



Aérodynamique et contrôle de l'écoulement de jeu dans un ventilateur axial obtenu par rotomoulage.

Tarik Azzam

► To cite this version:

Tarik Azzam. Aérodynamique et contrôle de l'écoulement de jeu dans un ventilateur axial obtenu par rotomoulage.. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM; École Militaire Polytechnique (Alger), 2018. Français. NNT: 2018ENAM0080 . tel-02048594

HAL Id: tel-02048594

<https://pastel.hal.science/tel-02048594>

Submitted on 25 Feb 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

2018-ENAM-0008

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
et l'École Militaire Polytechnique**
Spécialité “ Énergétique ”

présentée et soutenue publiquement par

Tarik AZZAM

le 18 février 2018

**Aérodynamique et contrôle de l'écoulement de jeu
dans un ventilateur axial obtenu par rotomoulage**

Directeur de thèse : **Farid BAKIR**

Co-encadrement de la thèse : **Hamid OUALLI**

Jury

M. Lahouari ADJLOUT, Professeur, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran

M. Smaïne KOUIDRI, Professeur, Laboratoire LIMSI, Université Paris VI

M. Mourad BALISTROU, Maître de Conférences (HDR), ENSSMAL

M. Farid BAKIR, Professeur, Laboratoire DynFluid, Arts et Métiers ParisTech

M. Hamid OUALLI, Professeur, Laboratoire LMF, EMP

M. Lyes TARABET, Maître de Conférences (HDR), Laboratoire LPSR, EMP

M. Samir HANCHI, Professeur, DPDS-D-VT

Président

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Invité

Je dédie ce modeste travail :

A mon Père et ma Mère,

A mon frère Khayreddine,

A mes sœurs Ikram et Soria,

A tous mes Amis.

Remerciements

Cette thèse a été réalisée en partie au laboratoire DynFluid/ENSAM sous la direction de Monsieur Farid BAKIR, Professeur à l'ENSAM. Franchement, je ne trouve pas les mots pour le remercier pour l'accueil, sa disponibilité, ses remarques pertinentes et ses encouragements qui m'ont permis de progresser et d'effectuer ce travail dans les meilleures conditions. En second partie, au laboratoire de Mécanique des Fluides/EMP sous la direction de Monsieur Hamid OUALLI, Professeur à l'EMP. De même, les mots m'échappent à exprimer ma gratitude et à le remercier profondément pour ses conseils et ses encouragements à bien mener cette thèse.

A mes directeurs de thèse, malgré leurs nombreuses responsabilités « un grand MERCI » pour l'aide précieuse à dépasser les difficultés rencontrées, pour la confiance et l'autonomie qu'ils m'ont accordées durant ce travail.

Je remercie vivement Monsieur Abbas Tcharkhtchi, Professeur à l'ENSAM et son équipe pour l'accueil et l'aide énorme dans le domaine du rotomoulage.

Un « Merci de profond » s'adresse à Monsieur Said Lotfi HAFSAOUI Maître de Conférences à l'EMP pour son apport et son aide pour entamer cette thématique pluridisciplinaire.

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'une cotutelle entre l'Ecole Militaire Polytechnique (EMP) et l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers (ENSAM). Je tiens à remercier les responsables des deux établissements pour m'avoir donné l'opportunité de faire ce travail.

Je remercie le président de jury Monsieur Lahouari ADJLOUT, Professeur à l'USTO (Oran), d'avoir accepté de présider le jury et de juger ce modeste travail.

Que les membres du jury trouvent ici mes plus vifs remerciements de me faire l'honneur du jugement de cette thèse : Monsieur Smaïne KOUIDRI, Professeur à Université Pierre et Marie Curie (Paris), Monsieur Mourad BALISTROU, Maître de Conférences (HDR) à Ecole Nationale Supérieure des Sciences de la Mer et de l'Aménagement du Littoral, Monsieur Lyes TARABET, Maître de Conférences (HDR) à l'EMP.

Merci également à l'invité d'honneur Professeur Samir HANCHI, pour ces conseils qui m'ont permis de progresser depuis le Magistère et de m'ouvrir la porte de la mécanique des fluides « Merci Professeur ».

Que Messieurs Sofiane KHELLADI et Florent RAVELET, Professeurs à l'ENSAM, et Michael DELIGANT, Maître de Conférences à l'ENSAM, trouvent aussi mes reconnaissances pour les riches échanges et leurs écoutes.

Mes remerciements vont en particulier à Richard PARIDENS Maître de Conférences, Responsable développement de CONFLUENCE, pour m'avoir accompagné dans les situations critiques de l'étude expérimentale. Merci à Moises SOLIS et Salah IZERROUKEN dans l'échange sur le plan personnel et scientifique. Ma reconnaissance à Messieurs, Sébastien PORCHERON, Ivan DOBREV, Marc JULIN sans oublier la dynamique surtout remarquable de " JOCE " qui m'ont aidé dans le montage expérimentale.

Un « Merci particulier » s'adresse à Monsieur Mahmoud MEKADEM, Maître de Conférences et Chef du Laboratoire Mécanique des Fluides à l'EMP, pour son intension et intérêt à l'élaboration de ce travail. Il a contribué « énormément » à m'offrir les conditions favorables pour accomplir ce travail.

Merci également à Monsieur Toufik BELMRABET, Maître de Conférences à l'EMP, pour ses précieux conseils et ses remarques pertinentes dans la CFD. A l'ensemble du personnel de son unité (Rafik, Djamel, Ahmed, Smail, Takfarines, Abderrahim et particulièrement Mahfoudh) et ceux du Laboratoire DynFluid de l'ENSAM, je tiens à témoigner mon profond respect pour leurs aides et sympathies qui vont être gravé dans ma carrière professionnelle sans oublier Messieurs LEHTIHET, HANOUN, DJELLAL, TOUNSI et MENFOUKH.

A tous mes enseignants rencontrés durant ma vie : « un grand MERCI » de la part de votre élève.

Enfin « un grand MERCI » à ma famille et mes proches qui m'ont soutenu « énormément ».

Table des matières

Nomenclature	xi
Introduction générale	1
1 État de l'art	5
1.1 Généralités sur les turbomachines	6
1.1.1 Définition et classement	6
1.1.2 Ventilateurs axiaux	8
1.1.3 Ventilateur de refroidissement de moteur d'automobile	11
1.1.4 Écoulement dans les turbomachines axiales	12
1.1.5 Écoulement dans le jeu de fonctionnement	13
1.2 Notion de Contrôle de l'écoulement	14
1.2.1 Concept du contrôle	14
1.2.2 Procédures et objectifs du contrôle	14
1.3 Contrôle de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement	15
1.3.1 Moyens de contrôle passif	15
1.3.2 Contrôle actif par soufflage	23
1.4 Synthèse et stratégie de contrôle adoptée	25
2 Dispositifs expérimentaux et métrologie	27
2.1 Conception du ventilateur	28
2.1.1 Code MFT	28
2.1.2 Cahier des charges	28
2.2 Réalisation du ventilateur par rotomoulage	30
2.2.1 Description du procédé	30
2.2.2 Rotomoulage conventionnel	31
2.2.3 Rotomoulage réactif	32
2.2.4 Démarche de réalisation	34
2.3 Procédure du contrôle par soufflage	37
2.3.1 Caractéristiques géométriques des trous d'injections	37
2.3.2 Autres configurations d'étude	38
2.4 Banc d'essai du contrôle actif par soufflage	39
2.4.1 Présentation du banc d'essai norme ISO 5801	39
2.4.2 Dispositif intégré du contrôle actif	43
2.4.3 Détermination du rendement statique	50
2.4.4 Détermination du champ de la vitesse axiale	51

2.5	Conclusion	52
3	Résultats expérimentaux	53
3.1	Influence de la position axiale	54
3.1.1	Fréquence 8 Hz (480 rpm)	55
3.1.2	Fréquence 17 Hz (1020 rpm)	55
3.1.3	Fréquence 26 Hz (1560 rpm) et 33.4 Hz (2004 rpm)	55
3.2	Stratégie de contrôle	57
3.3	Influence de la fréquence du moteur	58
3.4	Caractéristique du ventilateur	60
3.4.1	Rendement statique	64
3.4.2	Puissance Aéraulique	64
3.4.3	Puissance d'injection	67
3.4.4	Mesure du couple	67
3.4.5	Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 16 trous	71
3.4.6	Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 32 trous	72
3.5	Mesure de la vitesse axiale	75
3.5.1	Écoulement sans contrôle	77
3.5.2	Écoulement contrôlé	78
3.5.3	Comparaison des profils de la vitesse axiale en fonction de la vitesse de rotation	79
3.5.4	Champs de la vitesse axiale	79
3.6	Estimation du débit volumique moyen	85
3.7	Analyse des incertitudes	86
3.8	Conclusion	89
4	Modélisation numérique	91
4.1	Procédure numérique	92
4.1.1	Géométrie et génération du maillage	92
4.1.2	Influence du domaine rotatif	96
4.1.3	Étude du maillage	97
4.1.4	Modèle de calcul	98
4.1.5	Modèle de turbulence	99
4.1.6	Conditions aux limites	100
4.2	Performances du ventilateur naturel et contrôlé	101
4.2.1	Analyse qualitative de l'écoulement naturel	101
4.2.2	Analyse qualitative de l'écoulement contrôlé	108
4.2.3	Caractéristique $\psi = f(\phi)$	111
4.2.4	Gain en puissance aéraulique	111

4.2.5	Couple résistant	114
4.2.6	Rendement statique	116
4.2.7	Débit de fuite	118
4.2.8	Effet de la compressibilité	119
4.3	Configuration du contrôle pour $\xi = 1.2$ et 1.6	121
4.3.1	Procédure et estimation des conditions du contrôle	121
4.3.2	Performances globales pour 18 trous d'injection	121
4.4	Conclusion	128
Conclusion générale et perspectives		129
Bibliographie		133

Table des figures

1.1	Classification des turbomachines : nature du fluide, sens du transfert d'énergie, forme du rotor	7
1.2	Relation entre forme du rotor et vitesse spécifique	7
1.3	Performances d'un ventilateur axial	8
1.4	Ventilateurs axiaux : (a) sans redresseur, (b) avec redresseur, (c) hélice.	10
1.5	Influence du carénage et du redresseur.	10
1.6	Groupe Moto-Ventilateur (GMV).	11
1.7	Phénomènes instationnaires dans les turbomachines axiales	12
1.8	Écoulement de retour généré à l'extrémité de l'aube	13
1.9	Écoulement de retour généré à l'extrémité de l'aube	14
1.10	Procédures de contrôle et objectifs	15
1.11	Générateur de vortex monté sur le carter	17
1.12	Générateur de vortex monté sur le carter	17
1.13	Ventilateurs testés : (a) caisson standard (config.1), (b) caisson traité (config.2)	18
1.14	Contrôle passif par " bladelets "	19
1.15	Un des joints labyrinthiques proposés par Nadeau	19
1.16	Empilement des ventilateurs (sens de rotation horaire), (a) G2rad, (b) G2for, (c) G2back	20
1.17	Modification du profil de l'aube : (a) par extension de l'intrados, (b) utilisation " endplats " à l'extrémité de l'aube	21
1.18	Soufflage à l'extrémité du bord de fuite à travers un écoulement interne pour un ventilateur creux	22
1.19	Contrôle actif par soufflage fixe	23
1.20	Contrôle actif par soufflage fixe "Effet Coanda"	24
1.21	Contrôle par injection dans les aubes d'une turbine (a) système d'injection (b) location des injections	24
2.1	Cahier des charges du ventilateur (interface d'entrée du code MFT). .	28
2.2	Ventilateur axial, (a) Solution d'aubes radiales proposée par MFT,(b) Définition de l'empilement <i>G2for</i> , (c) Attribution de la virole . .	29
2.3	Différentes étapes pour le rotomoulage conventionnel	33
2.4	Étapes du rotomoulage réactif	33
2.5	Machine de rotomoulage LAB 40.	34

2.6	Conception et réalisation du moule	34
2.7	Chargement du moule : (a) Remplissage par la poudre de polyéthylène, (b) Utilisation d'un évent	36
2.8	Ventilateur réalisé par rotomoulage, (a) Essai A, (b) Essai B . . .	36
2.9	Ventilateur utilisé, essai C.	36
2.10	Positions du soufflage dans le jeu de fonctionnement.	37
2.11	Écoulement dans le plan radial milieu du jeu de fonctionnement (cas non contrôlé, 2500 rpm, 2500 m ³ /h).	38
2.12	Autres possibilités du contrôle par soufflage : (a) A partir du bord de fuite, (b) A partir de l'aval de la virole.	38
2.13	Schéma du banc d'essai ISO 5801 "ventilateur aspirant".	39
2.14	Diaphragme du caisson : (a) Procédure de fixation, (b) Norme du diaphragme monté à l'aspiration	40
2.15	Prises de pression statique.	41
2.16	Dispositifs antigirations utilisés dans les conduites	42
2.17	Dispositif antigiration à l'intérieur du caisson.	42
2.18	Influence du tranquilliseur : Lignes de courants, colorées par la vitesse absolue (m/s)	42
2.19	Première solution proposé : à droite : palier du ventilateur, à gauche : vue du palier en coupe.	43
2.20	Joint et vitesse circonférentielle maximale	44
2.21	Influence de l'excentricité de l'arbre sur le joint	44
2.22	Montage pour le contrôle de l'écoulement par soufflage.	45
2.23	Configuration d'essai.	46
2.24	Dessins de définition de l'arbre creux.	47
2.25	Fixation du ventilateur.	47
2.26	Vue éclatée du joint tournant	48
2.27	Joint tournant Deublin de série 1115-000-200	49
2.28	Transmission par courroie crantée avec deux poulies identiques. .	50
2.29	Tube de Pitot-statique : (a) Montage sur DANTEC 3D, (b) Principe de la mesure de la vitesse.	51
3.1	Positions relatives du ventilateur.	56
3.2	Caractéristique du ventilateur : Influence de la position axiale et de la fréquence de rotation, (a) 8 Hz, (b) 17 Hz, (c) 26 Hz et (d) 33.4 Hz.	56
3.3	Caractéristique du ventilateur en fonction de la section du diaphragme, (a) forme dimensionnelle, (b) forme adimensionnelle. . .	59

3.4	Caractéristiques du ventilateur avec 16 trous d'injection, (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 1500 <i>rpm</i> , (c) 2000 <i>rpm</i>	62
3.5	Caractéristiques du ventilateur avec 32 trous d'injection, (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 1500 <i>rpm</i> , (c) 2000 <i>rpm</i>	63
3.6	Gain en puissance aéraulique en fonction de la section du diaphragme, de la vitesse de rotation, du débit d'injection et du nombre de trous d'injection ((+) 16 trous, (o) 32 trous).	66
3.7	Couple à vide C_0	68
3.8	Variation du gain en couple net $E_{C_{net}}$ (%)	70
3.9	Rendement statique du ventilateur pour 16 trous d'injection : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 1500 <i>rpm</i> , (c) 2000 <i>rpm</i>	73
3.10	Rendement statique du ventilateur pour 32 trous d'injection : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 1500 <i>rpm</i> , (c) 2000 <i>rpm</i>	74
3.11	Incertitude de mesure de la pression sur l'intervalle $[-500, 500]$ <i>Pa</i> , d'après <i>Furness Control FC0332</i>	75
3.12	Caractéristique de la zone de mesure de la vitesse axiale.	76
3.13	Sources du débit de fuite.	79
3.14	Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 1000 <i>rpm</i>	80
3.15	Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 1500 <i>rpm</i>	81
3.16	Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 2000 <i>rpm</i>	82
3.17	Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale.	83
3.18	Champ de la vitesse axiale en aval du ventilateur : à gauche (sans injection), à droite (avec injection $\xi = 0.8$).	84
4.1	Domaine de calcul complet.	94
4.2	Domaine de calcul périodique.	94
4.3	Maillage du domaine de calcul par volumes de contrôle.	95
4.4	Maillage de la partie creuse du ventilateur (plan $z = 31$ <i>mm</i>).	95
4.5	Influence du domaine tournant : (a) config.1, (b) config.2.	96
4.6	Caractéristiques du ventilateur (1560 <i>rpm</i>) en écoulement naturel	97
4.7	Distribution de la distance pariétale y^+ (2000 <i>rpm</i> et $\Phi = 375$ <i>mm</i>).	101
4.8	Pression statique à 2000 <i>rpm</i> : (a) $\Phi = 238$ <i>mm</i> , (b) $\Phi = 375$ <i>mm</i>	102
4.9	Structure de l'écoulement naturel (2000 <i>rpm</i>) : (a) $\Phi = 238$ <i>mm</i> , (b) $\Phi = 375$ <i>mm</i>	103

4.10	Structure de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement (2000 <i>rpm</i> , $\Phi = 375$ <i>mm</i>).	104
4.11	Vitesse absolue et vorticité dans le jeu ($R = 196$ <i>mm</i>) pour $\Phi = 238$ <i>mm</i> : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	106
4.12	Vitesse absolue et vorticité dans le jeu ($R = 196$ <i>mm</i>) pour $\Phi = 375$ <i>mm</i> : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	107
4.13	Structure de l'écoulement contrôlé ($\xi = 0.8$) dans le plan méridien du jet : (a) $\Phi = 238$ <i>mm</i> , (b) $\Phi = 375$ <i>mm</i> .	109
4.14	Structure de l'écoulement contrôlé au niveau du trou ($\Phi = 375$ <i>mm</i> , $\xi = 0.8$, plan $z = 31$ <i>mm</i>). A gauche 1000 <i>rpm</i> et à droite 2000 <i>rpm</i> .	110
4.15	Structure de l'écoulement contrôlé ($\xi = 0.8$) dans le jeu.	110
4.16	Caractéristiques du ventilateur (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	112
4.17	Gain en puissance aéraulique (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	113
4.18	Évolution du couple du ventilateur (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	115
4.19	Rendement statique du ventilateur (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	117
4.20	Évolution du taux du débit de fuite (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	120
4.21	Évolution du gain en débit de fuite (16 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	120
4.22	Caractéristiques du ventilateur (18 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	122
4.23	Gain en puissance aéraulique (18 trous d'injection) par CFD : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	122
4.24	Rendement statique du ventilateur (18 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	124
4.25	Évolution du gain en débit de fuite (18 trous d'injection) : (a) 1000 <i>rpm</i> , (b) 2000 <i>rpm</i> .	124
4.26	Structure de l'écoulement contrôlé (1000 <i>rpm</i> , $\xi = 1.2$, $\Phi = 375$ <i>mm</i>) dans le jeu $R = 196$ <i>mm</i> .	126
4.27	Champs du nombre de Mach, pression statique et pression totale au niveau du trou d'injection $z = 31$ <i>mm</i> , à gauche $\xi = 1.2$, à droite $\xi = 1.6$.	127
4.28	Contrôle passif utilisant un ventilateur centrifuge.	132

Liste des tableaux

1.1	Évaluation qualitative des paramètres permettant de comparer les empilements	21
2.1	Paramètres géométriques du ventilateur axial.	29
2.2	Conditions opératoires des principaux essais menés.	35
2.3	Calcul de transmission mécanique par courroie crantée.	50
3.1	Conditions opératoires de l'étude de l'influence de la position du ventilateur.	54
3.2	Limites du débit du contrôle.	57
3.3	Diamètres du diaphragme testés.	60
3.4	Variation de la puissance d'injection en fonction du taux d'injection.	67
3.5	Positions axiales utilisées dans la zone de mesure.	76
3.6	Précision de l'estimation du débit volumique moyen.	86
3.7	Incertitudes du débit volumique et du rendement statique.	88
3.8	Comparaison des incertitudes relatives, méthode absolue et Gauss-Laplace.	88
4.1	Caractéristiques des grilles testées.	98
4.2	Variation des conditions du contrôle.	101
4.3	Précision de la simulation pour les deux coefficients ϕ et ψ	111
4.4	Évolution du couple C ($N.m$) des parois mobiles (16 trous).	115
4.5	Variation des conditions du contrôle.	117
4.6	Effet de la compressibilité pour $\xi = 0.8$	119
4.7	Variation des conditions du contrôle extrapolées.	121
4.8	Évolution du couple C ($N.m$) des parois mobiles (18 trous).	123

Nomenclature

Abréviations	Description
G2rad	Empilement radial des aubes
G2for	Empilement dans le sens de la rotation des aubes
G2back	Empilement dans le sens inverse de la rotation des aubes
MFT	Mixed-Flow Turbomachinery 3D
CFD	Computational Fluid Dynamics
MDF	Mécanique Des Fluides
PIMM	Procédés et Ingénierie en Mécanique et Matériaux
DynFluid	Dynamique des Fluides
EMP	École Militaire Polytechnique
ENSAM	École Nationale Supérieure des Arts et Métiers
MRF	Moving Reference Frame
SST	Shear Stress Transport
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes

Grandeurs	Description	Unité
a	Entraxe entre deux poulies	m
C	Couple moteur fourni	$N.m$
C_0	Couple à vide du montage (sans ventilateur)	$N.m$
C_{net}	Couple net du ventilateur (avec injection) = $C - C_0$	$N.m$
$C_{net,0}$	Couple net mesuré à l'état naturel (sans injection)	$N.m$
D_p	Diamètre primitif de la grande poulie	m
d_p	Diamètre primitif de la petite poulie	m
D	Diamètre du ventilateur	m
e	Épaisseur de la pièce finie	m
e_{Q_v}	Incertitude relative du débit volumique	%
e_η	Incertitude relative du rendement statique	%
$E_{C_{net}}$	Pourcentage de réduction ou d'augmentation du couple net	%
E_{Q_v}	Erreur relative d'estimation du débit volumique	%

Grandeurs	Description	Unité
E_τ	Gain en débit de fuite	%
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
$Gain$	Gain en puissance aéraulique = $\frac{P - P_0}{P_0}$	%
H_n	Hauteur nominal d'élévation du fluide	m
m	Masse de la poudre	kg
M	Nombre de Mach	—
N	Vitesse de rotation	rd/s
N_s	Vitesse angulaire spécifique	—
nsq	Vitesse spécifique	—
P	Puissance aéraulique délivrée par le ventilateur contrôlé	$Watt$
P_0	Puissance aéraulique délivrée par le ventilateur naturel ($\xi = 0$))	$Watt$
P_t	Pression totale	Pa
P_s	Pression statique	Pa
P_{s-jt}	Pression statique à l'entrée du joint tournant	Pa
ΔP	Élévation de la pression (statique ou totale)	Pa
ΔP_s	Élévation de la pression statique	Pa
P_{inj}	Puissance d'injection = $\frac{1}{2} \frac{\rho_{inj} q_{inj}^3}{S_{inj}^2}$	$Watt$
Q_v	Débit volumique	m^3/s
Q_{vn}	Débit volumique nominal	m^3/s
Q_{fuite}	Débit de fuite volumique	m^3/s
q_{inj}	Débit volumique d'injection	m^3/s
q_m	Débit massique d'injection	kg/s
q_{max}	Limite du débit volumique pour 32 trous d'injection	m^3/s
r/R	Coordonnée radiale adimensionnelle	—
R	Coordonné radiale dans le jeu de fonctionnement	—
$\Re$	Constante massique du gaz	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	—
S_i	Surface totale de la paroi interne du moule	m^2
S_{inj}	Surface d'injection à l'entrée du joint tournant	m^2
S'_{inj}	Surface d'injection situé au moyeu à l'entrée intérieure de l'aube	m^2
T_s	Température statique	K
u	Vitesse à l'extrémité de l'aube	m/s
V_a	Vitesse axiale	m/s

Grandeurs	Description	Unité
z_{fan}	Position axiale du ventilateur par rapport au carter	m
(r, θ, z)	Coordonnées cylindriques locales	—
ω	vitesse de rotation	tr/min
ρ	Masse volumique	kg/m^3
ρ'	Masse volumique de l'air comprimé à l'entrée du joint tournant	$kg.m^{-3}$
ψ	Coefficient de pression = $\frac{2 \Delta P_s}{(\rho u^2)}$	—
ϕ	Coefficient de débit = $\frac{4Q_v}{\pi D^2 u}$	—
Φ	Diamètre du diaphragme	mm
$\varepsilon\alpha$	Coefficient de débit total = 0.6 (d'après ISO 5801)	—
γ	Coefficient isentropique du gaz = 1.4	—
η_s	Rendement statique = $\frac{\Delta P_s \cdot Q_v}{C \cdot \omega}$	—
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
μ_t	Viscosité turbulente	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ω	Vitesse de rotation	$rd.s^{-1}$
Ω	Vitesse de rotation	rpm
λ	Coefficient de puissance = $\frac{8 \Delta P \cdot Q_v}{\pi \rho D^2 u^3}$	—
ρ_m	Masse volumique du matériau poudre	$kg.m^{-3}$
τ	Taux du débit de fuite = $\frac{Q_{fuite}}{Q_v}$	—
ξ	Taux d'injection = $\frac{q_{inj}}{q_{max}}$ avec ($\xi = 1$ pour $q_{max} = 1000 l/min$)	—

Introduction générale

Contexte

Les turbomachines sont de nos jours impliquées dans la plupart des grands secteurs de l'industrie : l'aéronautique, l'aérospatial, le naval, l'automobile, pompage des eaux, industrie pétrolière ... etc. Ceci explique l'intérêt grandissant suscité auprès de la communauté des chercheurs afin de dompter la technologie relative au fonctionnement de ces machines. L'amélioration des efficacités de fonctionnement et de la fiabilité de ce type de moteurs constitue le souci permanent des scientifiques activant dans les divers domaines de la turbomachinerie.

Au stade actuel, les recherches menées sont orientées d'une part pour répondre à des contraintes économiques, environnementales et énergétiques qui s'imposent dorénavant à la conception de toute machine, et d'autre part pour limiter la dégradation énergétique conditionnée par les effets des phénomènes physiques liés aux écoulements fluides en évolution.

Dans ce contexte, il est à noter que les procédés de fabrication et de réalisation de ces machines conditionnent exclusivement la qualité de fonctionnement et la durée de vie durant l'exploitation (état de surface, symétrie des géométries des aubes, équilibrage, ... etc). Au vu de l'importance de cet enjeu industriel, il devient, alors, essentiel de réaliser un aubage à conception optimisée et assez robuste pour répondre aux diverses sollicitations, aérodynamiques et thermiques, et des interactions fluide-structure. En effet, ces aubes sont soumises à des contraintes thermiques et mécaniques sévères, voire extrêmes, (fréquence de rotation, température de la turbine, érosion, vibration, ... etc) à même que la surveillance et le diagnostic des défauts deviennent des impératifs de la maintenance préventive et régulière. A titre illustratif, le nombre important des pièces unitaires tournantes induit des problèmes vibratoires souvent prohibitifs. La conception légère et monobloc des pièces est la solution toute à fait indiquée pour y remédier. Pratiquement, il est fait appel au procédé de fabrication dit par " Rotomoulage ". Ce procédé, relativement nouveau, permet, dans la plupart des cas, d'améliorer les caractéristiques des turbomachines comparativement aux procédés de production dits classiques ou conventionnels. Certains ventilateurs de refroidissement automobiles sont déjà élaborés par le procédé de rotomoulage.

Notre étude est étendue, également, à un second aspect tout aussi important et relatif aux écoulements en évolution dans les turbomachines. En effet, deux études, numérique et expérimentale, sont élaborées afin de permettre une meilleure compréhension de la phénoménologie, particulièrement complexe, des

écoulements impliqués dans ces machines. L'interaction de l'écoulement secondaire (écoulement de jeu ou de fuite) avec l'écoulement principal génère des instabilités responsables de la dégradation des performances de fonctionnement de la turbomachine. La présente étude tente de faire investigation de ce phénomène, particulièrement, et propose une stratégie de contrôle en vue de limiter l'impact de ces perturbations sur le rendement énergétique global de la turbomachine. La technique de contrôle présentée est jugée prometteuse en égard aux résultats probants obtenus.

Objectifs et plan de la thèse

Les travaux de recherche envisagés dans le cadre de cette thèse permettent d'étudier l'aérodynamique de l'écoulement interne et la possibilité d'un contrôle actif de l'écoulement de fuite (à travers le jeu de fonctionnement) par la technique de soufflage dans un ventilateur axial à aubes creuses obtenu par rotomoulage. Précisément, il s'agit de faire une investigation, par voies numérique et expérimentale, de la réponse de l'écoulement en termes des performances globales du ventilateur au contrôle par soufflage rotatif.

Il est également recherché à travers cette étude de faire prospection de la faisabilité du nouveau procédé de rotomoulage comme nouvelle technique pour la réalisation des turbomachines. D'un point de vue technique, le rotomoulage est une solution qui a fait preuve d'efficience sachant qu'il permet de lever les limitations rencontrées avec les procédés de production conventionnels (perte de la matière, contraintes résiduelles, ... etc) tout en introduisant de nouvelles fonctionnalités (des inserts métalliques ou plastiques, sans collage et soudure, peu de contraintes résiduelles, ... etc). Cependant, pour atteindre ces objectifs, des développements et validations scientifiques et technologiques, tant théoriques qu'expérimentaux, sont nécessaires pour éliminer ces limitations et augmenter la connaissance concernant l'influence des paramètres du procédé sur la performance du ventilateur rotomoulé.

En fait, il est question de tirer profit du procédé de rotomoulage en exploitant :

- La nature creuse des aubes rotomoulées pour améliorer la rigidité et éventuellement amener un gain en masse. Cette amélioration dans la tenue mécanique pourrait être utilisée pour mieux contrôler les jeux de fonctionnement, généralement à l'origine de pertes aérodynamiques et de bruits dans les machines tournantes.
- La compatibilité de ce procédé en usant de divers matériaux, notamment, pour assurer l'absorption ou l'amortissement acoustique. Il est possible de

faire usage de mousses ou d'insérer localement des zones présentant des rugosités ou des porosités différentes pour absorber passivement le bruit.

En somme, dans son approche, l'étude a évolué autour de principaux objectifs ayant balisés, chemin faisant, la route vers ces derniers à travers différents paliers. Ceux-ci peuvent être résumés comme suit :

- Étude des paramètres du rotomoulage pour la réalisation d'un ventilateur de refroidissement d'automobile.
- Mise au point de la technique du soufflage rotatif sur le banc d'essai ISO 5801.
- Approche numérique du banc d'essai réalisé et ces conditions opératoires.

Le mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre porte sur des généralités relatives aux turbomachines axiales et au contrôle des écoulements. On introduit, d'abord, les différentes interactions recensées, en particulier, celles en rapport avec le jeu radial. Un intérêt particulier est porté sur le contrôle passif et actif de l'écoulement au sein de cette zone précisément.

Le second chapitre est consacré à l'étude expérimentale. On présente, dans un premier temps, les étapes de la conception et de la réalisation du ventilateur par le procédé du rotomoulage suivies ensuite, des détails relatifs au montage expérimental et à la métrologie mise en œuvre. Il est à souligner qu'il est fait usage d'une transmission mécanique par moyen de courroie crantée et de joint tournant permettant la conduite d'air comprimé depuis une source fixe (compresseur central du laboratoire) vers l'extrémité du ventilateur ayant une virole munie des trous d'injection.

Le troisième chapitre présente les résultats expérimentaux pour deux configurations d'écoulement naturel (sans contrôle) puis contrôlé. Plusieurs conditions opératoires sont considérées, à savoir : la position axiale du ventilateur par rapport au caisson, le nombre de trous (16 et 32), la vitesse de rotation, le diamètre du diaphragme et le taux d'injection. Dans un second lieu, on présente la caractérisation du sillage proche en déterminant la nappe de la vitesse axiale par un tube de Pitot statique accompagnée d'une analyse locale de l'influence des conditions de contrôle.

Le quatrième chapitre présente les différentes étapes de la modélisation numérique. Une étude comparative des résultats numériques et expérimentaux est menée pour la configuration rentable de seize (16) trous en variant le taux d'injection. Ensuite, la réduction du débit de fuite est étudiée par l'analyse de la topologie d'écoulement dans le jeu de fonctionnement.

CHAPITRE 1

État de l'art

Sommaire

1.1 Généralités sur les turbomachines	6
1.1.1 Définition et classement	6
1.1.2 Ventilateurs axiaux	8
1.1.3 Ventilateur de refroidissement de moteur d'automobile	11
1.1.4 Écoulement dans les turbomachines axiales	12
1.1.5 Écoulement dans le jeu de fonctionnement	13
1.2 Notion de Contrôle de l'écoulement	14
1.2.1 Concept du contrôle	14
1.2.2 Procédures et objectifs du contrôle	14
1.3 Contrôle de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement	15
1.3.1 Moyens de contrôle passif	15
1.3.2 Contrôle actif par soufflage	23
1.4 Synthèse et stratégie de contrôle adoptée	25

Ce chapitre comprend essentiellement deux parties. La première consiste à décrire les turbomachines et en particulier les ventilateurs axiaux, leur classement, les phénomènes aérodynamiques intervenant dans les machines axiales et surtout au niveau du jeu de fonctionnement. La deuxième partie est dédiée à l'état de l'art relatif au contrôle de l'écoulement au niveau du jeu de fonctionnement. Appliqué à différentes catégories de turbomachines (ventilateur, compresseur et turbine), le contrôle dans le jeu de fonctionnement révèle les issues possibles permettant de réduire les pertes aéroacoustiques. Nous essayons de présenter les différentes techniques de contrôle passives et actives par soufflage. Pour ce dernier, l'état de l'art nous oriente vers une stratégie de contrôle de l'écoulement de retour au niveau du jeu radial d'un ventilateur axial refroidissant un moteur d'automobile.

1.1 Généralités sur les turbomachines

1.1.1 Définition et classement

Une turbomachine est un système de révolution permettant un échange d'énergie entre une partie tournante (rotor) et un fluide en écoulement. L'échange d'énergie est le résultat du travail des efforts aérodynamiques générés sur les faces des aubes. La turbomachine est "réceptrice", si elle reçoit de l'énergie du fluide pour la convertir en une énergie mécanique exploitable (turbine), ou "génératrice" si le fluide reçoit de l'énergie (compresseur, pompe). Divers critères peuvent intervenir lors de la classification de ces machines. D'après Lakshminarayana [1] (figure 1.1), on peut les regrouper selon :

Nature du fluide : Liquide (pompes, hélices marines) ou gaz (ventilateurs, compresseurs, turbines, ...), compressible ou incompressible, ... etc.

Sens du transfert d'énergie : Génératrice ou réceptrice.

Forme du rotor : L'orientation du tube de courant à l'intérieur des aubes, nous permet de distinguer en particulier trois types de machines :

- Machine axiale : Destinée à faire circuler le fluide dans une direction parallèle à l'axe de rotation avec un débit relativement important et une pression moyennement faible.
- Machine radiale : L'écoulement rentre axialement puis refoulé radialement. Ce type de machine est convenu pour des débits modérés et de fortes pressions.
- Machine mixte : C'est une machine intermédiaire dont l'écoulement est oblique selon une méridienne inclinée par rapport à l'axe de rotation.

La forme du rotor peut être caractérisée par deux nombres adimensionnels issus du modèle de la similitude des turbomachines. On définit alors respectivement la vitesse angulaire spécifique et la vitesse spécifique :

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_{vn}}}{(gH_n)^{3/4}} \quad (1.1)$$

$$nsq = \frac{N \sqrt{Q_{vn}}}{H_n^{3/4}} \quad (1.2)$$

Selon l'équation 1.1, la vitesse spécifique est inversement proportionnelle à l'élévation métrique du fluide et augmente avec le débit. Dans cette situation, les machines radiales sont caractérisées par de faibles vitesses spécifiques et inversement pour les machines axiales (figure 1.2).

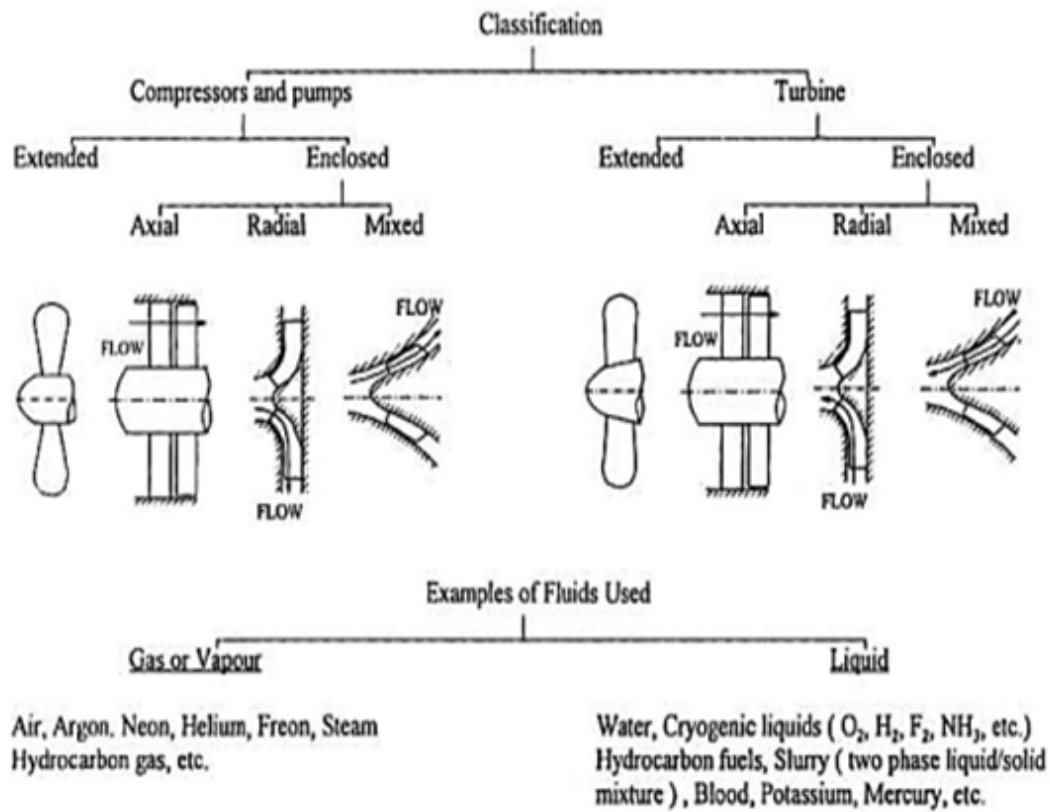


FIGURE 1.1 – Classification des turbomachines : nature du fluide, sens du transfert d'énergie, forme du rotor, d'après Lakshminarayana [1].

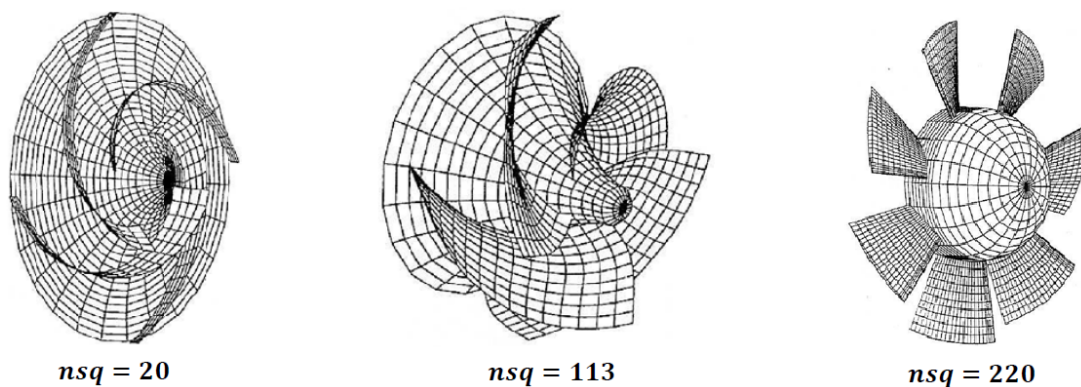


FIGURE 1.2 – Relation entre forme du rotor et vitesse spécifique. Tiré de [2].

1.1.2 Ventilateurs axiaux

Tous d'abord, qu'appelle-t-on un ventilateur ?

Selon une définition de l'ISO, un ventilateur est " *une turbomachine qui reçoit de l'énergie mécanique et l'utilise à l'aide d'une ou plusieurs roues à aubes de manière à entretenir un écoulement continu d'air ou d'un autre gaz qui le traverse et dont l'élévation de pression ne dépasse pas 30kPa pour une masse volumique de 1,2 kg/m³* " [3].

Les systèmes de ventilations sont nécessaires dans de nombreuses applications. Ils peuvent alimenter une zone en air ou en extraire de l'air pollué. Ils sont utilisés dans la climatisation (bâtiment et transport), le contrôle du taux d'humidité, les installations sous-terraines, le refroidissement (circuits électroniques, moteurs électriques et thermique), etc.

1.1.2.1 Performances du ventilateur

Afin de déterminer le point de fonctionnement nominal d'un ventilateur, on procède d'abord à déterminer la résistance du circuit aéraulique donnant ainsi l'évolution des pertes de charge en fonction du débit. Ces pertes seront compensées par le travail fourni par le ventilateur. Par la suite, le point de fonctionnement nominal sera choisi pour un rendement maximal (figure 1.3).

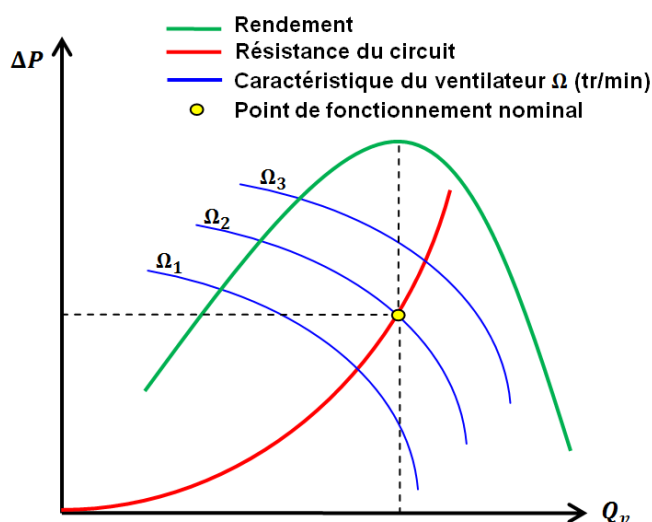


FIGURE 1.3 – Performances d'un ventilateur axial.

Le rendement du ventilateur peut être défini par le rendement total ou le rendement statique selon l'élévation de la pression exprimée. Il est donné par :

$$\eta = \frac{\Delta P \cdot Q_v}{(C \cdot \omega)} \quad (1.3)$$

Dans les turbomachines, on procède à regrouper les grandeurs physiques en définissant des grandeurs réduites. Sous certaines conditions, la procédure de similitude effectuée conduit à des groupes d'invariants dits de "Rateau".

Pour un ventilateur cette démarche permet de prévoir les caractéristiques (courbes débit-pression) pour des conditions opératoires de vitesse et de diamètre connues. L'intérêt est de réduire le nombre d'essais et de comparer les performances. Ainsi, en négligeant les effets de faible nombre de Reynolds et de la rugosité relative, on arrive à définir les coefficients adimensionnels de débit, de pression et de puissance donnés respectivement par les relations suivantes :

$$\Phi = \frac{4 \cdot Q_v}{(\pi D^2 u)} \quad (1.4)$$

$$\Psi = \frac{2 \Delta P}{(\rho u^2)} \quad (1.5)$$

$$\lambda = \frac{8 \Delta P \cdot Q_v}{(\pi \rho D^2 u^3)} \quad (1.6)$$

Pour un ventilateur de diamètre donné, et pour deux essais à vitesses de rotations différentes Ω_1 et Ω_2 , on peut estimer l'ordre de variation entre les grandeurs globales telles que le débit, l'élévation de pression et la puissance aéraulique générée. On obtient ainsi :

$$\frac{Q_{v2}}{Q_{v1}} = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \quad (1.7)$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)^2 \quad (1.8)$$

$$\frac{(\Delta P \cdot Q_v)_1}{(\Delta P \cdot Q_v)_2} = \left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)^3 \quad (1.9)$$

Q_v varie avec Ω .

ΔP varie à avec Ω^2 .

$(\Delta P \cdot Q_v)$ la puissance aéraulique varie avec Ω^3 .

1.1.2.2 Classement des ventilateurs axiaux

Le ventilateur axial est destiné à faire circuler l'air à débit relativement important avec une pression moyennement faible afin de vaincre les pertes de charge du circuit. On peut distinguer trois types à savoir (figure 1.4) :

- **Ventilateur axial sans redresseur** : Le ventilateur sans redresseur peut atteindre un rendement de l'ordre de 80% destiné pour les pressions modérées (bâtiment, refroidissement moteur thermique).
- **Ventilateur axial avec redresseur** : Le rôle du redresseur fait accroître le rendement du fait de la conversion de la pression dynamique de giration en pression statique. Le rendement peut atteindre 90% (ventilation générale dans le bâtiment, industrie).
- **Ventilateur axial hélices** : Les ventilateurs hélices atteignent un rendement de l'ordre de 60%. Ils fonctionnent dans des faibles pressions statiques et un fort débit (industrie de froid et conditionnement d'air).

Une autre classification fait intervenir la combinaison du redresseur avec le carénage (figure 1.5). Elle est basée sur l'apport du carénage (carter) vis à vis, le rendement et les différentes pertes pouvant avoir lieu (frottement, extrémité de l'aube et l'effet de la giration).

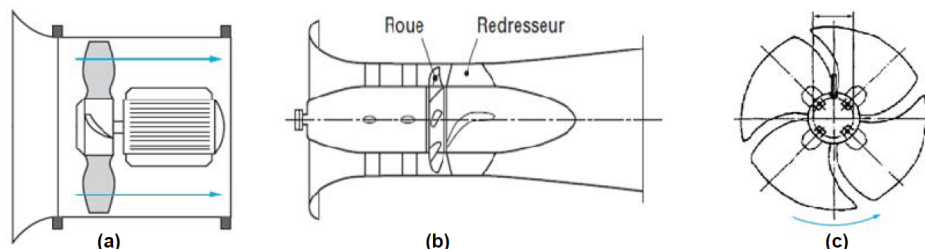


FIGURE 1.4 – Ventilateurs axiaux :

(a) sans redresseur, (b) avec redresseur, (c) hélice. Tiré de [3].

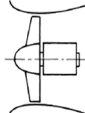
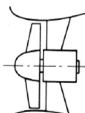
Forme			
	non caréné (hélice)	caréné, sans redresseur	caréné, avec redresseur
Rendement.....	0,6	0,7	0,8
Pertes par frottement.....	oui	oui	oui
Pertes en bout de pales	élevées	faibles	faibles
Pertes par giration résiduelle	oui	oui	non

FIGURE 1.5 – Influence du carénage et du redresseur. Tiré de [4].

1.1.3 Ventilateur de refroidissement de moteur d'automobile

Dans le secteur automobile, le ventilateur axial est principalement destiné à assurer la circulation d'air afin d'atteindre les conditions de refroidissement du liquide réfrigérant. En effet, lors du déplacement du véhicule à partir d'un seuil de vitesse, l'échange thermique par convection forcée assure le refroidissement. Cependant, à l'arrêt ou à déplacement limité (circulation routière, embouteillage, la température externe élevée, moteur en pleine charge, etc), le ventilateur est déclenché par une commande assurant ainsi le débit d'air nécessaire. Il est monté dans un Groupe Moto-Ventilateur (GMV) (voir figure 1.6).

Les GMV fonctionnent en deux modes selon le positionnement du ventilateur.

- GMV "aspiration", ventilateur en amont du radiateur.
- GMV "soufflant", ventilateur en aval du radiateur.

Les réglementations de confort imposées aux constructeurs d'automobile exigent la réduction du niveau sonore des GMV dont le ventilateur est souvent la source principale. Les recherches actuelles se focalisent vers une conception de ventilateur ayant un faible niveau de bruit. Nous avons souligné auparavant que la source du bruit pour un ventilateur provient de l'aérodynamique instationnaire et surtout au niveau du jeu de fonctionnement.

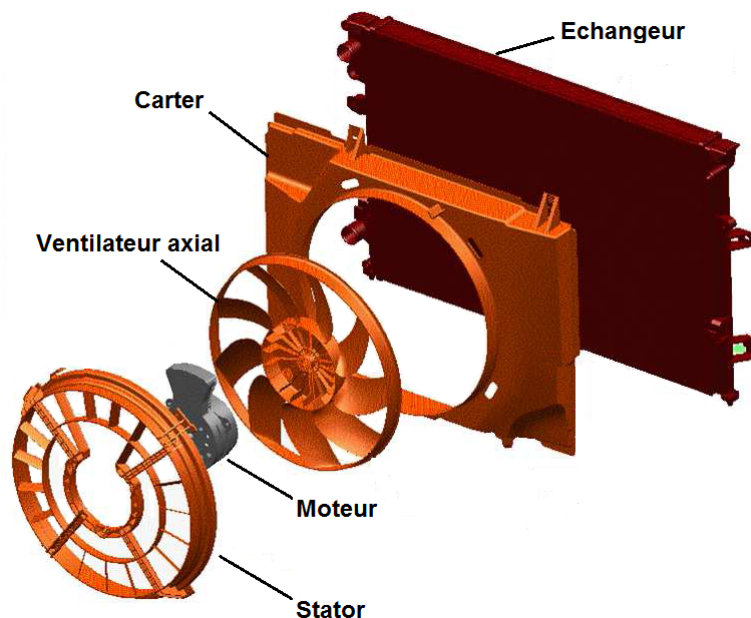


FIGURE 1.6 – Groupe Moto-Ventilateur (GMV).

1.1.4 Écoulement dans les turbomachines axiales

Dans leur revue historique, Cumpsty et Greitzer [5] tentent de rapporter les progrès menés dans l'étude des écoulements en turbomachine. Avant 1940, la conception des turbomachines était basée sur des approches analytiques et empiriques et ne tenait compte que de l'écoulement moyen dans le plan aube-à-aube. Après 1940, les effets tridimensionnels, instationnaires et visqueux de l'écoulement ont été pris en considération. Tous d'abord, dans les travaux menés par Squire et Winter [6], on a commencé à noter la structure de l'écoulement secondaire dans le plan transverse de l'écoulement.

Par la suite, les recherches menées ont identifié les différents mécanismes de génération des tourbillons qui sont les sources de bruit et les facteurs de diminution des performances aérodynamiques (figure 1.7). Ces sources sont principalement liées aux interactions entre écoulement turbulent, géométrie d'aube, couche limite, écoulements secondaires et écoulement dans le jeu de fonctionnement.

Parmi ces structures tourbillonnaires, on distingue l'écoulement de jeu (débit de fuite) qui peut devenir, comme on verra par la suite, la source dominante des pertes d'énergie, d'instabilités et de nuisances sonores.

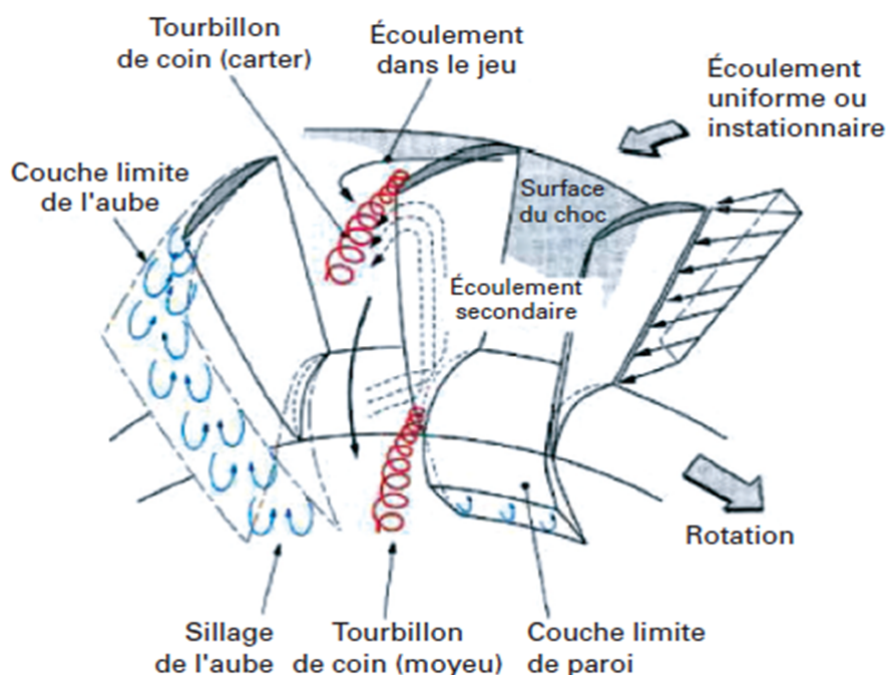


FIGURE 1.7 – Phénomènes instationnaires dans les turbomachines axiales (NASA Lewis Research Center) [7].

1.1.5 Écoulement dans le jeu de fonctionnement

Le jeu radial est nécessaire pour l'échange thermique et le fonctionnement de la machine lors de la présence d'excentricité sur l'arbre moteur. Cependant, il affecte notablement les performances aéroacoustiques. Cet écoulement formé dans la même direction de l'écoulement principal est lié au gradient de pression entre les faces de l'aube et l'écoulement induit à son extrémité par le mouvement rotatif (figure 1.8). Le tourbillon de jeu qui est convecté par l'écoulement libre, crée des fluctuations de vitesses responsables des émissions sonores.

En plus du débit de fuite induit à l'extrémité de l'aube, Kameier & Neise [8] ont mis en évidence le développement de l'écoulement de retour qui résulte du saut de la pression entre l'amont et aval immédiat des aubes. Ils ont montré aussi que cet écoulement est la source principale du bruit.

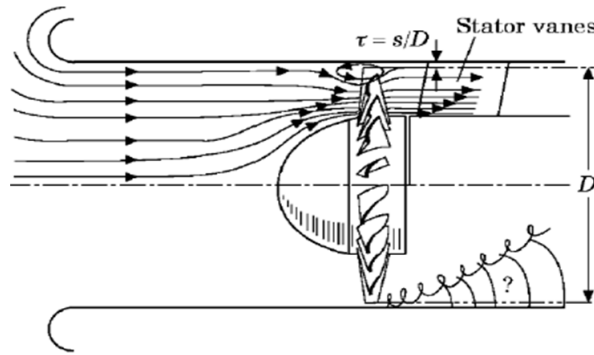


FIGURE 1.8 – Écoulement de retour généré à l'extrémité de l'aube [8].

Boudet et al. [9] ont traité numériquement et expérimentalement le débit de fuite pour un ventilateur axial. Ils montrent que la contribution majeure de l'émission sonore est induite par le tourbillon de jeu. Pour une turbine, Fischer et al. [10] arrivent à une caractérisation de la structure du tourbillon de jeu en utilisant une vélocitymètre à effet Doppler à fréquence modulable couplée à une résolution temporelle élevée.

On trouve aussi une autre situation où l'écoulement de jeu s'oppose à la direction de l'écoulement amont. Ceci se présente pour une turbomachine axiale carénée, tels les ventilateurs de refroidissement des moteurs automobiles. Ces machines sont caractérisées par une virole reliant les extrémités des aubes qui permet la tenue mécanique et limite la déformation des aubes. Dans cette configuration, le cisaillement généré par la présence de paroi mobile de la virole et fixe du carter (écoulement couette) induit un caractère giratoire de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement.

La présence de la virole génère des structures tourbillonnaires qui lui sont attachées et sont affectées par le mouvement des aubes (figure 1.9).

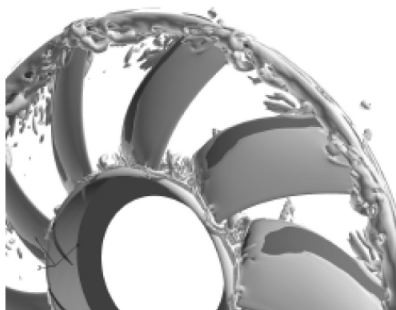


FIGURE 1.9 – Écoulement de retour généré à l'extrémité de l'aube [11].

1.2 Notion de Contrôle de l'écoulement

1.2.1 Concept du contrôle

Parmi les facteurs influençant les performances d'une turbomachine axiale, on trouve la dynamique des phénomènes prenant naissance au niveau de la couche limite (transition, décollement, turbulence, etc) et le sillage proche. Actuellement, les recherches s'intéressent au contrôler de cette couche et à son interaction avec l'écoulement externe.

1.2.2 Procédures et objectifs du contrôle

Selon Gad El-Hak [12], on peut utiliser des techniques actives, réactives ou passives. Le choix de la technique dépend de la mise œuvre, le prix de revient, les effets secondaires et l'efficacité. Généralement, ces techniques permettent de [12] [13] (figure 1.10) :

- Retarder ou avancer la transition du régime laminaire au régime turbulent.
- Éviter ou provoquer la séparation de la couche limite.
- Amplifier ou atténuer la turbulence.

Généralement, les objectifs se résument à la :

- Réduction de la traînée et augmentation de la portance,
- Suppression du bruit acoustique induit par l'écoulement.
- Accroissement du mélange de masse, de quantité de mouvement ou d'énergie.

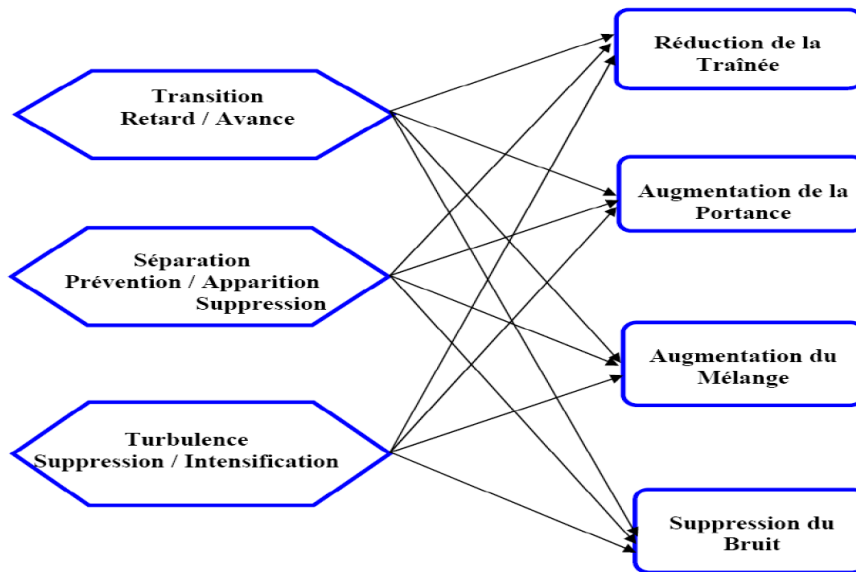


FIGURE 1.10 – Procédures de contrôle et objectifs, M. Gad-El-Hak [12].
Tiré de Oualli [13].

Pour la suite de notre travail, on s'intéressera seulement aux techniques passives et le contrôle actif par soufflage appliquées au voisinage du jeu.

1.3 Contrôle de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement

Dans le but d'améliorer les performances globales et de réduire davantage le débit de fuite, plusieurs techniques du contrôle ont été développées. Ces techniques peuvent prendre différentes formes (géométriques, dynamiques, etc.) destinées à modifier le comportement local ou global de l'écoulement.

Dans ce qui suit, nous essayons de montrer les différents moyens de contrôle, passif et actif, au voisinage du jeu de fonctionnement à travers les études réalisées.

1.3.1 Moyens de contrôle passif

Sans aucun apport d'énergie extérieure, ce type de contrôle est caractérisé par l'ajout d'obstacle ou la modification de la géométrie du système considéré.

1.3.1.1 Épaisseur du jeu

Parmi les premiers travaux du contrôle passif menés, on cite les travaux de Longhouse [14] qui a présenté les quatre sources de bruit dans les ventilateurs :

- L'interaction de l'aube avec l'écoulement amont et l'installation de prés.
- Détachement tourbillonnaire de la couche limite laminaire.
- Interaction de l'aube avec le tourbillon de jeu.
- Décollement de la couche limite.

Il a constaté que pour un jeu de dimension supérieure à 3% ou 4%, le tourbillon de jeu devient la source dominante du bruit. Il a réduit le bruit et amélioré le rendement en utilisant une virole rotative fixée sur le bout des aubes. Ce dispositif permet d'éviter la formation du tourbillon de jeu. De plus, c'est une solution envisagée dans la mesure où on veut maintenir un jeu assez important entre le ventilateur et le carter.

Pogorelov et al. [15] ont essayé d'identifier numériquement la structure du tourbillon de jeu pour un ventilateur axial. Ils montrent que la réduction de la dimension du jeu conduit à la réduction à la fois de la taille du tourbillon de jeu et l'amplitude du bruit. Par le biais d'une simulation LES, You et al. [16] confirment l'effet de cette dimension sur la génération du bruit et de la vibration.

Pour des ventilateurs de faibles diamètres, et dans le but d'améliorer les performances acoustiques, Fukano et al. [17] [18] ont proposé une hauteur du jeu de fonctionnement de l'ordre de 1% du diamètre du ventilateur.

Pour un compresseur axial, Inoue et al. [19] ont montré que cette hauteur contribue à l'intensification du tourbillon de jeu responsable de la déviation radiale de l'écoulement principal.

1.3.1.2 Générateur de vortex

Les générateurs de vortex sont des obstacles de dimensions réduites, permettent l'échange de la quantité de mouvement entre la zone riche en énergie cinétique et la zone de fluide morte proche paroi par le biais des tourbillons générés. Ils influent sur la position du décollement de la couche limite.

Les travaux de Kameier et al. [20] montrent une amélioration des performances aéroacoustiques en utilisant ces générateurs ayant la forme de rugosités dentelées (figure 1.11).

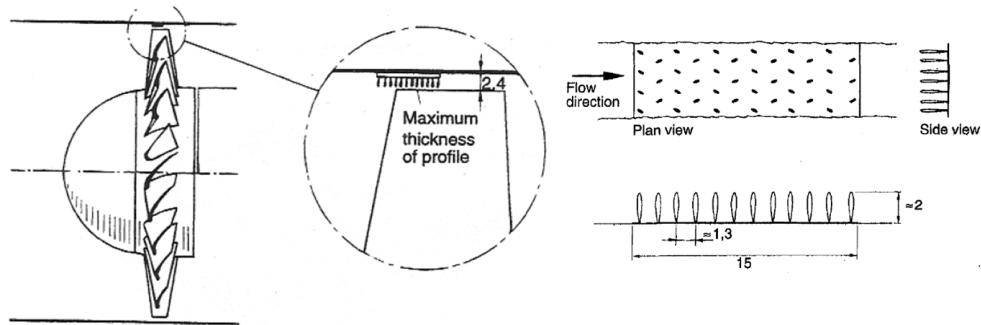


FIGURE 1.11 – Générateur de vortex monté sur le carter [20].

1.3.1.3 Influence de la virole

Outre les travaux menés de Longhouse [14], d'autres auteurs ont étudié l'apport de la virole rotative ou fixe sur la structure de l'écoulement du jeu.

Pardowitz et al. [21] arrivent à supprimer le débit de fuite et le tourbillon de jeu associé en utilisant une virole rotative réalisée en aluminium avec une épaisseur 0.05 mm (figure 1.12). Il confirme que malgré cette suppression, l'instabilité rotative générée par le ventilateur persiste.

Pour certains moteurs électriques, le refroidissement est assuré par un écoulement radial utilisant un ventilateur centrifuge. Vad et al. [22] ont fait un redesign d'un ventilateur centrifuge de référence par l'ajout d'une virole avec des aubes empilées permettant de générer un écoulement axial. Pour les mêmes performances de refroidissement, ils réduisent le bruit du ventilateur et la consommation en puissance.

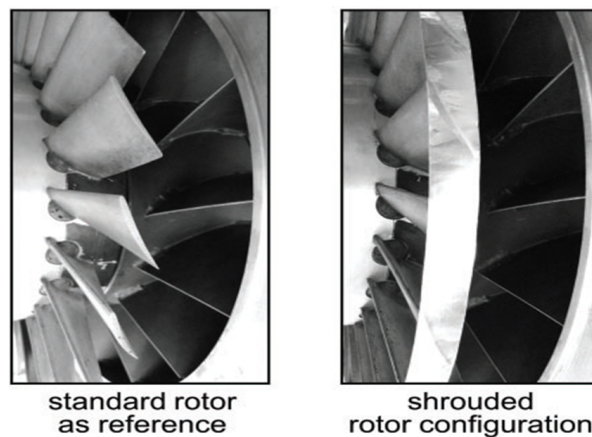


FIGURE 1.12 – Configurations de ventilateur utilisées par Pardowitz [21].

1.3.1.4 Traitement du carter

On utilise pour le traitement du carter des solutions géométriques particulières constituant comme des obstacles à l'écoulement de retour et permettant ainsi de réduire le débit de fuite et sa giration. Les configurations possibles de ces obstacles sont :

Modifications du logement carter

Afin d'améliorer les performances d'un ventilateur caréné, Yapp et al. [23] présentent des configurations du logement carter qui dépendent de la position et de la géométrie de la virole.

Les travaux de Buisson et al. [24] ont mis en évidence l'influence du débit de fuite et de la giration induite sur les pertes de charge à l'entrée du ventilateur axial. Dans le but de limiter la composante azimutale de la vitesse générée par le mouvement de la virole, deux configurations ont été testées : un caisson standard (config.1) (figure 1.13.a) et un caisson muni de rainurage hélicoïdal du carter (config.2) (figure 1.13.b). Les résultats obtenus montrent que le ventilateur (config.2) conduit à une réduction de 45% du débit de fuite, une diminution de 3% du saut de la pression statique, une augmentation de 0.4% du couple et une diminution du rendement de 2.3%. Par la suite, l'objectif était d'optimiser le ventilateur config.2 en faisant varier les deux angles de calage et de vrillage. Cependant, et par rapport au ventilateur config.2, on arrive à améliorer le rendement de 9% avec une augmentation de 13% du débit de fuite.

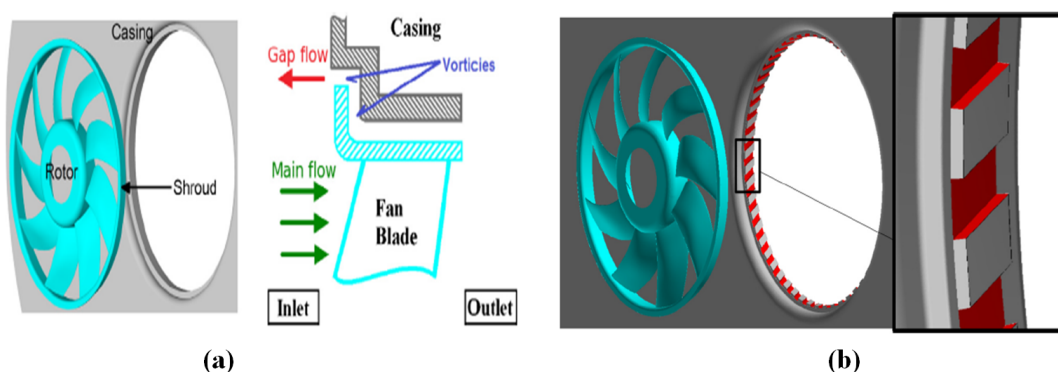


FIGURE 1.13 – Ventilateurs testés :

(a) caisson standard (config.1), (b) caisson traité (config.2) [24].

Bladelets ou turning device

En présence de barrières radiales "fins" fixées sur le carter, des aubes de dimension réduite sont placées sur la virole (figure 1.14). Pour ce type de traitement, Wallis et al. [25] ont traité l'extraction du travail lors du passage de l'écoulement de fuite à travers ces petites aubes. Ils arrivent à réduire la composante tangentielle du débit de fuite. Cependant, ils mettent en évidence des effets instationnaires et de structure complexe de l'écoulement au niveau du jeu.

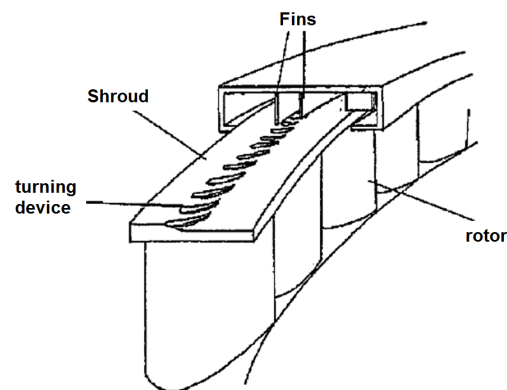


FIGURE 1.14 – Contrôle passif par "bladelets". Tiré de Wallis et al [25].

Joints labyrinthiques

Ces joints se présentent comme de miniatures barrières (travaux de Nadeau et al. [26] [27] pour un ventilateur caréné (figure 1.15), de Wellborn et al. [28] et Nezým [29] pour les compresseurs, et Pfau [30] pour les turbines). Schramm [31] propose une méthode d'optimisation de la hauteur et de la position du joint labyrinthique par rapport aux barrières radiales ("fins").

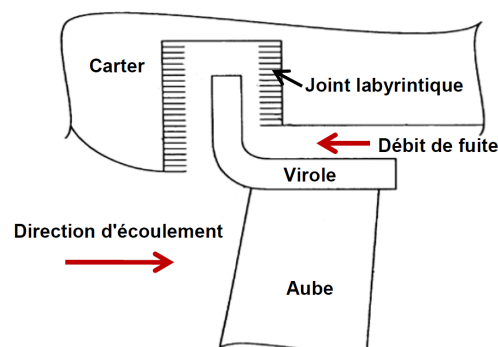


FIGURE 1.15 – Un des joints labyrinthiques proposés par Nadeau [26].

1.3.1.5 Influence des paramètres géométriques de l'aube

Épaisseur et empilement de l'aube

Sarraf et al [32] ont mené une étude expérimentale pour traiter l'influence de l'épaisseur des aubes sur les performances aéroacoustiques de deux ventilateurs. Ces derniers présentent des aubes ayant respectivement, deux épaisseurs maximales de 04 et 10 mm. Ils ont montré que l'utilisation des aubes épaisses, et sur une plage de fonctionnement plus large, pourrait conduire à un bon compromis entre les performances aérodynamiques et acoustiques.

Hurault [33] a traité, numériquement et expérimentalement, et en présence d'une virole, l'influence de trois empilements des aubes : radiales (G2rad), dans le sens de rotation (G2for) et dans le sens inverse (G2back) sur les composantes de la vitesse en aval du bord de fuite (figure 1.16). Pour ce type d'étude, on s'intéresse à la composante radiale utile pour le refroidissement d'une grande partie de la surface du bloc moteur. Il a montré que l'empilement (G2back) augmente cette vitesse alors que (G2for) a un effet inverse. Cependant, l'empilement G2rad semble être le meilleur en terme de rendement. Aussi, Hurault [33] a réalisé un banc d'essai dédié à l'acquisition des champs de la pression pariétale (source de bruit du bord de fuite) sur les aubes du ventilateur. Ces champs sont indispensables et constituent des données d'entrée pour les modèles de prédiction acoustiques liés au bruit du bord de fuite. Cette démarche permet la prédiction du comportement de la couche limite. Hurault [33] arrive à confirmer par le biais d'une modélisation RANS le champ de la pression mesuré. La table 1.1 résume qualitativement les résultats obtenus.

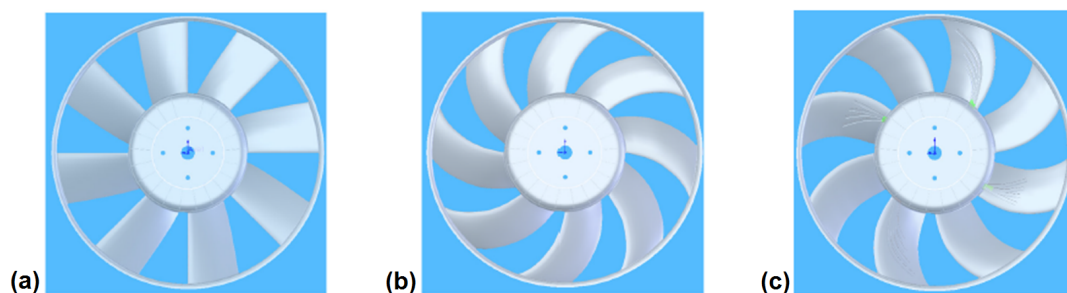


FIGURE 1.16 – Empilement des ventilateurs (sens de rotation horaire) : (a) G2rad, (b) G2for, (c) G2back, [33].

A la lumière des travaux de Sarraf [32] et Hurault [33], comme on le verra par la suite, le ventilateur de la présente étude a été conçu et réalisé selon une forme épaisse (épaisseur maximale des aubes 10 mm) et présentant un empilement G2for.

TABLE 1.1 – Évaluation qualitative des paramètres permettant de comparer les empilements [33].

	G2rad	G2for	G2back
Puissance aérodynamique	+	-	+
Rendement	+	-	-
Vitesse radiale aval	+	-	++
Turbulence aval	++	+	-
Niveau acoustique	+	-	-

Modification du profil de l'intrados

Dans le but de réduire le débit de fuite, Aktürk et al. [34] modifient la distribution de la pression au bout des aubes par l'intermédiaire d'extension du profil sur l'intrados (figure 1.17.(a)). La position axiale de cette extension est estimée selon la valeur maximale du débit de fuite relevée dans la configuration normale. L'étude montre que le profil 2 (figure 1.17.(a)) est le plus approprié en termes de performances et de réduction du débit de fuite.

Corsini et al. [35] [36] ont étudié l'influence des "end-plats", des extensions géométriques placées à l'extrémité de l'aube. Une extension avec une épaisseur constante (TF end-plate) et une autre d'épaisseur variable (TFvte end-plate). Les deux géométries ont été testées dans le but de changer l'orientation et la position de formation du tourbillon de jeu (figure 1.17.(b)). Ils montrent que la configuration (TFvte) contrôle davantage l'éclatement du tourbillon du jeu.

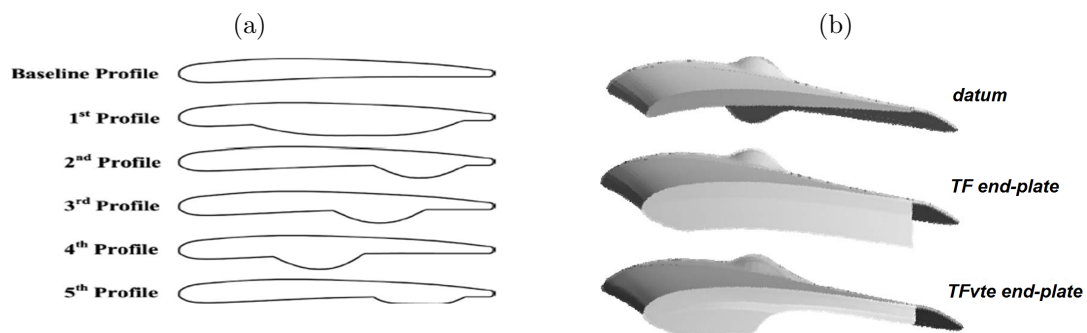


FIGURE 1.17 – Modification du profil de l'aube : (a) par extension de l'intrados [34], (b) utilisation "end-plats" à l'extrémité de l'aube [35].

Soufflage passif

Dans ce type de contrôle, le soufflage est réalisé sans l'apport d'énergie extérieure. Il s'agit d'exploiter les effets centrifuges de l'écoulement à travers une partie ou la totalité creuse de l'aube. En utilisant le concept breveté par Auxier [37] sur une turbine axiale, Hamik et Willinger [38] ont présenté deux études, analytique et numérique afin de quantifier les pertes causées par le débit de fuite. L'idée est la mise en œuvre d'un mécanisme de contrôle passif reliant le bord d'attaque avec l'extrémité de l'aube par un canal interne. En raison du gradient de pression, un jet est injecté dans le jeu radial de l'aube et orienté vers la surpression de l'aube bloquant ainsi l'écoulement secondaire. Avec un taux d'injection de 0.5% et indépendamment de la dimension du jeu radial, des améliorations des performances ont été notées. Pour le même concept breveté [37] et pour un ventilateur axial, Hu et al. [39] ont étudié l'interaction entre le débit de fuite et l'injection d'air à l'extrémité de l'aube par l'instrumentation 2D-PIV. L'écoulement dans le jeu radial peut être traité comme un jet dans l'écoulement transversal (jet in cross flow) mais dans un milieu confiné. Ils notent la réduction de l'écoulement secondaire. Cependant, sous certaines conditions opératoires, l'injection fait apparaître dans le sillage du jet un phénomène similaire à l'allée de Von Kármán, rend ainsi l'écoulement complexe et instationnaire.

Eberlinc et al. ([40] [41] [42]) sont arrivés à augmenter le coefficient de la pression totale de 6% d'un ventilateur axial composé d'aubes creuses par injection au voisinage de l'extrémité du bord de fuite (figure 1.18). Le jet provoqué depuis le moyeu par une conduite de l'écoulement intérieur, a permis le contrôle de la couche limite par l'augmentation de la vitesse locale et la réduction de l'effet du gradient de pression défavorable. Comme Eberlinc et al., Wang et Zhao [43] ont abouti à réduire le tourbillon du bord de fuite en prenant différentes configurations du bord de fuite avec injection.

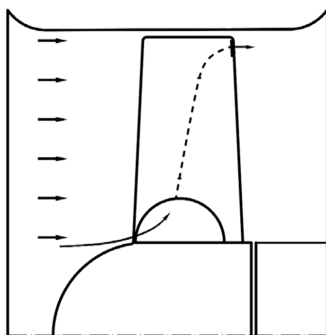


FIGURE 1.18 – Soufflage à l'extrémité du bord de fuite à travers un écoulement interne pour un ventilateur creux, schéma tiré de [40].

1.3.2 Contrôle actif par soufflage

Au cours des dernières années, de plus en plus de recherches sur les turbomachines portent sur le contrôle par injection. En effet, ce type de contrôle améliore différents aspects de la machine ce qui ne peut pas être obtenu par la modification géométrique. On peut le constater à l'échelle du profil où Rhee et al. [44] ont augmenté la portance d'un hydrofoil par injection de l'air proche du bord de fuite.

Dans la littérature, on distingue deux types de dispositifs de contrôle par soufflage, réalisés sur les parois fixes du carter ou montés sur la machine. Pour les trous d'injection, la forme, la position et l'orientation dépendent du phénomène à étudier et l'apport du contrôle. Par la suite, ces dispositifs sont désignés respectivement par "soufflage fixe" et "rotatif".

1.3.2.1 Soufflage fixe

Par injection (12 injecteurs) en amont du rotor d'un compresseur transsonique, Weigl et al. [45] a réussi à stabiliser le décrochage rotatif et le pompage avec l'élargissement de la plage de fonctionnement. Neuhaus et al. [46] ont utilisé 24 fentes réparties uniformément sur la circonférence d'une soufflante de 24 aubes (figure 1.19), avec trois taux d'injections 0.6%, 0.8% et 1% (rapport entre débit d'injection et débit principal). Une amélioration des performances aérodynamiques et acoustiques a été obtenue pour un taux d'injection de 0.8%. Aussi, ces améliorations ont été notées pour une injection pulsée synchronisée avec la rotation du ventilateur [47]. Ils arrivent avec un taux d'injection de 1.5% à élargir la plage de fonctionnement du ventilateur de 62% en poussant le point de décrochage vers les faibles débits. Au niveau du point déplacé l'amélioration de la pression est d'environ 40%.

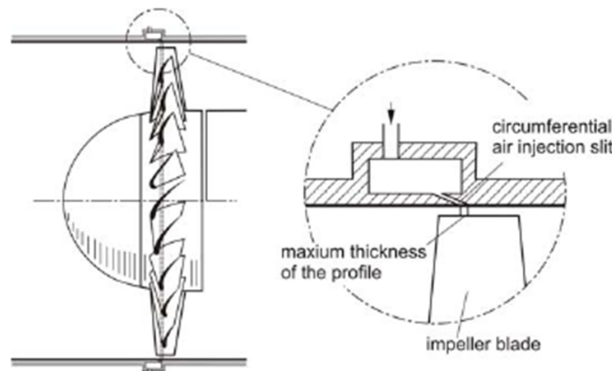


FIGURE 1.19 – Contrôle actif par soufflage fixe, tiré de [47].

L'étude de Morris et Foss [48] est consacrée au ventilateur de refroidissement présentant une épaisseur du jeu importante (2.5 cm). Le jet est assuré par un carter pressurisé ayant une surface d'attachement favorisant l'effet Coanda (figure 1.20). Avec un taux d'injection important, des améliorations des performances ont été obtenues pour les débits importants. En utilisant la même configuration du jet, Neal et Foss [49] traitent l'influence des faibles valeurs à la fois du jeu et du saut de la pression. Les résultats montrent une augmentation de 34% du débit principal et une amélioration de 13% du rendement.

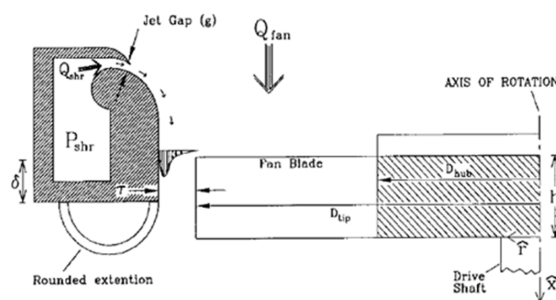


FIGURE 1.20 – Contrôle actif par soufflage fixe "Effet Coanda", tiré de [48].

1.3.2.2 Soufflage rotatif

Niu et al. [50] ont utilisé des trous d'injection de diamètre 1 mm , orienté à 45° par rapport à la face d'extrémité des aubes d'une turbine et placés à 3 mm de l'intrados. Trois configurations d'injections ont été employées (trous de 1 à 10, de 1 à 7 et de 4 à 10) avec un taux d'injection de 0.78% (figure 1.21). Ils ont obtenu une réduction du débit de fuite ainsi que les pertes de charges associées. De plus, la configuration d'injection à l'arrière où les trous positionnés de 4 à 10 affecte de façon meilleure l'écoulement secondaire.

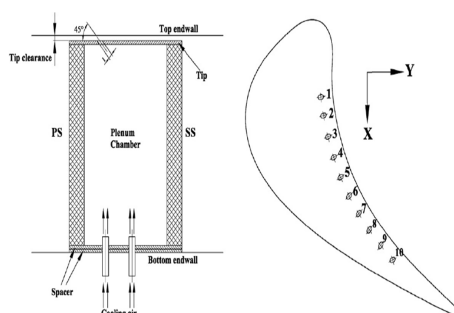


FIGURE 1.21 – Contrôle par injection dans les aubes d'une turbine :
(a) système d'injection (b) location des injections [50].

1.4 Synthèse et stratégie de contrôle adoptée

A travers cet état de l'art sur l'influence de l'écoulement de jeu et les différentes techniques de contrôle passives et actives utilisées pour réduire son débit et sa giration, nous avons adopté une stratégie de contrôle actif par soufflage rotatif.

Les travaux menés sont similaires à ceux menés par Eberlinc et al. [40] (figure 1.18). En effet, le ventilateur de la présente étude est réalisé par le procédé de rotomoulage qui induit des pièces creuses. L'idée est d'exploiter cette nature creuse et de concevoir par la suite un dispositif permettant de guider l'écoulement d'une source d'air comprimé vers la périphérie de la virole. Le soufflage est assuré par des trous circulaires ayant des paramètres géométriques bien définis (diamètre, orientation et position).

Dispositifs expérimentaux et métrologie

Sommaire

2.1 Conception du ventilateur	28
2.1.1 Code MFT	28
2.1.2 Cahier des charges	28
2.2 Réalisation du ventilateur par rotomoulage	30
2.2.1 Description du procédé	30
2.2.2 Rotomoulage conventionnel	31
2.2.3 Rotomoulage réactif	32
2.2.4 Démarche de réalisation	34
2.3 Procédure du contrôle par soufflage	37
2.3.1 Caractéristiques géométriques des trous d'injections	37
2.3.2 Autres configurations d'étude	38
2.4 Banc d'essai du contrôle actif par soufflage	39
2.4.1 Présentation du banc d'essai norme ISO 5801	39
2.4.2 Dispositif intégré du contrôle actif	43
2.4.3 Détermination du rendement statique	50
2.4.4 Détermination du champ de la vitesse axiale	51
2.5 Conclusion	52

Au niveau des deux laboratoires DynFluid et PIMM de l'ENSAM, des travaux ont été menés pour la conception et la réalisation d'un ventilateur de refroidissement pour moteur automobile en utilisant le procédé de rotomoulage. C'est un projet pluridisciplinaire visant à l'évaluation de l'impact de ce nouveau procédé sur les caractéristiques aéroacoustiques et les propriétés mécaniques des rotors.

Nous décrivons, en premier lieu, la méthodologie adoptée pour la conception et la réalisation du ventilateur, du moule ainsi que le processus du rotomoulage. Ensuite, nous discuterons la procédure adoptée pour le contrôle par soufflage au niveau du jeu de fonctionnement. Une description des paramètres géométriques retenus pour les trous d'injection sera présentée.

2.1 Conception du ventilateur

2.1.1 Code MFT

Pour la conception du ventilateur, on utilise le code MFT "Mixed-Flow Turbomachinery 3D" développé au sein du laboratoire "DynFluid" à l'ENSAM-Paris. A l'origine, le processus de construction de ce code repose sur les travaux des deux thèses de Rey [51] et de Bakir [52]. Il permet d'établir une démarche rapide et générale pour la conception d'une machine axiale à compression composée d'un rotor seul ou d'un étage rotor-stator. Le calcul se fait sur la base de lois empiriques et analytiques issues essentiellement des résultats des essais menés sur les profils de type NACA.

A partir des conditions opératoires fixées, initialement, en termes de débit volumique Q_v , d'élévation de pression totale ΔP_t et de vitesse de rotation Ω , une première version de la géométrie est mise en forme (figure 2.1). Pour une turbomachine axiale, le code MFT propose des aubes avec un empilement radial. Par la suite, cette solution est vérifiée par simulations numériques sous un code CFD. En cas d'erreurs relativement importantes (environ 5%) par rapport au cahier des charges initial, des modifications seront apportées à la géométrie de départ afin d'atteindre la précision souhaitée.

The image shows a software window titled "Cahier des charges" with a gear icon. Inside, there is a 3D model of a fan. To the right of the model are three input fields: "Pression" with the value 270 and unit Pa, "Débit" with the value 0.8 and unit m³/s, and "Vitesse de rotation" with the value 2500 and unit tr/min. Below these, two calculated values are shown: "Vitesse spécifique nsq :" with the value 214,68562 and "Vitesse spécifique Omega :" with the value 4,05583. At the bottom are two buttons: "Retour" and "Valider".

FIGURE 2.1 – Cahier des charges du ventilateur (interface d'entrée du code MFT).

2.1.2 Cahier des charges

Pour la présente étude, les premiers travaux de conception du ventilateur ont été initiés par Sifres [53]. Le tableau 2.1 résume les paramètres géométriques considérés avec les conditions de fonctionnement fixées au départ. On cherche à

TABLE 2.1 – Paramètres géométriques du ventilateur axial.

Angle moyen rotorique	22.5°
Angle moyen statorique	72°
Facteur de diffusion "En pied"	0.372
Facteur de diffusion "En périphérie"	0.73
Type de vortex	Forcé
Nombre d'aubes	6
Épaisseur maximale (mm)	10
Diamètre en pied de l'aube (mm)	65.5
Diamètre en périphérie de l'aube (mm)	178
Jeu radial (mm)	2.5
Rugosité du rotor (mm)	0.005

mettre au point un ventilateur assurant une élévation de pression totale d'environ 270 Pa avec un débit de fonctionnement de l'ordre de $0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ pour une vitesse de rotation de l'ordre de 2500 rpm. En utilisant ces données, le code MFT évalue, dans un premier temps, la vitesse spécifique nsq et la vitesse angulaire spécifique N_s (ou ω). Cette première estimation confirme qu'il s'agit bien d'une machine axiale ($nsq = 214.68$). Une première géométrie du ventilateur d'aubes radiales est alors proposée (figure 2.2.a).

On définit, alors, l'empilement des aubes en utilisant le logiciel "BladeGen" et à partir de la géométrie radiale proposée par MFT, l'empilement de type "G2for" (voir figure 1.16, chapitre 1) est choisi en raison de ses performances aéroacoustiques constatées par les travaux d'Hurault [33] (voir tableau 1.1 du chapitre 1). La figure 2.2.b montre la géométrie obtenue.

Enfin, les aubes seront connectées via une virole ayant une largeur de 36 mm et une épaisseur radiale de 17 mm (figure 2.2.c).

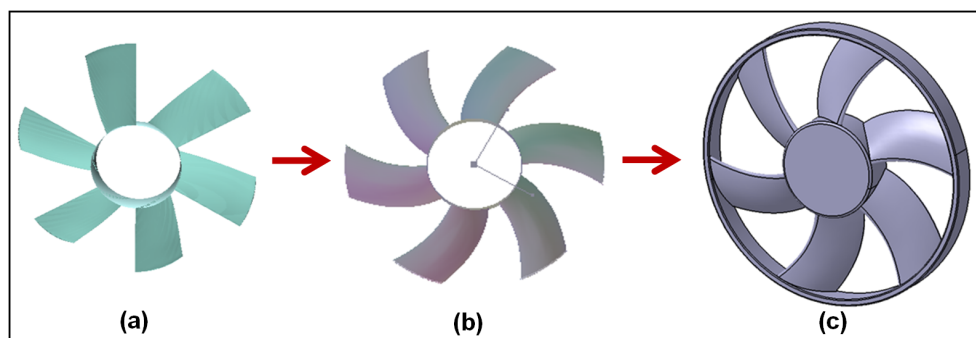


FIGURE 2.2 – Ventilateur axial, (a) Solution d'aubes radiales proposée par MFT, (b) Définition de l'empilement *G2for*, (c) Attribution de la virole [53].

2.2 Réalisation du ventilateur par rotomoulage

2.2.1 Description du procédé

Le rotomoulage est un procédé de fabrication et de mise en forme des matières polymères. Avec le récent essor technologique, ce procédé a démontré sa capacité à produire des pièces de très hautes qualités. Durant les différentes étapes de rotomoulage, le moule et la matière sont mis en rotation selon deux axes orthogonaux. Les moules peuvent être de différentes matières (tôle de fer, aluminium, acier...). L'état de finition des moules donne l'aspect final de la pièce réalisée [54] et [55].

Sans faire appel aux techniques de collages ou de soudures, le rotomoulage constitue l'une des rares techniques permettant d'obtenir des pièces creuses de petites ou grandes dimensions, fermées ou ouvertes, simples ou complexes.

Actuellement, la difficulté réside dans la maîtrise des phénomènes mis en jeu. Comparativement au moulage classique par injection, le rotomoulage présente les avantages suivants :

- ✓ Économie du procédé surtout pour les petites et moyennes séries.
- ✓ Sans perte de matière.
- ✓ Utilisation de moules peu coûteux.
- ✓ Possibilités de modification et de fixation des inserts en plastique ou métal sur le moule.
- ✓ Plusieurs formes de moules peuvent être utilisés dans la même machine.
- ✓ Réalisation des pièces en multicouches avec possibilité de remplissage par la mousse.
- ✓ Possibilité de réaliser les matériaux composites.
- ✓ Absence de contraintes résiduelles pour les pièces finies.

Néanmoins, les inconvénients majeurs rencontrés pour cette technique sont :

- ✗ Temps de cycle important.
- ✗ Gamme limitée des polymères thermoplastiques (plus de 85% polyéthylènes).
- ✗ Micronisation du polymère est parfois coûteuse.
- ✗ Contrôle de la répartition de l'épaisseur (variation brusque).

Durant ces phases de réalisation, l'état des pièces obtenues dépend de nombreux paramètres :

- Température et temps des phases du procédé (chauffage et refroidissement).
- Vitesse de rotation des deux axes, majeur et mineur, pendant les deux phases de fusion et de solidification.

- Propriétés du matériau et du moule utilisés (état de surface).
- Transfert thermique entre la poudre, l'air et l'état fondu du polymère.
- Réaction chimique (rotomoulage réactif).

On distingue deux types pour ce procédé, à savoir :

- Rotomoulage conventionnel (nommé aussi " rotomoulage des poudres"), utilisant les poudres thermoplastiques sans réaction chimique.
- Rotomoulage réactif, utilisant des réactifs (élastomères et thermodurcissables) et une réaction chimique de polymérisation.

2.2.2 Rotomoulage conventionnel

Ce type de procédé est souvent le plus répandu dans l'industrie. En termes de matière première, il est réservé uniquement pour les poudres thermoplastiques rotomoulables qui présentent les caractéristiques suivantes [55] :

- Facilité de mise en poudre avec une granulométrie optimum de 50 à 500 μm .
- Stabilité thermique envers les dégradations possibles.
- Une viscosité bien adaptée aux conditions d'adhésion.

Selon la figure 2.3, le procédé de rotomoulage conventionnel se fait selon quatre étapes :

Chargement du moule :

Avant chargement et pour mieux faciliter le démoulage de la pièce finie, on étale un agent démoulant sur toutes les surfaces internes du moule. Il est ensuite chargé de polymère, poudre ou liquide, mis en rotation selon deux axes perpendiculaires à des vitesses de rotation relativement faibles généralement entre 2 et 10 tr/min .

Selon l'épaisseur désirée, la masse m introduite est déterminée par la formule suivante :

$$m = S_i \cdot e \cdot \rho_m \quad (2.1)$$

où S_i , e , ρ_m représentent, respectivement, la surface totale de la paroi interne du moule, l'épaisseur de la pièce finie et la masse volumique du matériau.

Chauffage :

Le moule est introduit dans un environnement chaud (un four) permettant de fusionner la poudre. Le polymère fondu va recouvrir l'ensemble des parois internes du moule. L'uniformité de l'épaisseur de la pièce finie dépend principalement de deux facteurs à savoir ; la rotation biaxiale et l'évolution de la viscosité.

Refroidissement :

Toujours mis en rotation, le moule est transporté dans une chambre de refroidissement où la solidification de la matière plastique est assurée par la convection forcée. Ce transfert thermique est effectué par l'eau, par l'air ou une combinaison des deux. Dans notre étude, nous avons utilisé l'air forcé.

Démoulage :

On retire la pièce fabriquée. Après vérification, des étapes de finition peuvent survenir en fonction de l'état de surface souhaité. Par la suite, le moule sera rechargé pour un nouveau cycle de fabrication.

2.2.3 Rotomoulage réactif

Dans ce procédé, on arrive à remédier aux inconvénients présentés par le rotomoulage conventionnel à savoir le temps assez long du cycle et le spectre limité des matériaux utilisés (plus de 85 % polyéthylènes).

Ce procédé est utilisé avec les réactifs élastomères et thermodurcissables, souvent sous forme liquide, permettant de synthétiser le polymère au cours d'une réaction chimique de polymérisation [55].

En partant du même principe du rotomoulage des poudres, et en fonction des réactifs utilisés, le four sera maintenu à la température de la réaction de polymérisation (figure 2.4). La réaction chimique contribue à l'élévation de la viscosité et de la masse moléculaire donnant ainsi un comportement rhéologique de l'état fondu complexe.

D'autres avantages ont été relevés pour ce procédé tels que :

- ✓ Bilan énergétiques du chauffage et du refroidissement moins coûteux.
- ✓ Bonne tenue mécanique avec les polymères thermodurcissables.

Toutefois, le procédé présente aussi des limitations, à savoir :

- ✗ La variation de la viscosité survenant lors des réactions chimiques affecte considérablement le processus d'adhérence du polymère fondu.
- ✗ Difficultés liées au choix approprié et à l'optimisation du nombre important des paramètres influents sur la synthèse du polymère ainsi que sur les différentes étapes du procédé.

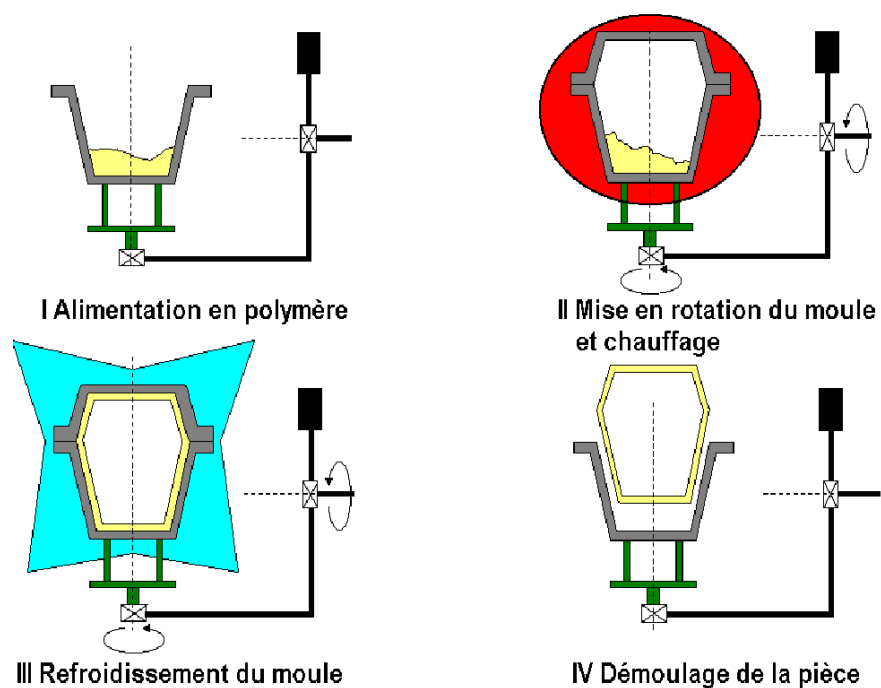


FIGURE 2.3 – Différentes étapes pour le rotomoulage conventionnel, tiré de [56].

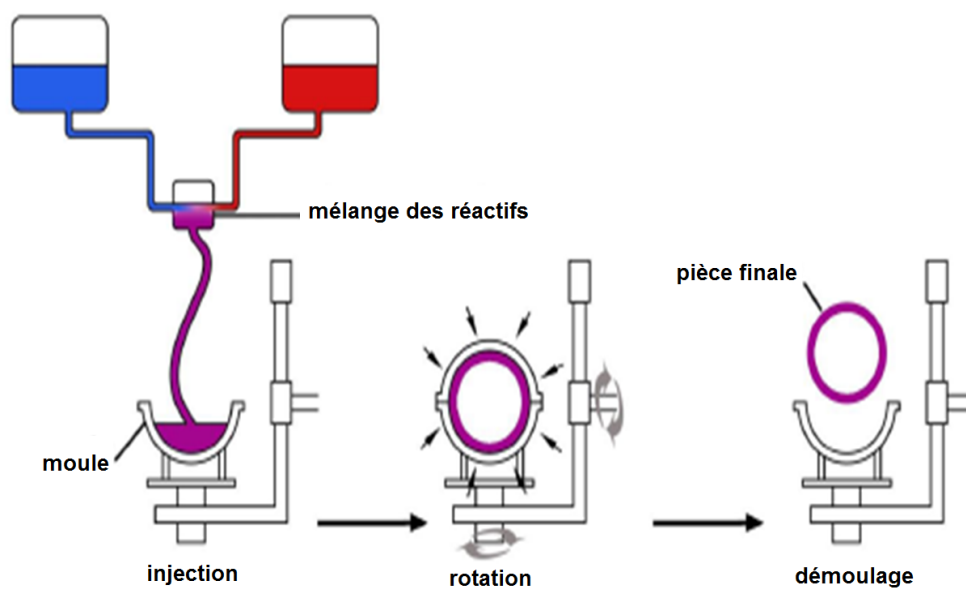


FIGURE 2.4 – Étapes du rotomoulage réactif, tiré de [55].

2.2.4 Démarche de réalisation

Dans notre travail, nous avons utilisé le procédé conventionnel. Les essais de réalisation du ventilateur ont été menés sur une machine de rotomoulage disponible au laboratoire (PIMM-ENSAM). Il s'agit d'une rotomouleuse LAB 40 construite par STP équipement de type Shuttle (figure 2.5). Elle est équipée d'une interface permettant d'introduire et de sauvegarder les paramètres opératoires du rotomoulage à savoir ; la température du four, les deux vitesses de rotation et les temps de chauffage et de refroidissement.

Pour le moule, on a commencé à réaliser le 1/6 conformément aux travaux de Sifres [53]. Par la suite, une étude approfondie a été menée par Martinez [57] et Cann [56] dans le but de concevoir et de réaliser le moule complet (figure 2.6).



FIGURE 2.5 – Machine de rotomoulage LAB 40.

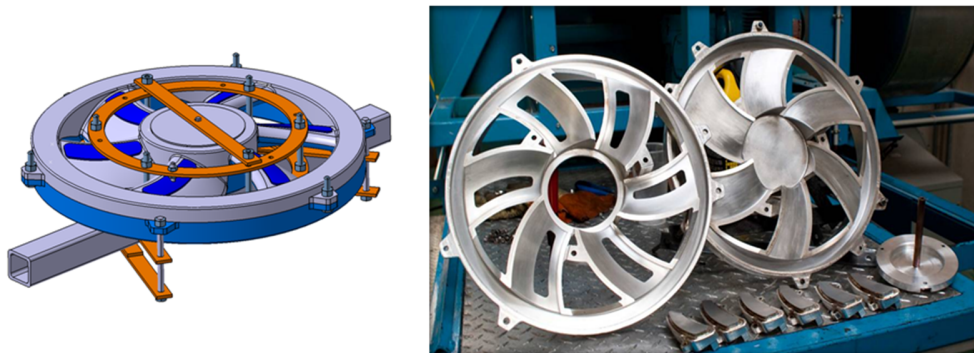


FIGURE 2.6 – Conception et réalisation du moule [57].

En référence des travaux effectués dans les deux laboratoires DynFluid et PIMM de l'ENSAM ([53], [57] et [56]), nous avons mené des essais dans le but de réduire les défauts constatés. En effet, on a cherché à réaliser des ventilateurs qui résistent à l'écoulement intérieur pour différents débits d'injection. Pour 500 g du polyéthylène, le remplissage s'effectue à partir du moyeu du ventilateur. Avant le chauffage du moule, au niveau du centre on procède au montage d'un évent constitué d'un tube en cuivre rempli de laine de roche et qui servira comme obstacle au polymère fondu. L'objectif étant de garder un certain équilibre de pression à l'intérieur du moule lors des deux phases de chauffage et de refroidissement (figure 2.7).

A travers une série d'essais réalisés, les résultats obtenus peuvent être regroupés en trois catégories (A, B, et C). Les conditions opératoires sont rapportées dans le tableau 2.2.

L'analyse des pièces réalisées révèle les constatations suivantes :

- Détérioration du matériau à cause du temps de chauffage important ou température du four trop élevée (essai A) (figure 2.8.a).
- Virole rigide pour l'ensemble des essais élaborés.
- Moyeu d'épaisseur fine pour la majorité des essais rendant ainsi la fixation sur l'arbre moteur plus au moins fragile.
- Non uniformité de la répartition de la matière et surtout au voisinage de la ligne du bord de fuite des aubes (essais A, B, et C).
- Difficulté d'évacuation des gaz issus de la réaction de polymérisation induisant la présence des bulles d'air et parfois de petits trous. Cette situation rend la procédure de contrôle de l'écoulement par soufflage difficile (essai B, figure 2.8.b).

Avec un temps de chauffage de 12 minutes (essai C) nous arrivons à réduire partiellement ces défauts. Cependant, la ligne du bord de fuite reste fragile en raison soit de l'épaisseur faible ou de la présence de bulles d'air (figure 2.9).

TABLE 2.2 – Conditions opératoires des principaux essais menés.

	Axe majeur (tr/min)	Axe mineur (tr/min)	Temps caisson min	Qualité du ventilateur
Essai A	6.1	2.3	20	Mauvaise
Essai B	6.1	2.3	15	Moyenne
Essai A	7.0	5.3	12	Bonne
Température caisson 250 °C				
Temps refroidissement ~ 20 min				

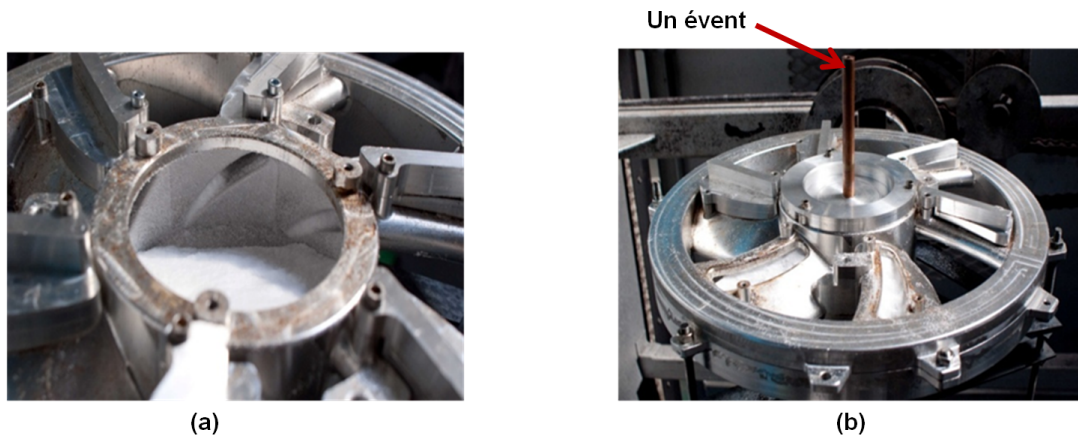


FIGURE 2.7 – Chargement du moule :
(a) Remplissage par la poudre de polyéthylène, (b) Utilisation d'un évent [56].

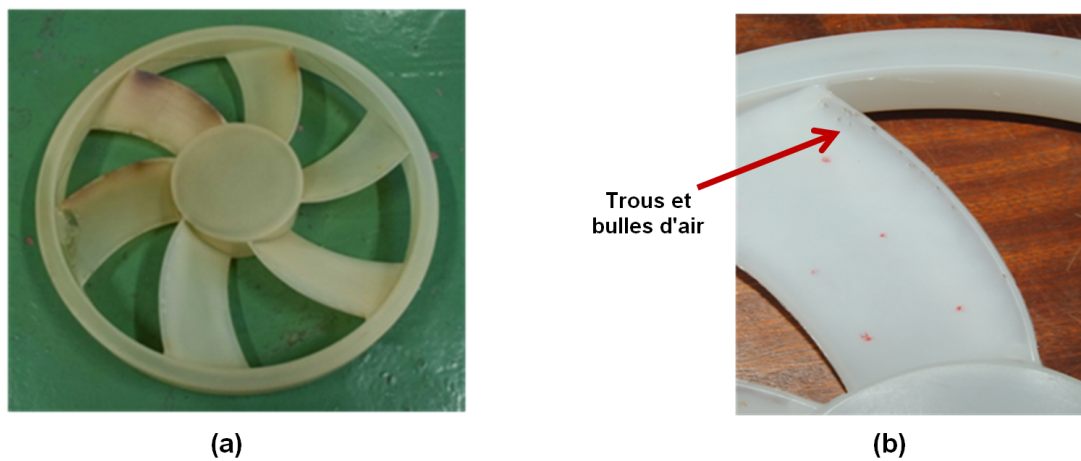


FIGURE 2.8 – Ventilateur réalisé par rotomoulage, (a) Essai A, (b) Essai B.

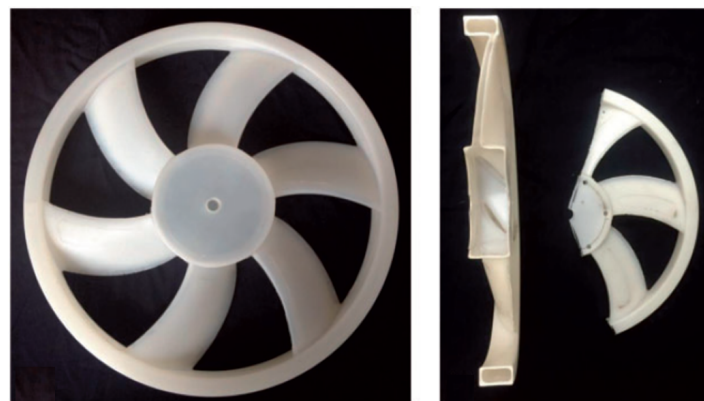


FIGURE 2.9 – Ventilateur utilisé, essai C.

2.3 Procédure du contrôle par soufflage

L'écoulement intérieur généré dans la partie creuse du ventilateur donne plusieurs possibilités de contrôle par soufflage. Celles-ci dépendent de la position, de la forme, de la dimension et de l'orientation de la sortie du jet.

2.3.1 Caractéristiques géométriques des trous d'injections

Contrôler le débit de fuite au niveau du jeu de fonctionnement revient, dans un premier temps, à choisir les caractéristiques géométriques locales de la sortie du jet. Pour cela, notre approche est la suivante :

Forme : En raison des études antérieures menées dans les turbomachines, notre choix s'est porté sur la géométrie de trou circulaire ([47] et [50]).

Position : Relativement à la largeur L de la virole, trois positions sont considérées : 25 %, 50 % et 75 % (voir figure 2.10). Nous avons seulement étudié la position milieu du jeu (chapitres 3 et 4).

Dimension : Le diamètre est de 04 mm , donnant une première étude du rapport d'aspect 01 (relatif à un jeu de fonctionnement de 04 mm).

Orientation : Le choix de l'orientation tridimensionnelle du jet sur la virole est basé sur les résultats obtenus pour la direction du débit de fuite au niveau du jeu de fonctionnement. En effet, une étude numérique préliminaire du ventilateur sans contrôle avec les conditions opératoires de vitesse de rotation 2500 rpm et un débit de 2500 m^3/h , révèle l'orientation possible de la vitesse dans le jeu (figure 2.11). Afin d'être opposé à l'écoulement secondaire obtenu, le perçage des trous est réalisé dans une direction exprimée en coordonnées cylindriques locales par le vecteur : $(r, \theta, z) = (1, -1, 1)$

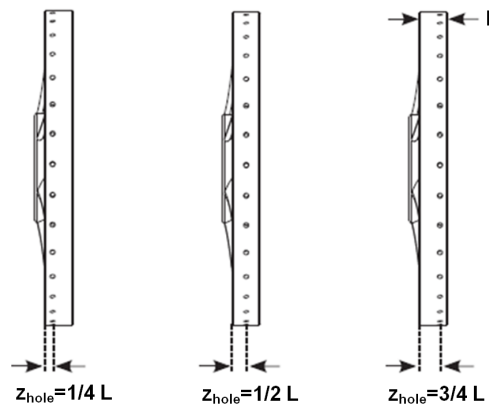


FIGURE 2.10 – Positions du soufflage dans le jeu de fonctionnement.

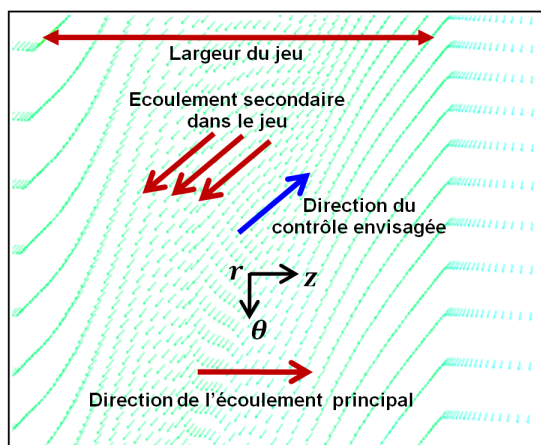


FIGURE 2.11 – Écoulement dans le plan radial milieu du jeu de fonctionnement (cas non contrôlé, 2500 rpm, 2500 m³/h).

2.3.2 Autres configurations d'étude

La figure 2.12 donne les deux autres possibilités de contrôle, à savoir :

- Cas (a) représente le contrôle au niveau de la ligne du bord de fuite. C'est un cas similaire aux études menées par Eberlinc et al. ([40], [41] et [42]), où le contrôle limite à la fois le décollement de la couche limite et l'effet du gradient de pression défavorable.
- Cas (b) montre le contrôle à partir de l'aval de la virole. Cette configuration permet de limiter le débit de fuite qui prend source de la déviation radiale des extrémités des aubes.

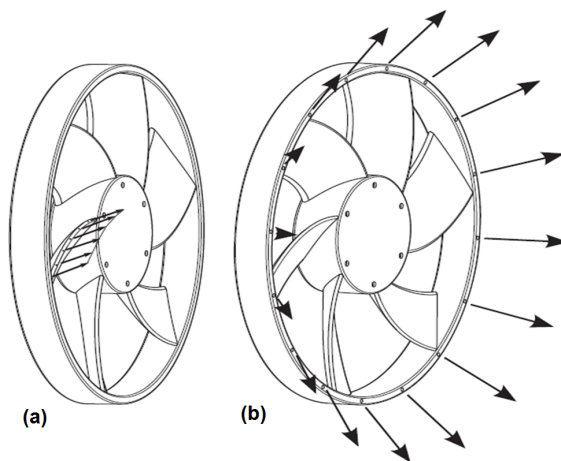


FIGURE 2.12 – Autres possibilités du contrôle par soufflage :
(a) A partir du bord de fuite, (b) A partir de l'aval de la virole.

2.4 Banc d'essai du contrôle actif par soufflage

2.4.1 Présentation du banc d'essai norme ISO 5801

Le banc d'essai de la présente étude est réalisé au niveau du laboratoire DynFluid de l'ENSAM en respectant les deux normes ISO 5801 [58] et ISO 5167 [59] (figure 2.13). Il permet de caractériser le ventilateur "aspirant" à travers le couple débit-pression. Pour ce faire, la variation du diamètre du diaphragme utilisé à l'entrée du caisson permet de contrôler le débit principal.

Il est composé essentiellement des éléments suivants :

- Caisson de dimension 1.3 x 1.3 x 1.8 m,
- Diaphragme,
- Dispositif antigiration (tranquilliseur),
- Prises de pression.
- Carter pour loger le ventilateur. Il est en polystyrène et permet de fixer par usinage la dimension du jeu de fonctionnement.

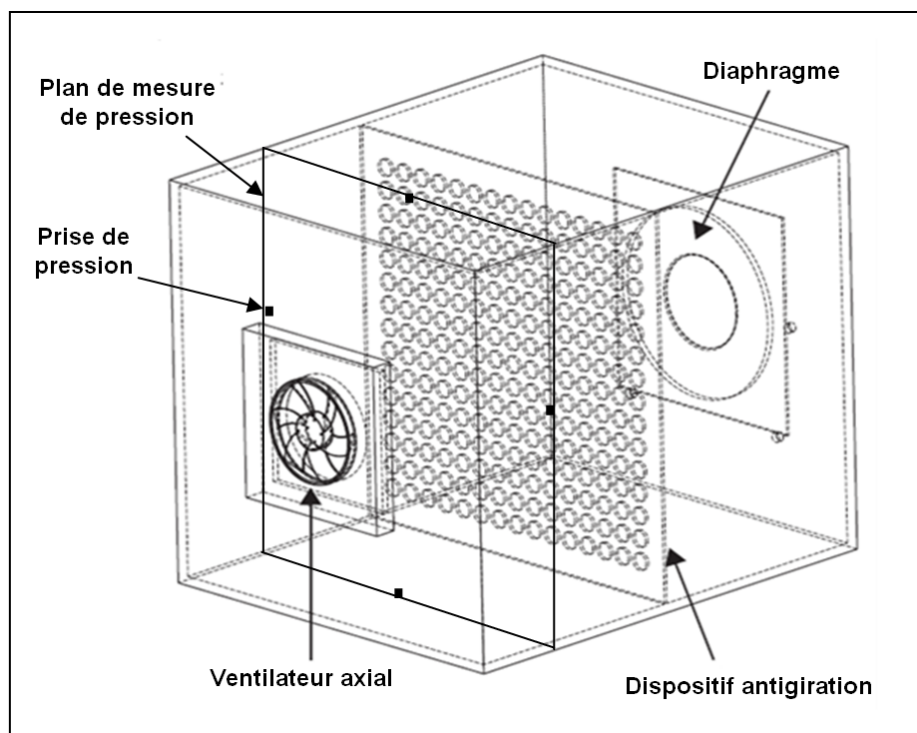


FIGURE 2.13 – Schéma du banc d'essai ISO 5801 "ventilateur aspirant".

Diaphragme

Le diaphragme est un système déprimogène permettant la mesure du débit. Il peut être monté à l'entrée du circuit normalisé (à l'aspiration), à la sortie (au refoulement) ou entre les deux circuits de même diamètre. Dans notre configuration, le diaphragme fonctionne en aspiration. La fixation doit être étanche (figure 2.14.(a)). La figure 2.14.(b) montre les paramètres géométriques imposés par la norme ISO 5801 avec :

- $E \geq 0.003d'$ et $e \leq 0.01d$.
- Utilisation de chanfreins lorsque $E \geq 0.01d$.
- $d' \geq 1.25d + 4E'$, si le diaphragme est fixé sur une plaque d'épaisseur $(E' - E)$,

Pour notation, on prendra le diamètre du diaphragme " Φ " au lieu de " d " indiqué dans la figure 2.14.(b).

Pour un système déprimogène, le débit volumique est donné par la formule suivante :

$$Q_v = \frac{\alpha \varepsilon \Phi^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P_s}{\rho}} \quad (2.2)$$

Q_v : débit volumique en m^3/s ,

$\alpha \varepsilon = 0.6$: coefficient de débit total estimé selon la norme ISO 5801 [58] où α (coefficient de débit) et ε (coefficient de détente) dépendent respectivement du nombre de Reynolds et du rapport de pression.

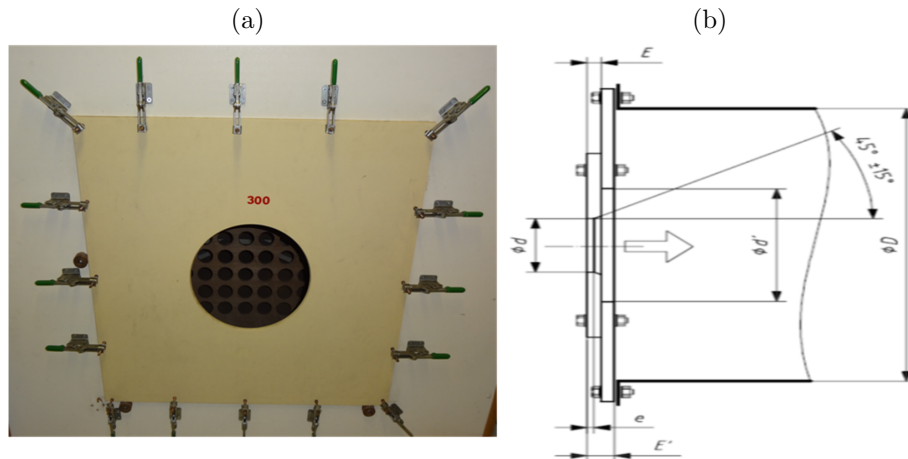


FIGURE 2.14 – Diaphragme du caisson :

(a) Procédure de fixation, (b) Norme du diaphragme monté à l'aspiration [58].

Prises de pression

En respectant la norme ISO 5801, quatre prises de pression sont placées dans un plan situé à environ 650 mm à l'amont du ventilateur (figure 2.15). Pour le conduit de section rectangulaire, ces prises sont montées au centre de chaque côte et raccordées avec le même manomètre afin de déterminer la pression statique moyenne. La dépression moyenne développée dans le caisson ΔP_s est mesurée avec une précision absolue de $\pm 0,1\text{ Pa}$ pour une plage de $\pm 200\text{ Pa}$.



FIGURE 2.15 – Prises de pression statique.

Dispositif antigiration (tranquilliseur)

Dans certaines configurations, l'écoulement aspiré à travers le diaphragme présente de la giration qui affecte le fonctionnement du ventilateur ainsi que les prises de pression. Dans ce cas, un dispositif antigiration est utilisé dans le but d'assurer un écoulement sensiblement uniforme. Ce dispositif est constitué d'un ensemble de cellules à sections identiques (circulaires, carrés, hexagonales, etc.) (figure 2.16). Il doit être installé à l'endroit préconisé par la norme afin de respecter le profil de vitesses requis.

Notre banc d'essai est équipé d'un tranquilliseur ayant des cellules circulaires de diamètre 50 mm et d'épaisseur 10 mm (figure 2.17).

L'effet de ce dispositif peut être noté à travers les travaux numériques menés par Hurault [33] sur le banc d'essai de la présente étude. La figure 2.18 montre les lignes de courants (colorées par la vitesse absolue) obtenues pour deux essais numériques, au débit nominal ϕ_n et à $1.3\phi_n$. On note que ce dispositif impose une vitesse quasi-axiale dans le plan de mesure de pression et élimine la composante de vitesse giratoire induite par le diaphragme.

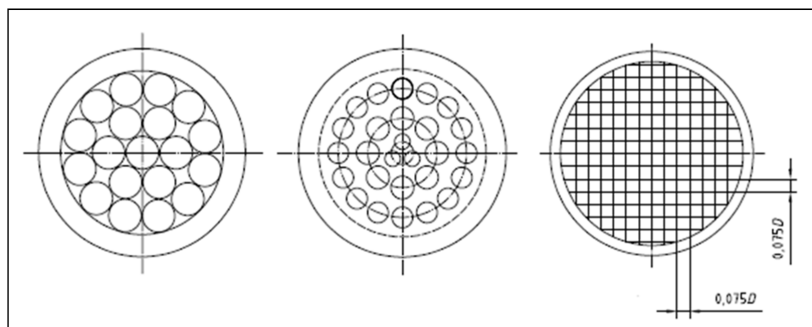
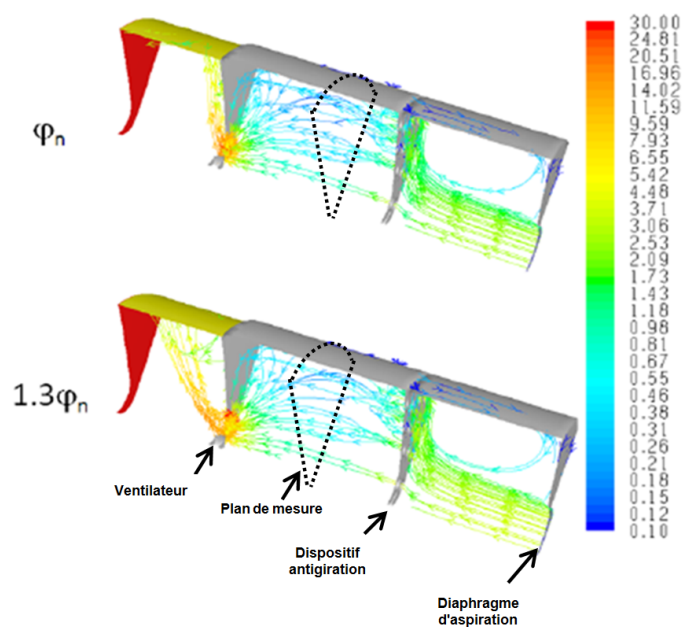


FIGURE 2.16 – Dispositifs antigirations utilisés dans les conduites [59].



FIGURE 2.17 – Dispositif antigiration à l'intérieur du caisson.

FIGURE 2.18 – Influence du tranquilliseur :
Lignes de courants, colorées par la vitesse absolue (m/s), selon Hurault [33].

2.4.2 Dispositif intégré du contrôle actif

Le fonctionnement du ventilateur en mode aspirant exige dans notre configuration de mettre notre montage à l'aval du ventilateur.

La difficulté réside dans la mise en place d'un dispositif permettant de guider l'air d'une source fixe vers le domaine rotatif du ventilateur creux. Cette conduite d'air doit se faire d'une manière étanche avec le minimum de frottement et des pertes de charges à travers la transmission mécanique.

2.4.2.1 Premier dispositif proposé

Dans un premier temps, le travail de conception a été initié avec une première proposition basée sur un arbre creux et un palier double comportant deux roulements et quatre joints d'étanchéité (figure 2.19). Le choix de ces éléments est basé sur les caractéristiques fournies par le constructeur SKF.

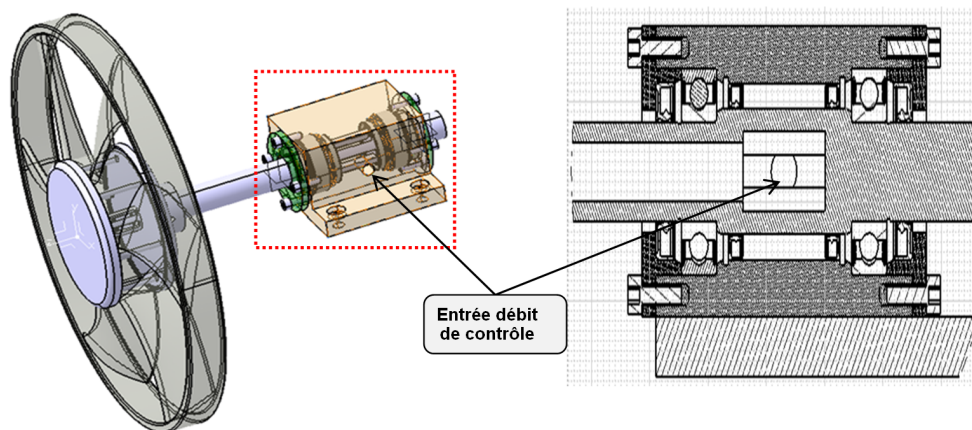


FIGURE 2.19 – Première solution proposé :
à droite : palier du ventilateur, à gauche : vue du palier en coupe.

Choix du roulement :

Pour le choix du roulement, nous avons opté pour le type éco-énergétique (E2) qui est spécialement conçu et fabriqué pour réduire le couple de frottement de 30%. En effet, Grâce au frottement ultra faible qu'ils génèrent, ces roulement offrent un excellent moyen de réduire la consommation énergétique. Étant donné qu'ils surchauffent moins que des roulements SKF standards soumis aux mêmes charges et vitesses. Ils permettent, également, de réduire la consommation de lubrifiant et allongent la durée de service des équipements [60].

Choix du joint d'étanchéité :

On distingue plusieurs types (CT, VA, HS, CRW, CRS, HDDF, ... etc). La sélection du joint dépend du régime moteur où dans certaines situations l'arbre de transmission présente des excentricités remarquables. Les tests ont montré que le joint de type CRW5, est le plus approprié à notre configuration. Il est adapté aux vitesses circonférentielles maximales (figure 2.20) et présente une résistance vis-à-vis de l'excentricité (figure 2.21).

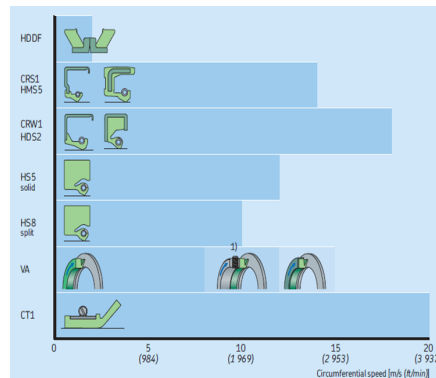


FIGURE 2.20 – Joint et vitesse circonférentielle maximale [60].

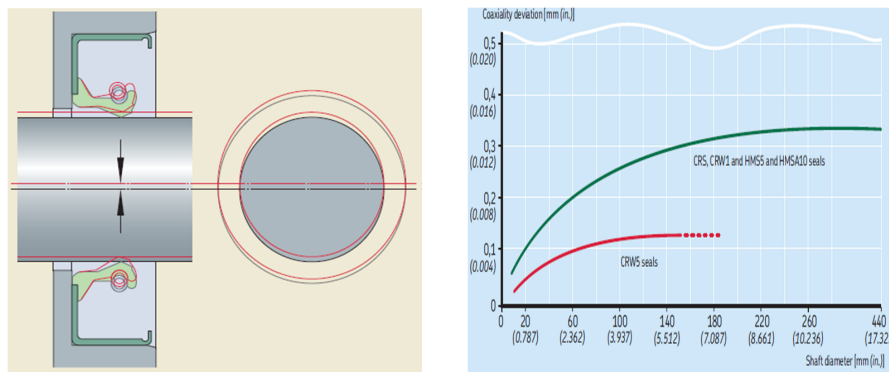


FIGURE 2.21 – Influence de l'excentricité de l'arbre sur le joint [60].

Cette première solution n'a pas été testée pour raison que le fonctionnement du palier avec le débit de contrôle induit des frottements supplémentaires, des pertes de charge importantes et une influence de la mesure du couple résistant du ventilateur. Cette solution est à considérer si on veut limiter le frottement de la chaîne de transmission mécanique par courroie (deuxième solution).

Une recherche approfondie dans les équipements industriels a montré qu'on peut utiliser le dispositif du joint tournant qui présente un fonctionnement équivalent au palier proposé.

2.4.2.2 Dispositif retenu

La figure 2.22 donne un schéma du montage expérimental réalisé. On utilise une source d'air d'une pression génératrice de 3 bars. Le débit d'air du contrôle est fixé à travers le débitmètre. Une fois réglé par une valve, cet écoulement traverse ensuite un joint tournant et un arbre creux. Le mouvement du ventilateur est assuré par une transmission mécanique par courroie crantée. On utilise un variateur de fréquence pour fixer le régime du moteur. Les capteurs de pression, température, débit et couple sont reliés à une chaîne d'acquisition comportant une carte d'acquisition de la marque "National Instruments" de type BNC – 2110 et un PC ayant une interface de traitement des mesures. L'acquisition des mesures s'effectue sur 120 points sur un temps moyen de 20s.

La figure 2.23 montre une configuration d'essai du montage réalisé.

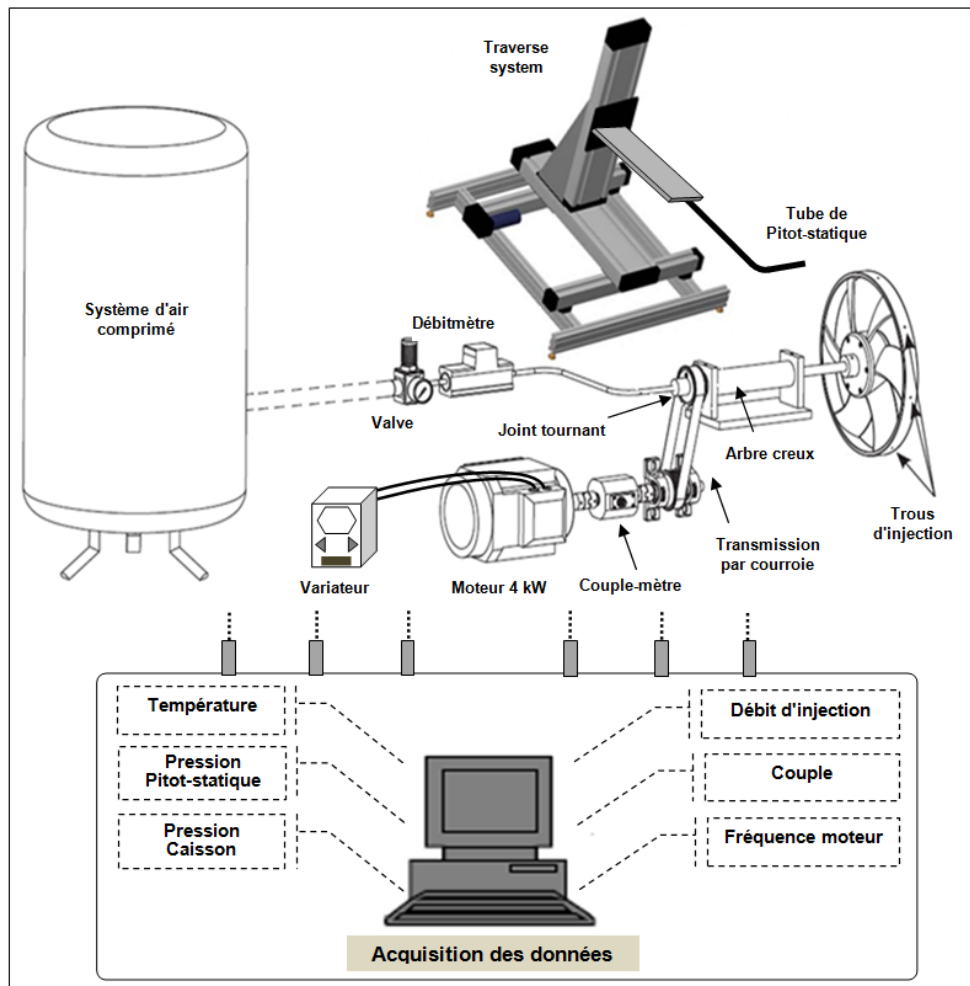


FIGURE 2.22 – Montage pour le contrôle de l'écoulement par soufflage.

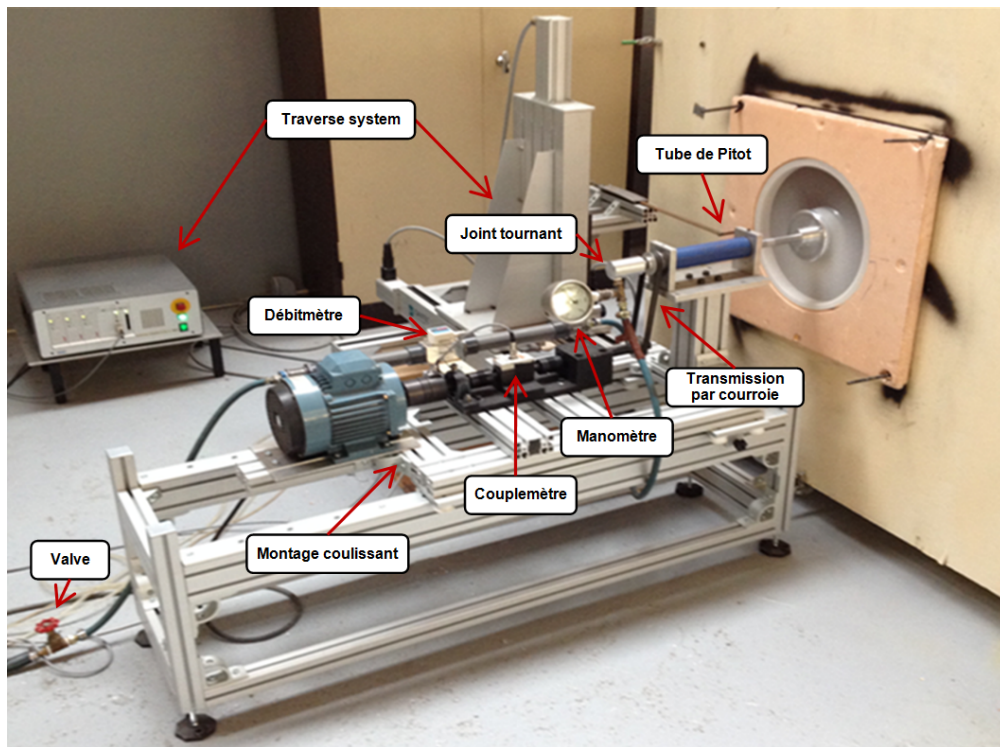


FIGURE 2.23 – Configuration d'essai.

Dans ce qui suit, nous décrivons les composants essentiels de ce banc d'essai ainsi que la métrologie expérimentale mise œuvre.

Arbre creux

L'utilisation d'un arbre creux était la seule possibilité pour la conduite d'air vers la périphérie du ventilateur. Compte tenu de son fonctionnement, on doit définir tout d'abord l'ajustement et l'intervalle de tolérance dans les trois parties de contact à savoir ; le joint tournant, le palier double et la fixation du ventilateur.

Ensuite, il faut prendre une longueur permettant, d'une part, d'assurer le fonctionnement du ventilateur dans un champs moins perturbé en évitant l'influence du blocage du palier double, d'autre part, de résister au mieux aux sollicitations de flexion et de torsion. La distance séparant les deux roulements du palier est fixée, également, de sorte à réduire les efforts de flexion.

Selon la figure 2.24, l'extrémité droite de la coupe E-E est conçue pour fixer à la fois le joint tournant et le roulement du palier double. A l'extrémité gauche, on utilise six poches afin d'orienter le débit d'injection vers les entrées intérieures des aubes.

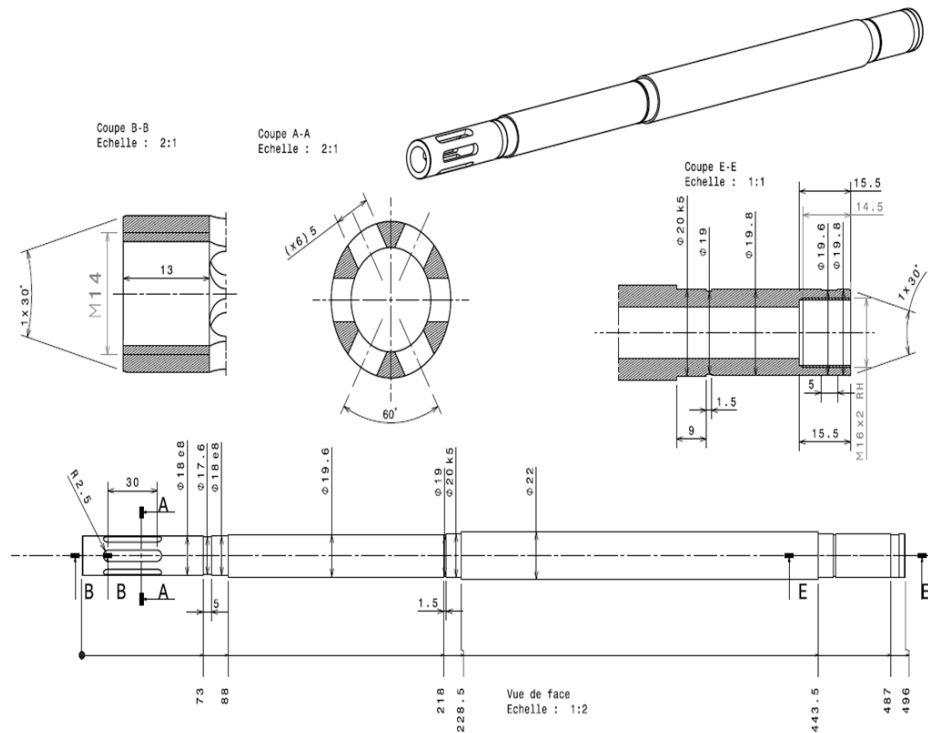


FIGURE 2.24 – Dessins de définition de l'arbre creux.

Palier et fixation du ventilateur

Deux pièces permettent la fixation du ventilateur creux des côtés amont et aval du moyeu. Pour éviter la fuite d'air, la surface de contact de ces deux pièces est renforcée de la matière en caoutchouc. Une fois l'ensemble est monté sur l'arbre, on utilise des vis de fixation positionnées de façon à assurer l'écoulement depuis les poches de l'arbre creux vers l'entrée profilée de l'aube intérieure sans obstacle (figure 2.25). Le palier double comporte deux roulements de type SKF pouvant atteindre une vitesse limite de 16000 *rpm*.

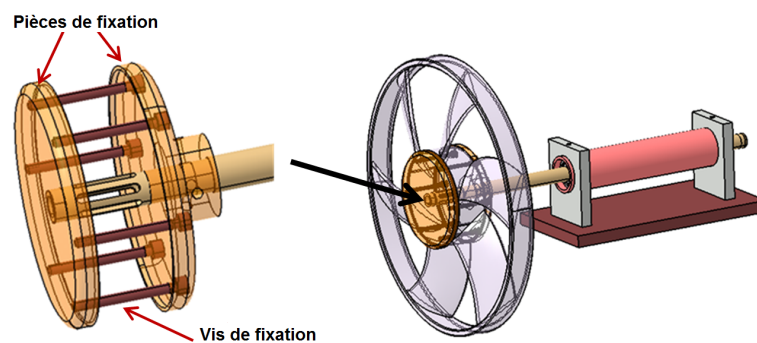


FIGURE 2.25 – Fixation du ventilateur.

Joint tournant

Le joint tournant est un composant utilisé pour créer une liaison étanche servant à transférer des fluides (gaz ou liquides) à partir des points d'alimentation fixes vers des points de réception en rotation ou en oscillation. Il est utilisé dans de nombreuses applications industrielles (lubrification, papeterie, chimie, cosmétique, remplissage) avec une grande variété de matières, de joints fixes et de roulements utilisés.

A l'intérieur du joint, l'étanchéité est assurée par la finesse de conception et les matériaux résistants utilisés au niveau de l'interface du frottement entre les parties mobiles et fixes. La figure 2.26 présente une vue éclatée donnant la composition de ce joint dont la durée de vie dépend de la nature du fluide en évolution, de la pression, de la température et de la vitesse de rotation.

Tenant compte des conditions de résistance à grande vitesse de rotation et à la pression d'injection d'air, nous avons choisi le joint de type *Deublin* de référence 1115-000-200 (figure 2.27) [61].

Lors du montage, des consignes particulières sont à observer :

- Raccordement du flexible sans tension et sans courbure importante, afin de réduire les efforts appliqués sur le joint tournant.
- Fixation du flexible sur le joint tournant puis sur l'arbre moteur.

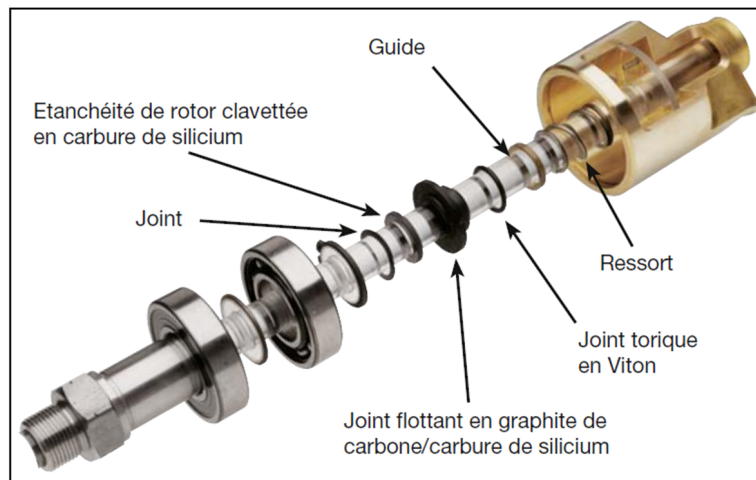


FIGURE 2.26 – Vue éclatée du joint tournant [61].

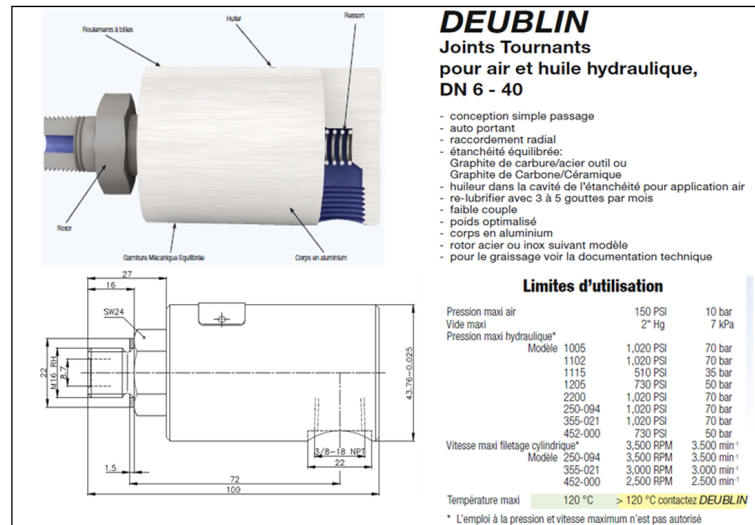


FIGURE 2.27 – Joint tournant Deublin de série 1115-000-200 [61].

Transmission par courroie crantée

La transmission mécanique par courroie crantée (appelée aussi synchrone) est largement utilisée dans la pratique. Comparativement aux autres types de courroies, celle-ci présente l'avantage d'assurer avec souplesse une transmission sans glissement, supportant les faibles vitesses et nécessitant une tension initiale faible.

Nous avons adopté ce type de courroie car la réduction du frottement surtout aux niveaux des deux poulies ainsi que le joint tournant permet une meilleure précision sur la mesure du couple résistant du ventilateur. Ce dernier qui constitue une mesure nécessaire pour l'évaluation du rendement statique est souvent délicat à déterminer avec exactitude en présence d'une chaîne de transmission mécanique complexe.

La sélection d'une courroie ayant des caractéristiques géométriques et fonctionnelles données doit répondre à une notice de calcul basée sur des tables, des relations analytiques, empiriques et des courbes caractéristiques [62].

Pour ce faire, selon l'encombrement du banc d'essai et les limites de la vitesse de rotation, on a pris initialement un entraxe $a = 250 \text{ mm}$ avec deux poulies identiques ayant un diamètre primitif $d_p = D_p = 56 \text{ mm}$ (figure 2.28).

On vérifie bien que l'entraxe reste dans les limites préconisées :

$$2.d_p \leq a \leq 6.D_p \quad (2.3)$$

Après calcul, le tableau 2.3 résume les paramètres géométriques estimés pour la courroie et la poulie.

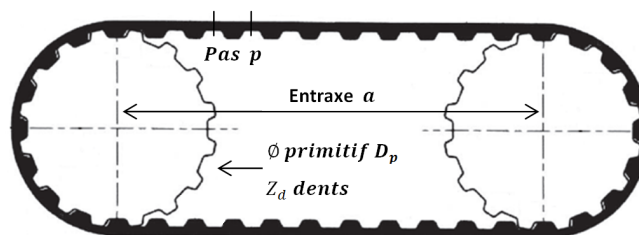


FIGURE 2.28 – Transmission par courroie crantée avec deux poulies identiques.

TABLE 2.3 – Calcul de transmission mécanique par courroie crantée.

	Courroie	Poulie
Pas p [mm]	5	/
Diamètre primitif $d_p = D_p$ [mm]	/	56
Nombre dents poulie Z_d corrigé	/	36
Vitesse de rotation [tr/min]	/	2500
Vitesse périphérique [m/s]	7.5	/
Largeur courroie b [mm]	16	/
Entraxe minimum a_{min} [mm]	112	/
Entraxe maximum a_{max} [mm]	336	/
Entraxe choisi a [mm]	250	/
Longueur primitive L_p calculée [mm]	675	/
Entraxe recalculé a [mm]	237	/
Longueur primitive L_p du constructeur [mm]	650	/

2.4.3 Détermination du rendement statique

Dans l'expression du rendement statique donnée par la relation (1.3) :

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s \cdot Q_v}{C \cdot \omega} \quad (2.4)$$

L'élévation de pression statique ΔP_s est indiquée par le manomètre relié au caisson (figure II.16). Le couple résistant C du ventilateur est mesuré par un couplemètre de type HBM (5N.m) dont l'incertitude est de l'ordre 0,1% pour le couple maximum mesuré. En fait, nous verrons dans le prochain chapitre que c'est le couple net calculé par la différence entre les deux mesures, avec et sans présence du ventilateur. Aussi, dans les configurations de contrôle menées, on tiendra compte de l'influence de la puissance injectée sur le rendement statique.

2.4.4 Détermination du champ de la vitesse axiale

Dans le but de caractériser le sillage proche du ventilateur, le banc d'essai est équipé par une chaîne de mesure de la vitesse axiale en utilisant le tube de Pitot statique. Le déplacement, axial et radial, de cet instrument de mesure est assuré par un système de translation tridimensionnel DANTEC 3D (figure 2.29.(a)).

Nous avons utilisé un tube de Pitot-statique appelé aussi tube de Prandtl. Ce moyen de mesure intrusif est couramment utilisé (conduites, anémométrie d'aéronautique, etc.). Il comporte essentiellement deux tubes concentriques, intérieur et extérieur, permettant respectivement de relever la pression totale sur le front de l'écoulement au point d'arrêt A, et la pression statique au point tangentiel B (figure 2.29.(b)).

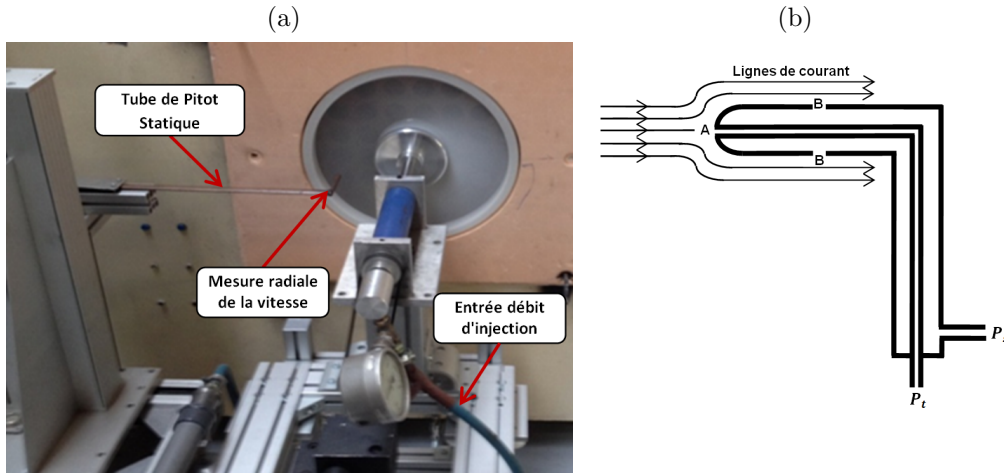


FIGURE 2.29 – Tube de Pitot-statique :

(a) Montage sur DANTEC 3D, (b) Principe de la mesure de la vitesse.

Pour un écoulement incompressible (nombre de Mach $M < 0.3$), la mesure de la vitesse est déduite par l'application du théorème de Bernoulli :

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_t - P_s)}{\rho}} \quad (2.5)$$

Dans la mesure où l'écoulement dans le sillage proche du ventilateur devient compressible subsonique, on utilise la formule suivante :

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_s}{\rho_s} \cdot \left[\left(\frac{P_t}{P_s} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (2.6)$$

avec ρ_s la masse volumique due à la pression statique.

2.5 Conclusion

Les travaux expérimentaux présentés ont porté sur deux volets importants : Le premier consiste à concevoir et à réaliser le ventilateur axial de refroidissement de moteur automobile par rotomoulage. Des facteurs importants sont considérés afin d'obtenir un produit final fiable répondant au cahier des charges initial. Les essais menés sur la rotomouleuse montrent que la bonne qualité de la pièce finie dépend de la température du chauffage et du refroidissement, de la vitesse de rotation des deux axes majeur et mineur, etc.

Pour le contrôle, nous avons opté pour une procédure utilisant des trous circulaires placés au milieu de la périphérie de la virole, de diamètre 4 *mm* et orientés de façon à réduire le débit de fuite développé.

Le deuxième volet est dédié à la mise en place du dispositif permettant le contrôle de l'écoulement par soufflage au niveau du jeu de fonctionnement. Il est basé principalement sur l'utilisation d'un joint tournant et une transmission mécanique par courroie crantée adéquate. Ce dispositif est équipé d'une chaîne d'acquisition pour le traitement des mesures dont le but essentiellement est de :

- Déterminer le rendement statique, à travers la dépression créée dans le caisson ainsi que le couple net généré par le ventilateur.
- Caractériser le sillage proche du ventilateur est surtout aux bouts des aubes, à partir de la détermination du champ de la vitesse axiale.

Dans le prochain chapitre, nous présenterons les résultats expérimentaux obtenus pour les deux configurations de l'écoulement, naturel et contrôlé, avec une analyse approfondie du comportement du ventilateur.

Résultats expérimentaux

Sommaire

3.1	Influence de la position axiale	54
3.1.1	Fréquence 8 Hz (480 rpm)	55
3.1.2	Fréquence 17 Hz (1020 rpm)	55
3.1.3	Fréquence 26 Hz (1560 rpm) et 33.4 Hz (2004 rpm)	55
3.2	Stratégie de contrôle	57
3.3	Influence de la fréquence du moteur	58
3.4	Caractéristique du ventilateur	60
3.4.1	Rendement statique	64
3.4.2	Puissance Aéraulique	64
3.4.3	Puissance d'injection	67
3.4.4	Mesure du couple	67
3.4.5	Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 16 trous	71
3.4.6	Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 32 trous	72
3.5	Mesure de la vitesse axiale	75
3.5.1	Écoulement sans contrôle	77
3.5.2	Écoulement contrôlé	78
3.5.3	Comparaison des profils de la vitesse axiale en fonction de la vitesse de rotation	79
3.5.4	Champs de la vitesse axiale	79
3.6	Estimation du débit volumique moyen	85
3.7	Analyse des incertitudes	86
3.8	Conclusion	89

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux obtenus pour le ventilateur dans le cas référence sans contrôle et celui contrôlé par la technique du soufflage. Avant d'engager les compagnes d'essais, il était nécessaire de considérer la position axiale du ventilateur par rapport au carter (amont, milieu et aval). Après avoir testé plusieurs positions pour ce gap, une position optimale est déterminée puis adoptée pour le reste de l'étude. La réponse de la caractéristique du

ventilateur est élaborée pour différents régimes du moteur selon une étude fréquentielle dans l'intervalle $[8, 32] \text{ Hz}$. Ensuite, on a traité l'influence des conditions opératoires telles que : nombre de trous d'injection (16 et 32), vitesses de rotation (1000, 1500 et 2000 *rpm*), diamètre du diaphragme et taux d'injection ξ (0.4, 0.6, 0.8 et 1). L'effet du contrôle sur les performances globales ; pression-débit, rendement statique et les puissances aéraulique, d'injection et mécanique a fait l'objet essentiel de la première partie.

La seconde partie est dédiée à la caractérisation locale du sillage du ventilateur en déterminant les profils de la vitesse axiale. Des mesures par le tube de Pitot statique ont été menées dans la zone aval du ventilateur. En somme, il s'agit de faire investigation de la réponse radiale de l'aube au contrôle ainsi appliqué et faire prospection des possibilités de réduction du débit de fuite. Ensuite, on vérifie par intégration des profils de vitesses la précision des mesures par estimation du débit volumique moyen à comparer avec celui obtenu par la norme ISO 5801.

3.1 Influence de la position axiale

Pour le traitement de l'écoulement au niveau du carter, des solutions géométriques permettent de modifier la structure de l'écoulement de retour (modifications du logement carter, bladelets, joints labyrinthiques, etc.) et lui donner les configurations recherchées. Sous certaines conditions, ces solutions de contrôle passif de l'écoulement conduisent à la réduction du débit de fuite et à l'amélioration des performances aéroacoustiques.

Par ailleurs, le débit de fuite non seulement dépend du mouvement rotatif du ventilateur mais aussi de sa position axiale par rapport au carter. Ce paramètre géométrique est à considérer lors du montage. Afin d'étudier son influence, nous avons pris les conditions d'essais présentées dans le tableau (3.1). La figure 3.1 montre le repère et les positions axiales considérées. Les résultats obtenus sont montrés dans les figures 3.2 (a, b, c, d),

TABLE 3.1 – Conditions opératoires de l'étude de l'influence de la position du ventilateur.

Positions axiales $z_{fan} \text{ (mm)}$	0, -30 et +30
Fréquences du moteur (Hz)	8, 17, 26 et 33.4
Débit d'injection $q_{inj} \text{ (l/min)}$	800
Nombre du trous d'injection	16
Position des trous d'injection / largeur du jeu de fonctionnement	50%

3.1.1 Fréquence 8 Hz (480 rpm)

D'abord, on retrouve la forme classique exprimant l'évolution inversée des deux coefficients; de pression ψ et de débit ϕ .

A faible fréquence, on note que pour l'écoulement naturel, la plage de fonctionnement de débit est faible. Avec l'écoulement contrôlé ($q_{inj} = 800 \text{ (l/min)}$), des améliorations remarquables sont obtenues pour les deux coefficients du débit et de la pression (figure 3.2.(a)). Le maximum d'amélioration est obtenu pour une position $z_{fan} = -30 \text{ mm}$ avec une moyenne d'environ 15% et 32% pour les deux coefficients ϕ et ψ , respectivement. On remarque aussi que :

- Les positions $z_{fan} = 0 \text{ mm}$ et $z_{fan} = +30 \text{ mm}$ semblent être similaires en termes de performances (ϕ et ψ) pour les cas, naturel et contrôlé. En moyenne, le contrôle contribue à augmenter ces deux coefficients (ϕ et ψ) d'environ 13% et 29%, respectivement.
- La position $z_{fan} = -30 \text{ mm}$ présente dans le cas naturel une faible caractéristique comparativement aux autres positions.
- Les effets à faible nombre de Reynolds contribuent à perturber la caractéristique du ventilateur particulièrement pour la position $z_{fan} = -30 \text{ mm}$.

3.1.2 Fréquence 17 Hz (1020 rpm)

L'analyse de la figure 3.2.(b) mène aux résultats que :

- Pour l'écoulement sans contrôle et la position $z_{fan} = -30 \text{ mm}$, l'augmentation de la fréquence du moteur de 8 Hz à 17 Hz n'induit qu'un effet limité sur le comportement du ventilateur. Cependant, malgré que cette position présente une faible caractéristique dans le cas naturel, le contrôle l'améliore de mieux comparativement aux autres positions.
- La position $z_{fan} = 0 \text{ mm}$ présente la bonne amélioration de la caractéristique du ventilateur et surtout vers les débits importants.

3.1.3 Fréquence 26 Hz (1560 rpm) et 33.4 Hz (2004 rpm)

Pour les deux fréquences 26 et 33.4 Hz (figures 3.2.(c) et 3.2.(d)), pratiquement on voit que les performances globales sont similaires. Les améliorations constatées pour une fréquence 17 Hz se réduisent progressivement et surtout vers les coefficients de débit important. De plus, il est noté que pour une position $z_{fan} = +30 \text{ mm}$, le contrôle devient défavorable pour les faibles débits du ventilateur (diamètres du diaphragme $\Phi = 238, 267 \text{ et } 300 \text{ mm}$).

Finalement et tenant compte de ces résultats, la position $z_{fan} = 0 \text{ mm}$ semble la plus rentable et sera choisie pour la suite de notre étude.

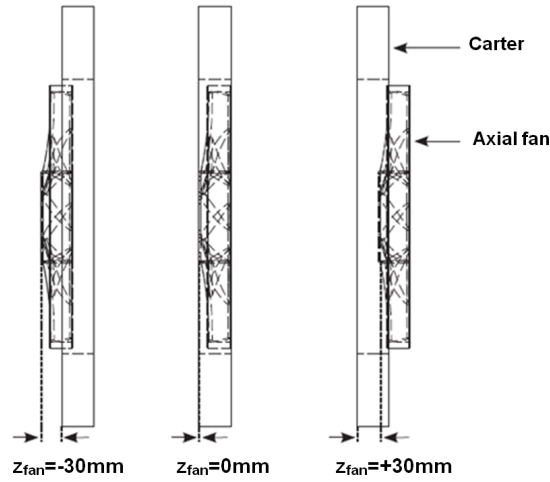


FIGURE 3.1 – Positions relatives du ventilateur.

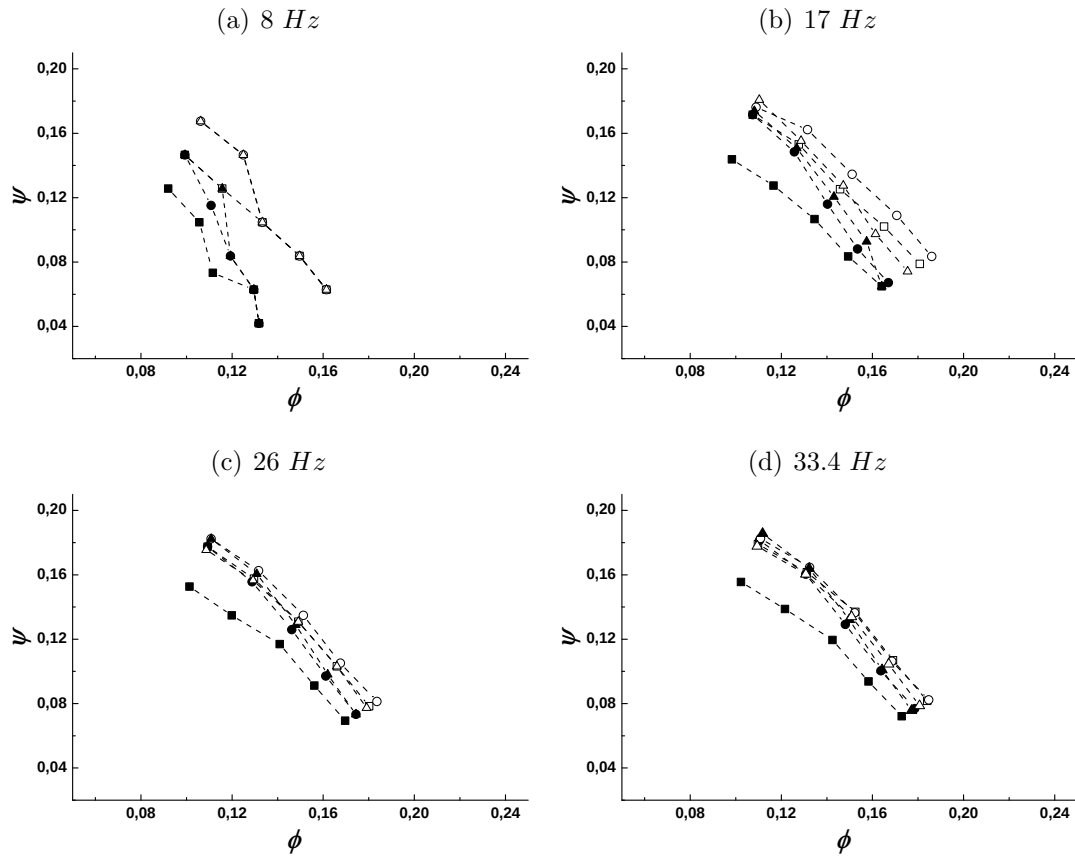


FIGURE 3.2 – Caractéristique du ventilateur : Influence de la position axiale et de la fréquence de rotation, (a) 8 Hz, (b) 17 Hz, (c) 26 Hz et (d) 33.4 Hz.

$q_{inj} = 0 \text{ l/min}$: (■) $z_{fan} = -30 \text{ mm}$, (●) $z_{fan} = 0 \text{ mm}$, (▲) $z_{fan} = +30 \text{ mm}$.

$q_{inj} = 800 \text{ l/min}$: (□) $z_{fan} = -30 \text{ mm}$, (○) $z_{fan} = 0 \text{ mm}$, (△) $z_{fan} = +30 \text{ mm}$.

3.2 Stratégie de contrôle

Le contrôle en question se fait par une technique de soufflage avec un choix approprié de l'orientation et des paramètres géométriques à la sortie du jet (voir Chapitre 2, partie 2.3.1) et pour lesquels une série de débits d'injection est considérée. On adopte la position axiale du ventilateur $z_{fan} = 0 \text{ mm}$ et celle des trous d'injection au milieu du jeu de fonctionnement.

Initialement, les premiers tests de soufflage sont exécutés avec quatre (04) trous uniformément répartis sur la virole. Ensuite, le nombre de trous est augmenté jusqu'aux deux configurations maximales : 16 et 32 trous au-delà desquelles il était impossible d'étendre la gamme du débit de contrôle. Ceci étant pour deux raisons ; le débit de contrôle de la source d'air utilisée ne pouvant excéder $q_{inj,max} = 1200 \text{ l/min}$ et la fissuration du ventilateur au niveau du bord de fuite. Des fissures sont constatées essentiellement pour un débit d'injection important et un nombre de trous faible.

Le tableau 3.2 représente les limites du débit de contrôle relevées selon le choix du nombre de trous. Il en ressort que l'augmentation de ce nombre (cas du 32) fait détendre de mieux l'écoulement à l'intérieur des aubes, initialement comprimé sous les effets centrifuges. Il en résulte une baisse des contraintes mécaniques générées par la pression et le frottement dont l'influence se ressent sur les lignes du bord de fuite. Celle-ci constitue la limitation principale du procédé du rotomoulage.

A partir de ce tableau, le coefficient du débit de contrôle utilisé appelé aussi "taux d'injection" est exprimé par le rapport :

$$\xi = \frac{q_{inj}}{q_{max}} \quad (3.1)$$

où $q_{max} = 1000 \text{ l/min}$ est prise comme une valeur de référence exprimant la limite du débit constatée pour la configuration 32 trous.

TABLE 3.2 – Limites du débit du contrôle.

Nombre de trous d'injection	Limites du débit de contrôle (l/min)
16	800
32	1000

3.3 Influence de la fréquence du moteur

On cherche à étudier dans cette partie la réponse du ventilateur rotomoulé à une gamme étendue de la fréquence du moteur (vitesse de rotation) et du diamètre du diaphragme. Pour cela, une étude paramétrique est réalisée avec les conditions suivantes :

- Taux d'injection : $\xi = 0.8$.
- Nombre de trous : 16.
- Diamètres du diaphragme : ($\Phi = 267, 300$ et 336 mm).

Un variateur de vitesse est utilisé avec un pas fréquentiel de 3 Hz et une fréquence de départ de 8 Hz . Cette dernière constitue la valeur seuil à partir de laquelle une variation de la dépression en amont du ventilateur est enregistrée.

Comparativement à la configuration naturelle (sans contrôle), la figure 3.3.(a) montre les courbes de variation de la dépression en fonction du débit principal et de la fréquence du moteur. Les faibles valeurs de la pression pour les deux cas, sans et avec contrôle, correspondant à la fréquence du moteur initiale (8 Hz).

On remarque que le contrôle contribue à l'amélioration simultanée de la dépression et du débit principal d'aspiration. Cette amélioration se maintient et devient pratiquement constante (phénomène de saturation) à partir de la fréquence de 20 Hz . Pour le diamètre du diaphragme $\Phi = 267 \text{ mm}$ (faible débit principal), le contrôle contribue à un changement peu significatif des caractéristiques du ventilateur comparativement aux autres diamètres du diaphragme testés (figure 3.3.(b)). On verra par la suite que la saturation et le comportement du ventilateur vers les faibles débits principaux peut être généralisé aux autres conditions du taux d'injection.

La figure 3.3.(b) montre l'évolution adimensionnelle des résultats représentés sur la figure 3.3.(a). Pour les faibles valeurs de la fréquence du moteur ($f = 8$ et 11 Hz), les effets aux faibles nombre de Reynolds sont principalement enregistrés pour les faibles débits (diamètre de diaphragme $\Phi = 267 \text{ mm}$).

La forme adimensionnelle montre que le contrôle avec les deux diamètres du diaphragme $\Phi = 300$ et 336 mm présente clairement une amélioration locale de la caractéristique en comparaison à celle de la configuration naturelle. On note pour les deux conditions opératoires : fréquence du moteur $f = 14 \text{ Hz}$ et diamètre $\Phi = 336 \text{ mm}$, un gain maximum d'environ 13% et 28% est obtenu pour les deux coefficients (ϕ et ψ), respectivement.

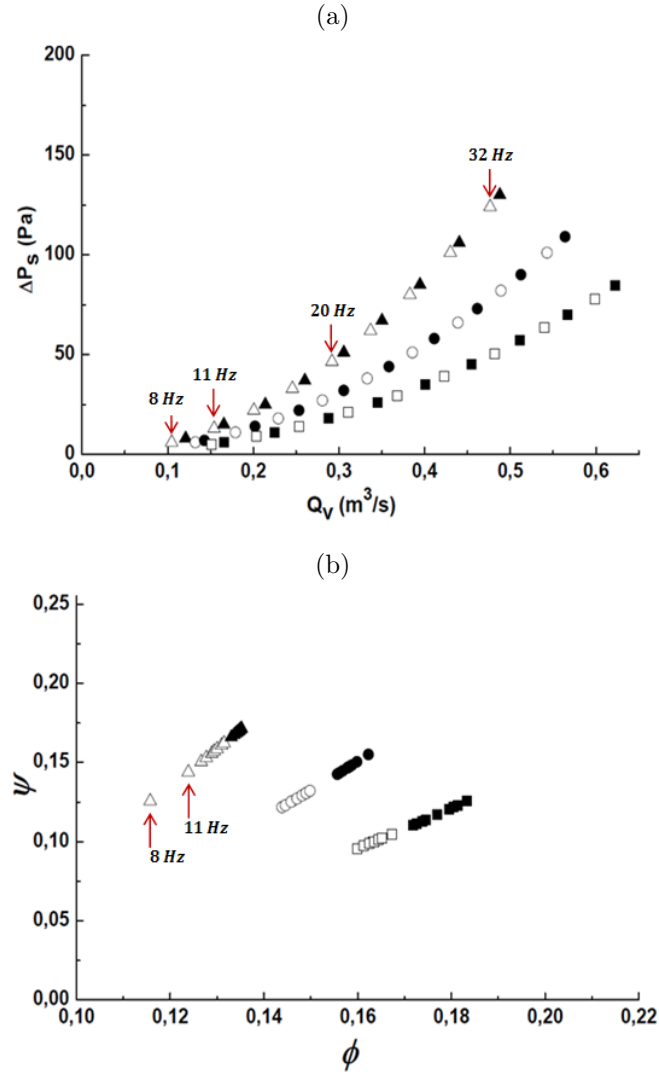


FIGURE 3.3 – Caractéristique du ventilateur en fonction de la section du diaphragme, (a) forme dimensionnelle, (b) forme adimensionnelle.

$\xi = 0$: ($\triangle$) $\Phi = 267 \text{ mm}$, ($\circ$) $\Phi = 300 \text{ mm}$, ($\square$) $\Phi = 336 \text{ mm}$.

$\xi = 0.8$: ($\blacktriangle$) $\Phi = 267 \text{ mm}$, ($\bullet$) $\Phi = 300 \text{ mm}$, ($\blacksquare$) $\Phi = 336 \text{ mm}$.

3.4 Caractéristique du ventilateur

En premier lieu, afin de faire investigation du comportement du ventilateur sur une large gamme du débit de fonctionnement, dix valeurs du diamètre du diaphragme sont testées (tableau 3.3).

Les mesures effectuées révèlent qu'à partir du diamètre $\Phi \geq 238 \text{ mm}$ la puissance aéraulique affiche des améliorations notables et ce proportionnellement aux diamètres du diaphragme.

TABLE 3.3 – Diamètres du diaphragme testés.

$\Phi(mm)$	77	151	169	190	220	238	267	300	336	375
------------	----	-----	-----	-----	-----	------------	------------	------------	------------	------------

Selon le nombre de trous et tenant compte des conditions de résistance des aubes à l'écoulement intérieur, l'évolution des deux coefficients de pression statique et de débit est établie en faisant varier le taux d'injection ξ comme suit :

- Trois valeurs ($\xi = 0.4; 0.6$ et 0.8) pour 16 trous (figure 3.4),
- Quatre valeurs ($\xi = 0.4; 0.6; 0.8$ et 1) pour 32 trous (figure 3.5),

Il en ressort que, globalement, le contrôle n'affecte pas l'allure classique du comportement du ventilateur. En revanche, un décalage important est noté pour les valeurs élevées du taux d'injection et du coefficient de débit.

Pour le cas sans contrôle et pour les deux vitesses de rotation 1500 et à 2000 *rpm*, le comportement du ventilateur est quasiment identique. Une légère différence de la caractéristique du ventilateur est notée pour la vitesse de 1000 *rpm* lorsque le coefficient de débit prend des valeurs élevées correspondant à un diamètre $\Phi = 375 \text{ mm}$, soit, en comparaison à la vitesse 2000 *rpm*, une diminution de 5% et de 9% pour les deux coefficients de débit et de la pression, respectivement. Ceci est probablement dû aux effets liés aux faibles valeurs du nombre de Reynolds [52].

En configuration contrôlée, pour les mêmes valeurs de la vitesse de rotation et du taux d'injection ξ , l'influence du nombre de trous (16 et 32) est difficilement décelable et restent minimales pour les hautes valeurs du coefficient ϕ . L'effet du nombre de trous sera repris en plus amples détails dans la partie dédiée à l'évolution du gain en puissance aéraulique.

Pour les faibles valeurs du coefficient de débit ϕ et selon l'étude paramétrique menée, aucune modification significative n'est révélée par le comportement du ventilateur. Néanmoins, le coefficient de pression s'améliore avec les valeurs importantes de ϕ à l'instar de ce qui été rapporté par Neuhaus et al. [47].

Il est établi que le contrôle améliore simultanément le débit et la dépression pour les grandes valeurs du coefficient de débit et du rapport ξ . Cependant, lorsque le phénomène de saturation survient, l'augmentation du débit d'injection devient inutile à l'exemple de la configuration avec 16 trous ($\xi = 0.6$ et 0.8), figure 3.4.(b), et la configuration avec 32 trous ($\xi = 0.8$ et 1), figures 3.5.(a) et (b). Pour conjecturer, ce phénomène apparaît lorsque la réduction totale du débit de fuite est atteinte et toute valeur supplémentaire du débit d'injection devient alors inopérante. Ce résultat pourrait être vérifié en utilisant une source d'air comprimé permettant d'élever la gamme du taux d'injection ($\xi > 1$) et un ventilateur rotomoulé plus résistant.

Dans le but de remédier aux difficultés rencontrées dans l'étude expérimentale, il est nécessaire de procéder à l'optimisation du processus de rotomoulage et au renforcement de la ligne fragile du bord de fuite de l'aube.

Pour les grandes vitesses de rotation (2000 rpm) et les valeurs élevées du coefficient de débit (figure 3.4 (c), 3.5 (c)), l'effet du contrôle reste relativement insignifiant et le phénomène de saturation n'est toujours pas atteint. Ceci suggère d'augmenter davantage les valeurs limites des paramètres de contrôle, en termes de la vitesse de rotation et du taux d'injection ξ , pour voir le comportement aérodynamique du ventilateur.

Dans une autre tentative d'analyse de ces résultats pour les hauts coefficients de débit ϕ , il en ressort que le sillage du ventilateur est caractérisé par un écoulement quasi-axial. Dans cette configuration, l'écoulement de retour au niveau du jeu de fonctionnement est moins alimenté par celui de l'extrémité des aubes. Le débit de fuite essentiellement généré à partir de la région de stagnation située en aval du ventilateur, devient moins intense. Dans ce cas, le soufflage via les trous conduit à la réduction de ce débit et à l'augmentation de la dépression en amont du ventilateur.

Pour les faibles coefficients de débit, en revanche, l'écoulement à travers le ventilateur présente une composante de vitesse radiale importante essentiellement au voisinage des extrémités du ventilateur qui alimente et intensifie le débit de fuite. Ceci, se fait à travers les zones de recirculation rotatives attachées à la virole constatées par voie de l'étude CFD, (chapitre 4, figure 4.10 et 4.13). La prédiction du comportement de l'écoulement de retour et son interaction avec le soufflage rotatif pour ce cas de figure précis devient alors difficile.

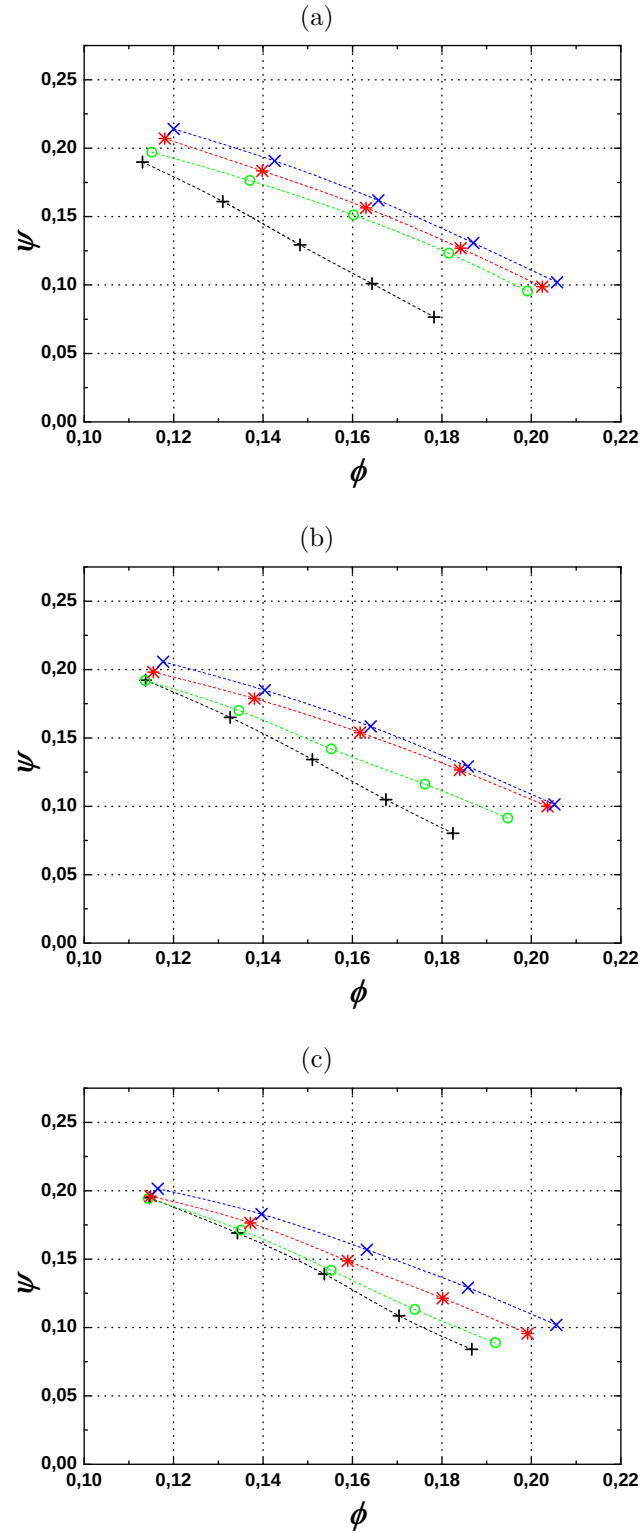


FIGURE 3.4 – Caractéristiques du ventilateur avec 16 trous d'injection :

(a) 1000 rpm, (b) 1500 rpm, (c) 2000 rpm.

(+) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (*) $\xi = 0.6$, (×) $\xi = 0.8$.

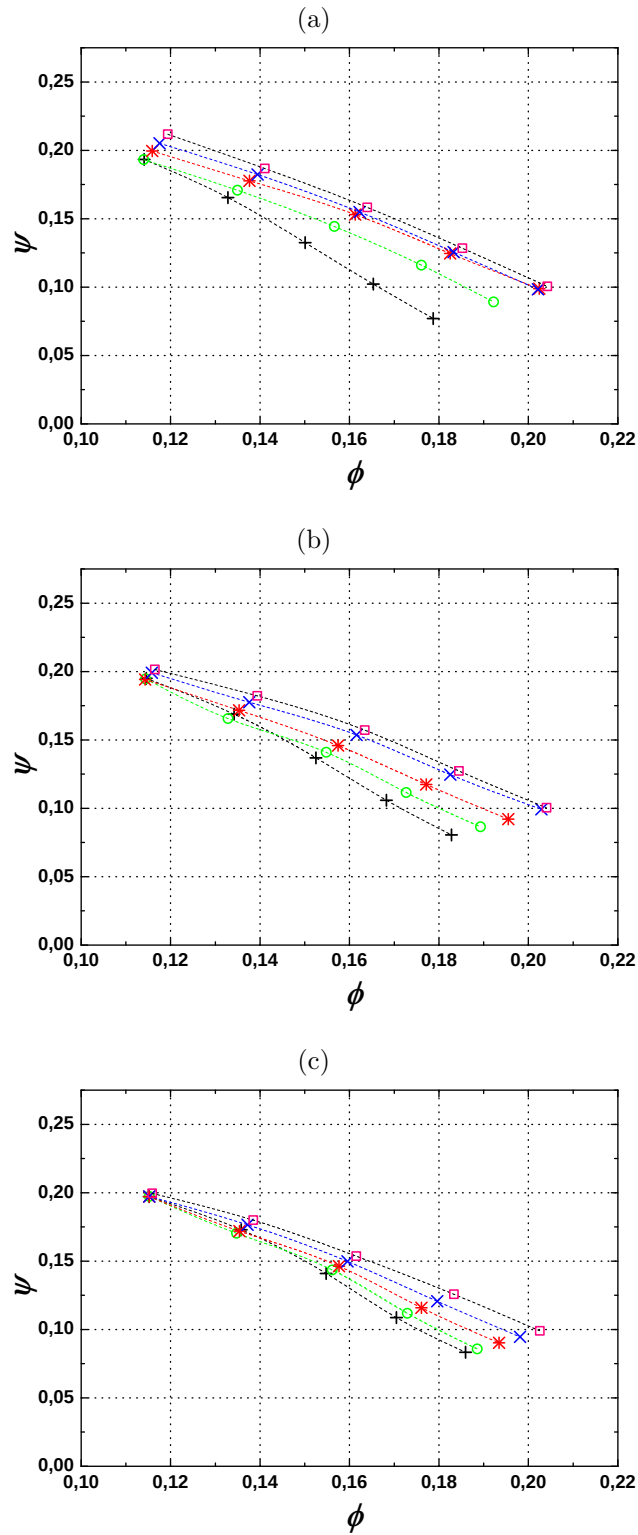


FIGURE 3.5 – Caractéristiques du ventilateur avec 32 trous d'injection :

(a) 1000 rpm, (b) 1500 rpm, (c) 2000 rpm.

(+) sans contrôle, (o) $\xi = 0.4$, (*) $\xi = 0.6$, (x) $\xi = 0.8$, (□) $\xi = 1$.

3.4.1 Rendement statique

Le ventilateur est une turbomachine qui travaille à de faibles taux de compression induisant de faibles valeurs de puissance aéraulique. En effet, pour l'écoulement contrôlé, les améliorations obtenues en termes de pression et de débit sont sensiblement faibles par rapport au mode de fonctionnement du ventilateur.

L'effet du nombre de trous (16 et 32) n'apparaît pas dans les caractéristiques (ϕ, ψ) , figures 3.4 et 3.5, à travers l'étude paramétrique menée et basée sur la variation des paramètres, à savoir : la vitesse de rotation et le taux d'injection ξ . Le rendement statique est, en revanche, indiqué afin de pouvoir obtenir l'information relative à l'influence du nombre de trous. En somme, on cherche à déterminer le cas le plus rentable pour le fonctionnement du ventilateur en évaluant son rendement statique. Pour cela, on doit considérer la puissance du soufflage utilisé et la relation (1.3) devient alors :

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s Q_v}{C_{net} \omega + P_{inj}} \quad (3.2)$$

avec :

$(\Delta P_s Q_v)$ est la puissance aéraulique,

P_{inj} est la puissance d'injection de l'air,

$C_{net} = C - C_0$ est le couple net du ventilateur,

C et C_0 , sont respectivement les couples mesurés "avec" et "sans" ventilateur.

Dans ce qui suit, avant d'établir l'évolution de ce rendement, nous essayons d'étudier séparément la variation de ces différents termes.

3.4.2 Puissance Aéraulique

Relativement à la configuration sans contrôle, on définit le pourcentage d'amélioration de la puissance aéraulique à travers le gain donné par la relation :

$$Gain(\%) = (P - P_0)/P_0 \quad (3.3)$$

Avec :

P : Puissance aéraulique délivrée par le ventilateur contrôlé.

P_0 : Puissance aéraulique délivrée par le ventilateur naturel ($\xi = 0$).

Pour les deux configurations du contrôle (16 et 32 trous), la figure 3.6 présente l'évolution du gain en puissance aéraulique en faisant varier la vitesse de rotation, le diamètre du diaphragme et le taux d'injection ξ .

Dans un premier temps, les différences obtenues sont remarquables surtout en fonction du nombre de trous. Généralement dans toutes les mesures effectuées et pour le même facteur d'injection ξ , le contrôle par 16 trous est plus

efficace relativement à celui des 32 trous. Une première explication repose, peut être, sur l'effet local de la vitesse d'injection. En effet, par conservation du débit d'injection, cette vitesse est plus importante pour la configuration de 16 trous comparativement à 32 trous.

Le gain est mieux amélioré avec une vitesse de rotation faible (1000 *rpm*) dont le contrôle fait atteindre, pour le diamètre important $\Phi = 375 \text{ mm}$, un gain de 53% (figure 3.6.(a)). C'est l'amélioration maximale relevée pour un ventilateur sans défauts parmi une série de mesures effectuées sur quelques ventilateurs rotomoulés. Il est clair que l'augmentation du nombre et de la forme des défauts conduisent simultanément à la réduction du débit de contrôle et du gain optimal. Pour les ventilateurs étudiés, le gain optimal varie entre 30% et 53%. Une plage assez importante qui ouvre une nouvelle voie de prospection en considérant l'influence des conditions de rotomoulage sur la pièce finie.

Le gain de 53% est obtenu pour une faible vitesse de rotation 1000 *rpm*. Il reste important car il est relatif à une faible variation de la puissance aéraulique environ 8 *Watt*. Pour les deux vitesses de rotation restantes 1500 *rpm* et 2000 *rpm*, les puissances aérauliques correspondantes sont 27 *Watt* et 66 *Watt*, respectivement, et les gains maximaux en puissance aéraulique sont respectivement 42% et 34%. Il y a eu lieu de remarquer que l'augmentation de la vitesse de rotation s'accompagne d'une augmentation de la puissance aéraulique et d'une diminution du gain aéraulique maximal.

Pour le ventilateur ayant un gain maximal de 30%, la vérification de l'état de surface des aubes a révélé des défauts de fuite d'air dans la ligne fragile du bord de fuite. Ces défauts ont été obtenus pour une configuration de contrôle (16 trous, $\xi = 80\%$ et 1000 *rpm*). Par la suite, les mesures ont été effectuées de nouveau sur un autre ventilateur avec une vérification régulière de l'état de surface après chaque test.

Pour chaque diamètre du diaphragme Φ , l'augmentation de la fréquence du moteur réduit davantage le gain en puissance aéraulique. De même pour la même vitesse de rotation, la diminution du diamètre du diaphragme (réduction du coefficient de débit) conduit à la diminution de ce gain et le contrôle devient de moins en moins effectif.

Il ressort, également, qu'on peut obtenir la saturation en puissance aéraulique pour les situations suivantes :

- Diamètres importants (configurations (a), (b) et (d)),
- Diamètres faibles (configurations (n) et o)),

A la lumière de ces résultats, on conclut que l'amélioration des performances du ventilateur peut être obtenue pour un nombre de 16 trous, une vitesse de rotation faible, un coefficient de débit important et un taux d'injection maximal.

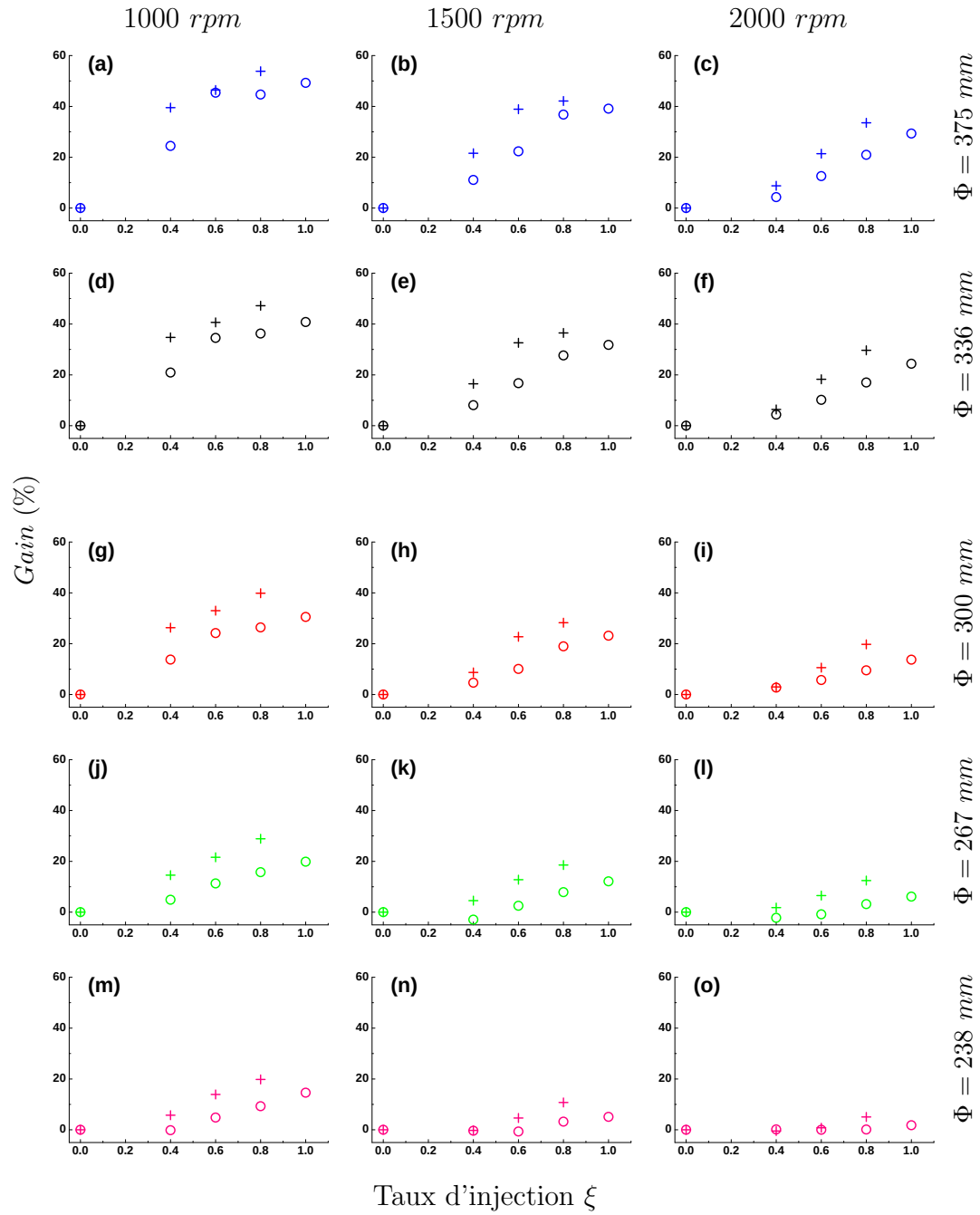


FIGURE 3.6 – Gain en puissance aéraulique en fonction de la section du diaphragme, de la vitesse de rotation, du débit d'injection et du nombre de trous d'injection ((+) 16 trous, (o) 32 trous).

3.4.3 Puissance d'injection

On sait à l'heure actuelle que le soufflage continu dans le jeu de fonctionnement permet de réduire le débit de fuite et d'augmenter la puissance aéraulique. Au niveau du jeu, cette technique de contrôle génère une structure de l'écoulement local complexe dont les efforts générés sont à priori importants et difficiles à estimer. Ainsi, le soufflage devient coûteux d'un point de vue rendement économique. De ce fait, il devient alors nécessaire de tenir compte, non seulement, de la puissance du jet introduit mais aussi de son influence sur le couple résistant à travers les contraintes développées par les efforts de pression et du cisaillement pariétal. Dans la littérature [63], la puissance d'injection est estimée au taux de l'énergie cinétique donnée par :

$$P_{inj} = \frac{1}{2} \dot{m} V^2 \quad (3.4)$$

Dans notre travail, cette puissance est considérée à l'entrée de l'arbre creux ayant le diamètre 20 mm, et donnée en termes de débit volumique d'injection q_{inj} , de masse volumique ρ' et de section de passage S_{inj} par l'expression :

$$P_{inj} = \frac{1}{2} \frac{\rho' q_{inj}^3}{S_{inj}^2} \quad (3.5)$$

Le tableau 3.4 présente la variation monotone de cette puissance selon les taux d'injection utilisés.

TABLE 3.4 – Variation de la puissance d'injection en fonction du taux d'injection.

ξ	$P_{inj} \text{ (Watt)}$
0.4	1.76
0.6	5.95
0.8	14.11
1	27.56

3.4.4 Mesure du couple

Pour le montage expérimental réalisé, les différents composants utilisés pour la transmission mécanique tels que, l'arbre moteur, l'accouplement, le couplemètre, la courroie, la poulie, le roulement et le joint rotatif génèrent des couples résistants élémentaires difficiles à estimer séparément. On se fixe pour objectif, alors, de caractériser le fonctionnement du ventilateur, seul, pour les différentes configurations de contrôle.

Après avoir déterminé les deux puissances, aéraulique et de soufflage, il convient d'évaluer la puissance mécanique utile fournie au ventilateur pour l'estimation finale du rendement statique. Pour une vitesse de rotation donnée, cela revient à déterminer le couple résistant. Pour ce faire, nous avons procédé par la détermination des deux couples, à vide C_0 (ventilateur démonté) et en présence du ventilateur C . Le couple net est alors donné par :

$$C_{net} = C - C_0 \quad (3.6)$$

Lors des essais, nous avons constaté que le couple à vide C_0 dépend de la vitesse de rotation du moteur et du taux d'injection. La figure 3.7 montre que pour les deux vitesses de rotation 1500 *rpm* et 2000 *rpm*, le couple C_0 se stabilise à partir d'un taux d'injection de l'ordre de ($\xi = 0.4$). On peut dire qu'il y a une saturation de la valeur des frottements intérieurs générés au sein des deux parties tournantes du circuit mécanique ; le joint rotatif et l'arbre creux. Cependant, pour la faible vitesse de rotation de 1000 *rpm*, la saturation n'est pas encore établie. Tenant compte des faibles valeurs de la puissance aéraulique et d'injection qui affectent le calcul du rendement statique, on considère, pour chaque débit d'injection, les valeurs réelles mesurées pour le couple C_0 .

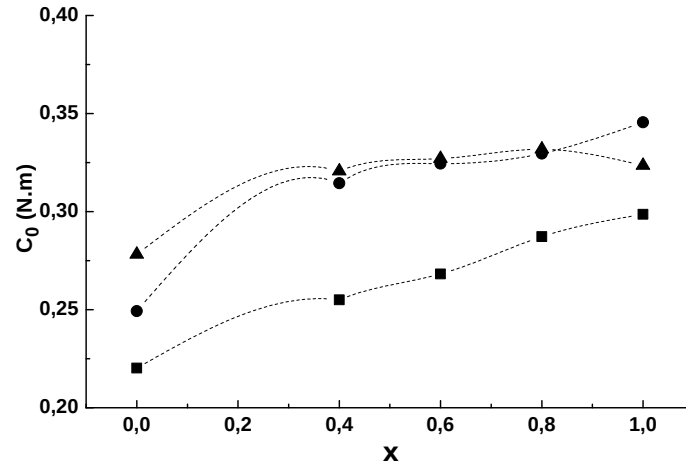


FIGURE 3.7 – Couple à vide C_0 : (■) 1000 *rpm*, (●) 1500 *rpm*, (▲) 2000 *rpm*.

En utilisant la même démarche pour l'évaluation du gain en puissance aéraulique (figure 3.6), il serait intéressant de l'appliquer pour retrouver l'évolution du couple net C_{net} mesuré. En effet, l'orientation choisie des trous d'injection peut contribuer dans certaines conditions à la réduction du couple du ventilateur et d'analyser de mieux le rendement.

Pour cela, à partir de la série de mesures effectuées, on définit le pourcentage de réduction ou d'augmentation de ce couple par le paramètre :

$$E_{C_{net}}(\%) = \frac{C_{net0} - C_{net}}{C_{net0}} \cdot 100 \quad (3.7)$$

Où C_{net0} et C_{net} sont les couples nets mesurés aux cas, naturel et contrôlé, respectivement.

De cette expression, il ressort que les valeurs positives de $E_{C_{net}}$ montrent une efficacité du contrôle par la réduction du couple du ventilateur et inversement pour les valeurs négatives.

En fonction du taux d'injection ξ et de la vitesse de rotation, la figure 3.8 montre les résultats obtenus regroupés pour chaque diamètre du diaphragme. Une vue d'ensemble montre que l'augmentation de la vitesse de rotation développe un couple plus important dû aux frottements de l'écoulement intérieur et extérieur.

Le contrôle par 16 trous génère un couple moins important comparativement à celui des 32 trous. Pour la plupart des cas considérés, la configuration en 16 trous est la plus intéressante pour le gain positif du couple qu'il présente surtout pour les deux vitesses de rotation 1000 et 1500 *rpm*. En effet, le choix de l'orientation des trous est fixé de façon à s'opposer à l'écoulement de retour favorisant, ainsi, une configuration semblable à l'arrosoir rotatif. Ce type de dispositif, conditionné par le nombre de trous de sortie et la vitesse du jet, génère un couple élémentaire sur chaque extrémité. La résultante de ces couples fait tourner le système comme un rotor de turbine. Dans notre situation, ces couples élémentaires contribuent à réduire le couple du ventilateur. De plus, par conservation du débit de contrôle, la configuration 16 trous présente une vitesse du jet importante.

En conséquence, la réduction du couple est tributaire de la vitesse locale du jet et surtout des interactions développées dans le jeu (Jet In Cross Flow, débit de fuite, écoulement de couette, etc). Cette réduction est maximale d'environ 19% pour les conditions du nombre de trous de 16, une vitesse de 1000 *rpm*, un diamètre de $\Phi = 300$ *mm* et un taux d'injection de $\xi = 0.8$.

Pour le nombre de 16 trous, la vitesse de 1500 *rpm* et les faibles diamètres du diaphragme $\Phi = 238$ et 267 *mm*, on arrive à réduire sensiblement le couple à partir du taux d'injection de $\xi = 0.6$.

Pour le nombre de 32 trous et la vitesse de 1000 *rpm*, il faut avoir un taux d'injection $\xi = 1$ pour réduire le couple de 9% ($\Phi = 375$ *mm*) et 3% ($\Phi = 238$ *mm*). En somme, le maximum d'augmentation du couple est toujours pour $\xi = 0.6$ avec un taux d'environ 22% obtenu pour $\Phi = 300$ *mm*. Pour $\Phi = 267$ *mm* et en référence de la ligne (0) du couple C_{net0} , on obtient de faibles valeurs pour le couple $E_{C_{net}}$ donnant ainsi une gamme de variation réduite pour le couple C_{net} .

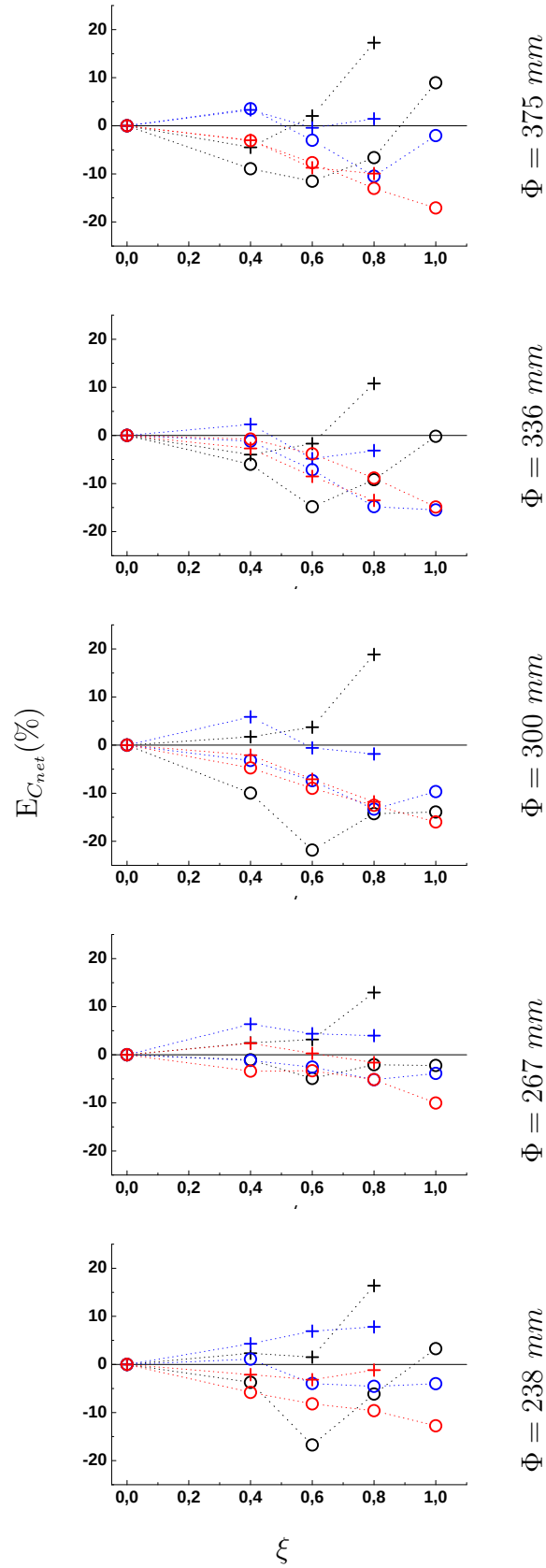


FIGURE 3.8 – Variation du gain en couple net $E_{C_{net}}$ (%) :

16 trous : (+) 1000 rpm, (+) 1500 rpm, (+) 2000 rpm.

32 trous : (○) 1000 rpm, (○) 1500 rpm, (○) 2000 rpm.

Maintenant, on établit la variation du rendement statique (16 trous, figure 3.9) et (32 trous, figure 3.10)

3.4.5 Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 16 trous

Pour les faibles coefficients de débit, la configuration sans contrôle présente une caractéristique du rendement plus au moins stable avec une moyenne d'environ 37%. Sa plage de stabilité fonctionnelle est plus large pour la vitesse de rotation 1500 *rpm* ($\phi \in [0.1130, 0.1675]$) que pour la vitesse de 1000 *rpm* ($\phi \in [0.1337, 0.1483]$). On arrive à atteindre un point de fonctionnement de l'ordre de 46% ($\phi = 0.15$) pour une vitesse de rotation 2000 *rpm*.

Pour l'écoulement contrôlé, à faible vitesse de rotation (1000 *rpm*), les améliorations apportées varient avec le taux d'injection. En effet, en augmentant celui-ci, le rendement décroît progressivement mais avec une évolution similaire. Cette tendance se reproduit pour les autres vitesses, également, mais avec un décalage sur l'axe du coefficient de débit ϕ , dû à l'amélioration apportée par le contrôle. On note que pour un taux d'injection $\xi = 0.4$, le point de fonctionnement est augmenté d'environ 5.65% en rendement et 8% en coefficient du débit.

Toujours pour la vitesse de 1000 *rpm*, la diminution du rendement statique avec l'augmentation du taux d'injection ξ , dépend des différents termes intervenant dans son expression, à savoir la puissance aéraulique, la puissance mécanique et la puissance d'injection. Un optimum $\eta_s = 43.4\%$ est obtenu pour un taux d'injection $\xi = 0.4$ et un coefficient de débit $\Phi = 0.16$. Pour les autres valeurs du taux d'injection de $\xi = 0.6$ à 0.8, il ressort que l'augmentation de la puissance d'injection (tableau 3.4) semble être le facteur principal de la diminution du rendement malgré le gain obtenu en couple net pour le taux d'injection $\xi = 0.8$ de façon particulière.

Pour les vitesses de rotation 1500 et 2000 *rpm*, les améliorations du rendement sont significativement moindres. On relève que :

- A 1500 *rpm*, le contrôle est effectif pour quasiment toute la gamme des coefficients de débit considérée, notamment pour le taux d'injection ($\xi = 0.6$). En outre, pour $\xi = 0.4$ et 0.6, le rendement statique se stabilise autour de la valeur de 42% pour $\phi \in [0.1346, 0.1840]$.
- Pour 2000 *rpm*, le rendement statique est légèrement amélioré pour les hauts débits (diamètre du diaphragme $\Phi = 336$ et 375 *mm*). Il est augmenté d'environ 2% pour ($\Phi = 375$ *mm* et $\xi = 0.6$). Pour ce cas, le rendement augmente avec le taux d'injection variant de $\xi = 0.4$ à 0.6 exclusivement. Pour la faible valeur du coefficient de débit correspondant au diamètre du

diaphragme $\Phi = 238 \text{ mm}$, les effets sont négligeables relativement au cas naturel. Le bilan énergétique est quasiment nul par rapport à l'évolution du couple net, de la puissance d'injection et du gain en puissance aéraulique.

3.4.6 Rendement statique pour le cas du ventilateur avec 32 trous

Globalement et relativement à la configuration naturelle, l'efficacité du contrôle par 32 trous est moindre pour l'ensemble des essais menés (figure 3.10). L'augmentation du taux d'injection ξ décroît davantage le faisceau des courbes du rendement. Le décalage est remarquable pour la vitesse de 1000 rpm . Au delà de cette valeur, le décalage devient relativement faible pour les coefficients de débit élevés. On relève qu'avec l'augmentation de la vitesse de rotation, les courbes relatives aux taux d'injection $\xi = 0.4$ et 0.6 se rapprochent avec tendance à la superposition. Néanmoins, pour un coefficient de débit important (diamètre $\Phi = 375 \text{ mm}$), on note que pour la vitesse de 1500 rpm , une faible amélioration du rendement (environ 3%) est relevée pour les deux taux d'injection, $\xi = 0.4$ et 0.6 , correspondant à un accroissement du coefficient de débit maximal d'environ 7%. Cette amélioration identique de 3% revient à l'évolution faible du gain en puissance aéraulique et celle du couple net constatées. Pour la configuration avec 32 trous, un diamètre $\Phi = 375 \text{ mm}$, une vitesse de 1500 rpm et un taux d'injection de $\xi = 0.4$, et en référence des deux figures 3.6 et 3.8, des gains d'environ 11% et 3.5% sont obtenus pour la puissance aéraulique et le couple net respectivement. En gardant les mêmes conditions opératoires avec un taux d'injection $\xi = 0.6$ qui correspond à un facteur multiplicateur de la puissance d'injection de 3.38 (rapport obtenu des puissances d'injection à partir du tableau 3.4) l'augmentation d'environ 3% du couple net est alors accompagnée par un gain de 22% en puissance aéraulique.

En conséquence et comparativement aux résultats de la configuration avec 16 trous, il est confirmé que cette dernière présente un meilleur rendement.

Par ailleurs, le choix du fonctionnement efficace du ventilateur ne doit pas être restreint à des conditions limitées par deux points dont l'augmentation du rendement est sensiblement faible (32 trous, $\Phi = 375 \text{ mm}$, 1500 rpm , $\xi = 0.4$ ou 0.6), alors qu'avec la configuration dont les conditions opératoires 16 trous, 1500 rpm , $\xi = 0.4$ ou 0.6 (figure 3.9.b), le gain en rendement est obtenu sur tout l'intervalle du coefficient de débit. Il serait intéressant de considérer, en complément de cette partie de l'étude, l'effet de taux d'injection plus élevé ($\xi > 1$) sur le comportement du ventilateur avec d'autres configurations pour le nombre de trous. Ceci permettrait d'avoir des résultats encore plus probants.

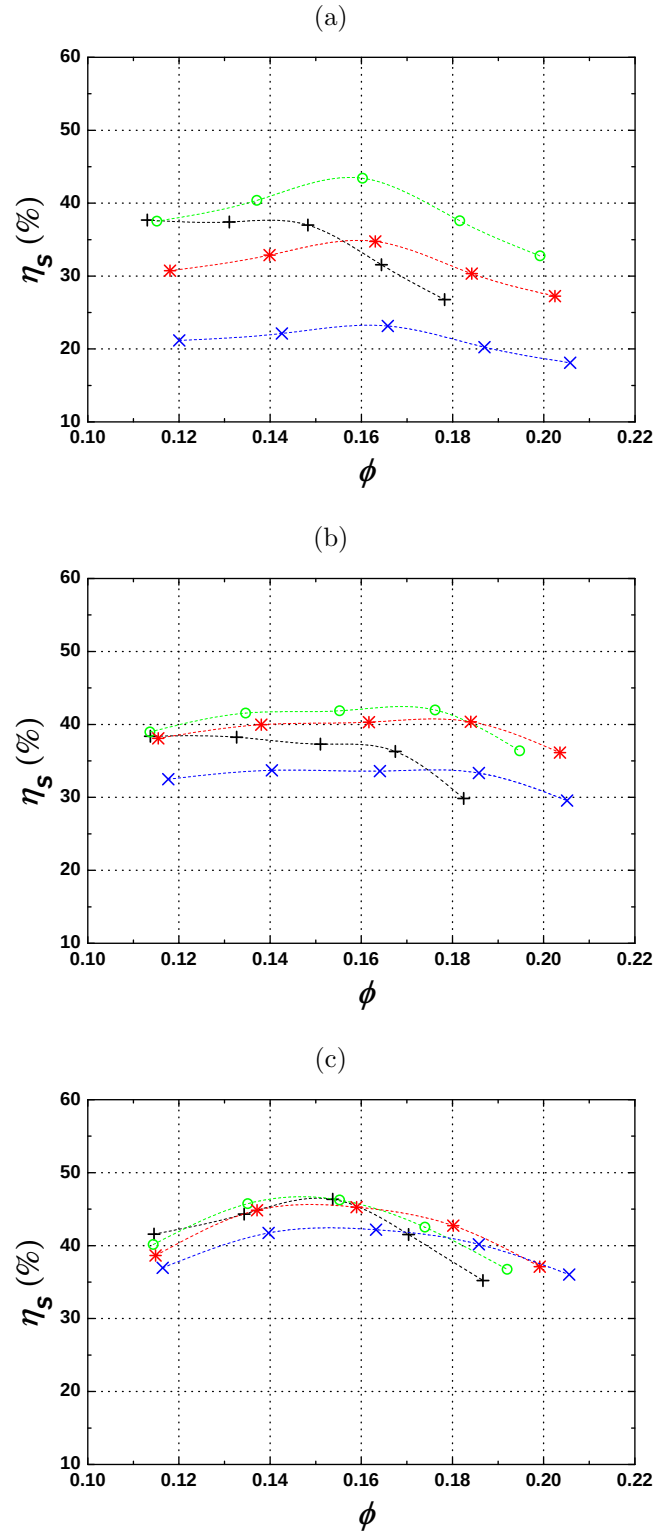


FIGURE 3.9 – Rendement statique du ventilateur pour 16 trous d'injection :

(a) 1000 rpm, (b) 1500 rpm, (c) 2000 rpm.

(+) sans contrôle, (o) $\xi = 0.4$, (*) $\xi = 0.6$, (x) $\xi = 0.8$.

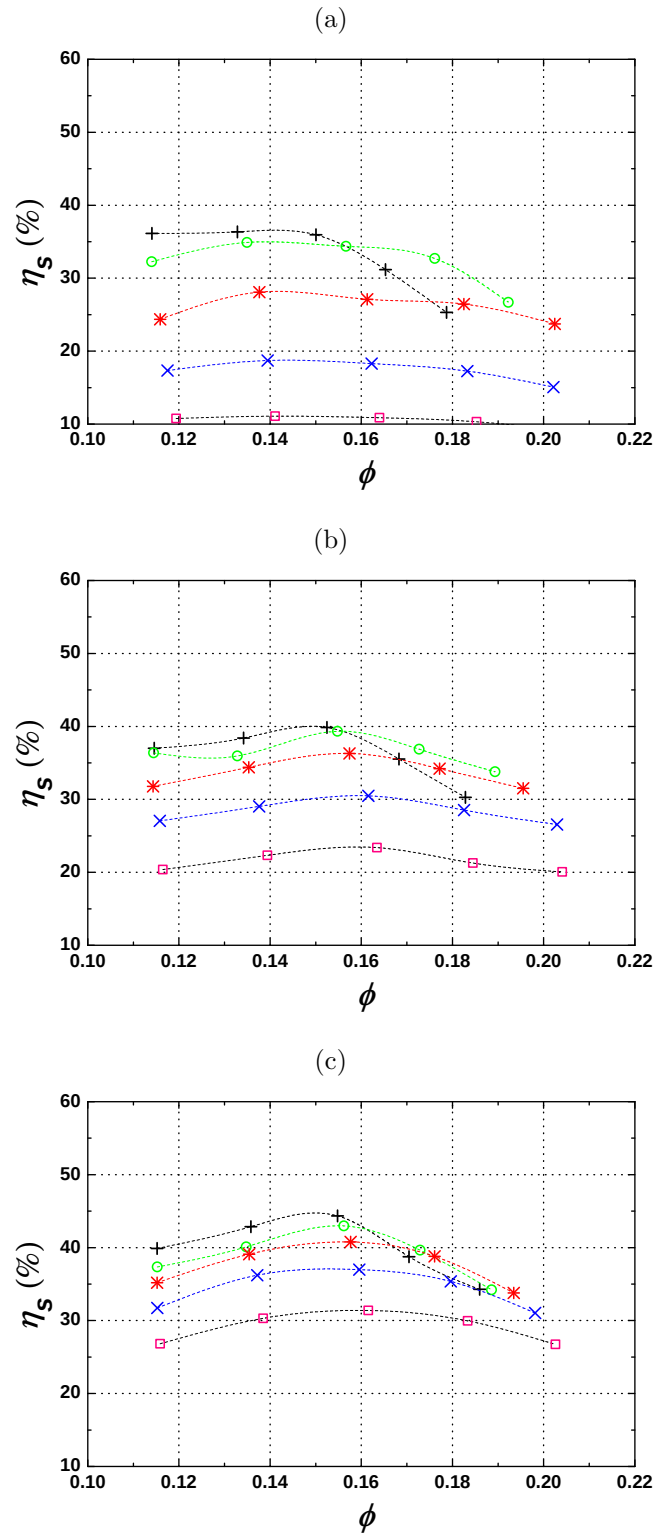


FIGURE 3.10 – Rendement statique du ventilateur pour 32 trous d'injection :

(a) 1000 rpm, (b) 1500 rpm, (c) 2000 rpm.

(+) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (*) $\xi = 0.6$, (×) $\xi = 0.8$, (□) $\xi = 1$.

3.5 Mesure de la vitesse axiale

La configuration du contrôle avec 16 trous est retenue comme étant le cas le plus favorable en termes de rendement statique. Il sera procédé, dans ce qui suit, à l'étude de cet écoulement à travers le comportement local du sillage du ventilateur et la détermination du champ dynamique de la vitesse axiale.

Des mesures axiales et radiales sont alors menées en balayant le voisinage du moyeu, de l'extrémité de l'aube, de l'aval de la virole et de l'entrée du débit de fuite. Ceci permettra d'apprécier la contribution locale du taux d'injection au niveau des différentes zones radiales, affiner l'étude expérimentale susceptible d'apporter éventuellement les réponses aux interrogations soulevées par l'évolution des performances globales rapportées pour le ventilateur.

On s'intéresse dans un premier temps à la détermination de la vitesse axiale. Pour ce faire, une première caractérisation est basée sur l'utilisation du tube de Pitot statique (voir partie 2.4.4 pour la procédure de mesure et d'estimation de la vitesse). Les nouvelles techniques (PIV, LDV, ... etc) de prospection non-intrusive de l'écoulement fortement tridimensionnel dans le sillage du ventilateur sont plus indiquées pour déterminer les composantes de la vitesse avec précision.

Le tube de Pitot mesurant la vitesse axiale est relié à un manomètre différentiel de type *Furness Control FC0332* ([http : //www.furness – controls.de/](http://www.furness-controls.de/)) dont la plage de mesure est donnée par : $[-200, 200]$ Pa. L'incertitude de mesure est élaborée par le constructeur. La figure 3.11 montre l'évolution de l'erreur sur une plage de mesure $[-500, 500]$ Pa. Selon le manomètre utilisé, la moyenne de l'erreur sur les valeurs de la pression dynamique est de 0.1 Pa.

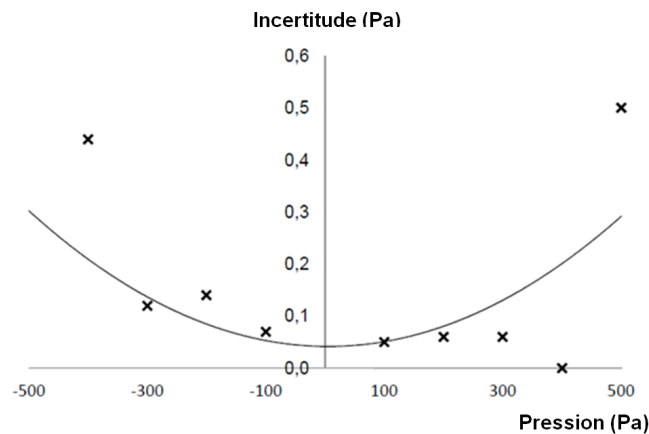


FIGURE 3.11 – Incertitude de mesure de la pression sur l'intervalle $[-500, 500]$ Pa, d'après *Furness Control FC0332*.

L'utilisation du tube de Pitot suppose l'adoption de l'hypothèse de l'écoulement avec un swirl négligé. Il est établi, expérimentalement et numériquement, que le sillage prend une forme axiale pour le coefficient du débit maximal correspondant, dans notre étude, au diamètre du diaphragme $\Phi = 375 \text{ mm}$. En réalité, le fonctionnement du ventilateur induit toujours une pré-rotation de l'écoulement dans les deux directions, radiale pour les faibles débits et axiale pour les hauts débits.

A l'aval du ventilateur, le balayage du tube de Pitot statique s'effectue sur un plan de mesure. La zone correspond à une largeur de 200 mm et une hauteur radiale de 160 mm . Ces dimensions dépendent de la capacité et des limites posées par le système traverse DANTEC 3D utilisé. Le point de départ de la matrice des mesures est à une distance en aval de 10 mm et une hauteur radiale de 65 mm (voir figure 3.12). Cette position de l'origine est prise comme position axiale de référence nulle ($z = 0 \text{ mm}$). De même, les coordonnées de l'origine sont fixées par rapport aux contraintes géométriques liées à l'encombrement du palier double et le système de fixation du ventilateur.

Le pas radial est fixé à 10 mm . Pour le pas axial, le tableau 3.5 présente la discrétisation retenue en se basant sur la variation significative constatée dans les mesures fournies par le tube de Pitot. Les mesures ont été effectuées pour les deux cas de l'écoulement, naturel et contrôlé, et pour un taux d'injection $\xi = 0.8$.

TABLE 3.5 – Positions axiales utilisées dans la zone de mesure.

Position axiale $z \text{ (mm)}$	0	20	40	60	80	100	120	160	200
----------------------------------	---	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

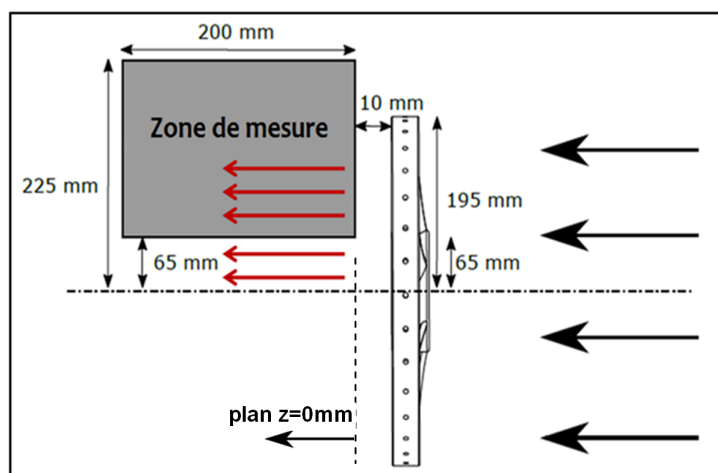


FIGURE 3.12 – Caractéristique de la zone de mesure de la vitesse axiale.

Pour les trois vitesses de rotation 1000, 1500 et 2000 *rpm*, les figures 3.14, 3.15 et 3.16 montrent respectivement les profils de la vitesse axiale (désignée par la suite V_a) distribués selon la matrice de mesure décrite auparavant.

3.5.1 Écoulement sans contrôle

En absence du contrôle et au niveau de la zone immédiatement en aval du ventilateur ($z = 0 \text{ mm}$), on relève une vitesse V_a nulle au pied de l'aube (position radiale ($r/R = 0.3652$)). C'est noté indépendamment de la vitesse de rotation et du taux d'injection. Ceci est peut être lié au détachement de l'écoulement du moyeu qui formera ensuite une zone de recirculation dont l'échelle et la dynamique sont à priori non définis. Une étude CFD instationnaire fine peut décrire le comportement de l'écoulement perturbé dans cette zone où la vitesse V_a diminue dans la direction radiale.

Un autre facteur, tout aussi important, pouvant être en relation avec la réduction de la quantité de mouvement au pied de l'aube, consiste en la perturbation causée par le palier double (effet de blocage) particulièrement pour les faibles vitesses de rotation.

A partir de la position axiale $z \geq 20 \text{ mm}$, et dans l'enveloppe cylindrique du moyeu ($r/R = 0.3652$), on remarque une fluctuation de la vitesse axiale autour d'une moyenne proportionnelle à la vitesse de rotation. Elle est de l'ordre de 1.5 *m/s*, 2.3 *m/s* et 2.8 *m/s* pour respectivement 1000, 1500 et 2000 *rpm*. Cette fluctuation indique une zone de passage de structures tourbillonnaires générées par le détachement de l'écoulement du moyeu et les interactions aubes à aubes apparaissant à ce niveau radial.

De façon similaire, les effets perturbateurs de paroi peuvent être retrouvés à l'extrémité de l'aube ($r/R = 1$) où la vitesse V_a est nulle jusqu'au environ la position axiale $z = 60 \text{ mm}$ pour la vitesse de 1000 *rpm* et $z = 40 \text{ mm}$ pour les vitesses de 1500 et 2000 *rpm*. Au delà de cette position, on retrouve la structure d'écoulement cisailé similaire à celle du jet libre injecté dans de l'air stagné, mais avec l'effet des pré-rotations.

Au delà de l'extrémité de l'aube ($r/R \geq 1$), le jet, issu de la hauteur radiale de l'aube et généré dans le sillage, prend une structure quasi-symétrique en rapport de proportionnalité entre la position axiale et sa largeur. Cette dernière est décrite par des frontières dont la vitesse est quasiment nulle. L'augmentation de la largeur du jet s'explique par le fait qu'en s'éloignant du ventilateur, la dépression créée dans le sillage et devenant de plus en plus importante, assure graduellement l'aspiration de l'air ambiant. Le taux d'aspiration s'étale aussi vers les positions radiales importantes. En effet, le transfert de la quantité de mouvement associé

à l'entraînement massique de l'air ambiant rentre en interaction avec un sillage comportant des phénomènes générés par la turbulence.

Dans les deux niveaux radiaux correspondant aux deux extrémités de l'aube, les effets d'aspiration importants obtenus au loin du ventilateur conduisent à des gradients de vitesse axiale sensiblement faibles comparativement à ceux obtenus à la sortie ($z = 0 \text{ mm}$). Ces gradients deviennent importants avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

3.5.2 Écoulement contrôlé

Pour l'écoulement contrôlé, les profils de la vitesse axiale V_a montrent une tendance similaire à celle obtenue pour l'écoulement naturel. Au niveau de la partie supérieure du sillage située au voisinage de l'extrémité de l'aube et de la virole ($1 < r/R < 1.095$), on remarque une structure du jet avec une largeur plus étendue. Dans cette zone, en comparaison au cas naturel, un gain en vitesse axiale est obtenu pour les différents profils. Ce gain est le plus important pour la plus faible valeur considérée pour la vitesse de rotation (1000 rpm). L'analyse des résultats permet de dégager les points suivant :

- Proche de l'extrémité de l'aube $0.8 < r/R < 1$, le contrôle améliore le travail axial de l'aube. Ce qui conduit à la réduction de la zone de recirculation et du débit de fuite.
- Pour les faibles positions radiales ($r/R < 0.8$), on note une faible réduction de la vitesse axiale. On peut dire que l'effet du contrôle est seulement localisé au bout de l'aube, alors qu'il a été montré que pour le diamètre du diaphragme $\Phi = 375 \text{ mm}$, une amélioration maximale du coefficient de débit ϕ est obtenue. Par intégration du profil de la vitesse axiale et par conservation du débit principal, il paraît que l'augmentation obtenue du coefficient du débit ϕ est totalement centrée dans la partie supérieure de l'aube ($0.8 < r/R < 1$).

L'étendue constatée dans la largeur du jet au delà du bout de l'aube ($r/R > 1$) revient à l'apport de la quantité de mouvement par soufflage sortant du jeu de fonctionnement. Le contrôle affecte le comportement de l'écoulement de retour et tend à réduire son débit. On sait que ce débit de fuite est principalement généré par les deux sources suivantes (figure 3.13) :

- Déviation radiale de l'écoulement à l'extrémité de l'aube,
- Dépression en amont du ventilateur conduit à l'aspiration simultanée de l'air du milieu ambiant aval et de l'aval de la virole.

Sous l'effet de ces deux sources, une structure d'écoulement complexe apparaît au niveau des trous d'injection. Dans le prochain chapitre, l'étude numérique est menée pour décrire les cas de réduction du débit de fuite avec une description qualitative par les lignes de courant du comportement local de l'air.

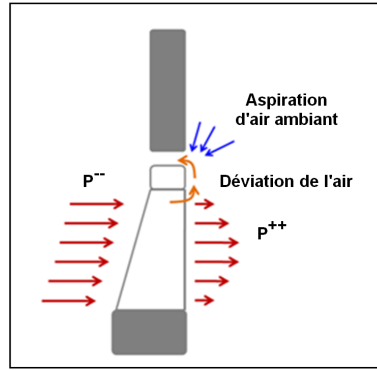


FIGURE 3.13 – Sources du débit de fuite.

3.5.3 Comparaison des profils de la vitesse axiale en fonction de la vitesse de rotation

La figure 3.17 présente en récapitulation une comparaison des profils de la vitesse axiale pour les trois vitesses de rotation considérées. Une proportionnalité est notée entre la vitesse axiale maximale relevée sur l'axe du jet, la vitesse de rotation et la largeur du jet. Ceci induit à la sortie $z = 0 \text{ mm}$, une augmentation du gradient de la vitesse au niveau des deux frontières de l'aube.

L'intersection de tous les profils de la vitesse, sans et avec contrôle, a lieu au niveau d'une position radiale quasiment invariante à $r/R \approx 0.8$. Comme déjà mentionné, à partir de cette position radiale, le contrôle dévient efficace par la réduction du débit de fuite qui se traduit par un gain remarquable en vitesse axiale, malgré la réduction sensible de la vitesse axiale notée dans la moitié inférieure de l'aube ($r/R < 0.8$).

3.5.4 Champs de la vitesse axiale

Pour les mêmes conditions d'essai et à partir des profils de la vitesse axiale obtenus de la figure 3.17, on procède par une interpolation adéquate dans les deux directions, radiale et axiale, à la construction du champ des vitesses axiales (voir figure 3.18). C'est une approche à la fois qualitative et quantitative permettant

de synthétiser de près l'influence du contrôle sur le sillage proche et lointain de l'aube.

On voit que l'écoulement contrôlé devient sensiblement radial avec l'amélioration de la vitesse débitante au voisinage de l'extrémité ($0.8 < r/R < 1$).

En d'autres termes, on peut dire que l'écoulement sortant de l'aube subit un déplacement radial avec une augmentation de sa quantité de mouvement montrant ainsi la réduction à la fois du débit de fuite et les pertes aérodynamiques associées.

Les champs de la vitesse axiale indiquent un gradient radial important de la vitesse au niveau du moyeu et de l'extrémité de l'aube ($z = 0 \text{ mm}$).

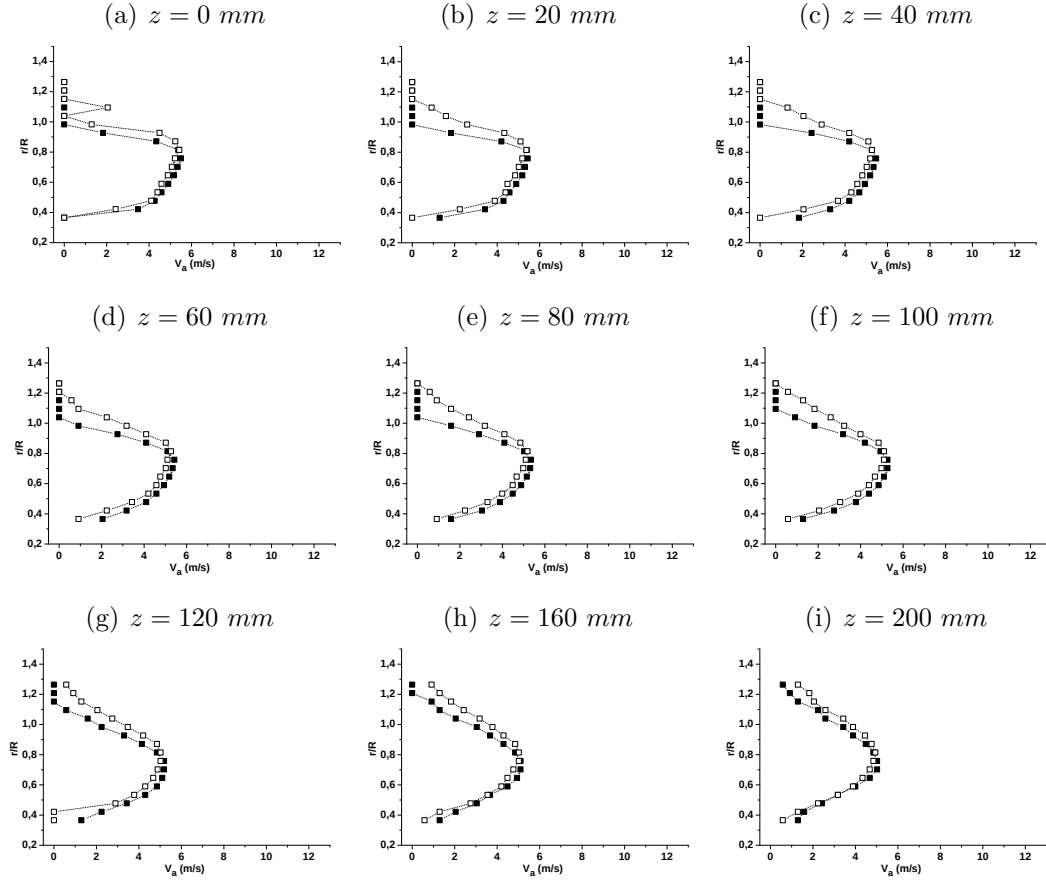


FIGURE 3.14 – Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 1000 *rpm*. ((■) $\xi = 0$, (□) $\xi = 0.8$).

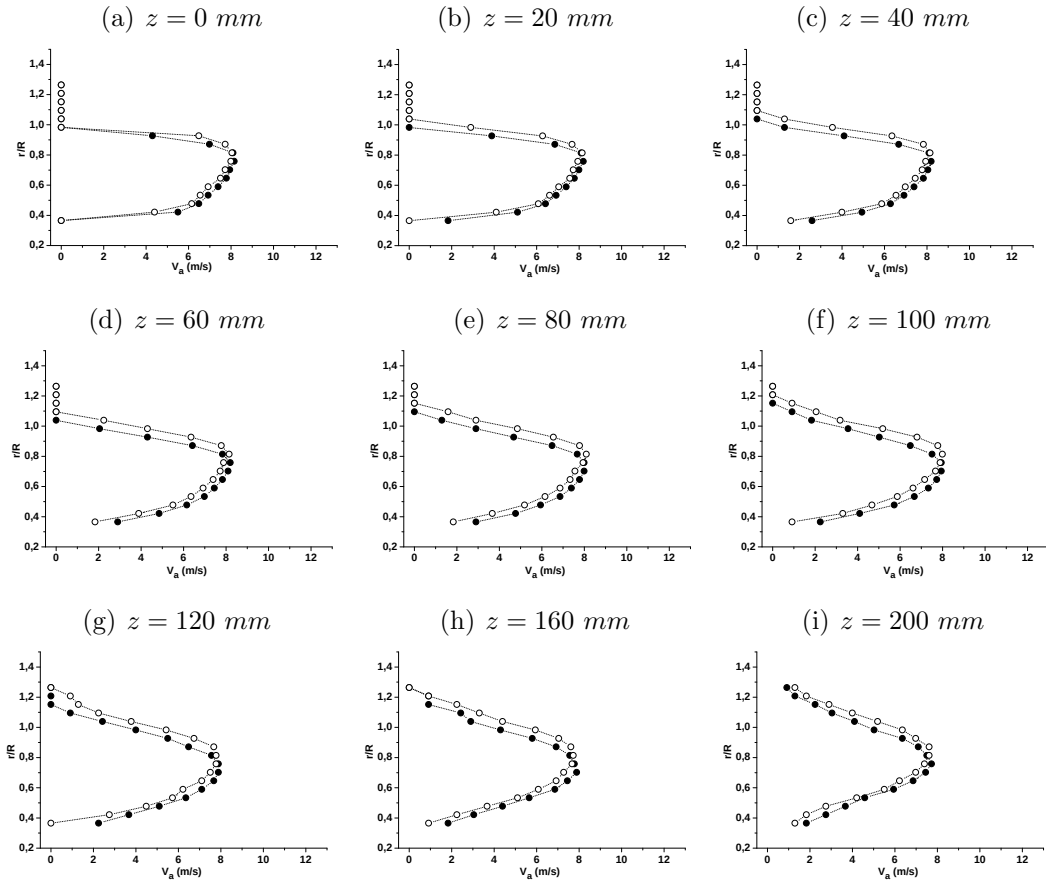


FIGURE 3.15 – Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 1500 rpm. ((●) $\xi = 0$, ((○) $\xi = 0.8$.

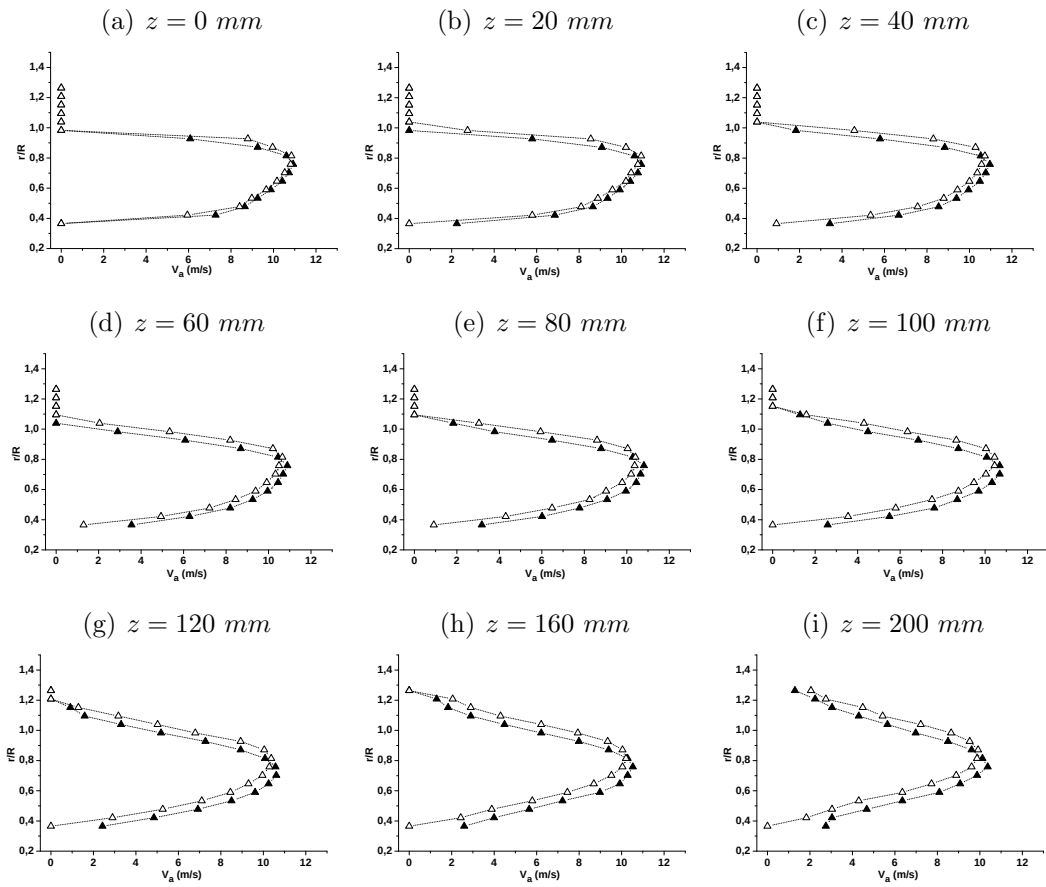


FIGURE 3.16 – Comparaison sans/avec contrôle (16 trous) des profils de la vitesse axiale à 2000 rpm. ($\blacktriangle$) $\xi = 0$, ($\triangle$) $\xi = 0.8$.

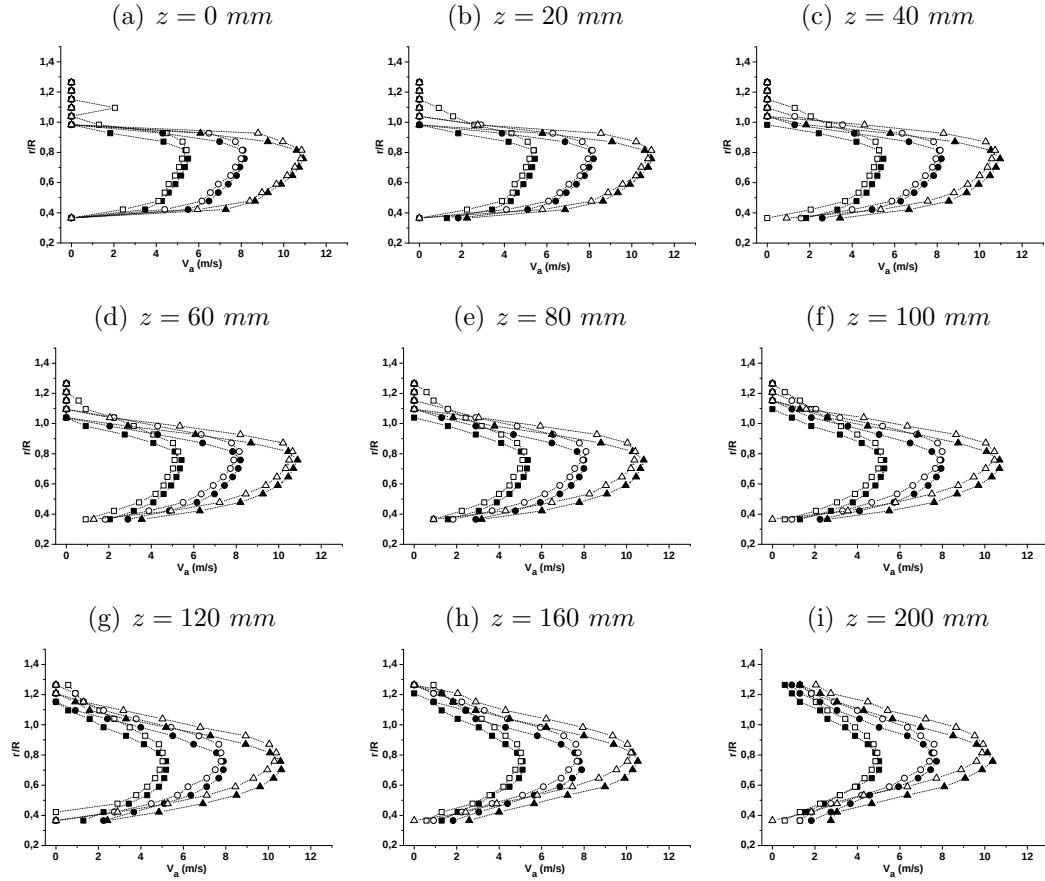


FIGURE 3.17 – Comparaison sans/avec contrôle (16 trous)

des profils de la vitesse axiale

1000 *rpm* : (■) $\xi = 0$, (□) $\xi = 0.8$,1500 *rpm* : (●) $\xi = 0$, (○) $\xi = 0.8$,2000 *rpm* : (▲) $\xi = 0$, (△) $\xi = 0.8$.

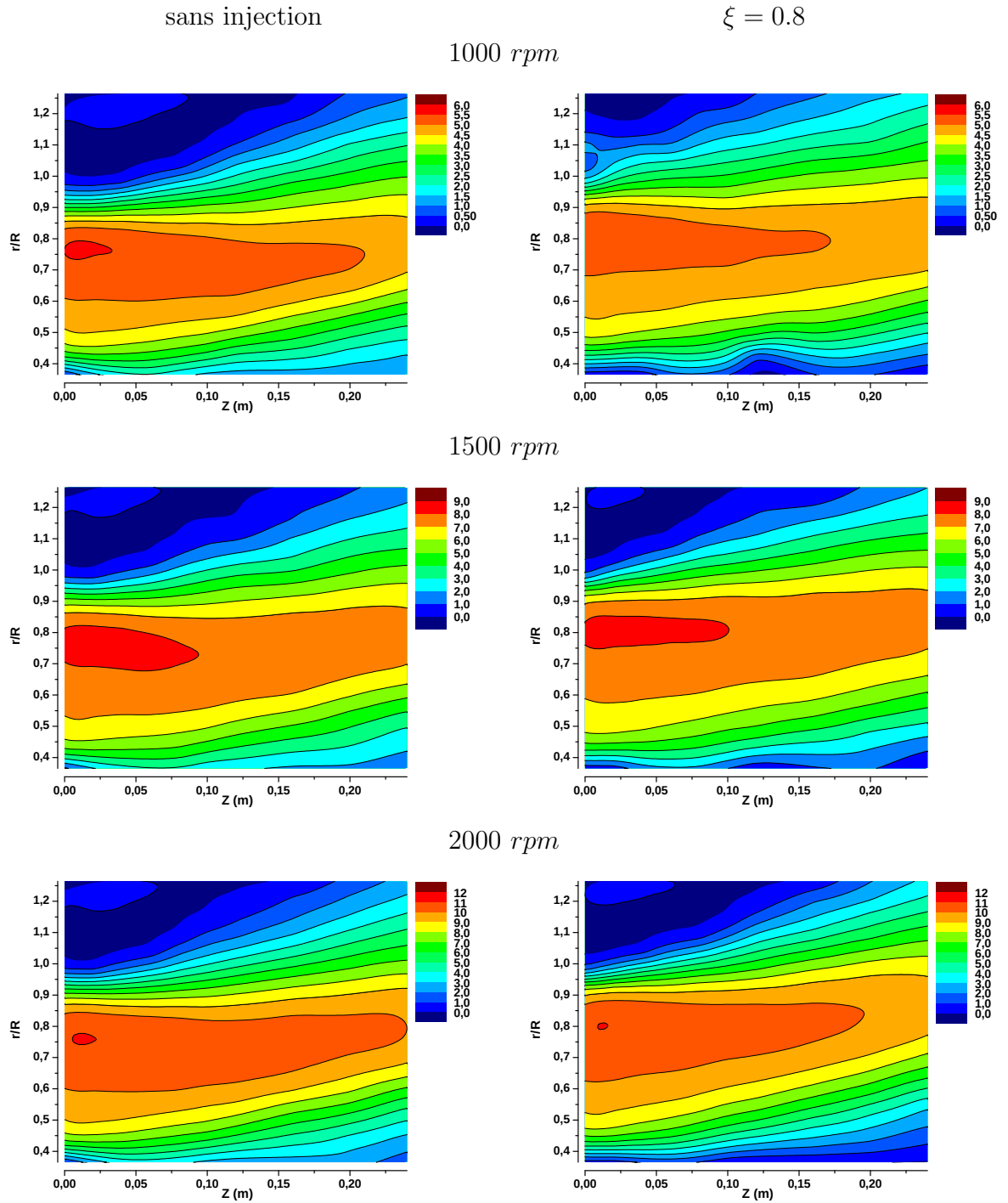


FIGURE 3.18 – Champ de la vitesse axiale en aval du ventilateur :
à gauche (sans injection), à droite (avec injection $\xi = 0.8$).

3.6 Estimation du débit volumique moyen

A partir des résultats de la vitesse axiale, et sous couvert de l'hypothèse de la pré-rotation négligée, on peut estimer par intégration radiale le débit volumique moyen Q_v donné par :

$$Q_v = 2\pi \oint_{r_{max}r_{min}} V_a(r) r dr \quad (3.8)$$

Ce débit est calculé entre le moyeu $r_{min} = 65 \text{ mm}$ et l'extrémité de l'aube (sans virole) $r_{max} = 178 \text{ mm}$. En dehors de ces frontières, les effets d'aspiration ne sont pas pris en compte.

Pour estimer la précision du calcul du débit Q_v , soit l'erreur relative définie par :

$$E_{Q_v}(\%) = \frac{Q_v - (Q_v)_{norme}}{(Q_v)_{norme}} \cdot 100 \quad (3.9)$$

$(Q_v)_{norme}$ est le débit volumique déterminé d'après la norme ISO 5801.

Le tableau 3.6 résume l'évolution de l'erreur E_{Q_v} en fonction de la position axiale, des trois vitesses de rotation et du taux d'injection ($\xi = 0$ et $\xi = 0.8$).

Un résultat intéressant montre qu'à la sortie du ventilateur ($z = 0 \text{ mm}$), les deux débits Q_v et $(Q_v)_{norme}$ sont proches. En moyenne, jusqu'à environ la position $z = 80 \text{ mm}$ l'erreur augmente avec l'augmentation du débit causé par les effets de l'entraînement massique de l'air ambiant. Puis, on constate pratiquement une diminution de cette erreur. En référence à Schlichting [63] relative à la structure du jet circulaire, cela revient à la réduction de la quantité de mouvement à partir d'une zone où la vitesse maximale au niveau de l'axe du jet devient inversement proportionnelle à la position axiale. Ainsi, l'erreur devient faible et surtout pour les cas :

- (1000 rpm, $\xi = 0.8$, $z > 100 \text{ mm}$),
- (1500 rpm, $\xi = 0.8$, $z > 120 \text{ mm}$),
- (2000 rpm, $\xi = 0.8$, $100 \text{ mm} < z < 160 \text{ mm}$),

En conséquence, même en présence des effets de l'entraînement massique, on peut dire que le débit volumique reste moyennement conservé dans le sillage délimité par les extrémités des aubes $0.3652 \leq r/R \leq 1$.

TABLE 3.6 – Précision de l'estimation du débit volumique moyen.

Position axiale z (mm)		0	20	40	60	80	100	120	160	200
1000 rpm	$\%E_{Q_v}, \xi = 0$	1,5	2,54	4,77	7,73	8,47	8,60	8,10	8,81	6,84
	$\%E_{Q_v}, \xi = 0.8$	2,70	4,77	4,38	5,19	3,59	1,86	1,33	0,81	1,70
1500 rpm	$\%E_{Q_v}, \xi = 0$	3,78	3,92	7,29	8,62	9,96	9,86	9,91	8,72	6,55
	$\%E_{Q_v}, \xi = 0.8$	1,34	4,10	6,52	7,14	7,51	6,22	3,55	2,85	1,09
2000 rpm	$\%E_{Q_v}, \xi = 0$	2,25	2,78	5,99	6,99	7,89	7,63	7,97	7,65	5,25
	$\%E_{Q_v}, \xi = 0.8$	0,18	3,87	5,26	5,22	4,09	2,06	1,16	1,40	6,08

3.7 Analyse des incertitudes

Dans l'étude expérimentale, les mesures s'accompagnent toujours par des erreurs dont les sources sont différentes. L'évaluation des incertitudes permet d'analyser les mesures réalisées avec certains niveaux de confiances.

On s'intéresse aux incertitudes du débit volumique Q_v et du rendement statique η_s de la configuration de l'écoulement naturel. D'après leurs relations (2.2) et (2.4), on a :

$$Q_v = \frac{\alpha \varepsilon \Phi^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P_s}{\rho}}$$

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s \cdot Q_v}{C \cdot \omega}$$

Pour chaque variable opératoire i utilisée, on définit l'incertitude relatives correspondante e_i donnée par :

$$e_i = \frac{d(i)}{i}, i \in \{\alpha \varepsilon, \Phi, \Delta P_s, Q_v, C, \omega, \eta_s\} \quad (3.10)$$

Les incertitudes disponibles (fournies par le constructeur ou déterminées par la norme ISO 5801) sont :

- $e_{\alpha \varepsilon} = \pm 0.5\%$, incertitude estimée du coefficient de débit total (ISO 5801).
- $e_{\Phi} = \pm 0.1\%$, incertitude sur le diamètre du diaphragme (ISO 5801).
- $d(\Delta P_s) = \pm 0.1 \text{ Pa}$, incertitude absolue sur la dépression dans le caisson.
- $e_C = \pm 0.1\%$, incertitude sur le couple.
- $e_{\omega} = \pm 0.2\%$, incertitude du variateur de la vitesse moteur ABB.

Pour une fonction à plusieurs variables $f(x_1, x_2, x_3, \dots)$, il y a deux formules pour l'estimation de l'incertitude df . La méthode basée sur la valeur absolue des dérivées partielles, dite par la suite "Méthode absolue" et celle basée sur un fondement statistique, formule de Gauss-Laplace ou loi de propagation des incertitudes, données respectivement par :

$$df = \left| \frac{\partial f}{\partial x_1} \right| dx_1 + \left| \frac{\partial f}{\partial x_2} \right| dx_2 + \left| \frac{\partial f}{\partial x_3} \right| dx_3 + \dots \quad (3.11)$$

$$df = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} dx_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} dx_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} dx_3 \right)^2 + \dots} \quad (3.12)$$

Dans la pratique et pour des incertitudes considérées petites devant leurs variables, on utilise souvent la formule de Gauss-Laplace dans la mesure où il y a une distribution symétrique raisonnable des erreurs. La méthode absolue (relation (3.11)) représente une limite supérieure de la formule de Gauss-Laplace.

Pour la fonction du débit Q_v à trois variables $(\alpha\varepsilon, \Phi, \Delta P_s)$, en utilisant la formule de Gauss Laplace, l'incertitude relative e_{Q_v} peut être déterminée par :

$$dQ_v = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_v}{\partial(\alpha\varepsilon)} d(\alpha\varepsilon) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial\Phi} d\Phi \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial(\Delta P_s)} d(\Delta P_s) \right)^2} \quad (3.13)$$

Le développement de cette formule conduit :

$$e_{Q_v} = \sqrt{(e_{\alpha\varepsilon})^2 + 4(e_{\Phi})^2 + \frac{1}{4}(e_{(\Delta P_s)})^2} \quad (3.14)$$

De la même manière, on aura pour le rendement statique :

$$e_{\eta_s} = \sqrt{(e_{(\Delta P_s)})^2 + (e_{Q_v})^2 + (e_C)^2 + (e_{\omega})^2} \quad (3.15)$$

Pour les trois vitesses de rotation, le tableau 3.7 montre les incertitudes obtenues de débit volumique et du rendement statique. On note que pour les deux vitesses de rotation importantes (1500 et 2000 *rpm*), les incertitudes sont moyennement stables de l'ordre de $e_{Q_v} = 0.54\%$ et $e_{\eta_s} = 0.60\%$. A faible vitesse (1000 *rpm*), l'incertitude tend à augmenter légèrement due à l'augmentation de l'incertitude relative $e_{(\Delta P_s)}$ (faibles pressions). Pour la faible dépression ($\Phi = 375$ mm), on atteint respectivement $e_{\eta_s} = 0.91\%$ et $e_{Q_v} = 0.62\%$.

Selon la norme ISO 5801, les incertitudes relatives maximales admissibles sont de l'ordre $e_{Q_{v_max}} = \pm 2\%$, $e_{\eta_{s_max}} = \pm 3.2\%$.

On peut dire que les mesures ont été effectuées conformément à la norme. Ceci revient d'un coté à l'instrumentation utilisée dont les incertitudes fournies restent inférieures aux limites maximales.

Dans le tableau 3.8 et pour (1000 et 2000 *rpm*), on compare les deux méthodes d'estimation de l'incertitude (relations (3.11) et (3.12)). Les deux notations e'_{Q_v} et e'_{η_s} (%) sont données pour les incertitudes relatives obtenues par la méthode absolue. De même, avec cette dernière méthode, on reste dans la plage de confiance préconisé par la norme et c'est une surestimation de l'incertitude de Gauss-Laplace.

TABLE 3.7 – Incertitudes du débit volumique et du rendement statique.

Φ (mm)	1000 rpm			1500 rpm			2000 rpm		
	ΔP_s (Pa)	e_{Q_v} (%)	$e_{Q_{\eta_s}}$ (%)	ΔP_s (Pa)	e_{Q_v} (%)	$e_{Q_{\eta_s}}$ (%)	ΔP_s (Pa)	e_{Q_v} (%)	$e_{Q_{\eta_s}}$ (%)
238	39.51	0.55	0,65	89.64	0,54	0,60	162.29	0,54	0,59
267	33.51	0.56	0,67	76.97	0,54	0,60	140.83	0,54	0,59
300	26.92	0.57	0,72	62.60	0,54	0,61	115.77	0,54	0,59
336	21.04	0.59	0,79	48.93	0,55	0,63	90.40	0,54	0,60
375	15.94	0.62	0,91	37.44	0,55	0,66	69.95	0,54	0,60

TABLE 3.8 – Comparaison des incertitudes relatives, méthode absolue et Gauss-Laplace.

Φ (mm)	1000 rpm				2000 rpm			
	e_{Q_v} (%)	e'_{Q_v} (%)	e_{η_s} (%)	e'_{η_s} (%)	e_{Q_v} (%)	e'_{Q_v} (%)	e_{η_s} (%)	e'_{η_s} (%)
238	0.55	0.96	0.65	1.11	0.54	0.92	0.59	0.9
267	0.56	0.97	0.67	1.16	0.54	0.92	0.59	0.91
300	0.57	0.99	0.72	1.24	0.54	0.92	0.59	0.93
336	0.59	1.02	0.79	1.36	0.54	0.93	0.6	0.95
375	0.62	1.06	0.91	1.55	0.54	0.94	0.6	0.99

3.8 Conclusion

A travers cette étude expérimentale, nous avons réalisé des mesures globales et locales permettant d'étudier le comportement du ventilateur contrôlé par la technique de soufflage. Du point de vue performances globales, on a montré que l'emplacement adéquat du ventilateur par rapport au carter doit se faire exactement au milieu ($z_{fan} = 0 \text{ mm}$). C'est la position considérée pour le reste de notre étude. Les résultats montrent que le rendement statique dépend de la variation du couple net et des puissances, aéraulique et d'injection. Aussi, ces termes sont influencés par l'étude paramétrique (taux d'injection, vitesse de rotation, nombre de trous et diamètre du diaphragme). Il n'a pas été fait extension dans cette étude à d'autres taux d'injection ξ pour cause des limitations rencontrées quant à la tenue mécanique du ventilateur. Pour les deux configurations du contrôle (16 et 32 trous), le point de fonctionnement est invariant et correspond au diamètre du diaphragme moyen $\Phi = 300 \text{ mm}$. On retient pour ces deux configurations les points suivants :

Configuration 16 trous :

Amélioration du point de fonctionnement, soit 5.65% en rendement statique et 8% en coefficient du débit, pour des faibles valeurs à la fois de la vitesse de rotation (1000 *rpm*) et du taux d'injection ($\xi = 0.4$). Pour cette vitesse, le rendement est inversement proportionnel au taux d'injection. Cependant, pour la vitesse de rotation de 2000 *rpm* et dans la plage des coefficients du débit importants, une proportionnalité est obtenue avec une amélioration du rendement atteignant 4% pour un taux d'injection $\xi = 0.8$ et un diamètre du diaphragme $\Phi = 375 \text{ mm}$.

Configuration 32 trous :

Avec toutes les possibilités du contrôle considérées, on ne retient qu'une amélioration du rendement statique de l'ordre de 3% et 7% pour un coefficient du débit important. Ceci est obtenu pour une vitesse de rotation 1500 *rpm*, un diamètre $\Phi = 375 \text{ mm}$ et les deux taux d'injection ($\xi = 0.4$ et 0.6).

En second lieu, le sillage proche du ventilateur est caractérisé en déterminant les profils radiaux de la vitesse axiale. Pour la configuration rentable de 16 trous et un taux d'injection $\xi = 0.8$, un gain en vitesse axiale est obtenu à partir du rayon $r/R > 0.8$. Ceci montre que le contrôle affecte les sources de l'écoulement de retour et améliore davantage l'écoulement axial à l'extrémité de l'aube. Par la suite, l'estimation du débit moyen par l'intégration de ces profils de vitesse est en bon accord avec les résultats de la norme ISO 5801.

Modélisation numérique

Sommaire

4.1	Procédure numérique	92
4.1.1	Géométrie et génération du maillage	92
4.1.2	Influence du domaine rotatif	96
4.1.3	Étude du maillage	97
4.1.4	Modèle de calcul	98
4.1.5	Modèle de turbulence	99
4.1.6	Conditions aux limites	100
4.2	Performances du ventilateur naturel et contrôlé	101
4.2.1	Analyse qualitative de l'écoulement naturel	101
4.2.2	Analyse qualitative de l'écoulement contrôlé	108
4.2.3	Caractéristique $\psi = f(\phi)$	111
4.2.4	Gain en puissance aéraulique	111
4.2.5	Couple résistant	114
4.2.6	Rendement statique	116
4.2.7	Débit de fuite	118
4.2.8	Effet de la compressibilité	119
4.3	Configuration du contrôle pour $\xi = 1.2$ et 1.6	121
4.3.1	Procédure et estimation des conditions du contrôle	121
4.3.2	Performances globales pour 18 trous d'injection	121
4.4	Conclusion	128

La modélisation CFD constitue actuellement une plateforme pour mener des expériences numériques. C'est un outil économique permettant d'étudier les problèmes des écoulements fluides dans une large gamme de conditions opératoires. Elle permet de prévoir, dans certaines situations, les caractéristiques des instruments de mesures à considérer pour l'étude expérimentale. Les grandeurs physiques (pression, température et vitesse) sont accessibles en tout point de l'espace. En revanche, des difficultés peuvent survenir quant à la complexité de

l'étude mise en œuvre. La précision de la solution dépend du choix approprié du modèle et des moyens de calcul disponibles.

Ce chapitre est consacré à la modélisation numérique de l'écoulement pour un ventilateur seul et contrôlé par 16 trous d'injection. La géométrie complète du banc d'essai ISO 5801 est considérée. Le maillage est généré par le logiciel STAR CCM+ et le calcul numérique est effectué par le logiciel ANSYS Fluent.

Une analyse qualitative de la topologie de l'écoulement dans le jeu entre le ventilateur et la virole est menée avec l'étude de l'influence de la vitesse de rotation et du taux d'injection sur les performances globales et le débit de fuite.

4.1 Procédure numérique

Les recherches menées dans la CFD ont montré qu'il est difficile de déterminer toutes les structures générées dans un écoulement fluide, car cela nécessite du temps et des moyens de calcul lourds et souvent coûteux. Dans le domaine des écoulements rotatifs, pour simplifier le problème on utilise souvent la condition de périodicité afin de mener une étude fine sur la zone d'intérêt.

Faisant référence à l'étude expérimentale réalisée, la périodicité traitant un seul passage d'aube n'est pas applicable en raison du nombre de trous utilisés (16 et 32) non multiple de six, qui est pour rappel le nombre d'aube utilisé. Cette option ne peut être considérée dans ces conditions qu'en prenant seulement la moitié du banc d'essai (03 aubes avec 08 trous d'injection). En première étape et par souci de conformité avec les résultats expérimentaux obtenus, on a jugé préférable de numériser la géométrie complète du banc d'essai. Par la suite, et en vue de faire extension de l'étude pour un taux d'injection supérieur et remédier aux problèmes enregistrés pour le cas de la géométrie complète et relatifs au temps de calcul important (en moyenne 10 heures de temps pour avoir la valeur d'un point sur le graphe) et à la capacité mémoire nécessaire grandissante (20 Go de RAM au minimum), on a considéré une modélisation sur le 1/6 du banc d'essai. Ceci a permis de compléter numériquement l'étude expérimentale avec les deux taux d'injection $\xi = 1.2$ et $\xi = 1.6$.

4.1.1 Géométrie et génération du maillage

Deux configurations géométriques du domaine de calcul sont considérées :

- "Domaine complet", comportant la géométrie réelle du caisson et deux volumes fluides pour l'entrée et le refoulement de l'écoulement, (figure 4.1).
- "Domaine périodique", de forme cylindrique constituant le 1/6 du domaine complet, (figure 4.2).

Le domaine périodique est utilisé pour l'étude de la sensibilité du maillage. Les dimensions des deux domaines d'entrée et de sortie sont élaborées de sorte à réduire l'influence des conditions aux limites définies à ses frontières. Aussi, le décalage angulaire entre l'entrée et la sortie provient des conditions de périodicité générées par Turbogrid (figure 4.2). C'est pour une résolution précise de l'écoulement dans le domaine rotatif.

La génération du maillage structuré présente une difficulté particulière dans les zones proche du tranquilliseur, de l'empilement, du domaine creux du ventilateur et surtout au niveau des trous d'injection. Pour cela, après plusieurs tests, nous avons opté pour un maillage polyédrique généré automatiquement par le logiciel STAR CCM+. Les critères de raffinement sont pris en compte (couche limite, sillage, gradients de vitesse et de pression, ... etc).

Le maillage polyédrique offre des avantages dont on peut citer [64] :

- Amélioration de la convergence.
- Réduction du nombre de cellule d'un facteur de 4, de la capacité mémoire d'un facteur 2, et du temps de calcul d'un facteur de 5 à 10.
- La solution est plus précise pour un polyèdre. En effet, ce dernier (en moyenne 14 faces) combiné avec un nombre important de cellule voisines (une dizaine) conduit à une meilleure estimation des gradients avec une précision raisonnable. Ceci, malgré le coût supplémentaire exprimé en termes de stockage et de calculs générés par les cellules voisines.
- Comparativement aux cellules tétraédriques, les cellules polyédriques présentent une amélioration de la qualité du maillage car elles sont moins sensibles aux déformations et étirements. Elles prédisent bien les écoulements de recirculation.

STAR CCM+ permet de contrôler la densité des cellules dans les faces du domaine de calcul et dans les volumes de contrôle prédéfinis par l'utilisateur. La figure 4.3 montre la stratégie du maillage utilisant ces volumes. Les tests menés ont montré que les faibles dépressions créées par le ventilateur sont influencées essentiellement par le maillage des deux volumes de contrôle : le domaine rotatif et le domaine d'aspiration défini entre le diaphragme et l'amont du ventilateur. En effet, un maillage de qualité du domaine d'aspiration permet de mieux prédire la structure du jet se développant dans le caisson à travers le diaphragme.

Pour le ventilateur contrôlé, la figure 4.4 présente une vue de coupe du maillage du passage d'aube et celui de la partie creuse dans le plan axial des trous d'injection positionnés à $z = 31 \text{ mm}$.

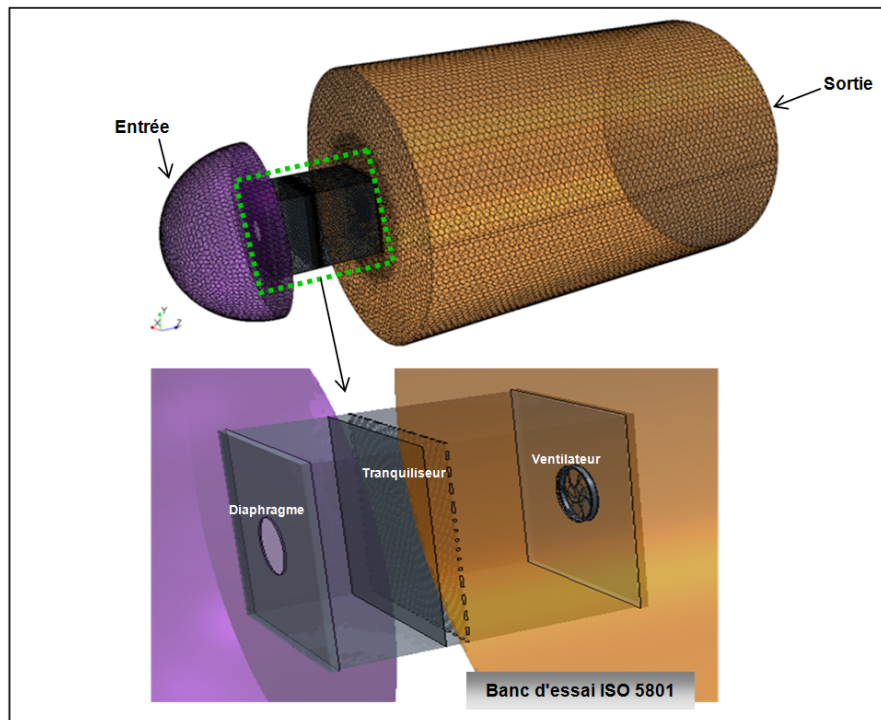


FIGURE 4.1 – Domaine de calcul complet.

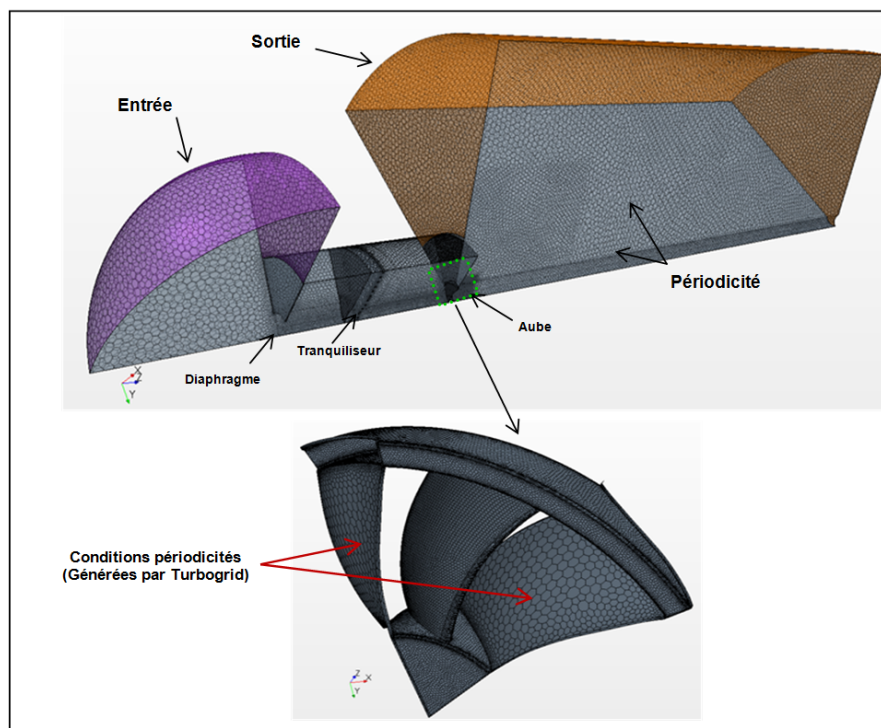


FIGURE 4.2 – Domaine de calcul périodique.

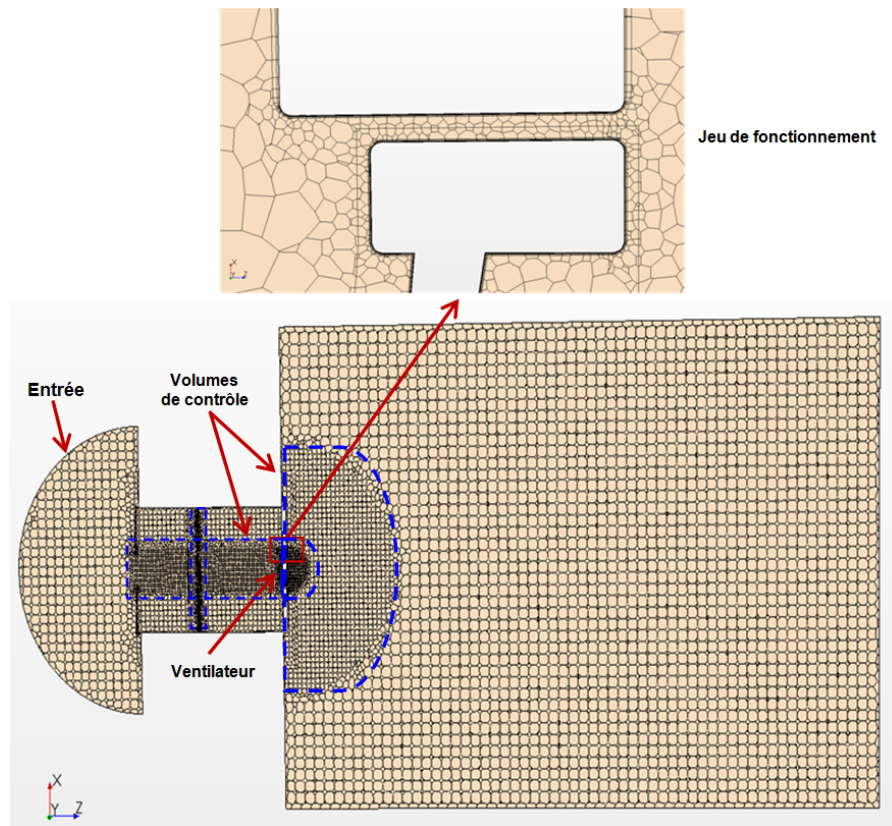
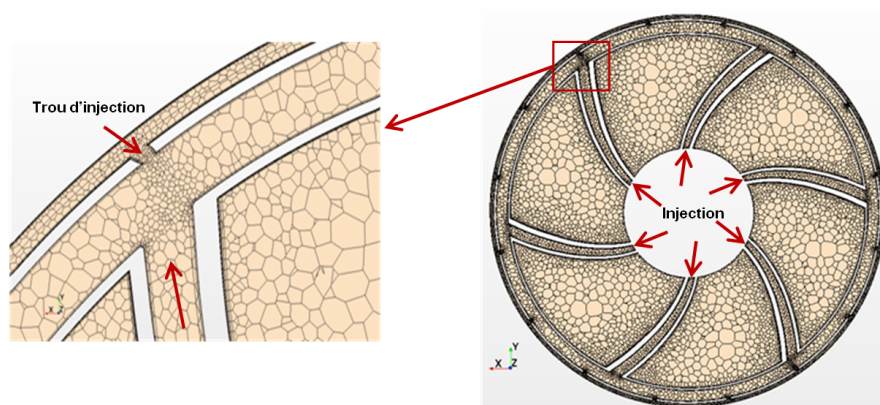


FIGURE 4.3 – Maillage du domaine de calcul par volumes de contrôle.

FIGURE 4.4 – Maillage de la partie creuse du ventilateur (plan $z = 31 \text{ mm}$).

4.1.2 Influence du domaine rotatif

Une modélisation CFD rigoureuse impose une estimation correcte des dimensions du domaine de calcul afin d'éviter les effets numériques des conditions aux limites. Le domaine numérique de cette étude comporte deux parties, fixe et rotative, séparées par des conditions aux limites de type "interface". Pour cette condition, ANSYS Fluent utilise une procédure permettant d'assurer la continuité des grandeurs physiques inconnues. Les tests réalisés ont montré que les faibles dépressions dans le caisson sont particulièrement influencées par les dimensions du volume rotatif. Pour cela, on présente deux configurations principales (config.1 et config.2) :

Config.1 : présente une enveloppe cylindrique définie respectivement de 03 et 11 *mm* en amont et en aval du ventilateur avec une hauteur radiale de 02 *mm* dans le volume du jeu de fonctionnement, (figure 4.5.a).

Config.2 : présente un volume généré par extension uniforme de 02 *mm* des parois mobiles qui respecte l'empilement du ventilateur, (figure 4.5.b).

Pour une fréquence moyenne du moteur de 26 *Hz* (1560 *rpm*), la figure 4.6. montre la caractéristique du ventilateur obtenue comparativement aux résultats expérimentaux. Pour une meilleure prédiction numérique du fonctionnement du ventilateur et pour les faibles débits de passage particulièrement, les résultats montrent de façon claire que la définition des conditions d'interface en respectant l'empilement du ventilateur est la configuration tout à fait indiquée (config.2).

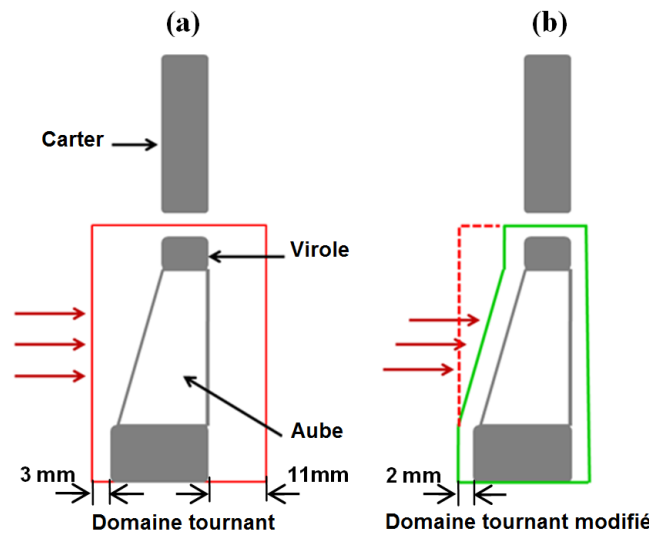


FIGURE 4.5 – Influence du domaine tournant : (a) config.1, (b) config.2.

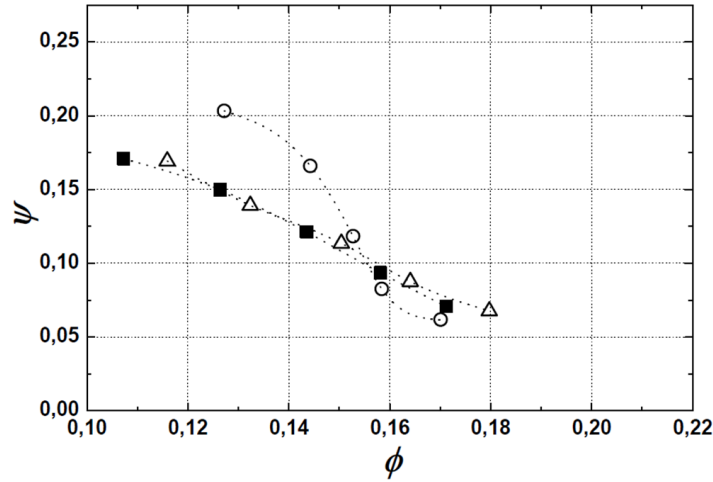


FIGURE 4.6 – Caractéristiques du ventilateur (1560 *rpm*) en écoulement naturel : (■) expérimental, (○) simulation config.1, (△) simulation config.2.

4.1.3 Étude du maillage

L'évaluation de l'indépendance de la solution numérique quant à la finesse du maillage du domaine de calcul constitue une difficulté majeure pour l'implémentation de la modélisation. Pour les grilles considérées, les tests porteront sur différents paramètres de calcul à savoir : modèle de turbulence, conditions aux limites, schéma de discrétisation, ... etc).

Le domaine numérique est conçu de sorte à reproduire le banc d'essai ISO 5801. Tenant compte de la dimension importante du caisson, Hurault [33] a montré qu'il est possible de le considérer en forme cylindrique afin d'appliquer la condition de périodicité en rotation. Avec ce choix, il a traité le 1/8 de la géométrie totale du ventilateur, avec un maillage non structuré de type tétraédrique de l'ordre de quatre millions de mailles.

Dans notre travail et afin d'estimer la taille de la grille du domaine complet, les paramètres géométriques du logiciel STAR CCM+ seront déduits de l'étude de la sensibilité du maillage menée pour le 1/6 du caisson (figure 4.2). Pour cela, nous avons traité cinq grilles (tableau 4.1). Les paramètres du modèle de calcul utilisés font objet de la partie suivante.

Les conditions opératoires moyennes de la vitesse de rotation et du diamètre de diaphragme (1500 *rpm*, $\Phi = 300$ mm) sont considérées. On s'intéresse à l'évolution de la dépression statique dans le caisson, du couple résistant et du débit de fuite défini dans une section de passage de 25% à l'amont du ventilateur.

Nous enregistrons des variations sensiblement faibles pour toutes ces grandeurs. Ceci peut être expliqué par l'avantage de combiner le maillage polyédrique et celui de type couche limite permettant une meilleure prédiction des grandeurs globales. Compte tenu de la stabilité de la solution, la grille 03 est retenue pour le reste de l'étude.

TABLE 4.1 – Caractéristiques des grilles testées.

Grille	Domaine tournant	Domaine fixe	P_s (Pa)	Q_v (m^3/s)	C (N.m)	Q_v fuite (m^3/s)
(1)	21800	121849	64	0.0765	0.0666	0.0063
(2)	88851	279681	52	0.0680	0.0575	0.0063
(3)	258030	577107	55	0.0687	0.0595	0.0069
(4)	371331	822572	55	0.0685	0.0587	0.0068
(5)	1367644	1049682	55	0.0682	0.0589	0.0067

4.1.4 Modèle de calcul

ANSYS Fluent utilise la méthode des volumes finis pour la discrétisation et la résolution des équations gouvernant le mouvement fluide. Cette méthode consiste, essentiellement, à intégrer ces équations sur un volume de contrôle tri-dimensionnel. Ensuite, tenant compte du régime de l'écoulement (incompressible ou compressible, visqueux ou non visqueux, laminaire ou turbulent), on fixe le schéma numérique approprié, le modèle de la turbulence et l'algorithme de résolution.

La précision des résultats numériques est fixée selon les deux critères de convergence proposés par le logiciel ANSYS Fluent [65], à savoir :

- Diminution d'environ de trois ordres de grandeurs pour tous les résiduels.
- Stabilité de la solution d'une grandeur physique.

Pour le deuxième critère (stabilité de la solution), il est assurée dans la présente étude par l'évolution stable des deux paramètres suivants :

- La dépression dans le caisson, définie dans le plan de mesure à 650 mm en amont du ventilateur (figure 2.13).
- Le débit d'aspiration défini à l'entrée du diaphragme.

Dans notre travail, après la série de tests numériques, les paramètres retenus pour implémenter les calculs sont rappelés comme suit :

Formulation incompressible : L'ensemble des configurations testées ont montré une faible variation du nombre de Mach. Cependant, des exceptions ont été notées au niveau des trous d'injection pour une vitesse de 2000 *rpm* et un taux d'injection $\xi = 0.8$. Ceci sera étudié dans la partie (4.2.8).

Discretisation temporelle : "stationnaire"

Couplage vitesse-pression : Algorithme SIMPLE "Segregated". Ce schéma, le plus couramment utilisé, est robuste pour les écoulements incompressibles ou faiblement compressibles.

Schémas d'interpolation :

- 2^{ème} ordre pour la pression, l'énergie turbulente cinétique k et le taux de dissipation spécifique ω .
- MUSCL 3^{ème} ordre pour la quantité de mouvement. Il offre plus de précision pour les écoulements secondaires, séparation, vortex, ... etc.

Méthode d'interpolation des gradients : L'approche "Least-Squares Cell Based" est utilisée pour l'évaluation des flux diffusifs et les dérivées de la vitesse. Elle est recommandée pour le maillage polyédrique [65].

Mouvement rotatif : On utilise la méthode Moving Reference Frame (MRF) ou "Frame motion". ANSYS Fluent résout les équations régissant l'écoulement fluide dans un repère fixe (stationary reference frame). Cependant, la modélisation de l'écoulement autour des éléments mobiles, nécessite la résolution de ces équations par rapport au repère du mouvement. La transformation des équations de mouvement du repère fixe vers le repère relatif fait apparaître de nouveaux termes d'accélération.

4.1.5 Modèle de turbulence

Pour tenir compte des effets de la turbulence dans les équations de Naviers Stokes, on a utilisé l'approche *RANS* (Reynolds Averaged Navier Stokes), dont les tensions de Reynolds sont modélisées par le modèle de turbulence $k - \omega$ *SST*. C'est un modèle largement utilisé pour sa robustesse, sa précision et la qualité des résultats pour diverses applications. Il a été développé par Menter (1994) [66] dans l'objectif de prédire les écoulements aérodynamiques avec des phénomènes de séparation, des gradients de pression inverses, écoulement transonique et les ondes de choc. C'est un modèle qui a permis de remédier aux inconvénients posés par les deux modèles standards $k - \omega$ et $k - \varepsilon$.

Par rapport au modèle standard de $k - \omega$, le modèle SST offre les caractéristiques suivantes [65] :

- C’est une combinaison du modèle $k - \omega$ en proche de paroi (au niveau de la couche limite) et du modèle $k - \varepsilon$ (à l’extérieur de cette couche). On utilise un facteur de basculement (0 ou 1) pour la transition entre les deux modèles standards.
- La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour tenir compte de l’effet du transport des contraintes de cisaillement turbulentes.
- Les constantes du modèle sont plus adaptées à la réalité de l’écoulement.

4.1.6 Conditions aux limites

On se met dans la configuration pratique où des conditions de pression atmosphérique sont imposées à l’entrée et à la sortie du domaine de calcul. Le modèle de turbulence $k - \omega SST$ est utilisé avec les conditions d’intensité turbulente I et du rapport de viscosité turbulente $\frac{\mu_t}{\mu}$ [65] :

- $I = 1\%$, car le ventilateur fonctionne à des faibles taux de compression.
- $1 < \frac{\mu_t}{\mu} < 10$, soit le choix $\frac{\mu_t}{\mu} = 1$, on suppose que l’aspiration et le refoulement lointain de l’air s’effectue avec une viscosité turbulente de l’ordre de la viscosité laminaire.

Pour la configuration de l’écoulement contrôlé, le soufflage est défini par une condition d’entrée de débit massique q_m au niveau de l’entrée profilée de chaque aube du moyeu (voir figure 4.4). Par conservation de masse, ce débit peut être évalué en amont du joint tournant, soit :

$$q_m = \rho' q_{inj} \quad (4.1)$$

Avec ρ' est la masse volumique de l’air comprimé donnée par :

$$\rho' = \frac{P_{s-jt}}{\Re T_s} \quad (4.2)$$

où :

P_{s-jt} est la pression statique mesurée à l’entrée du joint tournant.

$\Re = 287 J.kg^{-1}.K^{-1}$ est la constante des gaz.

$T_s = 297 K$ est la température ambiante des essais. En effet, selon des normes d’installation au laboratoires, l’air comprimé doit être distribué à une température voisine de la température l’ambiante [67].

En fonction du taux d’injection ξ , le tableau 4.2 présente les mesures de P_{s-jt} et de la condition d’entrée en débit massique élémentaire pour chaque aube.

TABLE 4.2 – Variation des conditions du contrôle.

	Joint tournant		Entrée d'aube
ξ	P_{s_jt} (bar)	ρ' (kg/m ³)	q_m (kg/s)
0.4	1.1	1.30	0.0014
0.6	1.55	1.83	0.0031
0.8	2.05	2.42	0.0054
1	2.5	2.94	0.0082

4.2 Performances du ventilateur naturel et contrôlé

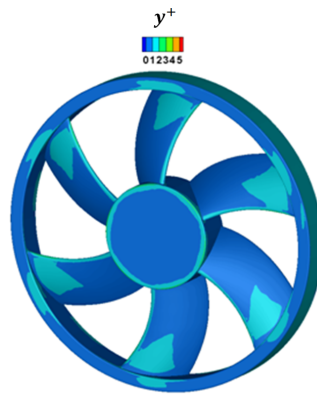
En raison de l'efficacité du contrôle par 16 trous d'injection et le phénomène de saturation constaté pour les résultats obtenus (1500 et 2000 *rpm*, $\xi = 0.6$ et 0.8), l'étude numérique est principalement élaborée avec les conditions du taux d'injection $\xi = 0.4$ et 0.8 et des deux vitesses de rotation 1000 et 2000 *rpm*.

A l'instar de l'étude expérimentale, l'analyse des résultats portera essentiellement sur l'évolution des performances globales et du débit de fuite.

4.2.1 Analyse qualitative de l'écoulement naturel

Les visualisations qualitatives présentent un outil d'aide précieux pour l'analyse des performances obtenues sachant que ces dernières dépendent fortement de la topologie de l'écoulement en évolution. Pour un écoulement naturel, on prend les deux points limites de la caractéristique du ventilateur (diamètres du diaphragme $\Phi = 238$ mm et 375 mm) correspondant à deux structures d'écoulement différentes.

On vérifie, en première étape, la résolution de la couche limite à travers la distribution de la distance pariétale $y^+ \approx 1$ au niveau du ventilateur (figure 4.7).

FIGURE 4.7 – Distribution de la distance pariétale y^+ (2000 *rpm* et $\Phi = 375$ mm).

La figure 4.8. montre la distribution de la pression statique du ventilateur. En raison de la variation radiale de la vitesse de l'écoulement, la dépression à l'extrados devient importante en se rapprochant de l'extrémité de l'aube. Elle est inversement proportionnelle au diamètre du diaphragme, ce qui confirme l'allure de la caractéristique du ventilateur.

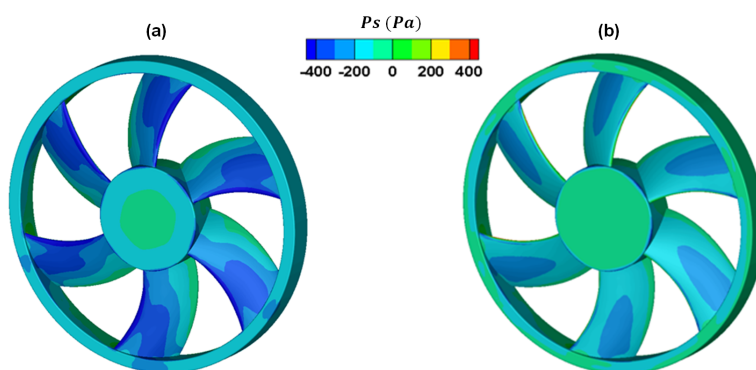


FIGURE 4.8 – Pression statique à 2000 *rpm* : (a) $\Phi = 238 \text{ mm}$, (b) $\Phi = 375 \text{ mm}$.

Pour la vitesse de 2000 *rpm* (figure 4.9), l'analyse de la topologie de l'écoulement se présente comme suit :

$\Phi = 238 \text{ mm}$:

- La structure de l'écoulement radial à la sortie du ventilateur conduit à la création d'une dépression dans le sillage. Ceci génère l'entraînement massique de l'air ambiant vers l'aval du ventilateur puis son refoulement dans la direction radiale (figure 4.9.a).
- Le débit de fuite prend essentiellement la source de la déviation radiale de l'écoulement à l'extrémité de l'aube. L'interaction avec l'écoulement principal conduit à l'apparition d'une structure tourbillonnaire attachée à l'amont du carter.

$\Phi = 375 \text{ mm}$:

- La structure de l'écoulement à la sortie du ventilateur est sensiblement axiale. L'air ambiant est redirigé dans cette direction (figure 4.9.b).
- Le débit de fuite est généré par les deux sources, faible déviation radiale de l'extrémité de l'aube et l'aspiration du l'air ambiant. Ce débit de fuite contribue au développement des deux tourbillons attachés de part et d'autre de la virole.

Cette analyse bidimensionnelle simplifiée montre le degré de la complexité de la structure tridimensionnelle de l'écoulement dans les différentes zones, le jeu de fonctionnement, amont et aval du ventilateur (voir figure 4.10).

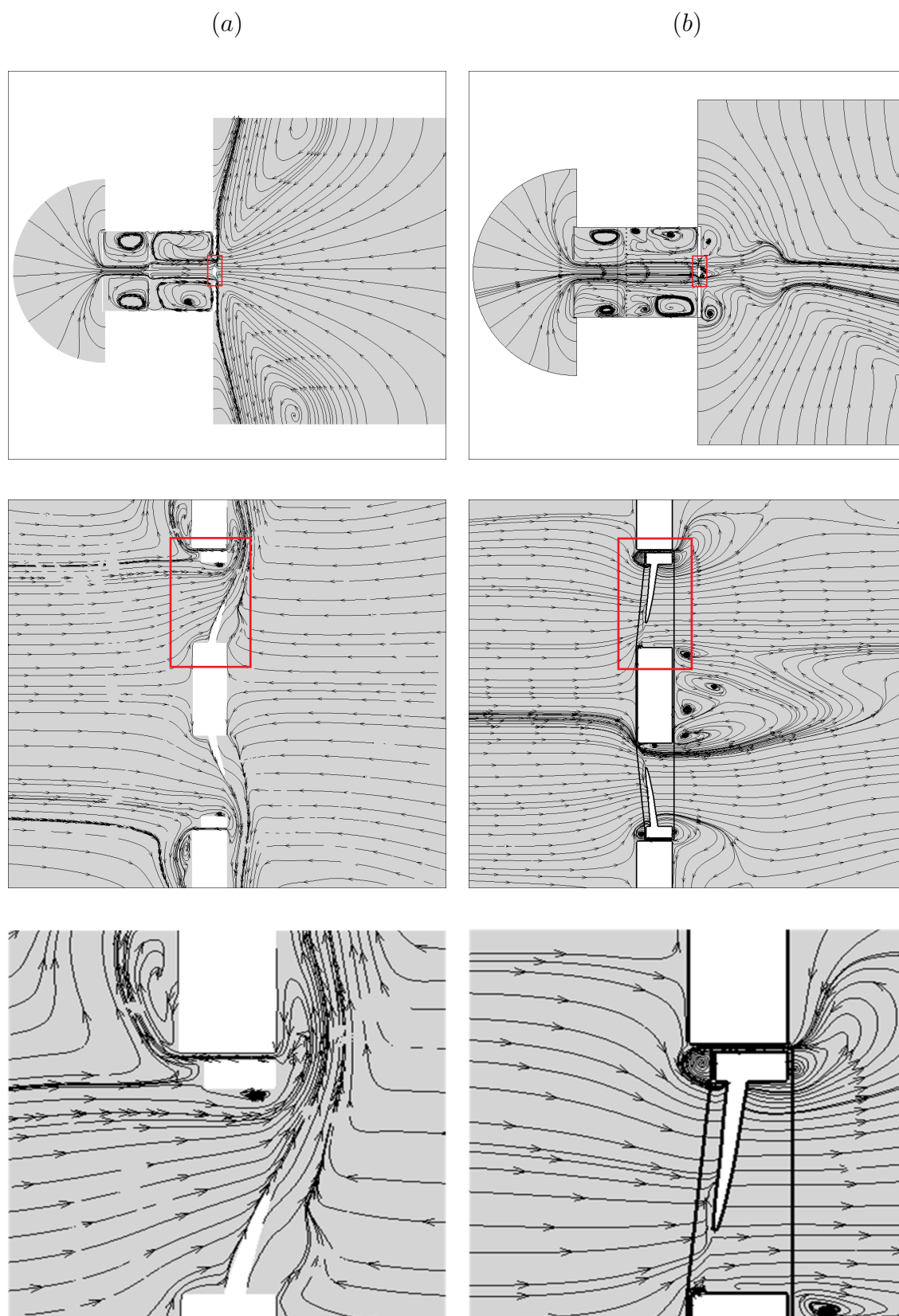


FIGURE 4.9 – Structure de l'écoulement naturel (2000 rpm) :
 (a) $\Phi = 238 \text{ mm}$, (b) $\Phi = 375 \text{ mm}$.

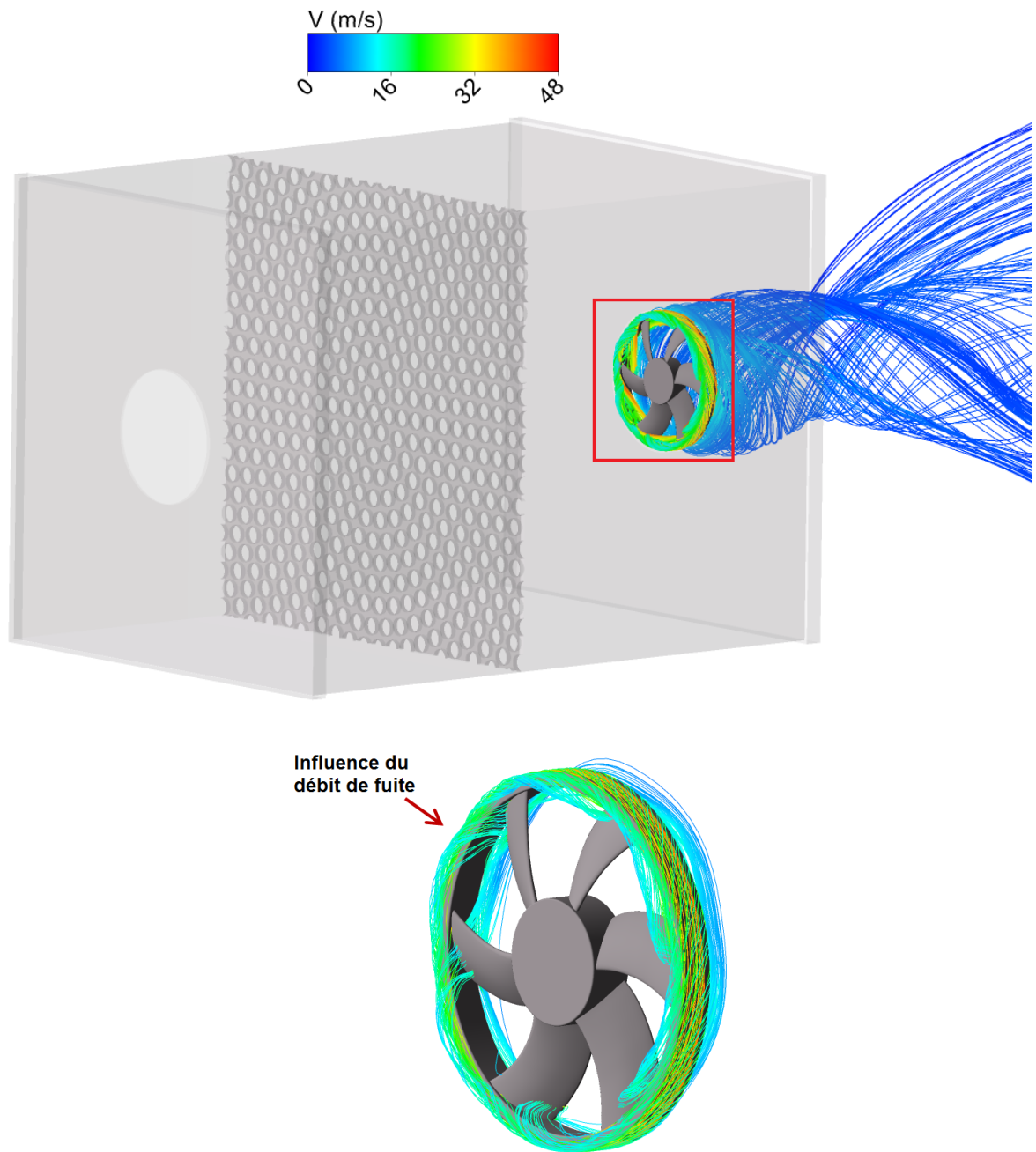


FIGURE 4.10 – Structure de l'écoulement dans le jeu de fonctionnement (2000 rpm , $\Phi = 375\text{ mm}$).

En plus de la structure méridienne de l'écoulement au voisinage du jeu (figure 4.9), on présente la structure développée dans le plan radial situé de 01 mm de la paroi mobile, soit pour un rayon $R = 196\text{ mm}$. Les deux figures 4.11 et 4.12 montrent la topologie de l'écoulement, pour les deux diamètres du diaphragme $\Phi = 238$ et 375 mm , respectivement.

On désigne par entrée et sortie du jeu, les sections définies à l'aval et à l'amont du ventilateur, respectivement.

$\Phi = 238\text{ mm}$:

- Pour les deux vitesses de rotation 1000 et 2000 rpm , l'effet d'entraînement de la paroi mobile induit une vitesse tangentielle importante de l'écoulement de retour.
- A la sortie du jeu, et relativement à la largeur du jeu $L = 36\text{ mm}$, la zone d'influence axiale du débit de fuite, limitée par une ligne séparatrice par rapport à l'écoulement amont principal, est d'une dimension importante environ $1.5 \times L$ pour la vitesse 1000 rpm comparativement à la dimension $0.8 \times L$ obtenue pour la vitesse 2000 rpm . Ceci est peut être dû à l'influence de la composante de la vitesse axiale, qui est importante pour une faible vitesse de rotation 1000 rpm .
- Le champ de la vorticité montre une concentration dans le jeu légèrement importante pour la vitesse 1000 rpm .

$\Phi = 375\text{ mm}$:

- La composante axiale de l'écoulement de retour est importante relativement au cas $\Phi = 238\text{ mm}$.
- A la sortie du jeu, pour une vitesse de rotation 1000 rpm , on note une zone d'accélération locale, qui s'étale vers la totalité de la sortie du jeu pour une vitesse 2000 rpm .
- Une structure tourbillonnaire à configuration " particulière " se développe à partir de l'évolution la ligne séparatrice qui s'ondule au fur et à mesure qu'on augmente le diamètre du diaphragme de 238 mm à 375 mm . La zone d'influence est décrite par une variation locale de la vorticité.

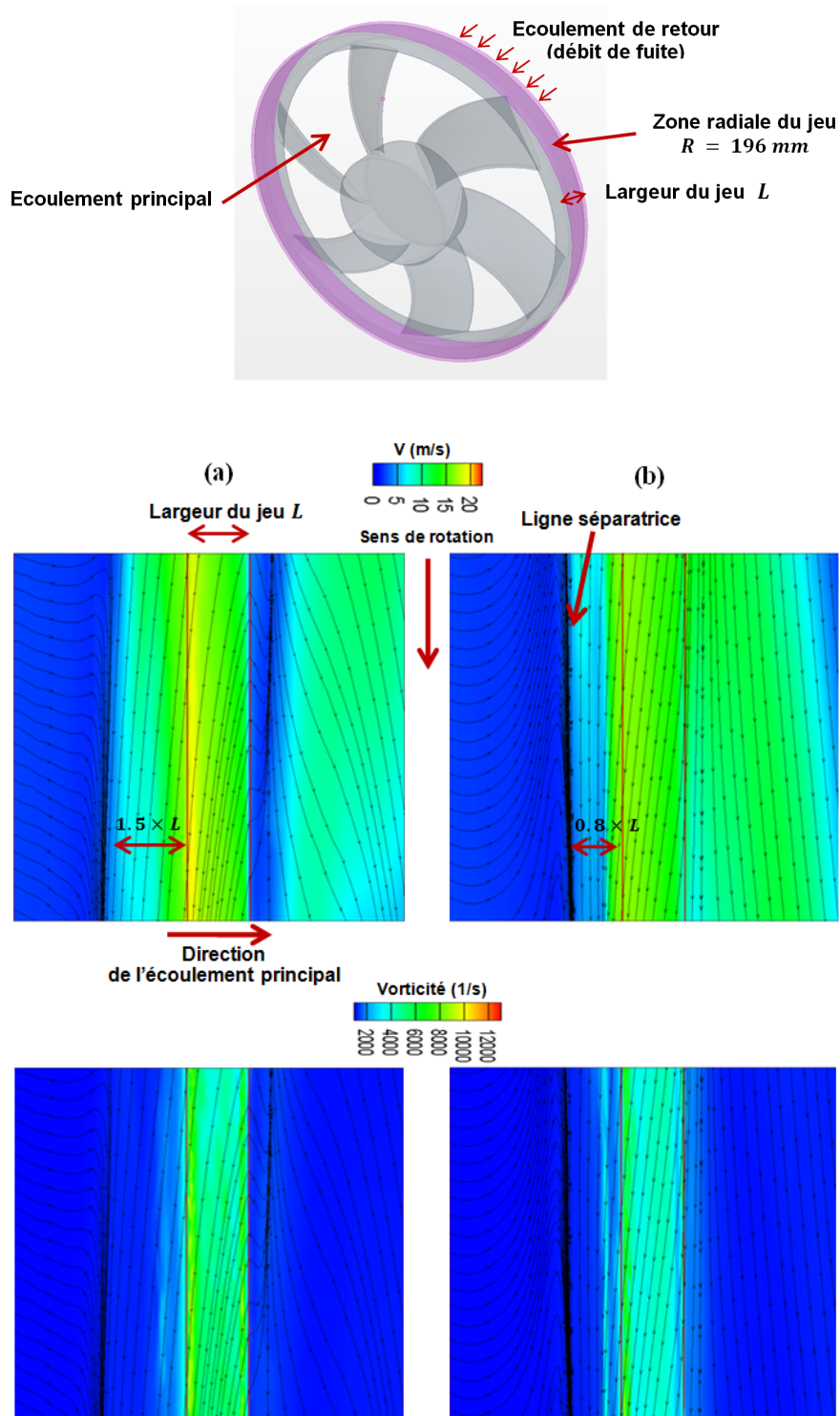


FIGURE 4.11 – Vitesse absolue et vorticité dans le jeu ($R = 196 \text{ mm}$) pour $\Phi = 238 \text{ mm}$: (a) 1000 rpm , (b) 2000 rpm .

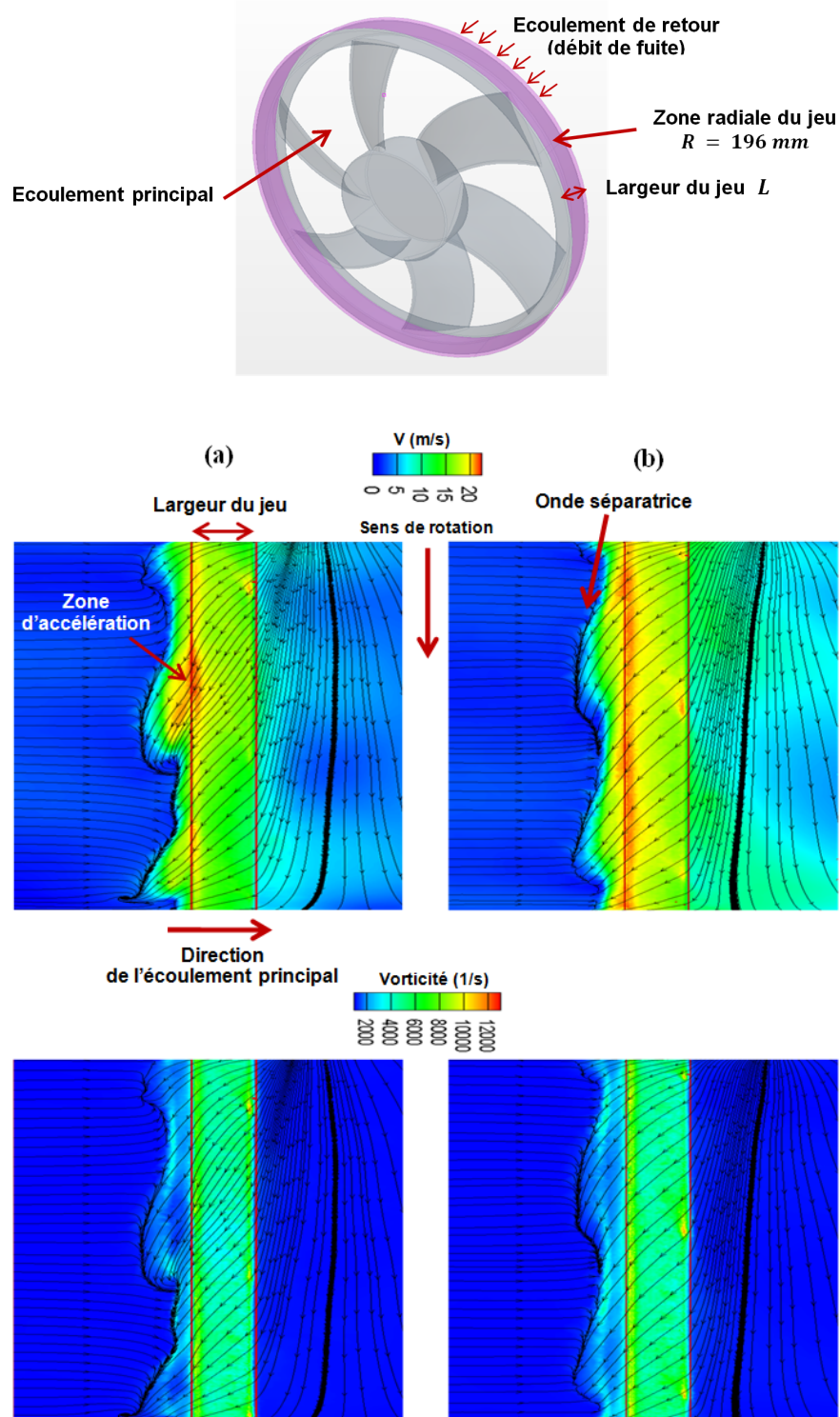


FIGURE 4.12 – Vitesse absolue et vorticité dans le jeu ($R = 196 \text{ mm}$) pour $\Phi = 375 \text{ mm}$: (a) 1000 rpm, (b) 2000 rpm.

4.2.2 Analyse qualitative de l'écoulement contrôlé

La figure 4.13 résume globalement et de près la structure de l'écoulement dans le plan méridien d'un trou d'injection. On observe que l'effet de la vitesse de rotation pour les deux diamètres du diaphragme est pratiquement le même. A 2000 *rpm*, une différence peut être notée dans l'échelle de la zone de recirculation formée en amont de la virole. Elle augmente et occupe la hauteur radiale de la virole pour le diamètre $\Phi = 238 \text{ mm}$.

Une vue d'ensemble montre que le soufflage conduit à la formation de deux zones de recirculation séparées par l'axe du jet. Les filets d'air sont reconduits vers l'atmosphère libre. Il en ressort, alors, que la structure méridienne de l'écoulement constitue le premier blocage au débit de fuite.

Dans la direction tangentielle, on considère le cas du diamètre $\Phi = 375 \text{ mm}$. Sur le plan axial du trou d'injection défini à $z = 31 \text{ mm}$, figure 4.14, selon la périodicité des aubes la structure locale du jet est différente pour les deux vitesses de rotation. Deux zones de recirculation sont obtenues pour 1000 *rpm*. Pour la vitesse de 2000 *rpm*, en revanche, on en relève la présence d'une seule zone de recirculation. La structure de l'écoulement développé pour la vitesse de rotation 1000 *rpm* peut constituer un second blocage tangential à l'écoulement de retour.

Dans la zone radiale du jeu définie à $R = 196 \text{ mm}$, la figure 4.15 montre la distribution de la pression statique avec les lignes de courant. Par rapport à la configuration naturelle (figures 4.11 et 4.12), des structures tourbillonnaires complexes et difficiles à identifier sont formées. A la vitesse de 1000 *rpm*, l'écoulement de retour est sensiblement aspiré par l'effet de la dépression générée au voisinage de la sortie du jet. Ainsi, il en résulte une réduction du débit de fuite à la sortie du jeu. Entre chaque couple de trous consécutifs, on observe une topologie similaire à celle connue par "point source". Concrètement, ces points sources résultent du contact des deux zones de recirculation dans la direction tangentielle (voir figure 4.14). Dans cette configuration, le débit de fuite reste confiné dans le jeu. A la sortie du jeu, la taille du tourbillon amont du ventilateur devient plus important au diamètre $\Phi = 238 \text{ mm}$ comparativement à celui de $\Phi = 375 \text{ mm}$.

Pour conjecturer, cette configuration de la structure du jet dans les deux directions, axiale et tangentielle pour la vitesse de 1000 *rpm* et $\Phi = 375 \text{ mm}$ serait à la base des améliorations obtenues, expérimentalement et numériquement, de la puissance aéraulique, de la réduction du couple résistant et surtout de la réduction du débit de fuite.

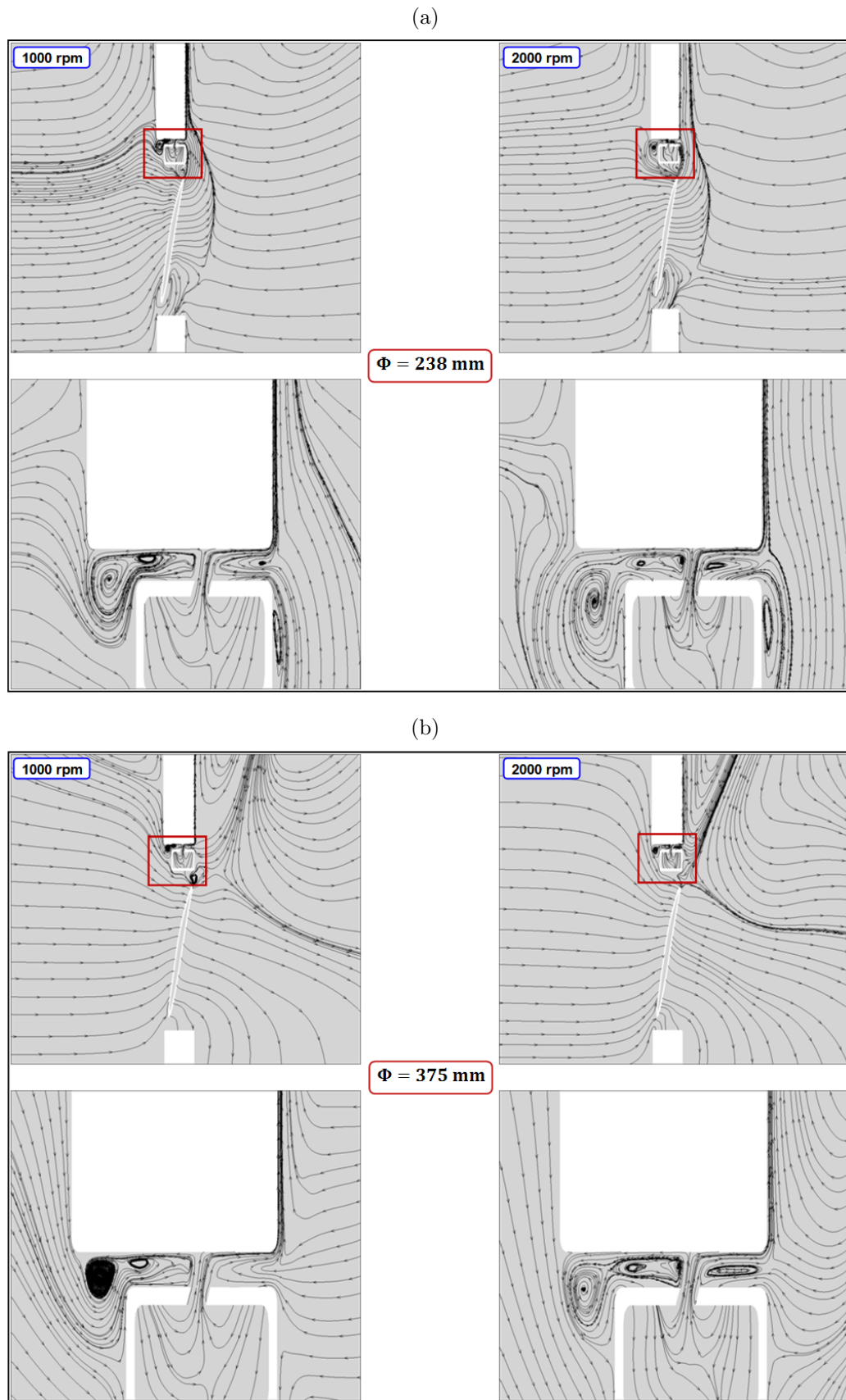


FIGURE 4.13 – Structure de l'écoulement contrôlé ($\xi = 0.8$) dans le plan méridien du jet : (a) $\Phi = 238 \text{ mm}$, (b) $\Phi = 375 \text{ mm}$.

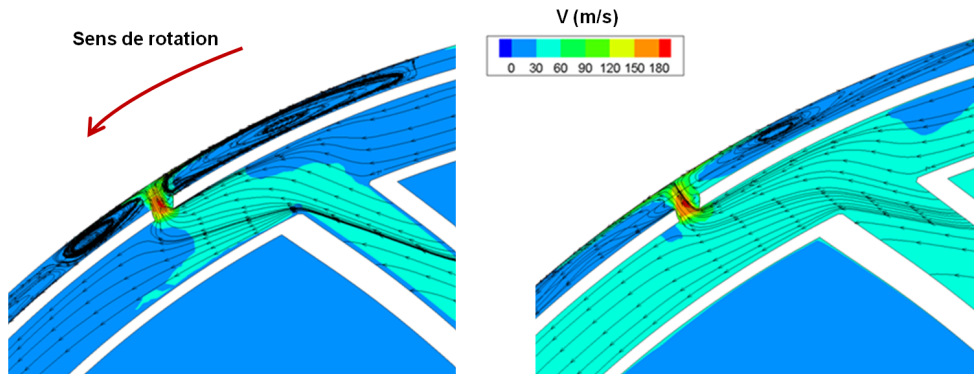


FIGURE 4.14 – Structure de l'écoulement contrôlé au niveau du trou ($\Phi = 375$ mm, $\xi = 0.8$, plan $z = 31$ mm). A gauche 1000 rpm et à droite 2000 rpm.

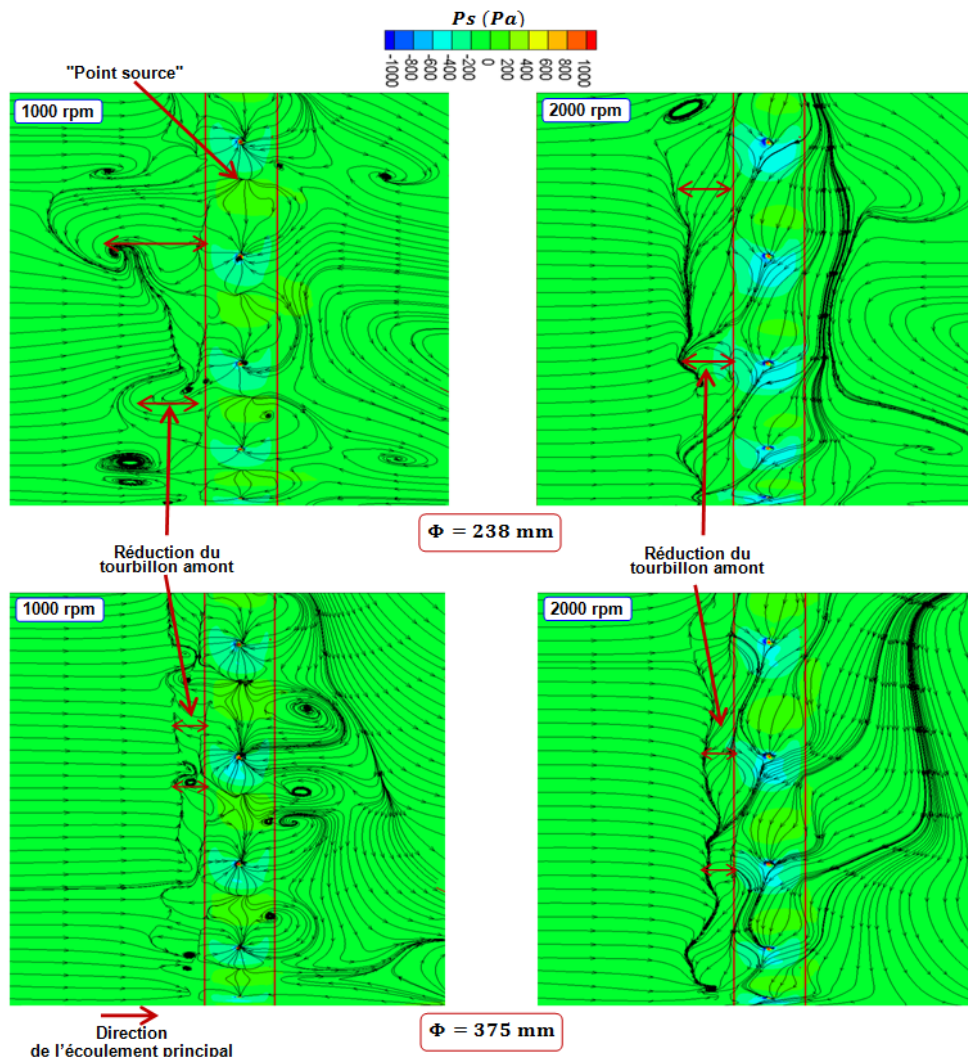


FIGURE 4.15 – Structure de l'écoulement contrôlé ($\xi = 0.8$) dans le jeu.

4.2.3 Caractéristique $\psi = f(\phi)$

Afin d'estimer la précision de l'étude numérique, le tableau 4.3 montre l'évaluation de l'erreur relative moyenne des deux coefficients ϕ et ψ de chaque caractéristique présentée dans la figure 4.16. L'erreur sur le coefficient de pression ψ varie entre 10 et 18% et augmente légèrement avec la vitesse de rotation. L'erreur sur le coefficient de débit ϕ varie entre 1 et 5%.

TABLE 4.3 – Précision de la simulation pour les deux coefficients ϕ et ψ .

	1000 rpm			2000 rpm		
ξ	0	0.4	0.8	0	0.4	0.8
Erreur ϕ (%)	2	4	1	4	5	5
Erreur ψ (%)	11	16	12	16	18	15

La figure 4.16 compare les résultats numériques et expérimentaux obtenus pour la caractéristique du ventilateur. A l'instar de l'effet du taux d'injection ξ , précédemment décrit dans l'étude expérimentale, et particulièrement pour la plage des coefficients de débit ϕ importants, la simulation numérique prévoit pratiquement la même tendance de variation de la caractéristique du ventilateur. Pour le taux d'injection $\xi = 0.8$, l'amélioration des performances (évolution du faisceau de courbes), numériques et expérimentales, par rapport à la configuration naturelle est sensiblement identique. Le décalage est faible pour le cas du taux d'injection $\xi = 0.4$ considéré numériquement.

4.2.4 Gain en puissance aéraulique

D'après l'expression (3.3) du gain en puissance aéraulique, exprimé à travers le taux de variation du produit débit-pression, celui-ci traduit localement le taux du décalage des caractéristiques $\psi = f(\phi)$ relativement à la courbe naturelle. Cette notion permet l'estimation de la précision de la simulation numérique.

L'étude expérimentale a permis de mettre en évidence un gain maximal de 53% obtenu pour les conditions de vitesse de 1000 rpm, $\Phi = 375$ mm et $\xi = 0.8$, (figure 4.17.a). Ce gain est environ identique à celui obtenu par la simulation numérique. Un résultat qui mérite d'être exploré dans les futurs travaux. On peut le constater selon le décalage quasiment identique observé dans les deux caractéristique $\psi = f(\phi)$, numérique et expérimentale, (figure 4.16). Néanmoins, il y a lieu de noter que pour un taux d'injection $\xi = 0.4$ utilisé pour les coefficients ϕ importants, la simulation prévoit de faibles gains en raison des faibles pressions obtenues.

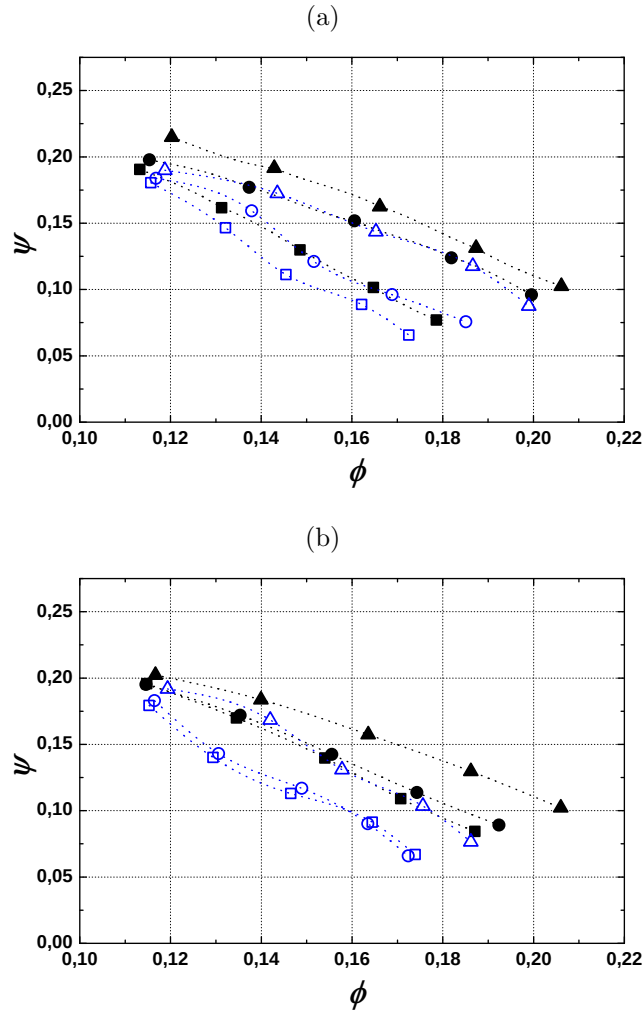


FIGURE 4.16 – Caractéristiques du ventilateur (16 trous d'injection) :
(a) 1000 rpm, (b) 2000 rpm.

Résultats expérimentaux (■) sans contrôle, (●) $\xi = 0.4$, (▲) $\xi = 0.8$,
Résultats de la simulation (□) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (△) $\xi = 0.8$.

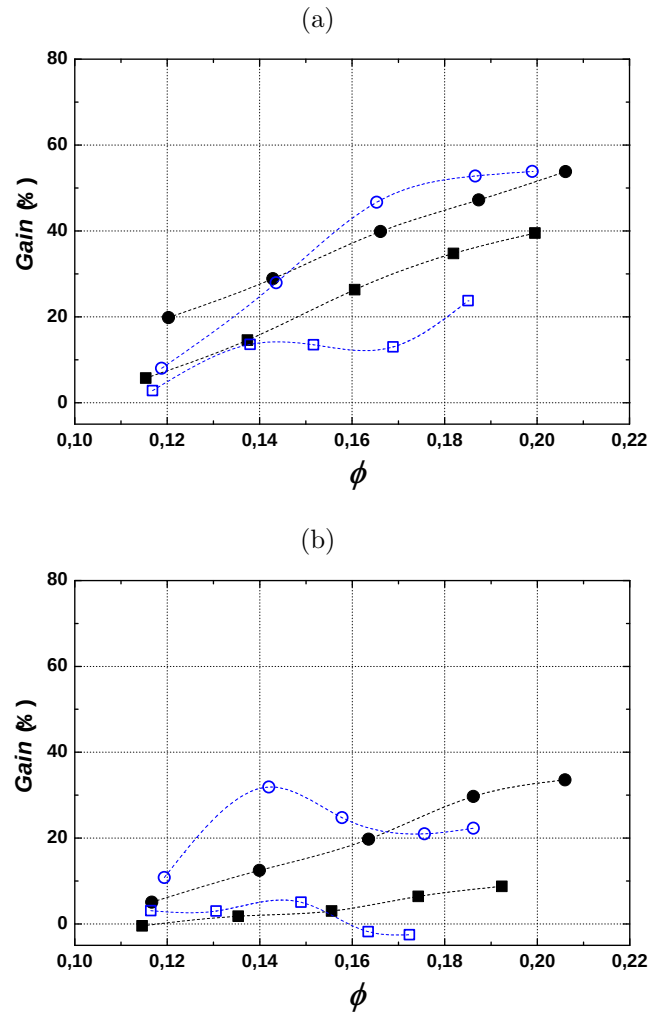


FIGURE 4.17 – Gain en puissance aéraulique (16 trous d'injection) :
 (a) 1000 rpm, (b) 2000 rpm.

Résultats expérimentaux (■) $\xi = 0.4$, (●) $\xi = 0.8$
 Résultats de la simulation (□) $\xi = 0.4$, (○) $\xi = 0.8$.

4.2.5 Couple résistant

La figure 4.18 montre l'évolution du couple résistant calculé par voies, numérique et expérimental. Les valeurs obtenues sont pratiquement faibles pour les deux vitesses de rotation considérées et semblent évoluer indépendamment du diamètre du diaphragme Φ . Cependant, pour des vitesses de rotation plus importantes, les valeurs du couple résistant, montrent une influence significative quant à l'évolution de la puissance motrice et donc du rendement statique.

Pour rappel, l'étude expérimentale (chapitre 03) a permis de conclure que pour un contrôle par 16 trous on atteint une réduction maximale du couple d'environ 19% pour les conditions de vitesse de 1000 *rpm*, du diamètre $\Phi = 300$ *mm* et du taux d'injection $\xi = 0.8$. L'explication vient du fait que le ventilateur se trouve dans une configuration d'arrosier rotatif. Le couple devient important pour une vitesse de rotation importante (2000 *rpm*). Dans le jeu de fonctionnement, les frottements restent prédominants car l'apport du soufflage en termes de réduction du couple résistant reste minime.

Dans la simulation numérique, d'après le tableau 4.4 les réductions maximales du couple sont estimées à :

- 80% pour (1000 *rpm*, $\xi = 0.8$ et indépendamment du coefficient de débit).
- 8% pour (2000 *rpm*, $\Phi = 300$ *mm* et $\xi = 0.8$).

On note que le gain en couple obtenu expérimentalement (19%) est relativement faible devant la valeur du gain issu de la simulation (80%). Ceci pourrait être dû à plusieurs facteurs expérimentaux dont :

- Sensibilité du couplemètre utilisé (HBM 5*N.m*). L'étendue de mesure semble importante relativement aux faibles mesures effectuées. Il est souhaitable d'équiper le montage expérimental par un couplemètre plus adapté. De plus, la mesure n'est pas directe en raison de la contrainte d'encombrement du montage. La possibilité de positionner le couplemètre en amont du ventilateur (à l'intérieur du caisson) a été abandonnée pour raison de perturbations induites au sein de l'écoulement amont aspiré. Dans le cas où le montage s'effectue à l'aval du ventilateur, le couplemètre doit être équipé d'un arbre creux (pour assurer l'écoulement du contrôle) avec des accouplements étanches pour remédier aux fuites du débit d'injection.
- Difficulté de la détermination des couples élémentaires du montage (transmission par courroie, accouplement, joint tournant, ... etc). On a considéré l'approche du couple net (sans et avec ventilateur) avec l'hypothèse qu'avec ou sans contrôle, les couples élémentaires restent invariables.
- Revoir l'utilisation du premier dispositif du contrôle proposé (partie 2.4.2.1).

Pour comprendre la source de la réduction numérique importante du couple (80%), on a procédé à la détermination des couples élémentaires de toutes les parois mobiles afin d'évaluer la contribution locale du contrôle.

En configuration naturelle, toutes les parois extérieures du ventilateur présentent un couple négatif (résistant). Il est positif pour un écoulement contrôlé seulement pour les parois latérales des trous d'injection et dans certaines conditions pour les parois intérieures de la virole. A partir du tableau 4.4, on peut dire que la réduction de 80% provient de l'interaction simultanée de l'écoulement intérieur dans la virole et au passage des trous d'injection.

TABLE 4.4 – Évolution du couple C ($N.m$) des parois mobiles (16 trous).

	1000 rpm			2000 rpm		
ξ	0	0.4	0.8	0	0.4	0.8
C_{net} moyen	-0.1485	-0.1646	-0.0275	-0.5940	-0.6475	-0.5959
Parois trous	/	+0.0147	+0.2765	/	+0.0109	+0.2484
Parois virole	/	-0.0011	+0.0047	/	-0.0032	-0.0024

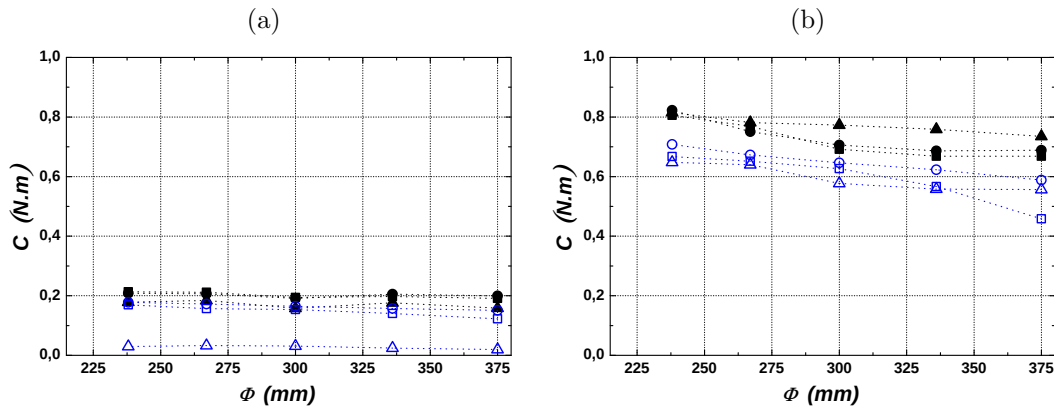


FIGURE 4.18 – Évolution du couple du ventilateur (16 trous d'injection) :
(a) 1000 rpm, (b) 2000 rpm.

Résultats expérimentaux (■) sans contrôle, (●) $\xi = 0.4$, (▲) $\xi = 0.8$,
Résultats de la simulation (□) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (△) $\xi = 0.8$.

4.2.6 Rendement statique

On s'intéresse dans cette partie essentiellement aux résultats numériques. Le bilan des puissances (aéraulique, d'injection et mécanique) mène à l'évolution du rendement décrit dans la figure 4.19.

Relativement aux résultats de la CFD, on note une amélioration du rendement statique de seulement 4% pour deux points ayant pour conditions opératoires :

$$(\phi = 0.1420 \text{ et } \phi = 0.1578, 2000 \text{ rpm}, \xi = 0.8)$$

Ceci revient au gain en puissance aéraulique légèrement important obtenu pour ces deux points, (figure 4.17.b). Cependant, malgré pour les conditions (1000 rpm et $\xi = 0.8$), la réduction considérable de 80% du couple et l'évolution importante de la puissance aéraulique associée, on note une réduction significative du rendement statique. Dans ce cas de figure, seule la puissance d'injection P_{inj} semble être le paramètre dominant. Elle est estimée en termes du taux de l'énergie cinétique (relations 3.4 et 3.5) comme suit :

$$P_{inj} = \frac{1}{2} \frac{\rho_{inj} q_{inj}^3}{S_{inj}^2}$$

Le problème réside dans le fait que cette puissance dépend de la section de passage S_{inj} , choisie à l'entrée du joint tournant ayant un diamètre de 20 mm (soit $S_{inj} = \pi \cdot 10^{-4} m^2$).

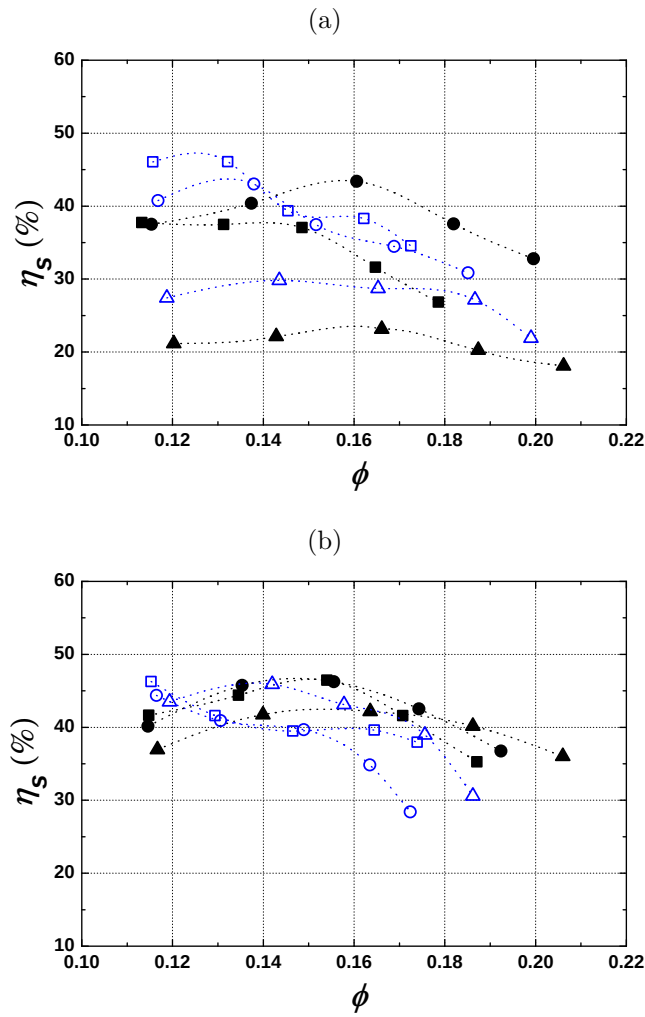
Un autre utilisateur du banc d'essai peut considérer une section d'injection S'_{inj} située au moyeu au niveau des entrées intérieures des six aubes (soit $S'_{inj} = 15 \cdot 10^{-4} m^2$). Si on prend la même masse volumique entre les deux section S_{inj} et S'_{inj} , le tableau 4.5 résume l'influence du choix de cette section sur la puissance et la vitesse de l'écoulement contrôlé.

Par la suite, si on considère la section S'_{inj} , le calcul montre que pour les deux points nominaux précédents ($\phi = 0.1420$ et 0.1578 , 2000 rpm, $\xi = 0.8$), on aura un saut du rendement statique de 4 à 14%. Plus loin, pour les conditions opératoires (1000 rpm, $\xi = 0.8$), le rendement atteint 200% en raison des faibles valeurs de la puissance injectée.

Finalement, en raison de la sensibilité du rendement relativement au choix des conditions d'injection, il serait préférable d'estimer cette puissance par un bilan d'enthalpie entre l'entrée du joint tournant et la sortie des trous.

TABLE 4.5 – Variation des conditions du contrôle.

ξ	$\rho_{inj} (Kg/m^3)$	$S_{inj} = \pi.10^{-4}m^2$		$S'_{inj} = 15.10^{-4}m^2$	
		$V(m/s)$	$P_{inj} (Watt)$	$V(m/s)$	$P_{inj} (Watt)$
0.4	1.30	21.22	1.95	4.47	0.08
0.8	2.42	42.22	29.06	8.94	1.28

FIGURE 4.19 – Rendement statique du ventilateur (16 trous d'injection) :
(a) 1000 rpm, (b) 2000 rpm.

Résultats expérimentaux (■) sans contrôle, (●) $\xi = 0.4$, (▲) $\xi = 0.8$,
Résultats de la simulation (□) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (△) $\xi = 0.8$.

4.2.7 Débit de fuite

La réduction du débit de fuite avec évaluation de son influence sur les différentes puissances du ventilateur constitue un des objectifs premiers de la présente étude. Dans cette optique, la simulation numérique permet d'accéder à l'évolution de l'écoulement dans des zones présentant des difficultés de mesure au plan expérimental. Le débit de fuite généré dans un espace limité de 04 mm est un exemple typiquement illustratif. Dans notre travail, ce débit Q_{fuite} est calculé à 25% de la sortie du débit de fuite (amont du ventilateur).

On définit le taux du débit de fuite comme suit :

$$\tau = \frac{Q_{fuite}}{Q_v} \quad (4.3)$$

On présente la variation de ce facteur obtenu pour les conditions opératoires adoptées pour les cas, naturel et contrôlé, (figure 4.20).

En configuration sans contrôle, ce facteur est proportionnel à la vitesse de rotation et inversement proportionnel au diamètre du diaphragme. En d'autres termes, plus l'écoulement devient axial (augmentation du diamètre du diaphragme), plus la déviation radiale et donc le débit de fuite à travers la virole se réduit. Ceci est révélé par l'analyse qualitative à travers la figure 4.9. L'effet de l'une des deux sources du débit de fuite correspondant à la déviation radiale de l'écoulement est alors fortement atténuée (voir figure 3.13).

Pour un écoulement contrôlé, l'évolution du taux de débit de fuite τ est relativement constante. On note une légère diminution d'environ 2% pour la vitesse 2000 rpm et $\xi = 0.4$ mais reste minime comme amélioration de la caractéristique $\psi = f(\phi)$ du ventilateur. Pour le reste des configurations de contrôle, le facteur τ est réduit d'environ 10%.

A la vitesse de 1000 rpm et pour $\xi = 0.4$ et $\xi = 0.8$, on remarque le phénomène de saturation locale pour la réduction du débit de fuite. L'injection à $\xi = 0.8$ réduit davantage le débit de fuite ce qui concorde avec les améliorations constatées des gains, en puissance aéraulique et en couple (figure 4.17 et 4.18).

Afin d'estimer la variation propre de ce débit relativement à l'écoulement naturel, on définit, à l'instar de la puissance aéraulique, le gain en débit de fuite comme suit :

$$E_\tau(\%) = \frac{Q_{fuite_0} - Q_{fuite}}{Q_{fuite_0}} \cdot 100 \quad (4.4)$$

où Q_{fuite_0} , est le débit de fuite calculé à l'état naturel et Q_{fuite} pour le cas contrôlé. La figure 4.21 présente l'évolution de ce gain en débit de fuite.

A partir des deux figures 4.20 et 4.21, les résultats se présentent en moyenne comme suit :

- Pour la vitesse de 2000 *rpm* et un taux d'injection de $\xi = 0.4$, une diminution de 2% du facteur τ se traduit par une réduction propre d'environ $E_\tau = 20\%$ du débit de fuite.
- Pour le reste des courbes relatives aux cas contrôlés, prenant le point maximum de E_τ obtenu pour (1000 *rpm*, $\xi = 0.8$ et $\Phi = 267$ mm), où une réduction de 8% du facteur τ correspond à une réduction propre du débit de fuite $E_\tau = 80\%$.

4.2.8 Effet de la compressibilité

Pour le taux d'injection $\xi = 0.8$ et d'après la figure 4.14, le champ de la vitesse absolue est plus important au niveau de l'axe du jet où les effets de compressibilité peuvent apparaître.

Des tests de simulation numérique ont été élaborés pour $\xi = 0.8$ en considérant l'écoulement stationnaire et compressible.

Le tableau 4.6 montre l'effet de la compressibilité en moyenne sur les différentes performances considérées et qui reste local pour l'évaluation du couple au niveau des parois des trous d'injection et de la virole.

A titre indicatif, le signe négatif (–) désigne la réduction de la grandeur physique par rapport à la simulation incompressible.

TABLE 4.6 – Effet de la compressibilité pour $\xi = 0.8$.

	1000 <i>rpm</i>	2000 <i>rpm</i>
Gain en couple net	–13%	–3%
Gain en couple parois des trous	–10%	–10%
Gain en couple parois de la virole	–50%	+92%
Gain en puissance aéraulique	–1%	/
Débit de fuite	–2%	/
Rendement statique	–2%	–1%

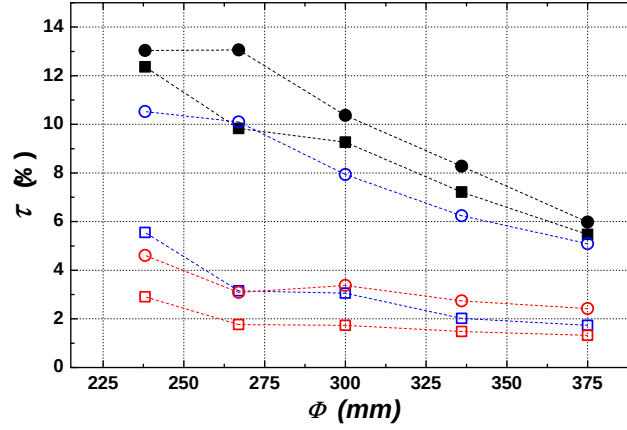


FIGURE 4.20 – Évolution du taux du débit de fuite (16 trous d'injection) :
 1000 rpm : (■) sans contrôle, (□) $\xi = 0.4$, (□) $\xi = 0.8$,
 2000 rpm : (●) sans contrôle, (○) $\xi = 0.4$, (○) $\xi = 0.8$.

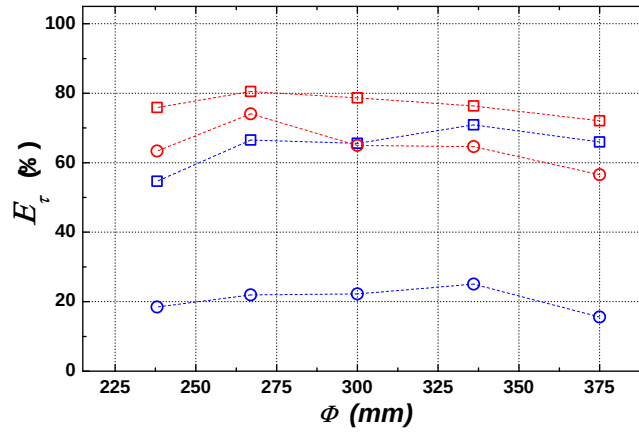


FIGURE 4.21 – Évolution du gain en débit de fuite (16 trous d'injection) :
 1000 rpm : (□) $\xi = 0.4$, (□) $\xi = 0.8$,
 2000 rpm : (○) $\xi = 0.4$, (○) $\xi = 0.8$.

4.3 Configuration du contrôle pour $\xi = 1.2$ et 1.6

4.3.1 Procédure et estimation des conditions du contrôle

D'après l'étude expérimentale et pour une configuration à 16 trous d'injection, la résistance du ventilateur à l'écoulement intérieur se limite à un taux d'injection ($\xi = 0.8$). On veut pousser plus loin encore les limites du contrôle afin d'estimer le comportement du ventilateur pour l'évolution des gains en puissance aéraulique et en couple, particulièrement. Pour cela, on considère deux valeurs pour le taux d'injection correspondant au multiple du taux d'injection minimal utilisé ($\xi = 0.4$). Les valeurs du taux à étudier sont :

$$\xi = 0.8; 1.2 \text{ et } 1.6.$$

D'autre part, on va exploiter le domaine périodique (figure 4.2) avec un nombre de 03 trous d'injection par aube (un nombre total de 18 qui reste assez proche de 16). La simulation est considérée stationnaire et compressible.

Afin de définir la condition d'entrée de débit massique d'injection, on procède à l'extrapolation de l'évolution de la pression d'injection et de la masse volumique en fonction du taux d'injection (tableau 4.2). Le tableau 4.7 montre les conditions d'entrées extrapolées. La puissance injectée calculée est utilisée pour la détermination du rendement statique.

TABLE 4.7 – Variation des conditions du contrôle extrapolées.

ξ	Joint tournant			Entrée d'aube
	$P_{s_jt}(bar)$	$\rho'(kg/m^3)$	$P_{inj} (Watt)$	$q_m (kg/s)$
0.8	2.05	2.42	29	0.00540
1.2	2.97	3.50	142	0.01166
1.6	3.91	4.60	442	0.02045

4.3.2 Performances globales pour 18 trous d'injection

A l'instar de l'étude menée pour 16 trous d'injection, l'étude des performances portera sur l'évolution de la caractéristique $\psi = f(\phi)$, des gains en puissance aéraulique et en couple, le rendement statique et le gain en débit de fuite.

Caractéristique $\psi = f(\phi)$ et gain en puissance aéraulique

A la vitesse de 1000 *rpm*, il y a une saturation du contrôle pour $\xi = 1.2$ et 1.6 (figure 4.22.a). Le gain en puissance aéraulique dépasse 100% pour le coefficient de débit important (figure 4.23). Un comportement similaire est obtenu pour la vitesse de 2000 *rpm* et un taux d'injection ($\xi = 1.6$).

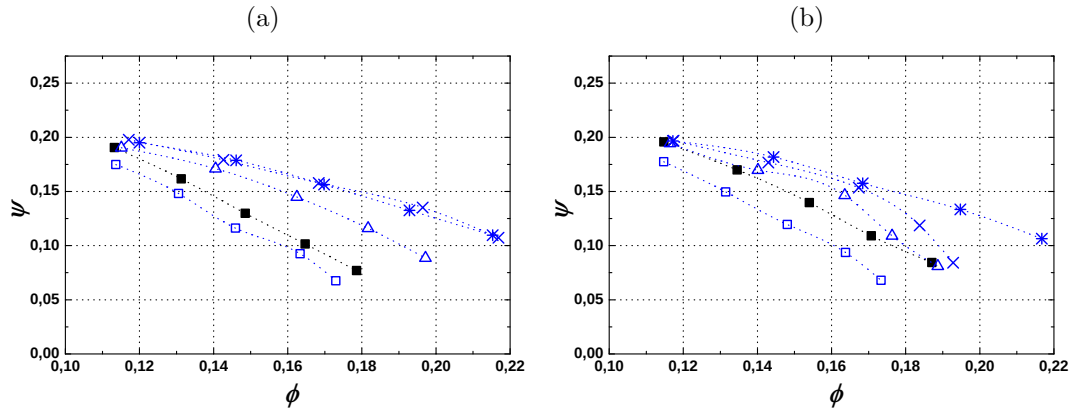


FIGURE 4.22 – Caractéristiques du ventilateur (18 trous d'injection) :
(a) 1000 *rpm*, (b) 2000 *rpm*.

Résultats expérimentaux (■) sans contrôle.

Résultats de la CFD (□) sans contrôle, ($\triangle$) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, ($*$) $\xi = 1.6$.

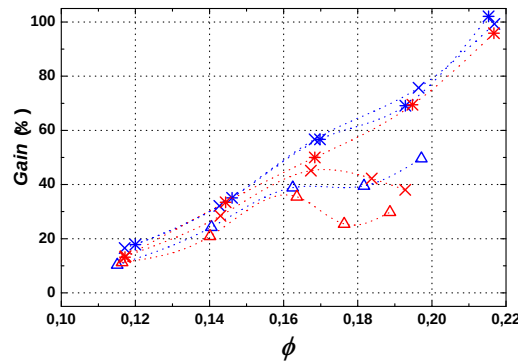


FIGURE 4.23 – Gain en puissance aéraulique (18 trous d'injection) par CFD :

1000 *rpm* : ($\triangle$) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, ($*$) $\xi = 1.6$

2000 *rpm* : ($\triangle$) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, ($*$) $\xi = 1.6$.

Couple

Le tableau 4.8 présente l'évolution des couples nets en moyenne obtenus pour les trous d'injection et l'intérieur de la virole. On constate que :

- Un couple positif (phénomène autorotation) obtenue pour la vitesse de 1000 *rpm* et les deux taux d'injection $\xi = 1.2$ et 1.6 et (également pour 2000 *rpm* et $\xi = 1.6$). Un gain positif de l'ordre de "12 fois" de celui du cas sans injection ($\xi = 0$) est atteint pour la vitesse de rotation de 1000 *rpm* et un taux d'injection de ($\xi = 1.6$).
- Le couple des parois latérales des trous d'injection contribue en grande partie à la réduction voire l'apport en couple positif. En effet, un compromis entre le taux d'injection et la vitesse de rotation, la vitesse de sortie à travers les trous contribuerait, selon le bilan de quantité de mouvement local, au développement d'une force de poussée élémentaire (configuration d'arrosoir rotatif).
- Le bilan du couple de ces forces de poussée et celui du reste des parois mobiles du ventilateur contribue à l'évolution du C_{net} moyen donnée par le tableau 4.8.

Pour un essai dont le couple net est positif, le rendement statique est déterminé par la relation :

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s Q_v}{P_{inj} - C_{net}\omega} \quad (4.5)$$

TABLE 4.8 – Évolution du couple C ($N.m$) des parois mobiles (18 trous).

	1000 <i>rpm</i>				2000 <i>rpm</i>			
ξ	0	0.8	1.2	1.6	0	0.8	1.2	1.6
C_{net}	-0.1557	-0.0699	+0.4635	+1.7026	-0.6178	-0.6338	-0.3038	+0.6539
Trous	/	+0.2284	+0.9711	+2.4863	/	+0.2019	+0.8949	2.3392
Virole	/	-0.0012	+0.0254	+0.0445	/	-0.0066	-0.0080	-0.0060

Rendement statique :

L'analyse des résultats, figure 4.24, montre pratiquement les mêmes résultats et remarques rapportés pour la configuration du contrôle 16 trous. Avec les améliorations obtenues à la fois pour la puissance aéraulique (100%) et celle du couple (un gain positif à "12 fois" du couple généré en configuration sans contrôle), la puissance d'injection reste prédominante dans le bilan global (Tableau 4.7). Cependant, on note une augmentation de 4% du rendement statique pour les conditions de la simulation : 2000 *rpm*, $\phi = 0.1636$ et $\xi = 0.8$.

Débit de fuite :

La figure 4.25 montre l'évolution du gain en débit de fuite. Des réductions considérables sont obtenues. Pour les deux conditions (1000 *rpm*, $\xi = 1.6$, $\Phi = 375$ mm) et (2000 *rpm*, $\xi = 1.6$, $\Phi = 300$ mm), la réduction propre du débit de fuite peut atteindre l'annulation de l'écoulement de retour $E_\tau \approx 100\%$, voire, changer la direction du débit de fuite $E_\tau > 100\%$ obtenue pour (1000 *rpm*, $\xi = 1.2$, $\Phi = 336$ et 375 mm).

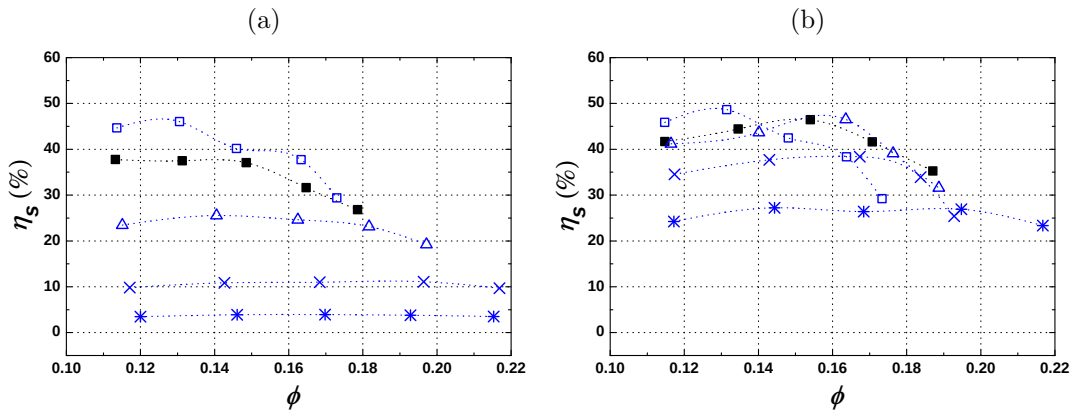


FIGURE 4.24 – Rendement statique du ventilateur (18 trous d'injection) :

(a) 1000 *rpm*, (b) 2000 *rpm*.

Résultats expérimentaux (■) sans contrôle.

Résultats de la CFD (□) sans contrôle, (Δ) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, (*) $\xi = 1.6$.

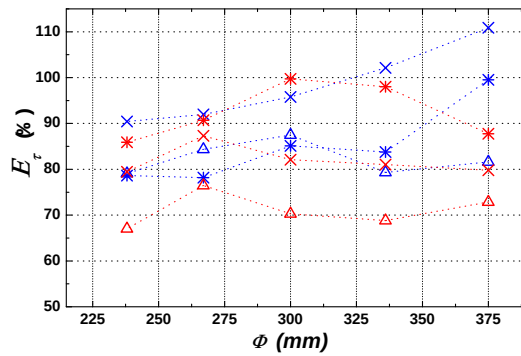


FIGURE 4.25 – Évolution du gain en débit de fuite (18 trous d'injection) :

1000 *rpm* : (Δ) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, (*) $\xi = 1.6$

2000 *rpm* : (Δ) $\xi = 0.8$, ($\times$) $\xi = 1.2$, (*) $\xi = 1.6$.

4.3.2.1 Analyse qualitative de l'écoulement Contrôlé

Pour le résultat intéressant où le débit de fuite change de direction $E_\tau > 100\%$ (figure 4.25), obtenu pour les conditions du contrôle de vitesse 1000 *rpm*, du diamètre du diaphragme $\Phi = 375 \text{ mm}$ et du taux d'injection $\xi = 1.2$, on montre pour ce cas de figure les champs de la pression statique, de la vorticité et les lignes de courant dans la zone radiale du jeu ($R = 196 \text{ mm}$), (figure 4.26).

L'analyse de la topologie de cet écoulement montre que le soufflage peut provoquer les effets suivants :

- Aspiration d'une partie de l'air alimentant la structure du tourbillon amont du ventilateur. En d'autres termes, le soufflage est un moyen de contrôle permettant la réduction de l'échelle spatiale de ce tourbillon.
- Développement de deux structures tourbillonnaires à l'entrée du jeu radial (aval du ventilateur) permettant de bloquer partiellement les sources du débit de fuite.
- Concentration de la vorticité au niveau des trous et de leurs voisinages.

Dans le but de caractériser la compressibilité locale au niveau du trou, on présente dans le plan axial de ces trous $z = 31 \text{ mm}$ les champs résultant du nombre de Mach absolu et les pressions, statique et totale, pour la vitesse de rotation 1000 *rpm* et les deux taux d'injection $\xi = 1.2$ et $\xi = 1.6$), figure 4.27.

Au voisinage du trou, l'écoulement est localement transonique. Un nombre de Mach de 0.8 et 1.2 est atteint respectivement pour $\xi = 1.2$ et $\xi = 1.6$. Ce type d'écoulement peut conduire à l'apparition des ondes de choc ou de détente selon la géométrie d'attaque. Dans notre cas, en raison des gradients négatifs importants obtenus pour les deux pressions, statique et totale, la configuration est le si ge d'une détente. Ces gradients sont proportionnels au taux d'injection.

Ainsi, l'équilibre des pressions entre la zone du jeu radial et la partie intérieure du ventilateur induit une détente rapide générant une force de poussée élémentaire importante dont le couple est localement positif.

En revanche, les pressions importantes, statique ou totale, constatées dans la partie creuse du ventilateur, où on note une pression totale absolue d'environ (1.8 *bar* pour $\xi = 1.2$) et (2.5 *bar* pour $\xi = 1.6$), peuvent contribuer à la déformation du matériau voire à sa dégradation ou rupture. Cette pression est à considérer comme paramètre de contrainte fonctionnelle importante lors du choix du matériau pour le procédé de fabrication par rotomoulage.

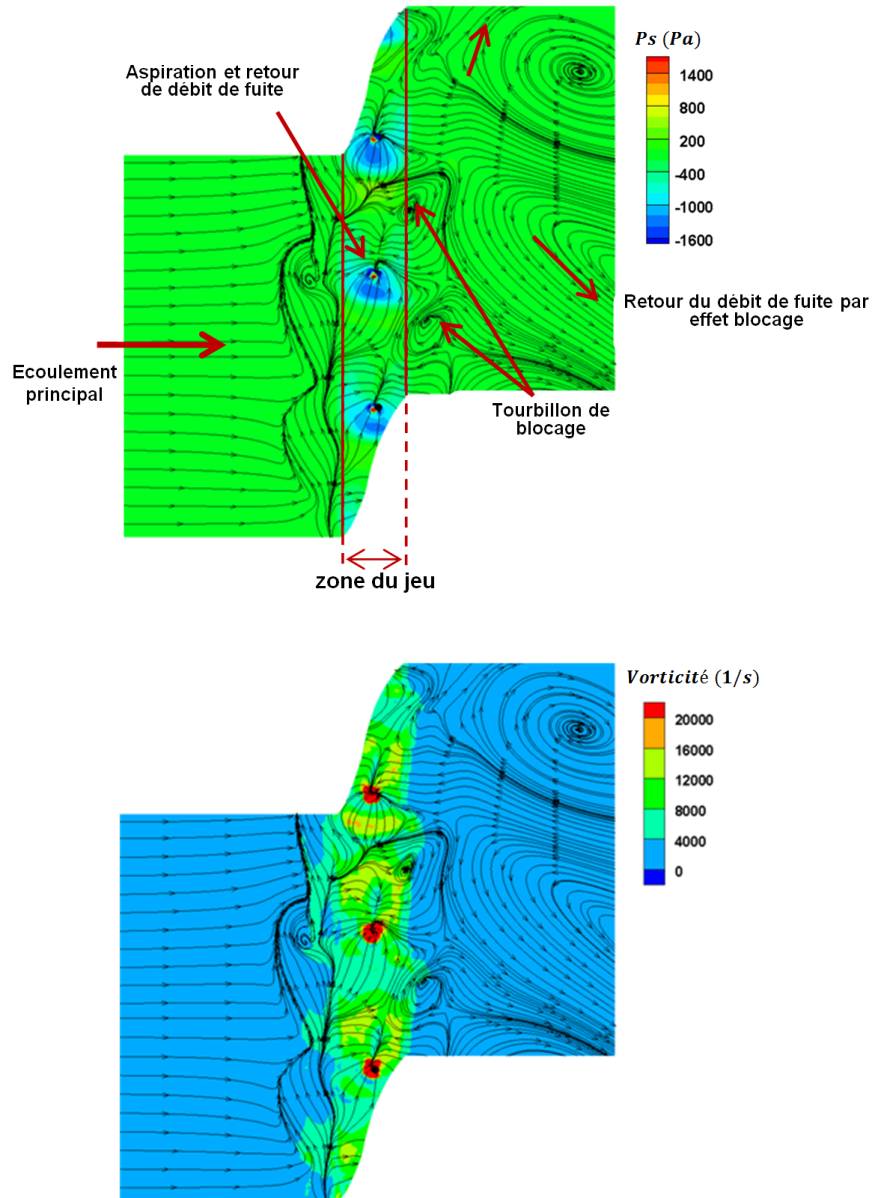


FIGURE 4.26 – Structure de l'écoulement contrôlé
(1000 rpm, $\xi = 1.2$, $\Phi = 375$ mm) dans le jeu $R = 196$ mm.

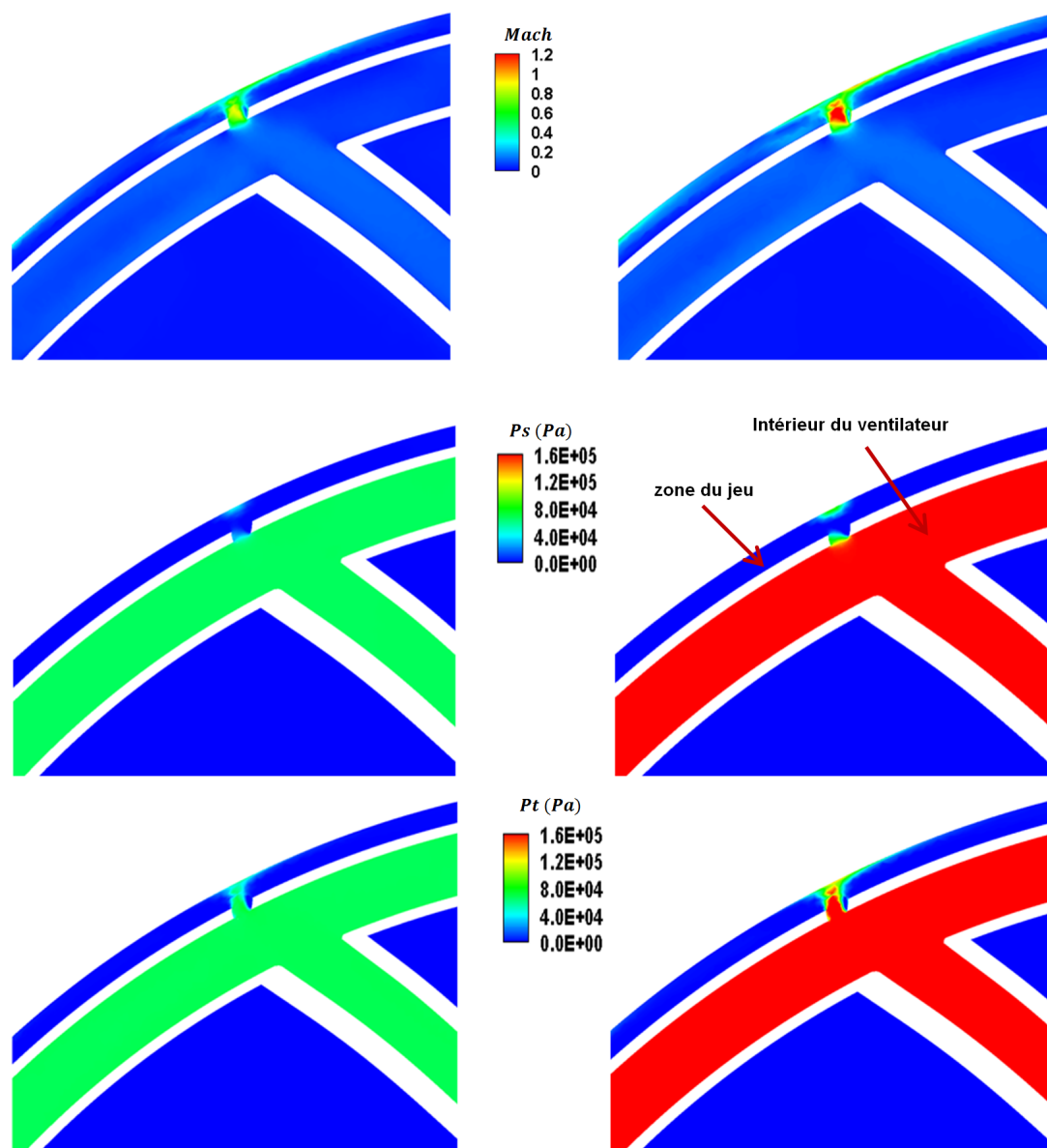


FIGURE 4.27 – Champs du nombre de Mach, pression statique et pression totale au niveau du trou d'injection $z = 31 \text{ mm}$, à gauche $\xi = 1.2$, à droite $\xi = 1.6$.

4.4 Conclusion

L'étude numérique réalisée concerne la reproduction du montage expérimental et les conditions du contrôle pour la configuration de 16 trous d'injection. La réponse du ventilateur pour les deux vitesses de rotation (1000 et 2000 *rpm*) et les deux taux d'injection ($\xi = 0.4$ et $\xi = 0.8$) est considérée.

Les comparaisons des résultats numériques et expérimentaux ont permis de mettre au point et de valider la démarche numérique. Les résultats numériques sont fortement conditionnés par la qualité du maillage, de la dimension du domaine tournant, le choix du modèle de calcul, ... etc.

L'analyse de la topologie de l'écoulement, notamment à travers le jeu radial a permis d'expliquer son évolution et sa réponse à la stratégie de contrôle imposée. Il en ressort que pour une faible vitesse de rotation (1000 *rpm*) et un taux d'injection important $\xi = 0.8$, les résultats numériques montrent des gains considérables en puissance aéraulique 53%, en couple net 80% et en taux du débit de fuite 8%. Pour ce dernier, une réduction propre du débit de fuite atteint environ 80%.

L'étude numérique avec 18 trous d'injection où on a pris 03 trous d'injection sur un domaine périodique (1/6 du ventilateur) a montré la possibilité d'améliorer d'avantage, la caractéristique du ventilateur, son couple et le débit de fuite. Cependant, le rendement reste faible comparativement au gain obtenu en raison de la valeur importante de la puissance injectée.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Dans ce travail, le contrôle de l'écoulement au niveau du jeu de fonctionnement d'un ventilateur axial de refroidissement d'automobile est considéré à travers une investigation avec les deux approches, numérique et expérimentale. L'objectif étant de réduire le débit de fuite qui se crée dans la zone du jeu radial pour limiter, ainsi, les effets négatifs générés par ses interactions avec l'écoulement fluide en évolution.

Cette étude s'inscrit dans le cadre d'une collaboration entre les trois laboratoires PIMM et DynFluid de l'ENSAM-Paris et le Laboratoire MDF de l'EMP-Alger. Spécifiquement, l'étude apporte une contribution à l'ensemble des travaux engagés pour faire prospection d'une nouvelle génération de ventilateurs conçus et réalisés par le procédé de rotomoulage. Ce procédé permet de développer un ventilateur à forme creuse et une épaisseur sensiblement uniforme, d'où l'idée du contrôle de l'écoulement par soufflage rotatif.

Essentiellement, trois aspects ont été traités, à savoir :

– Expérimentalement :

- ✎ Réalisation du ventilateur par le procédé de rotomoulage.
- ✎ Réalisation en aval du ventilateur d'un banc d'essai pour le contrôle actif par soufflage tournant.

– Numériquement :

- ✎ Reproduction numérique du fonctionnement du ventilateur, naturel et contrôlé, dans le banc d'essai ISO 5801.

Le protocole de la réalisation d'une série de ventilateurs par rotomoulage a été mené dans le laboratoire PIMM/ENSAM. Il est établi que la qualité de pièces réalisées dépend particulièrement des paramètres opératoires de la manipulation tels que, les vitesses de rotation des deux axes de la rotomouleuse, la température et les temps du chauffage et du refroidissement, la nuance de la poudre utilisée, ... etc. La difficulté majeure rencontrée est relative à l'épaisseur faible du ventilateur se traduisant par la fragilité des aubes notamment au niveau du bord de fuite. Elle persiste malgré des tests de réalisation supplémentaires faisant

intervenir la variation des conditions du rotomoulage décrites auparavant, voire l'augmentation de la masse de la poudre polyéthylène se concentre par centrifugation dans la virole. Il devient alors nécessaire de renforcer la résistance du ventilateur par rapport à l'écoulement intérieur et d'augmenter l'intervalle des taux d'injection.

Une série de quelques ventilateurs a été réalisée et un banc d'essai est mis en place pour exécution des expérimentations relatives au contrôle de l'écoulement par soufflage rotatif. Trois vitesses de rotation pour le ventilateur sont considérées, à savoir, 1000 *rpm*, 1500 *rpm* et 2000 *rpm*. Les facteurs paramétriques de l'étude sont : le taux d'injection ξ , le nombre de trous pratiqués et le diamètre du diaphragme Φ .

Les mesures expérimentales ont permis de caractériser le sillage du ventilateur en considérant l'influence du contrôle sur la configuration de l'écoulement axial (correspondant aux valeurs maximales du coefficient de débit et du diamètre du diaphragme). Également, il a été procédé à l'évaluation des performances globales du ventilateur à travers la mesure de la dépression dans le caisson, le couple résistant et la puissance injectée. L'obtention de ces paramètres a permis de décrire l'évolution du rendement statique à travers ses différentes composantes exprimées en termes de la puissance mécanique, aéraulique et d'injection.

La position axiale optimale pour le ventilateur par rapport au carter a été également déterminée en considérant deux configurations pour l'écoulement, à savoir, naturel et contrôlé à $\xi = 0.8$. L'évaluation des améliorations sur les performances obtenues pour le ventilateur montrent que la position $z_{fan} = 0 \text{ mm}$ est la position de fonctionnement optimale.

Afin d'apprécier l'effet du procédé de rotomoulage, la dépression générée dans le caisson d'aspiration est évaluée pour chacun des ventilateurs réalisés. Il ressort que le gain en puissance aéraulique présente un optimum pour chaque ventilateur variant de 30 à 53%. Cette large plage de variation résulte principalement des conditions opératoires du rotomoulage et des défauts de fabrication du ventilateur. Certes un gain de 53% est important, mais il est obtenu pour des puissances aérauliques relativement faibles et pour faible vitesse de rotation 1000 *rpm*. En revanche, pour les mêmes conditions opératoires, à 1500 et 2000 *rpm* on atteint respectivement un gain maximal de l'ordre de 42% et 34% pour des puissances aérauliques modérées.

Les résultats expérimentaux obtenus ont permis, également, d'établir que le contrôle par 16 trous pratiqués sur le ventilateur est mieux adapté que le contrôle par 32 trous en termes de performances globales.

Pour 16 trous d'injection, les améliorations atteintes par le rendement statique sont moyennement acceptées (6%) obtenues pour les conditions du contrôle (1000 *rpm*, $\xi = 0.4$, et diamètre du diaphragme $\Phi = 300$ mm). Avec un taux d'injection de $\xi = 0.8$, la nappe de mesure de la vitesse axiale réalisée par le tube de Pitot statique a montrée une nette augmentation de la vitesse au voisinage de l'extrémité des aubes (à partir $r/R > 0.8$). Ce qui revient à dire que le contrôle a contribué à l'atténuation de la source du débit de fuite provenant de l'aval de la virole. De plus, ce qui s'avère particulièrement intéressant la bonne concordance du débit volumique évalué par la norme ISO 5801 et celui calculé par intégration du profil de la vitesse axiale, soit une erreur d'environ 2% à la sortie du ventilateur.

Les résultats expérimentaux de la configuration rentable (16 trous) ont été comparés avec ceux de l'étude numérique. De même, on a étudié la variation des gains, en puissance aéraulique et en couple, et l'évolution du débit de fuite. La détermination de la plage de fonctionnement des faibles pressions du ventilateur a montré des difficultés numériques de convergence. Au plan numérique, le modèle de calcul est validé par rapport aux résultats expérimentaux, avec des précisions (1 à 5%) et (10 à 18%) pour les deux coefficients de débit et de la pression, respectivement. La plage du taux d'injection est alors extrapolée aux valeurs $\xi = 1.2$ et 1.6 en considérant un nombre de 18 trous. Il est établi que pour une faible vitesse de rotation (1000 *rpm*), des améliorations significatives en gains en puissance aéraulique (100%), en couple mettant le ventilateur en autorotation (positif à 12 fois) et en débit de fuite sont obtenues. Ce dernier, peut, sous certaines conditions, être complètement annulé (confiné dans le jeu) voire changer de direction.

Ainsi pour clore, le fonctionnement rentable du ventilateur contrôlé au niveau du jeu radial est assuré par une faible vitesse de rotation, un nombre de trous réduit et un taux d'injection important.

Perspectives

En perspectives, la présente étude ouvre des voies pour d'innombrables extensions aux plans numérique et expérimental.

Pour l'approche CFD, il convient de considérer :

- Les paramètres relatifs aux trous d'injection (position axiale, forme, dimension et orientation).
- Le circuit intérieur du débit d'injection (pertes de charges, gain en couple pour la virole et les trous d'injection).
- Les effets instationnaires et aéroacoustiques.
- Étude du contrôle passif de l'écoulement où le débit d'injection est assuré par un ventilateur centrifuge monté au moyeu (figure 4.28).
- Étude comparative du soufflage fixe réalisé au niveau du carter et celui de la présente étude (rotatif).

Pour l'approche expérimentale :

- Reproduire la configuration numérique rentable pour le ventilateur.
- Améliorer la résistance mécanique du ventilateur en optimisant le procédé du rotomoulage et le comportement rhéologique du polymère afin de réduire les défauts inhérents à la fabrication (bord de fuite, bulle d'air, ... etc).
- Équiper le banc d'essai par des instruments de mesures plus performants et moins intrusifs (Couplemètre, PIV, LDV, ... etc) afin de suivre l'évolution de la topologie locale du jet et d'estimer avec précision le couple et la puissance injectée.

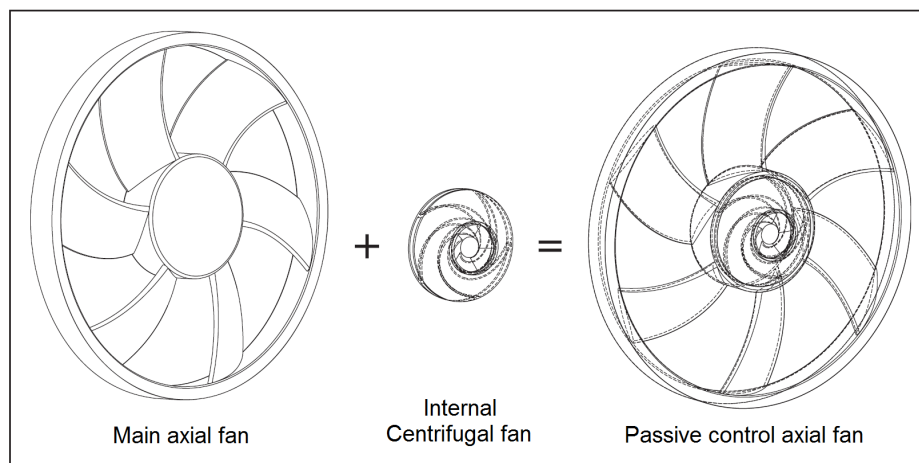


FIGURE 4.28 – Contrôle passif utilisant un ventilateur centrifuge.

Bibliographie

- [1] Budugur Lakshminarayana. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery. John Wiley & Sons, 1995.
- [2] R. Rey et F. Bakir. Machines centrifuges et helico centrifuges. Cours Tome III, 2008.
- [3] Alain GUEDEL. Bruit des ventilateurs. partie 1. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4177) :BM4177–1, 2002.
- [4] Jean-Marie Méricoux. Ventilateurs. compresseurs. notions fondamentales. dimensionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4500) :BM4500–1, 1999.
- [5] NA Cumpsty and EM Greitzer. Ideas and methods of turbomachinery aerodynamics : a historical view. Journal of propulsion and power, 20(1) :15–26, 2004.
- [6] HB Squire. The secondary flow in a cascade of airfoils in a nonuniform stream. Journal of the Aeronautical Sciences, 18(4) :271–277, 1951.
- [7] Gérard BOIS. Turbomachines : calcul des écoulements incompressibles modélisation. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4219), 2008.
- [8] Frank Kameier and Wolfgang Neise. Rotating blade flow instability as a source of noise in axial turbomachines. Journal of Sound and Vibration, 203(5) :833–853, 1997.
- [9] Jérôme Boudet, Adrien Cahuzac, Philip Kausche, and Marc C Jacob. Zonal large-eddy simulation of a fan tip-clearance flow, with evidence of vortex wandering. Journal of Turbomachinery, 137(6) :061001, 2015.
- [10] Andreas Fischer, Jörg König, Jürgen Czarske, Clemens Rakenius, Gregor Schmid, and Heinz-Peter Schiffer. Investigation of the tip leakage flow at turbine rotor blades with squealer cavity. Experiments in fluids, 54(2) :1462, 2013.
- [11] S Moreau, M Sanjosé, S Magne, and M Henner. Aeroacoustic predictions of a low-subsonic axial fan. In Proceedings ISROMAC Conference, volume 2012, 2012.

-
- [12] M Gad-el Hak. Flow control : Passive, active, and reactive flow management. 2000.
- [13] Hamid Oualli. Influence de la vibration radiale et de la rotation d'un cylindre circulaire sur l'évolution du sillage proche. PhD thesis, 2006.
- [14] RE Longhouse. Control of tip-vortex noise of axial flow fans by rotating shrouds. Journal of sound and vibration, 58(2) :201–214, 1978.
- [15] Alexej Pogorelov, Matthias Meinke, and Wolfgang Schröder. Effects of tip-gap width on the flow field in an axial fan. International Journal of Heat and Fluid Flow, 61 :466–481, 2016.
- [16] Donghyun You, Meng Wang, Parviz Moin, and Rajat Mittal. Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade. Physics of Fluids, 18(10) :105102, 2006.
- [17] T Fukano, Y Takamatsu, and Y Kodama. The effects of tip clearance on the noise of low pressure axial and mixed flow fans. Journal of Sound and Vibration, 105(2) :291–308, 1986.
- [18] T Fukano and Y Kodama. Prediction of sound power of the low pressure axial and diagonal flow fans. In Fan noise symposium, Senlis, 1992.
- [19] M Inoue, M Kuromaru, and M Fukuhara. Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 108(1) :7–14, 1986.
- [20] F Kameier and W Neise. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction. Journal of Turbomachinery, 119(3) :460–471, 1997.
- [21] Benjamin Pardowitz, Antoine Moreau, Ulf Tapken, and Lars Enghardt. Experimental identification of rotating instability of an axial fan with shrouded rotor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, 229(5) :520–528, 2015.
- [22] J Vad, Cs Horváth, and JG Kovács. Aerodynamic and aero-acoustic improvement of electric motor cooling equipment. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, 228(3) :300–316, 2014.

- [23] Martin G Yapp, Robert V Houten, and Robert I Hickey. Housing with recirculation control for use with banded axial-flow fans, February 6 1996. US Patent 5,489,186.
- [24] Martin Buisson, Pascal Ferrand, Laurent Soulat, Stéphane Aubert, Stéphane Moreau, C Rambeau, and M Henner. Optimal design of an automotive fan using the turbâopty meta-model. *Computers & Fluids*, 80 :207–213, 2013.
- [25] AM Wallis, JD Denton, and AAJ Demargne. The control of shroud leakage flows to reduce aerodynamic losses in a low aspect ratio, shrouded axial flow turbine. In *ASME Turbo Expo 2000 : Power for Land, Sea, and Air*, pages V001T03A046–V001T03A046. American Society of Mechanical Engineers, 2000.
- [26] Sylvain Nadeau and William Holmes. Turbomachine with double-faced rotor-shroud seal structure, January 21 2003. US Patent 6,508,624.
- [27] Sylvain Nadeau. Integral tip seal in a fan-shroud structure, April 5 2005. US Patent 6,874,990.
- [28] Steven R Wellborn, Ilya Tolchinsky, and Theodore H Okiishi. Modeling shrouded stator cavity flows in axial-flow compressors. In *ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, pages V001T03A014–V001T03A014. American Society of Mechanical Engineers, 1999.
- [29] Vitaliy Nezym. A statistical model for the effect of casing treatment recesses on compressor rotor performance. *Experimental thermal and fluid science*, 31(8) :1165–1176, 2007.
- [30] Axel Pfau. *Loss mechanisms in labyrinth seals of shrouded axial turbines*. PhD thesis, ETH Zurich, 2003.
- [31] Volker Schramm, Jens Denecke, Siegfried Kim, and Sigmar Wittig. Shape optimization of a labyrinth seal applying the simulated annealing method. *International Journal of Rotating Machinery*, 10(5) :365–371, 2004.
- [32] Christophe Sarraf, Hussain Nouri, Florent Ravelet, and Farid Bakir. Experimental study of blade thickness effects on the overall and local performances of a controlled vortex designed axial-flow fan. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(4) :684–693, 2011.

-
- [33] Jérémy Hurault. Méetrologie instationnaire embarquée pour la modélisation du bruit à large bande dans les turbomachines. PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech, 2010.
 - [34] Ali Aktürk and Cengiz Camci. Axial flow fan tip leakage flow control using tip platform extensions. Journal of Fluids Engineering, 132(5) :051109, 2010.
 - [35] Alessandro Corsini, Franco Rispoli, and A Geoff Sheard. Development of improved blade tip endplate concepts for low-noise operation in industrial fans. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, 221(5) :669–681, 2007.
 - [36] Alessandro Corsini, Franco Rispoli, and AG Sheard. Shaping of tip end-plate to control leakage vortex swirl in axial flow fans. Journal of Turbomachinery, 132(3) :031005, 2010.
 - [37] Thomas A Auxier. Aerodynamic tip sealing for rotor blades, April 4 1995. US Patent 5,403,158.
 - [38] Markus Hamik and Reinhard Willinger. An innovative passive tip-leakage control method for axial turbines : Basic concept and performance potential. Journal of Thermal Science, 16(3) :215–222, 2007.
 - [39] Jianjun Hu, Xiangdong Kong, Zhixian Li, Yonggui Zhang, and Jinliang Xu. Experimental investigation of aerodynamic interaction between tip leakage flow and spontaneous tip injection flow using 2d-piv. Experimental Thermal and Fluid Science, 54 :127–135, 2014.
 - [40] Matjaž Eberlinc, Brane Širok, Marko Hočevvar, and Matevž Dular. Experimental investigation of the interaction of two flows on the axial fan hollow blades by flow visualization and hot-wire anemometry. Experimental Thermal and Fluid Science, 33(5) :929–937, 2009.
 - [41] Matjaž Eberlinc, Brane Širok, Matevž Dular, and Marko Hočevvar. Modification of axial fan flow by trailing edge self-induced blowing. Journal of Fluids Engineering, 131(11) :111–104, 2009.
 - [42] Matjaž Eberlinc, Brane Širok, Marko Hočevvar, and Matevž Dular. Numerical and experimental investigation of axial fan with trailing edge self-induced blowing. Forschung im Ingenieurwesen, 73(3) :129, 2009.
 - [43] Yangang Wang and Longbo Zhao. Investigation on the effect of trailing edge ejection on a turbine cascade. Applied Mathematical Modelling, 37(9) :6254–6265, 2013.

- [44] SH Rhee, S-E Kim, H Ahn, J Oh, and H Kim. Analysis of a jet-controlled high-lift hydrofoil with a flap. Ocean engineering, 30(16) :2117–2136, 2003.
- [45] Harald Jürgen Weigl, JD Paduano, LG Frechette, AH Epstein, EM Greitzer, MM Bright, and AJ Strazisar. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor. In ASME 1997 international gas turbine and aeroengine congress and exhibition, pages V004T15A034–V004T15A034. American Society of Mechanical Engineers, 1997.
- [46] Lars Neuhaus and Wolfgang Neise. Active flow control to improve the aerodynamic and acoustic performance of axial turbomachines. In 1st Flow Control Conference, page 2948, 2002.
- [47] L Neuhaus and W Neise. Active control to improve the aerodynamic performance and reduce the tip clearance noise of axial turbomachines with steady air injection into the tip clearance gap. In Active Flow Control, pages 293–306. Springer, 2007.
- [48] Scott C Morris and John F Foss. An aerodynamic shroud for automotive cooling fans. Journal of fluids engineering, 123(2) :287–292, 2001.
- [49] DR Neal and JF Foss. The application of an aerodynamic shroud for axial ventilation fans. Journal of fluids engineering, 129(6) :764–772, 2007.
- [50] Maosheng Niu and Shusheng Zang. Experimental and numerical investigations of tip injection on tip clearance flow in an axial turbine cascade. Experimental Thermal and Fluid Science, 35(6) :1214–1222, 2011.
- [51] Robert Rey. Methode generale de determination d’un etage de turbomachine axiale de compression (fluide incompressible). PhD thesis, 1981.
- [52] Farid Bakir. Méthode de dimensionnement et d’analyse des machines de compression hélico-centrifuges en régime incompressible. PhD thesis, Paris, ENSAM, 1992.
- [53] Victoria Pellicer Sifres. Conception et qualification de ventilateurs de refroidissement par rotomoulage. PhD thesis, 2013.
- [54] site internet de l’AFR. [http ://www.rotomoulage.org](http://www.rotomoulage.org).
- [55] Abdelmoumen Hamidi. Modélisation et simulation du rotomoulage réactif du polyuréthane. PhD thesis, Ecole nationale supérieure d’arts et métiers-ENSAM, 2015.

-
- [56] Benjamin Cann. Conception de qualification de ventilateurs de refroidissement par rotomoulage. PhD thesis, Paris, ENSAM, 2009.
- [57] M. Martinez. Procédé innovant dans la conception de ventilateurs de refroidissement moteur automobile : Amélioration et qualification du process de rotomoulage. PhD thesis, Paris, ENSAM, 2009.
- [58] ENISO DIN. 5801. industrial fans-performance testing using standardized airways, 2011.
- [59] British Standard. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. EN ISO, pages 5167–2, 2003.
- [60] Groupe SKF. www.skf.com.
- [61] Deublin Company. www.deublin.com.
- [62] Jean-Louis Fanchon. Guide des sciences et technologies industrielles. Nathan, 2013.
- [63] H Schlichting. Boundary-layer theory. In Boundary-layer theory. McGraw-Hill, 1979.
- [64] cad magazine. N° 127, 2005.
- [65] Ansys Fluent. User’s guide., 2015.
- [66] Florian R Menter, Martin Kuntz, and Robin Langtry. Ten years of industrial experience with the sst turbulence model. Turbulence, heat and mass transfer, 4(1) :625–632, 2003.
- [67] Bernard Gourmelen and Jean-François LEONE. Air comprimé dans l’industrie. Ed. Techniques Ingénieur, 1997.

أبرو ديناميكية و التحكم في ديناميكية الهواء المتسرب لمروحة محورية مصنعة بقولبة دورانية

ملخص: في الوقت الحالي صناعة الآلات التوربينية مشروط وفقا لمعايير أكثر تقييدا. التحدي الصناعي للباحثين هو النظر في الحلول المثلى للحد من مصادر فقدان الطاقة، عدم الاستقرار والصوت، وعلى وجه الخصوص أبرو ديناميكية الهواء المتسرب (معدل التسرب). هناك أعمال أنجزت بمدرسة Arts & Métiers ParisTech تخص القولبة الدورانية لمروحة محورية خاصة بتبريد محرك السيارة. فكرة هذا العمل هو استخدام الشكل الأجوف الناجم عن هذه القولبة من أجل استغلال ذلك في التحكم في ديناميكية الهواء المتسرب من خلال تقنية التدفق الهوائي الدوراني. لهذا الغرض، تحوي حلقة المروحة على ثقب موجه بطريقة تسمح بخفض كل من معدل التسرب و عزم الدوران. في هذا العمل، تم التطرق إلى ثلاثة أجزاء رئيسية. الأول يتعلق بإنجاز المروحة بطريقة القولبة الدورانية. الثاني يتعلق بالدراسة التجريبية للإعدادات التجريبية ذو معيار 5801. تتضمن هذه الدراسة إنجاز الإعدادات التجريبية لتقنية التدفق الهوائي الثابت، المقاييس لتحديد المميزات العامة و كذا تشخيص السرعة المحورية لأعقاب المروحة. ويتناول الجزء الثالث المحاكاة العددية للظروف التجريبية الأحسن ميزة، ثم استقرار العمل لمعدلات التدفق الهوائي المرتفعة. عند هذه الأخيرة، فمن الممكن إلغاء معدل التسرب و تغيير اتجاهه مع ربح جد معتبر لعزم الدوران إلى درجة وضع المروحة في حالة دوران آلي.

كلمات مفتاحية : مروحة محورية ناتجة عن القولبة الدورانية ، التحكم في معدل التسرب، التدفق الهوائي الدوراني الثابت، دوران آلي.

Aérodynamique et contrôle de l'écoulement de jeu dans un ventilateur axial obtenu par rotomoulage.

Résumé : Aujourd'hui, la fabrication des turbomachines est conditionnée par des normes de plus en plus restrictives. L'enjeu industriel pour les chercheurs est d'envisager des solutions optimales visant à réduire les sources de perte d'énergie, d'instabilité et du bruit, en particulier l'écoulement de jeu (débit de fuite). Des actions préliminaires ont été élaborées à Arts & Métiers ParisTech sur le rotomoulage du ventilateur axial de refroidissement d'automobile. L'idée de ce travail est d'utiliser la forme creuse induite par le rotomoulage afin de l'exploiter dans le contrôle de l'écoulement de jeu radial par soufflage rotatif. Pour cela, la virole comporte des trous d'injection orientés de façon à réduire simultanément le débit de fuite et le couple. Dans ce travail, trois parties ont été traitées. La première concerne la réalisation du ventilateur par rotomoulage. La deuxième concerne l'étude expérimentale menée dans le banc d'essai ISO 5801. Cette étude comporte la réalisation d'un montage dédié au contrôle par soufflage rotatif, la métrologie menée pour la détermination des performances globales et la caractérisation de la vitesse axiale du sillage proche. La troisième partie traite la modélisation numérique des conditions expérimentales rentables ensuite l'extrapolation du travail vers des taux d'injection importants. Pour ce dernier, on arrive à annuler le débit de fuite voire changer de direction avec un gain considérable du couple mettant ainsi le ventilateur en autorotation.

Mots clés : Ventilateur axial rotomoulé, contrôle du débit de fuite, soufflage rotatif, autorotation.

Aerodynamic and tip clearance flow control of an axial fan obtained with rotational molding

Abstract : Nowadays, the turbomachinery's manufactures are conditioned more and more by restrictive rules where the researchers have to consider optimal solutions to reduce energy loss, instability and noise, particularly the tip clearance flow (leakage flow rate). Preliminary actions have been developed at Arts & Métiers ParisTech on rotational molding process used for the automobile cooling axial fan. The idea of this work is to use the hollow shape induced by rotational molding process in order to control the tip clearance flow within a rotating stationary air injection. For this, the shroud ring is composed of injection holes oriented in such away to reduce both of leakage flow rate and the torque. The thesis is constituted of three main parts. The first one concerns the construction of the fan by rotational molding process whereas the second one concerns the experimental study carried out in the ISO 5801 test bench. This study involves the realization of drive system dedicated to rotary steady air injection, metrology for performance determination and the characterization of the near wake axial velocity. The third part deals with the numerical modeling of efficient experimental conditions, then the extrapolation of work towards high injection rates. For this latter, it is possible to cancel leakage flow rate even change direction with a considerable gain in torque thus putting the fan in autorotation.

Keywords : rotomolded Axial fan, leakage flow control, rotary steady air injection, autorotation.

