Mesure de la hauteur manométrique totale d'un ventilateur

I.7 Revue bibliographique

I.7.1 Etat de l'art et développements récents

Dans la dernière partie du 20ème siècle, l'analyse CFD était déjà devenue un outil important pour les concepteurs de turbomachines. Une belle image de 1992 sur l'état de l'utilisation de CFD dans la conception de turbomachines (et les ventilateurs en particulier) a été fournie par Osnaghi [20] dans. En particulier, cet auteur présente les utilisations précédentes de méthodes potentielles, les approches Eulériennes (inviscides) et Reynolds Average Navier Stokes (RANS) directement dans le processus de conception pour tenir compte des effets tridimensionnels. Dans la même référence, l'auteur fait également référence aux divergences entre les résultats d'une simulation de type potentiel et les observations expérimentales obtenues par l'utilisation de techniques de vélocimètre à laser doppler sur un ventilateur à rotor unique avec pales à vortex forcé.

Contrairement à l'industrie aéronautique, cependant, les concepteurs et les fabricants de ventilateurs industriels ont mis des années avant d'adopter ces outils numériques, car leur utilisation n'était justifiée que pour des cas particuliers (Smith en [21]). En 1988, il y avait encore une marge pour améliorer les méthodes de conception analytique : Mckenzie [22] par exemple, a proposé une méthode simple pour la conception préliminaire des pales de ventilateur qui implique le calcul de la solidité.

En 1993, Downie et al [23]. Ont affirmé que les fabricants de ventilateurs étaient très réticents à utiliser le CFD. Dans la même référence, les auteurs ont abordé la conception de ventilateurs à rotor unique avec des rapports moyeu-pointe faibles (0,38) et des pales de tourbillons arbitraires (c.-à-d., des conceptions NFV), présentant la validation expérimentale d'une méthode de conception analytique simple. Cette approche comprend un algorithme simple pour le calcul de la distribution du flux méridional, qui avait été initialement présenté par Wallis dans la troisième édition de son livre [24]. Il est remarquable que la méthode de Wallis soit en fait le développement des équations présentées par Ruden [25] et Kahane [26] environ 50 ans auparavant.

Les dernières années ont vu une prolifération d'enquêtes visant à trouver des solutions capables de réduire le bruit des ventilateurs. En ce sens, les techniques numériques ont été fondamentales dans le développement des méthodes de conception des lames NRS. En 1989, Wright et Simmons [27] ont développé et mis en oeuvre la méthode proposée dans [28],

l'appliquant à deux ventilateurs à rotor balayé vers l'avant seulement : les essais expérimentaux ont validé l'approche de conception et ont montré une réduction significative du son par rapport au ventilateur non balayé. S'attaquant à nouveau aux émissions sonores, quelques années plus tard, Beiler et Carolus [29] ont présenté une étude numérique et expérimentale sur les pales de ventilateur asymétriques et balayées, proposant une extension de la méthode de conception d'Eck pour tenir compte facilement des effets NRS. Une autre stratégie de réduction du bruit consiste à installer des plaques d'extrémité à l'extrémité de la lame (voir la figure 01) pour modifier le comportement du débit de fuite et de la structure vorticale connexe [30].

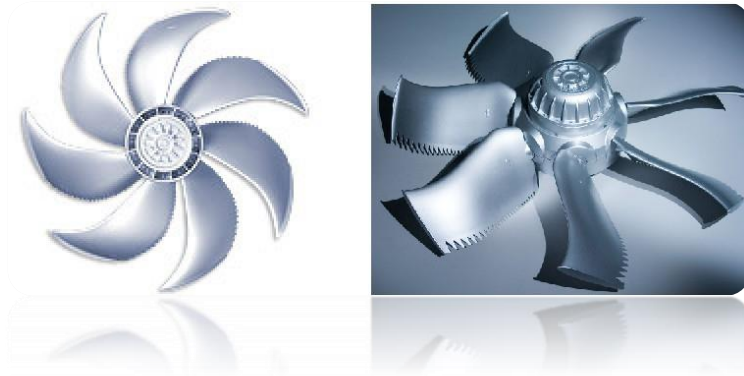


Figure.I.6 Ventilateurs axiaux modernes à faible vitesse

Outre les intérêts acoustiques, les effets des conceptions balayées vers l'avant sur la performance et l'efficacité des ventilateurs avec des lames non-free-vortex ont ensuite été étudiés par Corsini et Rispoli [31] et Vad [32,33]. Ces auteurs ont respectivement souligné les avantages des lames balayées pour fournir une extension de la marge de décrochage et pour obtenir un gain d'efficacité dans le cas de rotors conçus avec des techniques de NFV comportant des gradients positifs de circulation le long du rayon.

Bien qu'il ne soit pas directement lié aux techniques de conception, il est juste de signaler que, pendant les années entre la fin du 20^e siècle et le début du nouveau millénaire, la base de la Conférence des fans a été établie, donnant enfin à la communauté des fans une audience internationale où les derniers développements dans le domaine peuvent être présentés et échangés.

Le nouveau millénaire a également fourni un nouvel outil numérique : les algorithmes évolutifs et les réseaux neuronaux artificiels ont fait leur apparition en tant que nouvel

instrument automatisé pour l'optimisation directe des turbomachines Une fois de plus, cette innovation est venue du domaine de la propulsion aéronautique et est arrivée dans le monde des ventilateurs quelques années plus tard.

I.7.2 Actualité, état de l'art et développements récents

La coutume consolidée actuelle consiste à exécuter la tâche de conception préliminaire sur la base de connaissances théoriques et empiriques, puis à optimiser la géométrie au moyen de l'analyse CFD ou de l'évaluation de prototype. Les codes CFD commerciaux sont principalement utilisés pour l'analyse et l'optimisation des ventilateurs, bien que des codes open source (comme Open FOAM [34] par exemple) soient également utilisés. Néanmoins, l'approche essai-erreur est toujours utilisée sur certains aspects de la conception par plusieurs fabricants de ventilateurs, comme suggéré également dans [35]. Entre-temps, le milieu universitaire a mis au point des méthodes informatisées à flux continu pour évaluer les nouvelles conceptions de ventilateurs (ex : [36.37] à rotor seulement Carolus et Starzmann [38], en particulier, ont inclus l'utilisation de données XFOIL [39] dans leurs routines dans le but de tenir compte du nombre différent de Reynolds des éléments de la lame le long de la lame. En outre, des logiciels de conception automatisée sont apparus sur le marché : ces outils sont capables de fournir la géométrie complète du ventilateur à partir de l'entrée des exigences principales, en basant la conception de la turbomachine sur la théorie et les corrélations empiriques. Pendant ce temps, la recherche universitaire a particulièrement abordé les machines à rotor seul : Lindemann et al [40]. Ont proposé une méthode de conception pour les ventilateurs à faible rapport entre le moyeu et l'extrémité avec des pales à vortex forcées, dans laquelle les auteurs suggèrent l'hypothèse de distributions de vitesse de tourbillon qui diminuent au moyeu et à l'extrémité pour éviter les pertes excessives causées par la recirculation du moyeu et par la garde de l'extrémité. En 2014, Lindemann et al. Ont étendu la méthode de conception pour tenir compte également des géométries balayées pour des raisons aéroacoustiques [41]. À l'inverse, Masi et al [42]. Ont proposé une méthode de conception simple pour les pales balayées à rotation constante (c.-à-d. $c_u = \text{const}$) dans le but d'améliorer la performance et l'efficacité : la méthode est basée sur le calcul du mouvement radial lié à la distribution du tourbillon non libre et implique l'inclinaison des pales selon l'inclinaison du flux méridional inter-pales ; la méthode a donné des résultats prometteurs. Pendant ce temps, les exercices de conception quittent de plus en plus la scène au profit de techniques d'optimisation informatisées. La tendance actuelle à l'évolution de la conception de turbomachines semble s'orienter vers des techniques d'optimisation multidisciplinaires

informatisées et l'avant-garde de la conception aérodynamique des ventilateurs axiaux est représentée par des routines d'optimisation basées sur des réseaux neuronaux : cette approche informatisée compare de façon itérative plusieurs géométries différentes répondant aux exigences, fournissant enfin la géométrie optimisée (par exemple, la plus économe en énergie). Bamberger a recueilli les résultats numériques dans des graphiques de conception qui ont été validés expérimentalement contre trois ventilateurs axiaux à rotor seulement.

Outre les techniques numériques, les travaux d'Epple et al[43]. Et de Willinger [44] présentaient indépendamment une explication théorique du diagramme de Cordier, permettant de mieux comprendre le fonctionnement des ventilateurs.

En conclusion, le diagramme présenté à la figure 02 résume les développements historiques de la discipline de conception du ventilateur axial, y compris les étapes importantes. C'est un bon sens dans la communauté des ventilateurs que les révolutions ne soient pas attendues par de nouveaux modèles dans le futur, mais plutôt par une tendance constante à l'innovation : au cours de sa présentation [45] sur l'histoire de la conception de ventilateurs à la Conférence des ventilateurs de 2015, Godichon a conclu qu'il n'attendait pas beaucoup de nouveautés des installations entrantes. Néanmoins, l'auteur est d'avis qu'il reste encore de la place pour une meilleure compréhension du fonctionnement des ventilateurs (en particulier pour les machines à rotor uniquement), axée sur une méthode de conception aérodynamique globale pour ces machines industrielles largement utilisées, chevaux de travail de nos sociétés.

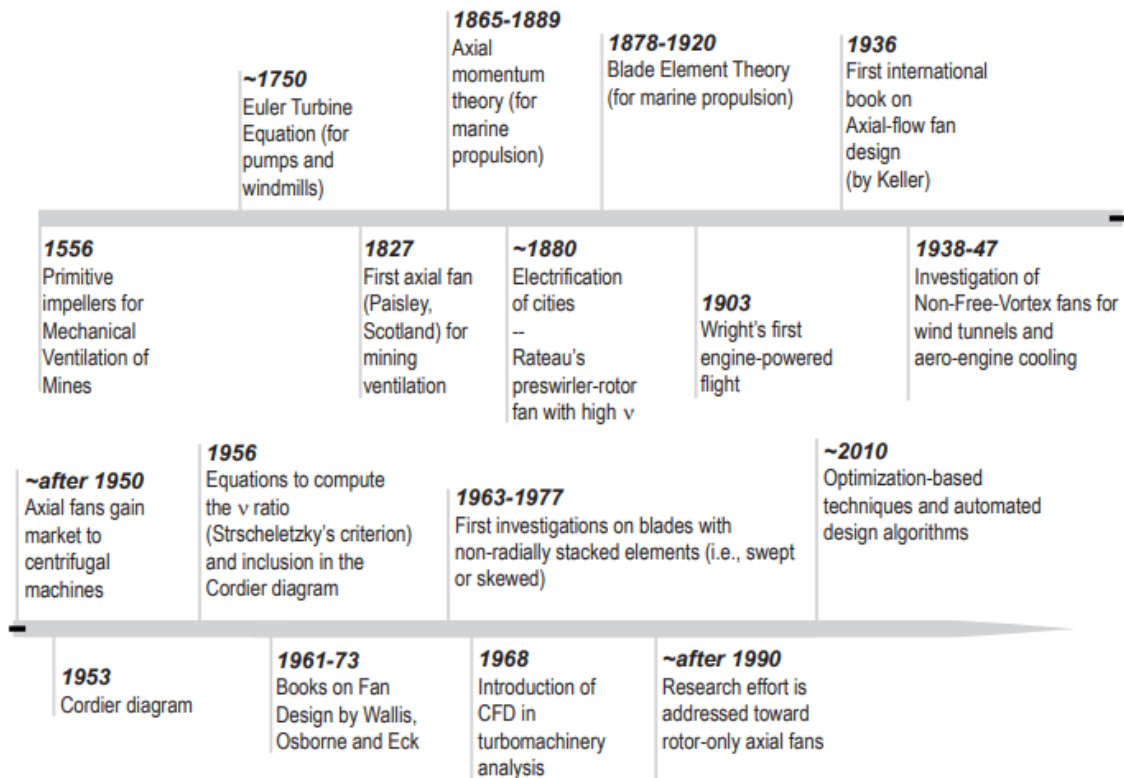


Figure I.7. The evolution of the aerodynamic design of low-speed axial fans during the years.

I.8 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté des généralités sur les ventilateurs, en a donné l'histoire, la définition, l'utilité et les types de ventilateurs et en a fini ce chapitre avec un revue bibliographie qui parle sur les études qu'on était faite à l'aide de CFD

Chapitre II

Performance des ventilateurs

Chapitre II : Performance des ventilateurs

I.1 Introduction

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs des ventilateurs à effectuer des travaux de recherche liés aux industries et ses applications. De ce fait il est nécessaire de comprendre les processus physiques et les principes de base du fonctionnement des ventilateurs et aussi les performances des ventilateurs.

I.2 Tables des performances et les courbes des ventilateurs

Les ingénieurs et les concepteurs qui sélectionnent et spécifient les ventilateurs doivent avoir une bonne connaissance de base. La compréhension de ces sujets est essentielle pour vérifier la sélection originale du ventilateur, résoudre les problèmes après l'installation et comprendre la flexibilité future.

I.2.1 Tables de performances du ventilateur

Les fabricants publient généralement des catalogues contenant des tableaux de performance ou de classement pour chaque taille de ventilateur spécifique. Ces tableaux sont imprimés dans un format compact, affichant uniquement les informations minimales nécessaires pour sélectionner un ventilateur correspondant aux performances souhaitées. Les tableaux de performances sont très faciles à utiliser pour effectuer une sélection initiale et, dans la plupart des cas, ne contiennent que des points de fonctionnement stables. Les tableaux d'évaluation sont publiés dans l'un des deux formats de base disposés avec des colonnes de pression et des rangées de RPM ou de CFM. Au bas du tableau, les énoncés de qualification décrivent la façon dont le ventilateur a été testé et les pertes incluses dans la cote de performance. Dans de nombreux cas, ces tableaux indiquent également les cotes sonores des sons.

I.2.2 Utilisation des tableaux de performances

Ce qui suit est une partie d'un tableau de performances type publié pour les ventilateurs basse et moyenne pression. Ce tableau est commun à la plupart des centrifugeuses et axiales ventilateurs utilisés pour le montage sur le toit, le montage mural et les applications en ligne. Pour utiliser le tableau, recherchez la pression statique requise sur l'axe horizontal supérieur (par exemple, 0,375 pouce wg), puis lisez la colonne de pression statique et trouvez le CFM

requis (par exemple 13791 CFM). La BHP requise pour ce rendement est située directement en dessous du CFM (exemple 1.99). Cet exemple montre également le niveau sonore de la performance sélectionnée (11,7 sons). En lisant à gauche du module CFM sélectionné, vous trouverez le RPM du ventilateur, la taille du moteur et l'identifiant du modèle.

Pression statique (SP) est la résistance au flux d'air (frottement) causée par l'air se déplaçant à travers un tuyau, un conduit, un tuyau, un filtre, des fentes de hotte, des volets de contrôle d'air ou des persiennes. La pression statique est évaluée en pouces de jauge d'eau (in WG) ou l'équivalent métrique, en millimètres de jauge d'eau (mm WG).

Avec 1 in WG = 25,4 (mm jauge d'eau).

$$\text{Efficacité statique (SE)} = \frac{CFM \times P_s}{6343 \times BHP} \quad (\text{II.1})$$

$$\text{Efficacité total (SE)} = \frac{CFM \times P_t}{6343 \times BHP} \quad (\text{II.2})$$

Ou CFM = Débit du ventilateur, ft³/min (1 pied (ft)=0.3048m), Ps = Pression statique, in wg (en millimètres de jauge d'eau), Pt = Pression totale, in wg BHP = Puissance absorbée du ventilateur, HP

MODEL	HP	RPM	STATIC PRESSURE IN INCHES OF W.G.															
			0		0.125		0.25		0.375		0.50		0.75		1.00			
			Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP		
420-5	1/2	220	9353		7846		5075											
		245	6.5	0.31	6.0	0.37	5.5	0.35										
420-7	3/4	280	10416		9104		7304											
			7.2	0.43	6.7	0.50	6.1	0.53										
420-10	1	305	11904		10785		9418		7419									
			8.3	0.64	7.7	0.73	7.1	0.78	6.6	0.77								
420-15	1 - 1/2	350	12966		11959		10781		9272									
			9.4	0.82	8.8	0.94	8.0	1.00	7.3	1.02								
420-20	2	385	14879		14037		13050		11925		10562							
			11.9	1.24	11.2	1.38	10.1	1.46	9.4	1.52	8.6	1.54						
420-20	2	385	16367		15629		14731		13791		12701		9246					
			14.4	1.65	13.5	1.81	12.4	1.91	11.7	1.99	10.7	2.05	8.5	1.92				
		415	17643		16982		16148		15303		14363		12028					

Model Size
RPM required
Motor horsepower size required
BHP at selected performance
CFM selected
Sones at selected performance

TableuII.1. Performances pour les ventilateurs basse et moyenne pression

Chapitre II : Performance des ventilateurs

Le tableau de performances suivant est typique pour les ventilateurs à plus haute pression, tels que les ventilateurs centrifuges logés. Il existe des tables individuelles pour chaque taille de ventilateur et type de roue. Dans la plupart des cas, ces tableaux comporteront des zones ombrées représentant les limites de RPM des classes I, II et III. Pour utiliser ce tableau, recherchez le module CFM requis le long de l'axe vertical gauche (exemple 14 000 CFM), puis déplacez-vous horizontalement vers la droite vers la colonne de pression statique requise (exemple 6,00 pouces wg.). A cette intersection, vous pouvez lire le RPM du ventilateur et le BHP (exemple : 1277 RPM et 16,8 BHP).

CFM	OV	Static Pressure In Inches																			
		2.50		3.00		3.50		4.00		4.50		5.00		5.50		6.00		6.50		7.00	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
10000	1597	848	5.01	905	5.99	960	7.04	1017	8.21	1071	9.41	1135	11.3	1184	12.7						
11000	1757	878	5.62	931	6.62	983	7.69	1032	8.80	1084	10.1	1135	11.3	1184	12.7						
12000	1916	908	6.29	960	7.35	1009	8.44	1056	9.59	1103	10.8	1148	12.1	1197	13.5	1243	14.9	1287	16.3	1330	17.8
13000	2076	938	7.02	990	8.15	1038	9.30	1083	10.5	1127	11.7	1171	13.0	1213	14.3	1256	15.7	1300	17.2	1343	18.8
14000	2236	969	7.81	1020	9.01	1068	10.2	1113	11.5	1155	12.7	1196	14.0	1237	15.4	1277	16.8	1315	18.2	1356	19.8
15000	2396	1000	8.67	1051	9.94	1098	11.2	1143	12.5	1185	13.9	1225	15.2	1263	16.6	1301	18.0	1339	19.5	1376	21.0
16000	2555	1035	9.59	1082	10.9	1129	12.3	1173	13.7	1215	15.1	1254	16.5	1293	17.9	1329	19.4	1364	20.8	1401	22.4
17000	2715	1071	10.6	1116	12.0	1160	13.4	1204	14.9	1245	16.4	1285	17.8	1322	19.3	1359	20.8	1394	22.4	1427	23.9
18000	2875	1108	11.7	1151	13.2	1192	14.7	1235	16.2	1276	17.7	1315	19.3	1352	20.8	1388	22.4	1423	24.0	1457	25.6
19000	3035	1145	12.8	1187	14.4	1228	16.0	1266	17.6	1307	19.2	1346	20.8	1383	22.4	1419	24.1	1453	25.7	1486	27.4
20000	3194	1184	14.0	1224	15.7	1264	17.4	1301	19.0	1338	20.7	1377	22.4	1414	24.1	1449	25.8	1483	27.6	1517	29.3
21000	3354	1222	15.3	1262	17.1	1300	18.9	1337	20.6	1373	22.4	1408	24.1	1445	25.9	1480	27.7	1514	29.5	1547	31.3
22000	3514	1262	16.7	1300	18.6	1337	20.4	1373	22.3	1408	24.1	1442	25.9	1476	27.8	1511	29.7	1545	31.5	1577	33.4
23000	3674	1302	18.3	1339	20.1	1375	22.1	1410	24.0	1444	25.9	1478	27.8	1510	29.8	1543	31.7	1576	33.7	1608	35.6
24000	3833	1342	19.9	1378	21.8	1413	23.8	1448	25.8	1481	27.9	1514	29.9	1546	31.9	1576	33.9	1608	35.9	1640	37.9
25000	3993	1383	21.7	1418	23.7	1452	25.7	1486	27.8	1518	29.9	1550	32.0	1581	34.1	1612	36.1	1641	38.3	1671	40.4

Performance shown is for model AFSW arrangement 1, installation type B - free inlet, ducted outlet. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the airstream. Power rating (BHP) does not include drive losses.

Class I
 Class II
 Class III

Tableau.II.2 performances pour les ventilateurs à plus haute pression

Notez que ces points sont situés sur la partie légèrement ombragée du tableau, ce qui indique qu'un ventilateur de classe II est nécessaire. Avec l'utilisation de programmes électroniques de sélection de ventilateur, la tendance est de réduire davantage la quantité de données imprimées et d'imprimer seulement une gamme de performances pour chaque taille de ventilateur. Il ne fait guère de doute qu'un bon programme de sélection électronique comme CAPS peut repérer une sélection précise avec un minimum d'effort fournit un aperçu rapide des capacités totales d'un modèle et d'une taille de ventilateur donnés. Repérez le débit souhaité le long de l'axe des x et la pression spécifiée sur l'axe des y gauche. Au point d'intersection, vous pouvez déterminer le RPM de ventilateur approximatif requis. Pour trouver la taille du moteur nécessaire, montez à la ligne HP la plus proche (ligne en

pointillés). Vous pouvez rapidement revoir les graphiques pour plusieurs tailles de ventilateur différentes afin de déterminer la sélection la plus souhaitable

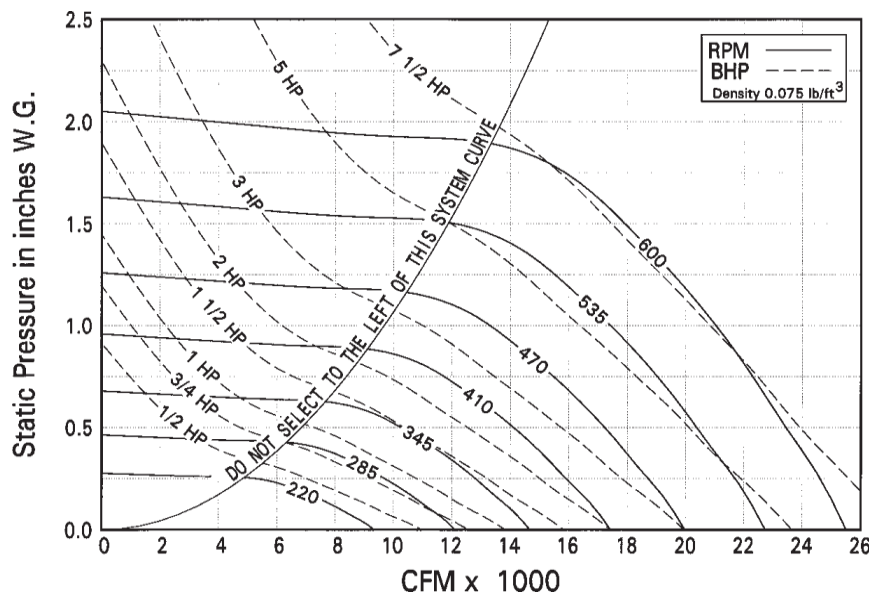


Figure II.1. Iso courbes RPM.

II.2.3 Courbes de ventilateur

L'une des informations les plus précieuses fournies par les fabricants de ventilateurs est la courbe de performance des ventilateurs. Les courbes sont normalement fournies pour chaque ventilateur spécifique d'un projet donné. Ces courbes montrent la relation entre la quantité d'air qu'un ventilateur va fournir et la pression générée à différentes quantités d'air. Les courbes montrent également la puissance pour une quantité donnée de flux.

La figure 2 représente les performances d'un ventilateur et d'un RPM donnés. L'échelle d'écoulement est présentée le long de l'axe des x. L'échelle de pression est présentée le long de l'axe gauche. Trouvez le CFM requis et déplacez-le verticalement vers la courbe SP. Lire horizontalement à gauche pour lire la pression à ce débit.

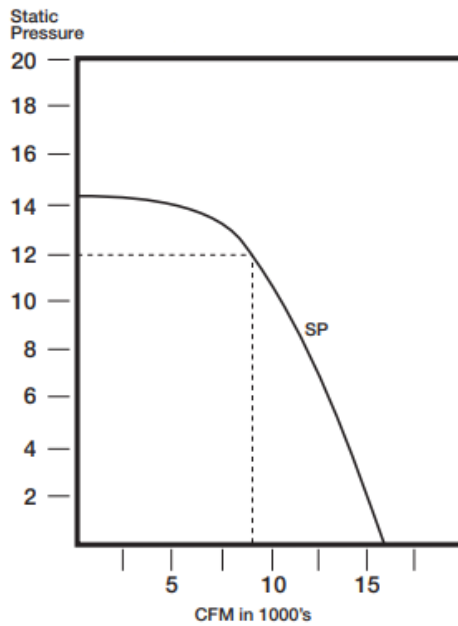


Figure II.2 Les performances pour une taille de ventilateur et un RPM donnés

La figure 3 illustre les effets du changement de vitesse. Selon les lois sur les ventilateurs, CFM varie directement avec RPM. Le résultat de la réduction de la vitesse est une courbe similaire dans une position inférieure. L'augmentation de la vitesse produit une courbe similaire dans une position plus élevée

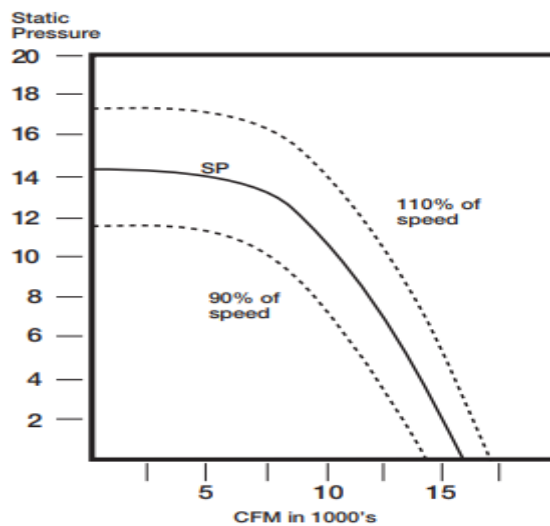


Figure II.3. Les effets du changement de vitesse

La figure 4 illustre l'ajout de la courbe BHP. L'échelle de puissance est présentée le long de l'axe Y droit. Recherchez le volume sur la courbe Sp et déplacez-le verticalement sur la

courbe BHP À cette intersection, déplacez-vous horizontalement à l'échelle de droite pour lire la BHP à cet écoulement. Les formes courbes des figures 1-3 sont typiques des roues centrifuges. D'autres types de roues ont des formes de courbe de ventilateur et de puissance qui varient de celles indiquées. Cependant, le principe de la lecture des courbes est le même

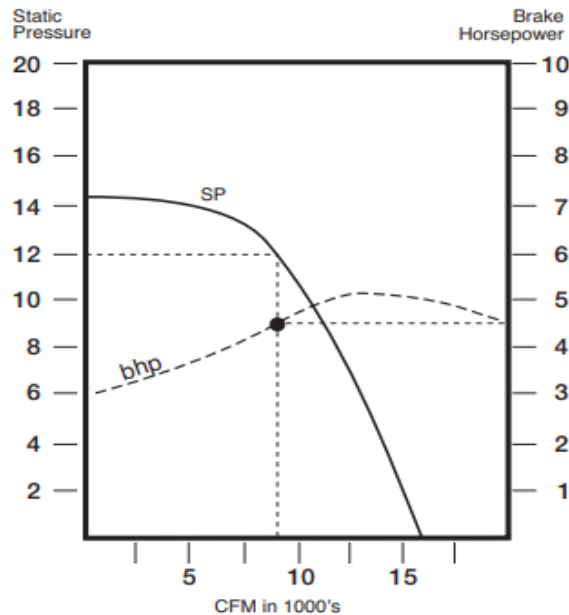


Figure II.4 CFM (Débit du ventilateur) typiques des roues centrifuges.

II.2.4 Courbes de résistance du système

Les courbes de résistance du système sont une représentation graphique de la façon dont un système réagit à un flux d'air donné. La résistance du système est la somme de toutes les pertes de pression à travers le conduit, tous les coudes, filtres, amortisseurs, bobines et tout autre dispositif qui résiste à l'écoulement.

La figure 5 montre que la courbe du système démarre toujours à l'origine où le débit et la pression sont nuls. Le ventilateur fonctionne au point où le système la courbe de résistance coupe la courbe du ventilateur. Pour un système constant, sans changement dans les réglages de l'amortisseur, etc., la pression à un débit donné varie comme le carré du débit d'air. La seule fois où la forme de la courbe de résistance du système change est lorsque le système change physiquement. Par exemple, si un amortisseur est ouvert, la résistance du système est réduite. Le résultat est une baisse de pression. La fermeture d'un amortisseur ou la saleté des filtres augmente la résistance du système

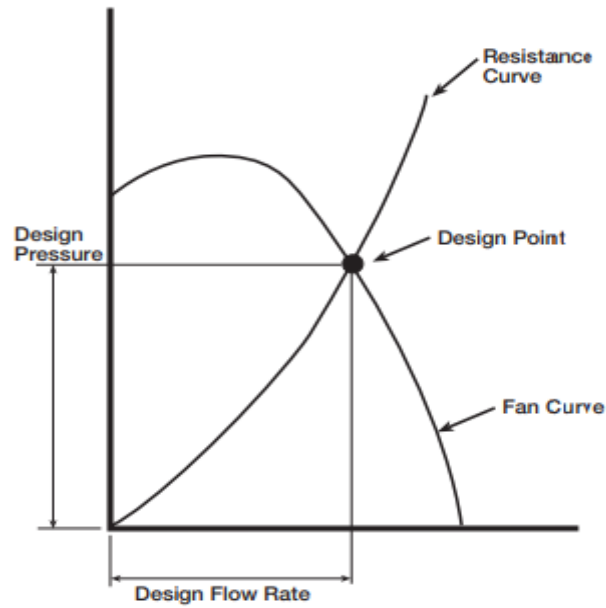


Figure II.5 La pression en fonction de débit

La figure 6 illustre comment la courbe de résistance du système change avec une diminution ou une augmentation de la résistance. La nouvelle courbe montre que lorsque la résistance du système change, le volume d'air change également avec la pression du système à un régime de ventilateur constant.

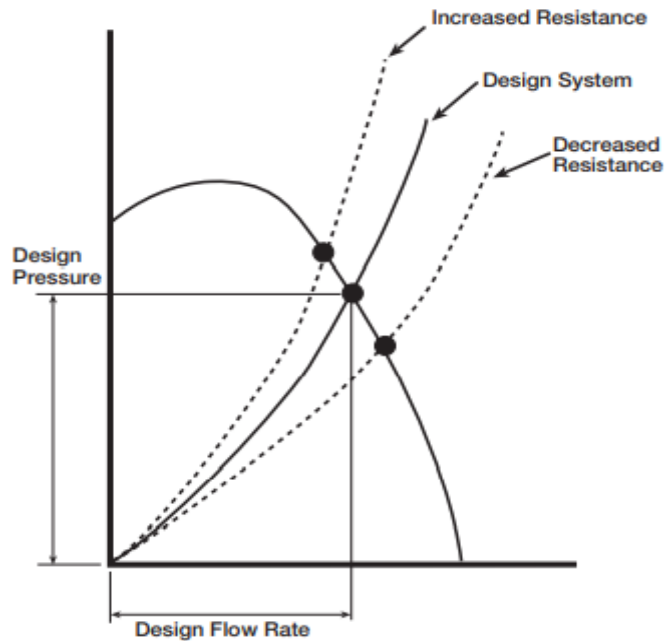


Figure.II.6 La courbe de résistance du système

Figure 7 est un exemple d'impression du programme CAPS de Greenheck pour une sélection de ventilateurs spécifique. Ceci illustre la courbe du ventilateur, la courbe BHP, la courbe de conception du système, plus une courbe de surtension du ventilateur. Il n'est pas recommandé de sélectionner un ventilateur à proximité ou à gauche de la courbe de surtension. En se référant à cette courbe de surtension aide le concepteur à sélectionner les ventilateurs qui sont stables et ne vont pas dans la surtension avec une modification mineure du système

Nous avons appris qu'une courbe de ventilateur est la série de points auxquels un modèle et une taille de ventilateur donnés peuvent fonctionner à un RPM constant. La courbe de résistance du système est la série de points auxquels le système peut fonctionner. Le point de fonctionnement est l'intersection de ces deux courbes. Toute modification du RPM du ventilateur entraîne le déplacement du point de fonctionnement le long de la courbe du système et les modifications de la résistance du système entraînent le déplacement du point de fonctionnement vers le haut ou vers le bas de la courbe du ventilateur

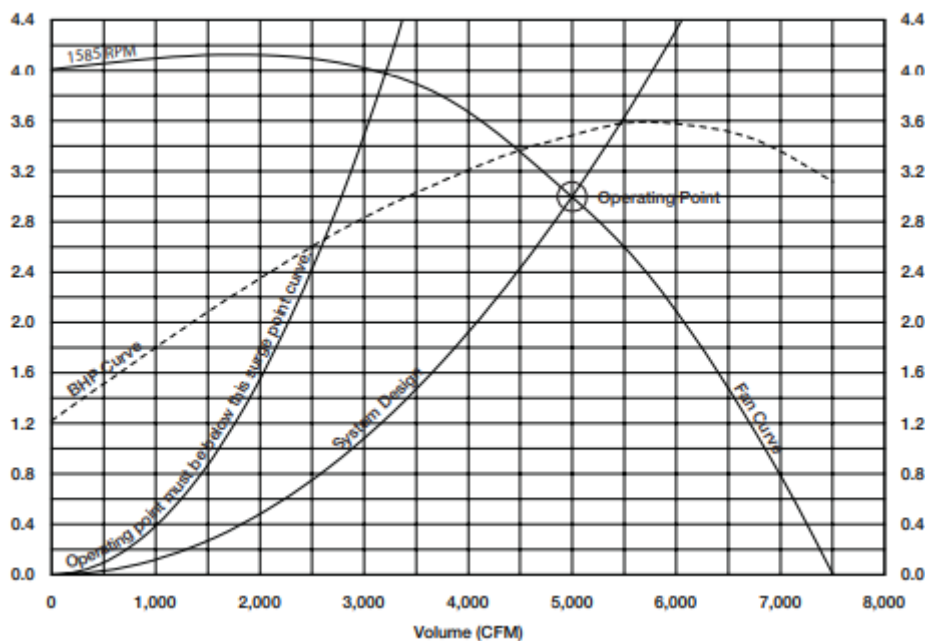


Figure II.7 La courbe de conception du système, et courbe de surtension du ventilateur.

II.3 Lois des ventilateurs

Notre prochaine étape est de comprendre les lois sur les supporteurs. Lois de ventilateur, peuvent être utilisées pour prédire avec précision les changements (en supposant que le diamètre du ventilateur et la densité de l'air sont constants)

II.3.1 Équations de droit des ventilateurs

$$CFM_2 = \frac{RPM_2}{RPM_1} * CFM_1 \quad (II .3)$$

$$SP_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2 * SP_1 \quad (II .4)$$

$$BHP_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3 * BHP_1 \quad (II .5)$$

L'exemple suivant illustre l'application des lois sur les ventilateurs : Un ventilateur installé dans un système fixe fonctionne à l'emplacement suivant :

- CFM = 10,000
- SP = 1.50 in. wg
- BHP = 5.00
- RPM = 1,000

Le RPM nécessaire pour déplacer 25 % d'air en plus (12 500 CFM) à travers ce système est :

En réarrangeant la loi sur les supporteurs de la mfc :

$$RPM_2 = \left(\frac{CFM_2}{CFM_1}\right) * RPM_1 \quad (II .6)$$

$$RPM_2 = \left(\frac{12.500}{10.000}\right) * 1000 = 1250\text{rpm} \quad (II .7)$$

La pression statique correspondante est :

$$SP_2 = SP_1 \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2 \quad (II .8)$$

$$SP_2 = 1.50 \left(\frac{1250}{1000}\right)^2 = 2.34\text{in.wg} \quad (II .9)$$

La BHP résultante est :

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 \quad (II.10)$$

$$BHP_1 = 5.00 \left(\frac{1250}{1000} \right)^3 = 9.77 \text{ bhp} \quad (II.11)$$

Vous pouvez voir cet exemple soit comme l'installation désire maintenant plus d'air que prévu, soit comme le rapport d'équilibrage a montré 25% moins d'air que spécifié

Selon les lois sur les ventilateurs, pour utiliser le ventilateur d'origine, la vitesse doit être augmentée de 1000 RPM à 1250 RPM, le moteur doit être changé d'un 5 HP à 10 HP.

La figure 8 illustre les courbes du ventilateur pour les performances du ventilateur ancien et du nouveau ventilateur.

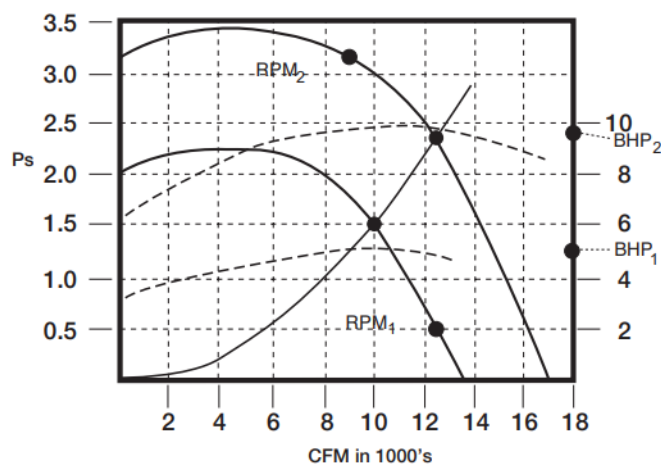


Figure II.8 Les performances du ventilateur ancien et du nouveau ventilateur.

Important : Vérifiez que le nouveau RPM ne dépasse pas le RPM maximum autorisé pour le ventilateur existant. Les RPM maximum sont affichés dans les catalogues de ventilateurs. Vous devez consulter le fabricant du ventilateur pour plus d'informations ou si vous souhaitez examiner l'application.

II.4 Conclusion

Dans ce chapitre les performances du ventilateur ancien et du nouveau ventilateur et les déférentes lois qui contrôlent ces performances.

Chapitre III

*Modèle mathématique et
méthode numérique*

Chapitre III : Model mathématique et méthode numérique

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie de la configuration considérée et en deuxième étape nous rappelons les équations modélisant le problème traité dans ce mémoire. Ces équations mettent en évidence le comportement des fluides soufflé par les ventilateurs (turbulents). Elles sont fondées selon les lois physiques. La modélisation mathématique générale des écoulements des fluides. En fin la méthode numérique de simulation utilisée dans cette étude va être développée.

I.2 Géométrie du problème

La géométrie de la configuration considérée (figure (III-1)) est un tunnel de longueur $L=450\text{mm}$ et de largeur $H=160\text{mm}$. Le tunnel comporte deux ventilateurs de diamètre $D=60\text{mm}$ avec 7 aubes croisé.

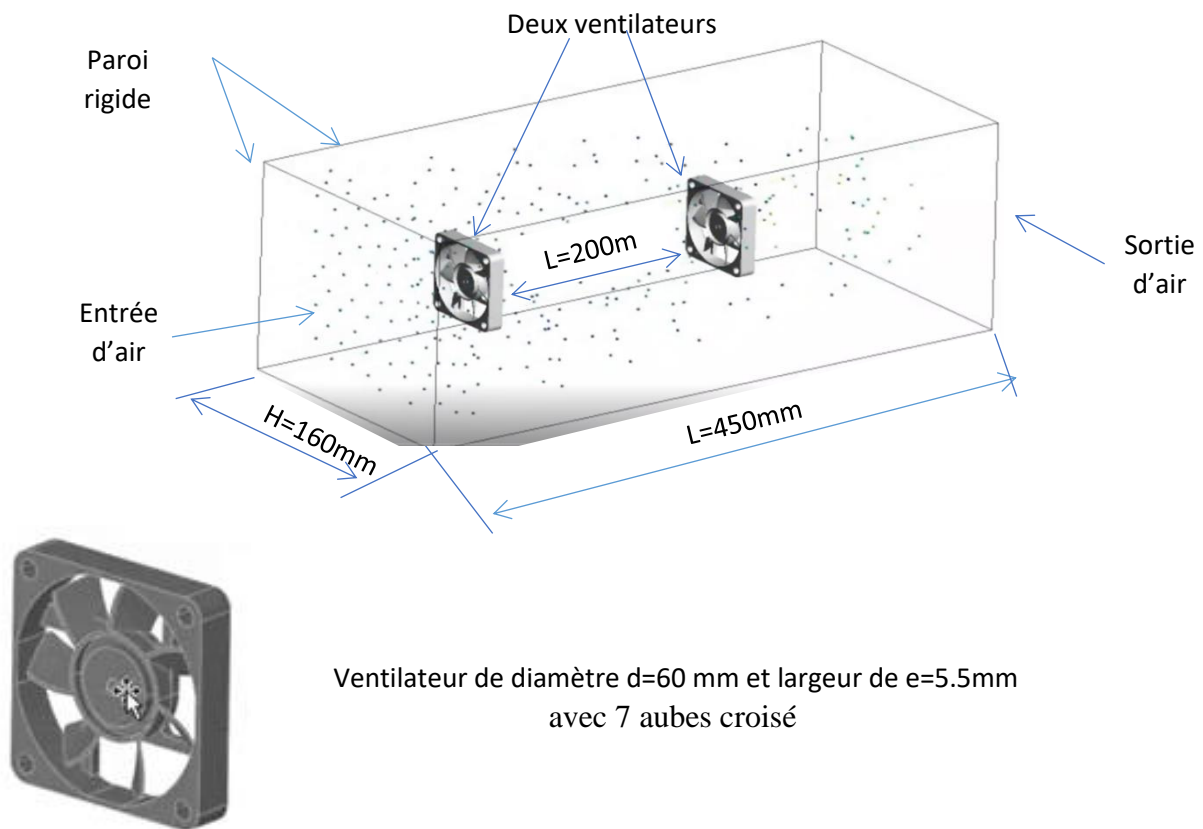


Figure III-1 Géométrie du problème

III.3 Equations de transports

Chaque écoulement est décrit par le champ d'écoulement (composantes de la vitesse), le champ thermique, la distribution de pression et les propriétés locales de fluide. Ces variables sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. La solution de cet ensemble des équations gouvernantes dépend des valeurs de plusieurs groupes adimensionnels. Parmi ces groupes nous distinguons les nombres : Prandtl, Reynolds et d'autres nombres adimensionnels figurés par plusieurs propriétés physiques dépendent de la température.

L'importance simultanée des valeurs des nombres adimensionnels dépend des conditions thermiques et des facteurs géométriques.

L'objectif de ce chapitre consiste en premier lieu à donner des équations gouvernantes des cas traités dans cette mémoire.

III.3.1 Equation de continuité

En tenant compte du fait que la masse est conservée au cours des réactions chimiques, donc, L'équation qui exprime la conservation de masse est donnée comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{III .1})$$

Où ρ est la masse volumique du fluide et u_i est la composante de vitesse suivant i .

III.3.2 Equations de conservation de quantité de mouvement

L'équation de conservation de la quantité de mouvement s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j)}_{\text{transport convectif}} = \underbrace{-\frac{\partial p}{\partial x_j}}_{\text{force dues au pression}} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_i \quad (\text{III .2})$$

Là où :

τ_{ij} : désigne le tenseur des forces visqueuses.

F_i la force de volume agissant à distance sur le fluide.

Avec

$$\tau_{ij} = \underbrace{\left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right]}_{\text{force de viscosité}} \quad (\text{III .3})$$

Si l'écoulement est turbulent l'équation (III.3) devient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j)}_{\text{transport convectif}} - \underbrace{\frac{\partial p}{\partial x_i}}_{\text{force dues au pression}} + \underbrace{\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}}_{\text{force de viscosité}} + \rho F_i + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{force générés par la turbulence}} \quad (\text{III .4})$$

Où les $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ sont les composantes du tenseur des contraintes de Reynolds. Pour les relier à l'écoulement moyen, on a recours au concept de Boussinesq [46] qui permet de les exprimer en fonction des gradients des vitesses moyennes :

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (\text{III .5})$$

III.3.3 Equations de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie pour un écoulement réactif peut s'écrire avec la formulation de l'enthalpie comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_t) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho h_t u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial J_j^h}{\partial x_j} + \frac{\partial (u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (\text{III .6})$$

Avec :

$$J_j^h = -\frac{\mu}{Pr} \left[\frac{\partial h}{\partial x_j} + \sum_{k=1}^N \left(\frac{Pr}{S_{ck}} - 1 \right) h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{III .7})$$

III.4 Modélisation de la turbulence

Les équations précédentes appliquées à des phénomènes turbulents ne peuvent pas être résolues directement. Cela nous a poussés à utiliser la modélisation numérique. Le développement des moyens de calcul numérique permettant d'étudier la plupart des phénomènes physiques en particulier les cas turbulents en se basant sur la modélisation. [47]

Il y a quatre modèles de turbulence dans le Code fluent :

- Spalart-Allmaras (1 équation) ;

-K-epsilon (2 équations) ;

- K-Omega (2 équations) ;

-Reynolds Stress (5 équations).

Pour notre simulation en régime turbulent, on a utilisé le modèle K-epsilon standard à deux équations de transport qui est le plus largement utilisé et qui donne, en général, de bons résultats dans les configurations simples.

III.4.1 Le modèle k-ε standard

Pour le traitement de la turbulence, on a utilisé le modèle k-ε standard incluse dans le package de fluent version 18.2. Ce modèle est à deux équations et il permet de déterminer à la fois, la longueur de turbulence et l'échelle de temps en faisant la résolution de deux équations de transport distinctes .il a été proposé par Launder B.E and Spalding D.B(1972), sa robustesse et son économie en moyen de calcul le rendent largement répondu dans les applications industrielles qui traitent les écoulements complexes. Sa précision raisonnable lui permet le traitement de large gamme d'écoulements turbulents.

Il s'agit d'un mode semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle repose sur des considérations phénoménologiques et empiriques. Ce modèle est basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique de la turbulence k et son taux de dissipation ε.

L'équation de transport du modèle pour k est dérivée de l'équation exacte, tandis que l'équation de transport du modèle pour ε est obtenue en utilisant son homologue mathématique exact. Dans la dérivation de k et ε, l'hypothèse est que l'écoulement est complètement turbulent et que les effets de viscosité moléculaire sont négligeables. L'énergie cinétique de turbulence k et son taux de dissipation ε sont obtenus à partir des équations de transport suivantes :

- **Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente**

L'équation de l'énergie cinétique est donnée comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_K + G_b - \rho \epsilon \quad (\text{III}.8)$$

➤ **Modélisation du terme de production turbulente**

Ce terme est défini par :

$$G_K = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{II. 23}) \quad \text{Et} \quad G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{II. 24})$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II. 25}) \quad \text{Où : } G_b \text{ est l'effet Buyancy (poussée d'Archimède)}$$

➤ **Modélisation de la viscosité turbulente**

La viscosité turbulente μ_t est obtenue en combinant k et ε comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II. 26})$$

Pour la constante C_μ : $C_\mu = 0.09$

• **Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j)}_{\text{transport convectif}} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \underbrace{C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_K + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}}_{\text{terme source}} \quad (\text{III. 9})$$

Les constantes usuelles du modèle de turbulence k-ε sont données à partir de l'expérience ou de la théorie par :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

III.5 Détails numériques utilisés dans ce travail

III.5.1 Le préprocesseur Workbench 18.2 (New DisignModeler)

New DisignModeler est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage (Mailler). Aussi il assure la fonction de réalisation des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs. Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre de mailles ;
- La distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- La forme de la maille ;
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable

La configuration est tridimensionnelle et le code "Fluent" utilise un système de coordonnées cartésiennes. La définition de la géométrie et la génération du maillage ont été réalisées à l'aide du New DisignModeler avec des mailles de forme quadrilatérale. Un raffinement des ~~zns~~ au voisinage de l'entrée de tunnels a été pris en compte pour capter les différents phénomènes qui peuvent intervenir dans ces zones, notamment les gradients de vitesse. Le maillage de la géométrie est montré à la figure III.3, avec un nombre de nœuds de (160667), et une distribution graduelle au niveau des parois.

Domaine	Nouuds	Éléments
Ventilateur1	10104	8610
Ventilateur2	10104	8610
Tous domaines	160667	141430

Tableau III.1 maillage du domaine

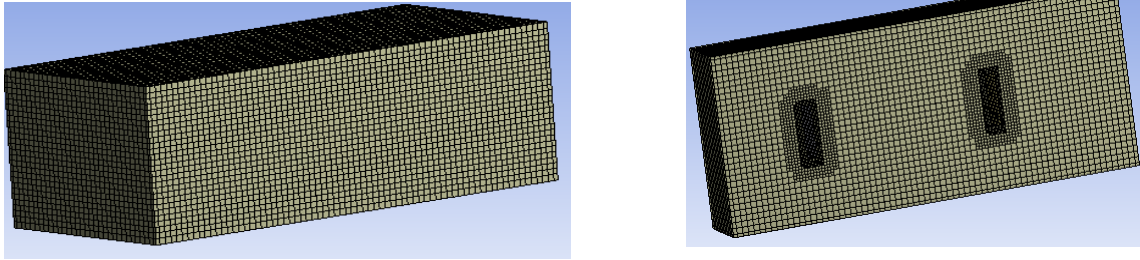


Figure III-2 : Maillage de la géométrie avec « New DesignModeler » (Vue 3D).

Dans le code "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolés aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au premier ordre pour plus de précision. La discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le "Second Ordre Up Wind Schéma" est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

Dans le code "Fluent" aussi, on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur : La formulation "Ségrégates", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles. Les schémas de discrétisation des différentes variables sont résumés dans le tableau (III.1) :

Variable	Schema
Pression	Standard
Quantity de movement	Decenter amount 2er order
Copulate pression-Vitesse	SIMPLE
Energy continues turbulent	Decenter amount 2er order
Temperature	Decenter amount 2er order

Tableau III-2 : Schéma de discrétisation.

- **Sous relaxation**

Les sous relaxations sont régulièrement utilisées dans les problèmes non linéaires pour éviter que le processus itératif ne diverge. Elle consiste à diminuer la rapidité des changements d'une variable, d'une itération à l'autre, par l'introduction d'un coefficient de sous relaxation α

Dans notre cas ; les valeurs de sous relaxation sont données dans le tableau suivant :

Variable	Factures de sous relaxation
Pression	0.3
Quantity de mouvement	0.7
L'énergie cinétique turbulent	0.8
Viscosity turbulent	0.95

Tableau III-3 Les valeurs de sous relaxation

III.5.2 Les conditions aux limites

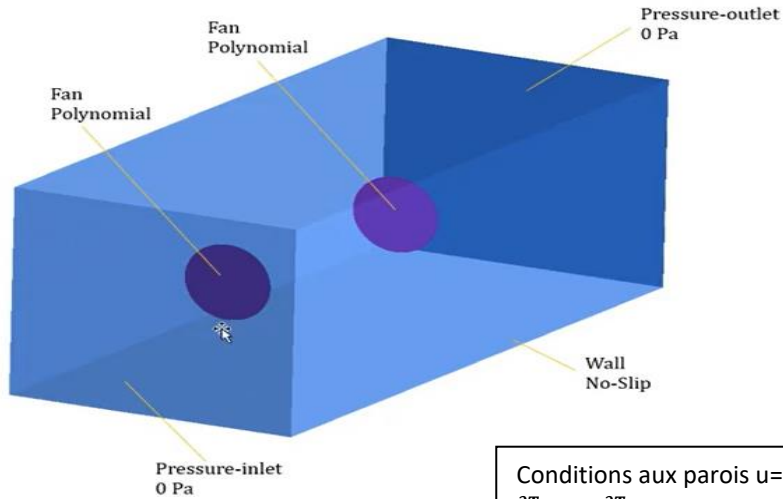
Les conditions aux limites des quantités adimensionnelles pour l'écoulement avec et sans transfert de chaleur,

Cas 1 : Les parois de tunnel sont adiabatiques.

Mesure de la pression par base de polynômes pour le ventilateur

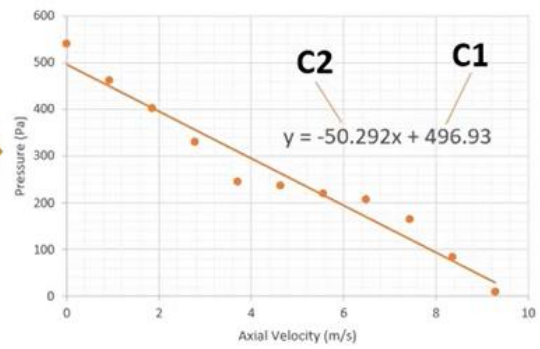
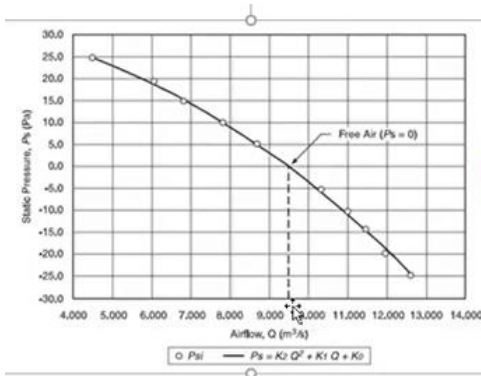
$$P = -50,292 \times V + 496,93$$

Pression de la sortie référence 0 Pa



Pression de l'entrée référence 0 Pa

Conditions aux parois $u=0, v=0,$
 $\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$



$$V = Q / A$$

Figure III-3 Condition aux limites du problème adimensionnel.

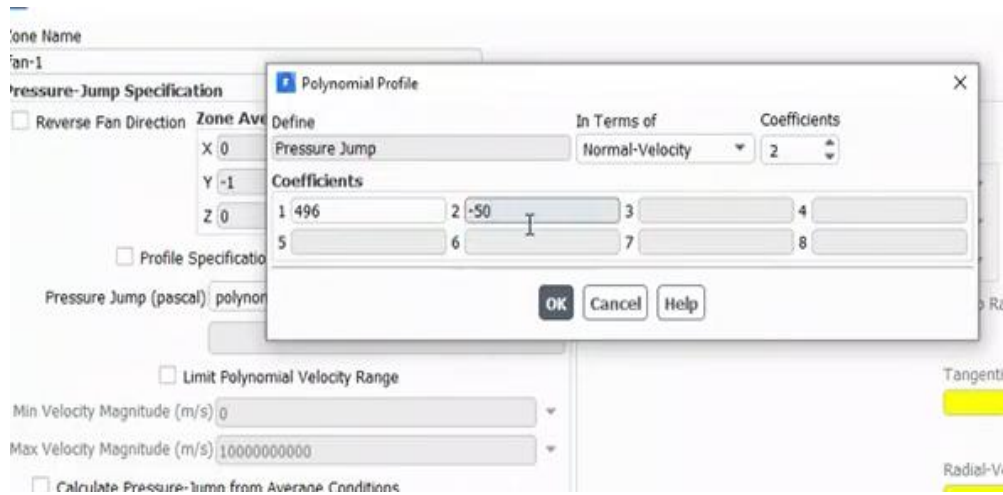


Figure III-4 condition aux limites de ventilateur

Cas 2 : Les parois de tunnel sont isolées thermiquement avec $T=360$ K à l'entrée

III.6 Les critères de convergences

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations à une valeur ϵ . Elle a convergé lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence est fixé pour l'ensemble de notre travail à un résidu normalisé inférieur ou égal à 10^{-6} .

III.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a vu la méthode des volumes finis utilisé dans notre simulation numérique, les schémas de discrétisation et l'algorithme de schéma simple qui permet de discrétiser les équations régisse ce phénomène physique, on a aussi présenté le processus New DisignModeler utilisé pour réaliser le maillage de la géométrie avec conditions aux limites

Chapitre IV

Résultats et discussion

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1 Introduction

La simulation numérique de l'écoulement engendré par des ventilateurs est l'un des moyens les plus fiables pour examiner les différents phénomènes qui se produisent pendant le processus soufflement dans les tunnels et les chambres froid, et c'est pourquoi on trouve plusieurs logiciels spécialisés pour le faire.

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de simulations de l'écoulement de l'air qui traverse un tunnel de longueur $L=240\text{mm}$ et de Hauteur $H=160\text{mm}$ avec des conditions variables.

Les résultats numériques présentés dans ce chapitre ont été obtenus à l'aide du code commercial Fluent version 18.2 basé sur la méthode numérique des volumes finis, cette méthode est bien exposée dans le chapitre III. Ces résultats obtenus de la simulation numérique d'un écoulement turbulent avec et sans transfert de chaleur.

Dans notre simulation on va étudier deux cas différents au niveau de la géométrie :

- **Cas 1** : Sans transfert de chaleur

Les parois de tunnel sont adiabatiques

La pression est donnée en fonction de vitesse selon le polynôme

$$P = -50,292 \times V + 496,93$$

- **Cas 2** : Avec transfert de chaleur

Les parois de tunnel sont isolées thermiquement avec $T=360\text{ K}$ à l'entrée

IV.2 Cas 1 : Sans transfert de chaleur

Dans ce cas des parois son adiabatique (Fig.IV-1) et la pression est atmosphérique pour la condition à l'entrée du tunnel. La pression est donné en fonction de vitesse selon le polynôme ($P= -50.292 V + 496,93$). On observe que la vitesse sort de ventilateur (1) avec une valeur maximum de vitesse qui est 12.3m/s. L'air dirigeant vers la 2 -ème ventilateur qui représente un obstacle au début. La vitesse diminue dans ce cas et on remarque aussi que la vitesse aux parois est toujours très faible). Figure (b) représente la vitesse tracée sur la ligne de milieu, ou observe une diminution de vitesse jusqu'à $V=8.9$ m/s. La figure (C) représente la vitesse en 3D. La figure (D) représente la vitesse à la sorte tracée sur l'axe verticale, la vitesse devient nulle sur les parois et maximum au milieu du tunnel.

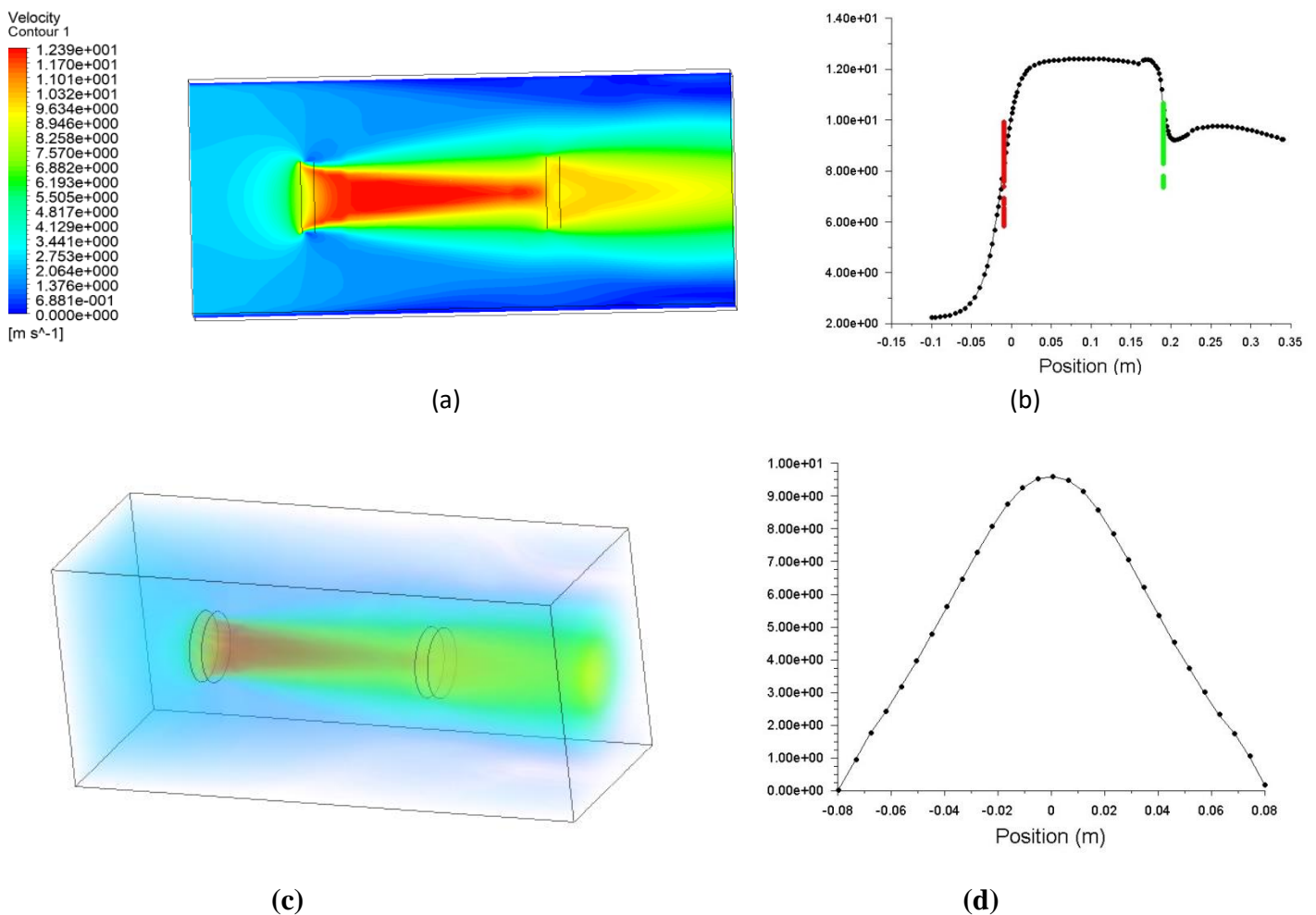


Figure IV-1:contours de vitesse (2D) en haut et (3D) en bas avec la distribution de vitesse sur axe horizontale (b) et axe vertical (d).

La Figure.IV-2 représente la fonction de courant tracé dans un plan qui passe par le milieu pour le même cas. On observe deux cellules qui tourne en contre rotation près des parois à la sortie du tunnel. On observe aussi que le courant est très intensive entre les deux ventilateurs qui atteint $\psi_{\max}=12.4$.

Concernant (Fig. IV-3) on observe que si on inverse la rotation du deuxième ventilateur on obtient un écoulement différent de celle précédente. On observe 4 cellules qui tourne en contre rotation près des parois et au milieu de domaine. On observe aussi que le courant s'inverse entre les deux ventilateurs qui atteint $\psi_{\max}=11.9$ atteint le maximum alentour du ventilateur 1.

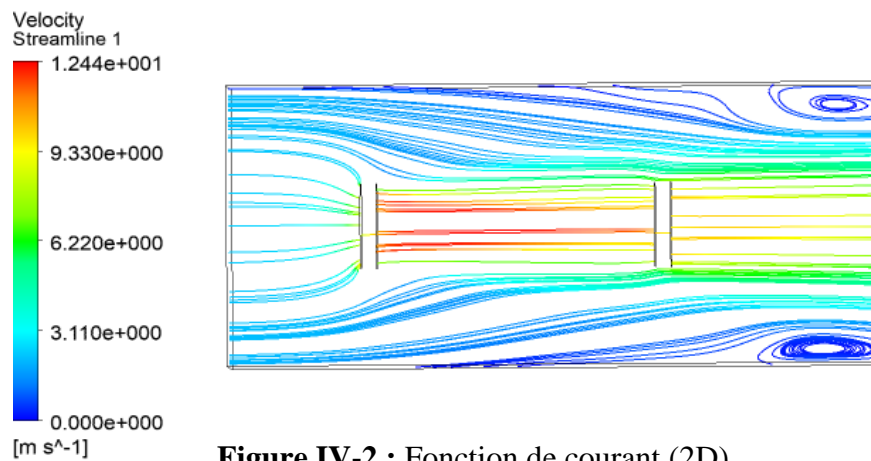


Figure IV-2 : Fonction de courant (2D)

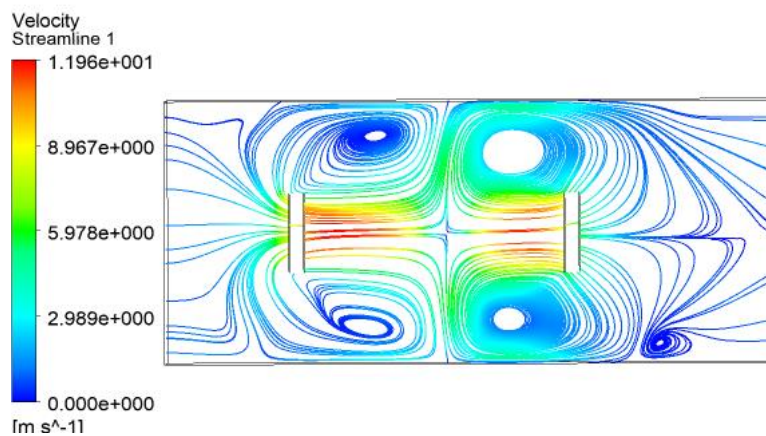


Figure IV-3 : contours de pression

La Figure (IV-4) représente l'énergie cinétique turbulente en 2D et 3D qui traduit la compétition entre les effets dynamique et thermique. La turbulence augmente les capacités de mélange du système. Son intensité est classiquement mesurée par l'énergie cinétique turbulente :

$$TKE = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$$

Où u' , v' , et w' désignent les fluctuations des composantes du vecteur vitesse. On distingue classiquement les sources et les puits de turbulence en considérant l'équation d'évolution de (TKE). Une mesure du degré de turbulence est alors donnée dans le cas stable (destruction de turbulence par les effets convectifs) par le nombre de Richardson de flux. De tels indicateurs, couplés avec la mesure de l'intensité de la turbulence (fournie par TKE) permettent alors d'estimer la hauteur de la couche de mélange. Dans ce cas la valeur maximum est enregistrée près de ventilateur 2 est vaut $9.54m^2/S^2$. La figure en bas représente la distribution spatiale de l'énergie cinétique turbulente (3D), qui présente la zone de turbulence près des deux ventilateurs et à la sortie du tunnel.

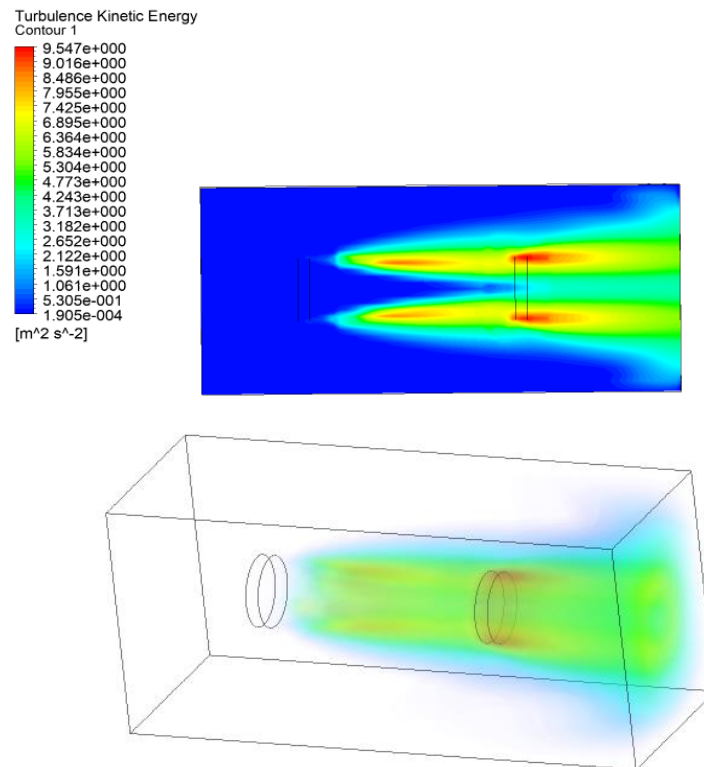


Figure IV-4 : Contours énergie cinétique turbulente (2D) en haut et (3D) en bas

IV.3 Cas 2 : Avec transfert de chaleur

Dans ce cas la température $T=360\text{K}$ et la pression $P=0$ Pa à l'entrée du tunnel. La pression et donné en fonction de vitesse selon le polynôme ($P= -50.292 V +496,93$). On observe que la vitesse sort de ventilateur (1) avec une valeur maximum de vitesse qui est 12.44m/s , c.à.d. il Ya une augmentation de vitesse en comparant avec le cas précédente (sans transfert de chaleur). Presque les mêmes remarques ou l'air dirigeant vers la 2-ème ventilateur qui représente un obstacle et il minimise la vitesse mais augmente la zone de turbulence. La vitesse diminue dans ce cas et on remarque aussi que la vitesse aux parois est toujours très faible). La figure (b) représente les distributions de la vitesse en 3D. La vitesse vaut 9.33 a la sortie centrale de tunnel.

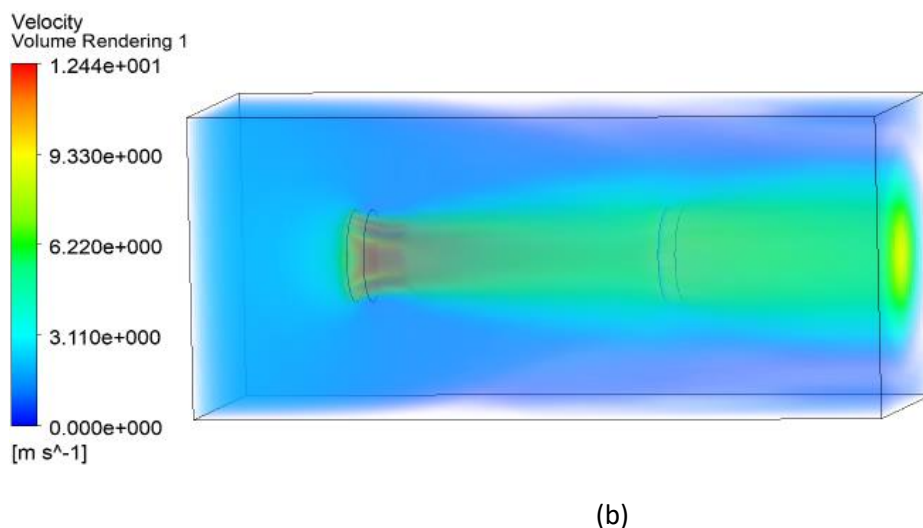
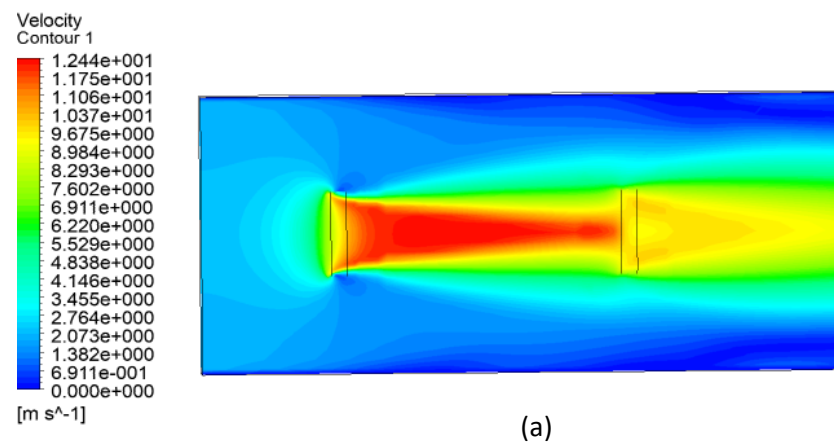
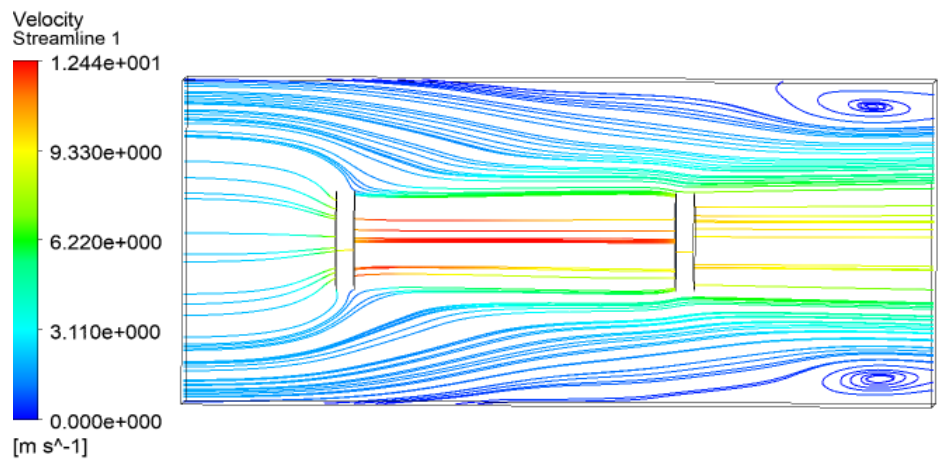


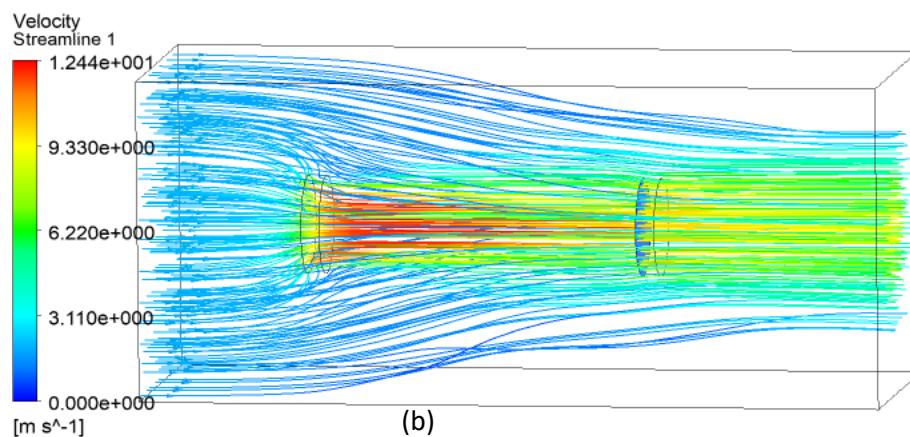
Figure IV-5 : Contours de vitesse (2D) en haut et (3D) en bas

La Figure.IV-6(a) représente la fonction de courant tracé dans un plan qui passe par le milieu pour le cas de transfert de chaleur. On observe deux cellules qui tourne en contre rotation près des parois à la sortie du tunnel. On observe aussi que le courant est très intensif entre les deux ventilateurs qui atteignent son maximum.

La Figure (IV-6b) représente la fonction de courant en distribution spatiale. Les lignes de courant se regroupent par l'effet de rotation et la dépression sur alentour de ventilateur 2.



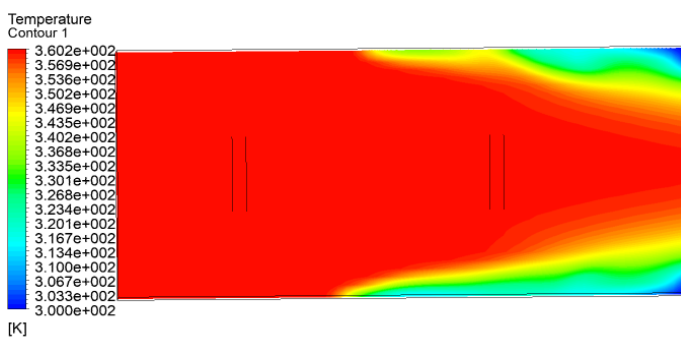
(a)



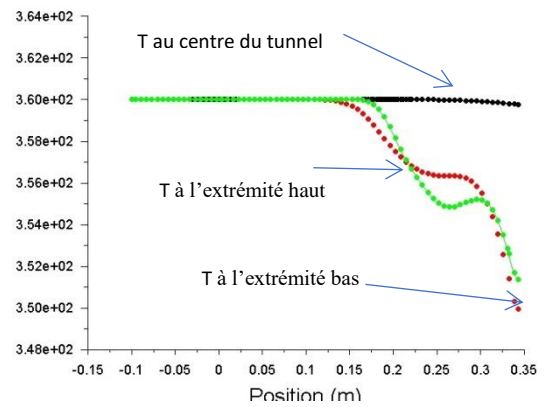
(b)

Figure IV-6 : Fonction de courant (2D) en haut et (3D) en bas

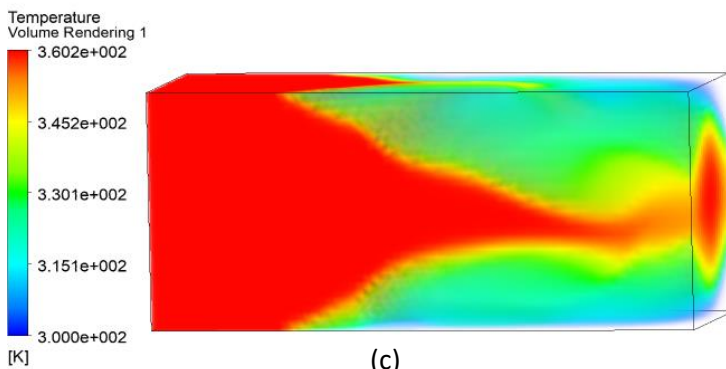
La Figure.IV-7(a) représente les isothermes dans un plan qui passe par le milieu pour le cas de transfert de chaleur. On observe que la température est devenue presque fixe au centre du tunnel $T=360\text{K}$, par contre à l'extrémité haut et bas diminue à partir de la position de ventilateur 2 (fig.IV.7b). La Figure.IV-7(c) représente la température en distribution spatiale. Juste à la sortie la distribution verticale de température est parabolique, c.à.d. il Ya une augmentation et une diminution près des parois.



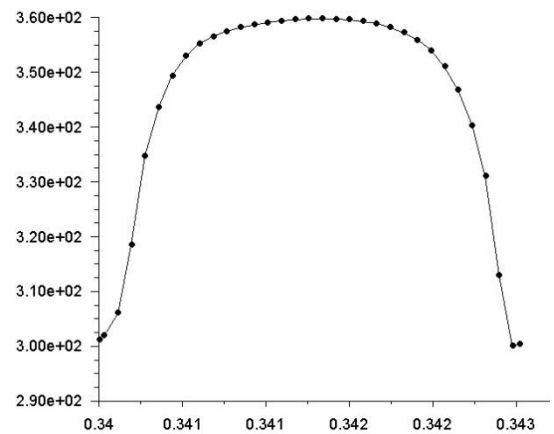
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure IV-7 : Contours de température (2D) en haut et (3D) en bas

L'étude des turbulences dans cette partie (figure IV .8) nous montre que sa valeur est minimale dans l'axe d'entre sur les deux ventilateurs et elle augmente dans les parois ou elle atteindra sans pic au milieu des 2 ventilateurs. Dans la sortie de la 2 -ème ventilateur la turbulence est maximal dans les parois est minimal au centre puis elle commence à diminuer

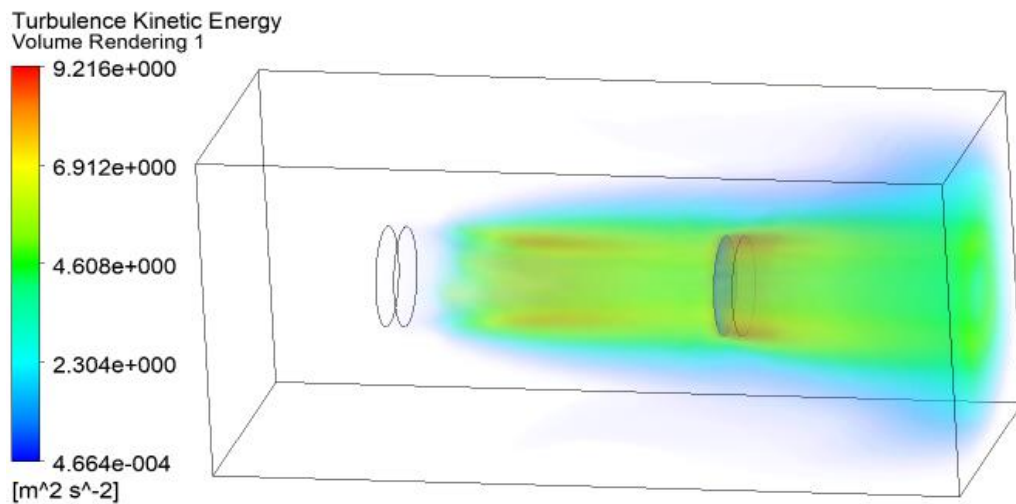
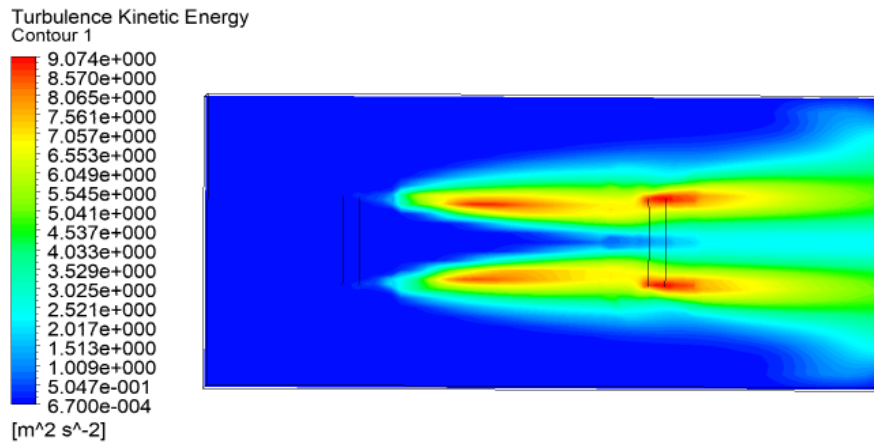


Figure IV-8 : Contours énergie cinétique turbulente (2D) en haut et (3D) en bas

Conclusion générale

Conclusion générale

Une simulation numérique dans le but est de prédire le champ d'écoulement qui traverse deux ventilateurs axiaux dans un tunnel ou cage qui contient des composantes électroniques a été réaliser. L'écoulement étant tridimensionnel et turbulent, tel qu'on peut rencontrer dans l'aspiration et le renflement de l'air. Le code CFD Fluent basé sur la méthode des volumes finis a été utilisé pour un écoulement turbulent en utilisant le modèle k- ϵ et le modèle. Nos simulations numériques ont été présentées dans deux cas différentes : avec et sont transfert de chaleur. La longueur de tunnel est, $L= 450\text{Mm}$, $H=160\text{ mm}$ la distance entre les deux ventilateurs est 200mm. Relation de vitesse et de la pression par base de polynômes pour le ventilateur $P= -50,292 \times V +496$. Les efforts déployés pour atteindre ces objectifs ont permis l'acquisition d'une bonne expérience dans les domaines de l'emploi d'un code commercial d'une part et une bonne initiation à la recherche d'autre part.

L'exploration des résultats a permis une meilleure compréhension de la phénoménologie de l'écoulement en question, notamment :

- Les ventilateurs axiaux peuvent améliorer le refoulement d'air dans des chambres ou des tunnels contiennent des composantes électroniques.
- Amélioration de transfert de chaleur par l'utilisation des ventilateurs qui sont monté en série.
- Nous avons constaté aussi qu'on peut diriger le champ de température par l'utilisation deux ventilateurs placés sur le même axe.

Il est recommandé dans les futurs travaux d'étudier le transfert de chaleur par l'utilisation des ventilateurs radial.

Bibliographie

Bibliographie

1. Needham (1986), Volume 4, Part 2, 99, 134, 151, 233.
2. Day & McNeil (1996), 210.
3. Needham, Volume 4, Part 2, 154.
4. "A Short History of Mechanical Fans". *The Worshipful Company of Fan Makers*. Archived from the original on December 4, 2013.
5. Robert Brueggemann. "Central Heating and Ventilation: Origins and Effects on Architectural Design" (PDF). Archived from the original (PDF) on January 21, 2016.
6. HISTORIC BUILDING ENGINEERING SYSTEMS & EQUIPMENT HEATING & VENTILATION, By Brian Roberts, CIBSE Heritage Group
7. *Cory, William (2010). Fans and Ventilation: A practical guide. Elsevier. ISBN 978-0-08-053158-8.*
8. "B. A. C. (Before Air Conditioning)" (PDF). *New Orleans Bar Association*. Archived from the original (PDF) on 2012-09-03. Retrieved 2010-07-19.
9. Scientific American. *Munn & Company*. 1885-07-18. p. 37.
10. "Fan". *Encyclopædia Britannica*. Retrieved 2012-05-19.
11. Fancollectors.org – A Brief History of Fans Information Provided by Steve Cunningham – retrieved July 5, 2010.
12. industrial Fan Designer Finds Niche in Energy Efficiency – Automation and Control, By David Greenfield, December 20, 2010, Blog on Design News, Information provided by Dianna Huff – retrieved May 18, 2011.
13. ASME PTC 11 – Fans.
14. Définitions lexicographiques [archive] et étymologiques [archive] de « Ventilateur » dans le Trésor de la langue française informatisé, sur le site du Centre national de ressources textuelles et lexicales
15. Nabi nasro, projet fin d'étude « ventilateur axial »2014/2015 page 09
16. ISO 13349 :2010(fr) Ventilateurs — Vocabulaire et définitions des catégories [archive]

17. « 1. Les différentes technologies de ventilateurs » [archive], sur www.ventilation-industrie.fr (consulté le 9 mars 2019)
18. ISO 13349 :2010(fr) Ventilateurs — Vocabulaire et définitions des catégories [archive]
19. Nabi nasro, projet fin d'étude « ventilateur axial »2014/2015 page 09
20. Osnaghi, C. Prospettive Di Utilizzazione Delle Metodologie Di Calcolo Avanzato Nel Progetto Dei Ventilatori. Tecniche Avanzate Per Lo Studio Fluidodinamico Dei Ventilatori (Advanced Techniques for the Fluid-Dynamic Analysis of Fans); Seminar of the Associazione Termotecnica Italiana: Cagliari, Italy, 1992
21. Industrial Fans—Aerodynamic Design. Presented at the IMechE Seminar (A Seminar Organized by the Fluid Machinery Committee of the Power Industries Division of the Institution of Mechanical Engineers), 9 April 1987; Mechanical Engineering Publications: London, UK, 1987.
22. McKenzie, A. The selection of fan blade geometry for optimum efficiency. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A Power Process Eng.* 1988, 202, 39–44.
23. Downie, R.; Thompson, M.; Wallis, R. An engineering approach to blade designs for low to medium pressure rise rotor-only axial fans. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1993, 6, 376–401
24. Wallis, R.A. *Axial Flow Fans and Ducts*; Krieger: Malabar, FL, USA, 1993
25. Ruden, P. Investigation of Single Stage Axial Fans; NACA Technical Memorandum 1062; National Advisory Committee for Aeronautics: Washington, DC, USA, 1944.
26. Osborne, W.C. *Fans*; Pergamon Press Oxford: Oxford, UK, 1966.
27. Wright, T.; Simmons, W.E. Blade sweep for low-speed axial fans. In *Proceedings of the ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Toronto, ON, Canada, 4–8 June 1989; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 1989; p. V001T01A026
28. Smith, L.H.; Yeh, H. Sweep and dihedral effects in axial-flow turbomachinery. *J. Basic Eng.* 1963, 85, 401–414.
29. Beiler, M.; Carolus, T. Computation and measurement of the flow in axial flow fans with skewed blades. *Trans. Am. Soc. Mech. Eng. J. Turbomach.* 1999, 121, 59–66
30. Corsini, A.; Rispoli, F. Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* 2004, 218, 129–139.

31. Vad, J. Aerodynamic effects of blade sweep and skew in low-speed axial flow rotors at the design flow rate: An overview. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* 2008, 222, 69–85
32. Vad, J. Incorporation of forward blade sweep in preliminary controlled vortex design of axial flow rotors. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* 2012, 226, 462–478
33. Vad, J. Incorporation of forward blade sweep in preliminary controlled vortex design of axial flow rotors. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* 2012, 226, 462–478
34. Greenshields, C.J. *Openfoam User Guide*; OpenFOAM Foundation Ltd.: London, UK, 2015.
35. Bleier, F. *Fan Handbook: Selection, Application, and Design*; McGraw-Hill Professional: New York, NY, USA, 1998.
36. Carolus, T.H.; Starzmann, R. An aerodynamic design methodology for low pressure axial fans with integrated airfoil polar prediction. In *Proceedings of the ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, Vancouver, BC, Canada, 6–10 June 2011; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2011; pp. 335–342
37. Louw, F.G.; Bruneau, P.R.; Von Backström, T.W.; Van der Spuy, S.J. The Design of an Axial Flow Fan for Application in Large Air-Cooled Heat Exchangers; ASME Paper No. GT2012-69733; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2012.
38. Carolus, T.H.; Starzmann, R. An aerodynamic design methodology for low pressure axial fans with integrated airfoil polar prediction. In *Proceedings of the ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, Vancouver, BC, Canada, 6–10 June 2011; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2011; pp. 335–342
39. Drela, M. XFOIL: An analysis and design system for low Reynolds number airfoils. In *Low Reynolds Number Aerodynamics*; Springer: Berlin, Germany, 1989; pp. 1–12.
40. Lindemann, T.B.; Friedrichs, J.; Kosyna, G. Development of a new design approach for high efficiency low pressure axial fans with small hub ratio. In *Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12)*, Budapest, Hungary, 4–7 September 2012.

41. Lindemann, T.B.; Friedrichs, J.; Stark, U. Development of a new design method for high efficiency swept low pressure axial fans with small hub/tip ratio. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf, Germany, 16–20 June 2014; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2014; p. V01AT10A017
42. Masi, M.; Castegnaro, S.; Lazzaretto, A. Forward sweep to improve the efficiency of rotor-only tube-axial fans with controlled vortex design blades. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy 2016, 230, 512–520
43. Epple, P.; Durst, F.; Delgado, A. A theoretical derivation of the Cordier diagram for turbomachines. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 2011, 225, 354–368. [
44. Willinger, R.; Köhler, M. Influence of Blade Loading Criteria and Design Limits on the Cordier-Line for Axial Flow Fans. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf, Germany, 16–20 June 2014; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2014; p. V01AT10A002.
45. 3. Godichon, A. Fan Design: Past, Present and Future. Keynote at FAN 2015 Conference. Available online: <http://files.imeche.org/events/downloads/Fan2015/00%20-%20KEYNOTE%20-%20Alain%20Godichon.pdf> (accessed on 11 June 2018)
46. Heywood. J. B, Internal combustion engine fundamentals .MC Graw-Hill Book Company, Singapore. (1998).
47. « Étude et simulation numérique de la combustion des flammes prémélangées suspendues de méthane-air pour des brûleurs à faible nombre de swirl » thèse de doctorat, université de boumerdès (2013).
48. Robin V., " Contribution à la modélisation des écoulements turbulents réactifs partiellement pré-mélangés ", thèse de doctorat : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2007