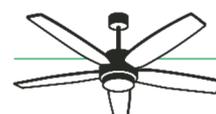


BRASSE : BRASSEURS D'AIR, UNE SOLUTION DE SOBRIÉTÉ ET D'EFFICACITÉ



BRASSE
BRASSEUR D'AIR :
UNE SOLUTION
DE SOBRIÉTÉ
ET D'EFFICACITÉ

Etude 3 – Evaluation de l'impact des brasseurs d'air
sur le confort thermique des usagers
Rapport 3.4 – Simulation des écoulements par CFD

RAPPORT FINAL

BRASSE

Brasseurs d'air, une solution de sobriété et d'efficacité

Étude des performances, de l'impact sur le confort et de l'acceptabilité des brasseurs d'air en réponse aux changements climatiques

Les brasseurs d'air en plafond permettent d'améliorer le confort thermique des usagers des bâtiments tout en diminuant la consommation d'énergie nécessaire au refroidissement de locaux. Ils sont par conséquent une solution permettant de **s'adapter au changement climatique**. Mais ces équipements sont peu préconisés par les équipes de conception de bâtiment. D'un point de vue technique, cela est dû à un **manque de connaissance** sur ces équipements, leurs **performances** et leur **effet sur la qualité des ambiances intérieures**. Cela pourrait également être dû à des **raisons socio-économiques** non encore identifiées.

Ces constats ont fait naître le programme de recherche : BRASSE¹.

Ce projet de recherche vise principalement à **enrichir** le secteur du bâtiment de connaissances sur ces équipements, de développer des **méthodes** et outils d'aide à l'intégration et à **diffuser** cette connaissance.

Les axes de recherche :

- Performances des brasseurs
- Effets sur la qualité des ambiances intérieures
- Outil d'aide à la conception
- Identification des freins sociologiques
- Diffusion des connaissances

Les ambitions du projet sont :

- Réaliser un important **retour d'expérience** à travers 4 approches :
 1. Retour d'expérience technique préliminaire
 2. Analyse en sciences sociales
 3. Mesure sur site pour la validation de la méthodologie
 4. POE
- Établir un **protocole standardisé** de détermination des performances des brasseurs d'air présents sur le marché et **approfondir l'étude** de brasseurs d'air.
- Définir une **méthode** permettant de proposer une **conception de locaux équipés** de plusieurs brasseurs d'air (calepinage) prenant en compte les principaux paramètres : thermiques, acoustiques et aérauliques.
- **Comprendre le rapport des utilisateurs et des professionnels** aux brasseurs d'air quels que soient leurs profils, le climat ou le territoire dans lequel ils évoluent.
- **Diffuser l'information** pour faire monter en compétence l'ensemble de la filière bâtiment sur ces sujets.

Ce programme de recherche rassemble six entités regroupant des compétences pluridisciplinaires :

- **Surya consultants** : bureau d'études, recherches et développement/ Thermique – énergie – environnement – modélisation (pilote du projet)
- **LASA** : laboratoire privé en acoustique
- **ISEA** : cabinet de recherche et de conseil en sciences sociales – spécialisé en analyse et intervention comportementale
- **Laboratoire PIMENT – Université publique de la Réunion** : Génie de l'Habitat et génie thermique
- **Laboratoire Eiffel aérodynamique, filiale du groupe CSTB** : aérodynamique - expérimentation
- **EnvirobatBDM** : centre de ressources et démarche bâtiments durables méditerranéens – retour d'expérience

Le programme BRASSE est lauréat de l'appel à projets de recherche **Bâtiments responsables 2020** géré par l'Ademe.

¹ BRasseur d'Air : une Solution de Sobriété et d'Efficacité

CITATION DE CE RAPPORT

LE MAREC P.E., LE BERIGOT T., BŒUF F., 2023. Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort thermique des usagers – Simulation des écoulements par CFD - Projet BRASSE

Toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite selon le Code de la propriété intellectuelle (art. L 122-4) et constitue une contrefaçon réprimée par le Code pénal. Seules sont autorisées (art. 122-5) les copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé de copiste et non destinées à une utilisation collective, ainsi que les analyses et courtes citations justifiées par le caractère critique, pédagogique ou d'information de l'œuvre à laquelle elles sont incorporées, sous réserve, toutefois, du respect des dispositions des articles L 122-10 à L 122-12 du même Code, relatives à la reproduction par reprographie.

Ce document est diffusé par l'ADEME

20, avenue du Grésillé BP 90406 | 49004 Angers Cedex 01

Numéro de convention : 2004C0018

Appel à projets de recherche Vers des Bâtiments Responsables à l'horizon 2020"

Étude réalisée pour le compte de l'ADEME par : Pierre-Erwan LE MAREC (Surya Consultants), Tangi LE BERIGOT (Surya Consultants), Frédéric BŒUF (Surya Consultants)

Coordination technique - ADEME : LARUELLE Céline - Direction/Service : DVTD/SB

SIMULATION DES ECOULEMENTS D'AIR EN PRESENCE DE BRASSEURS DANS DES CONFIGURATIONS REELLES

Pierre-Erwan LE MAREC¹, Tangi LE BERIGOT¹, Frédéric BŒUF¹,

¹Surya Consultants, France,

Mots clés : brasseur d'air, vitesse d'air, simulation, CFD

Cet article s'inscrit dans le programme de recherche « BRASSE : Étude des performances, de l'impact sur le confort et de l'acceptabilité des brasseurs d'air en réponse aux changements climatiques. ». Projet lauréat de l'appel à projets de recherche Bâtiments responsables 2020 géré par l'ADEME.

1. Introduction

La consommation d'énergie liée au refroidissement des bâtiments augmente plus rapidement que par le passé et cette tendance devrait se poursuivre jusqu'à la fin du XXI^e siècle [1]. À l'heure actuelle, la consommation d'énergie pour le refroidissement peut atteindre jusqu'à 9,3 % de la consommation mondiale totale d'énergie dans les bâtiments commerciaux [1] et pourrait être intensifiée en raison des problèmes de réchauffement de la planète [2, 3]. Bien que différentes stratégies d'économie d'énergie soient utilisées dans le bâtiment pour réduire cette demande de refroidissement, elles peuvent être coûteuses et/ou complexes [4, 5]. Par conséquent, l'utilisation d'une solution simple et abordable et la modification des paradigmes actuels de traitement de l'ambiance thermique dans les bâtiments modernes peuvent être suggérées comme urgentes.

Le brasseur d'air est un dispositif mécanique à faible consommation d'énergie qui peut être une solution d'amélioration de confort thermique appropriée répondant à l'ensemble des enjeux actuels [6]. Il n'a pas pour objectif, à l'inverse du climatiseur beaucoup plus énergivore, de refroidir et de maintenir la température d'ambiance. Il s'agit d'un dispositif de circulation d'air peu coûteux et pratique qui peut améliorer la sensation thermique des occupants en faisant circuler l'air dans une zone intérieure [7, 8].

S'il existe de nombreux avantages potentiels à l'application des brasseurs d'air, leur taux de pénétration sur le marché est encore limité ce qui est dû au manque d'informations concises sur les impacts des brasseurs d'air et les méthodologies d'évaluation des impacts [9, 10].

L'ambition du projet BRASSE [11] est de développer le bon usage du brasseur d'air dans le secteur du bâtiment comme adaptation frugale aux changements climatiques. Il convient ici de rappeler que le projet BRASSE n'a pas vocation à proposer des solutions d'optimisation de conception des brasseurs pour les fabricants et que ces objectifs techniques sont de définir :

- des indicateurs de performance orientés confort (thermique et acoustique) ;
- des indicateurs physiques permettant une bonne prise en compte des brasseurs en conception ;
- un protocole de mesures en laboratoire permettant d'obtenir ces indicateurs ;
- des règles de calepinage pour les utilisateurs (bureaux d'étude, etc.).

Le présent article ne traitera pas le confort acoustique et se limitera au confort thermique.

Dans une première partie du projet BRASSE [12, 13, 14], des mesures de vitesse d'air ont été réalisées en laboratoire afin d'établir un protocole permettant de définir les indicateurs de conception et de performances pour les brasseurs. De telles mesures ont pour objectif de caractériser l'impact des brasseurs sur le confort de l'utilisateur et leur niveau de performance dans des conditions standardisées. Ces indicateurs permettront alors de comparer les brasseurs entre eux afin de faire un choix éclairé de matériel, les choix d'implantation de brasseur (nombre, position, diamètre et hauteur) étant définis par ailleurs en phase de conception selon le projet (géométrie, usage, etc.).

Au-delà des indicateurs de conception et de performance, il est donc nécessaire de définir les règles d'implantation des brasseurs dans un projet. Dans ce contexte, les mesures en laboratoire ont été complétées par des mesures in-situ [15] afin d'observer le

fonctionnement de brasseurs d'air en conditions réelles (géométrie variées, présence de mobilier). L'analyse de ces seules mesures est toutefois insuffisante pour définir totalement des règles de calepinage applicables quelle que soit la configuration et afin d'y parvenir, la démarche adoptée dans le projet BRASSE est d'utiliser un outil de simulation numérique de la dynamique des fluides (noté CFD pour *Computational Fluid Dynamics*). Dans chaque configuration envisagée, cet outil doit permettre de simuler les écoulements générés par un ou plusieurs brasseurs à partir d'un modèle d'écoulement adapté dont les paramètres auront été ajustés à partir des mesures effectuées en laboratoire et in situ. Il sera alors possible de déterminer des règles d'implantation optimisées en analysant les champs de vitesses obtenus dans les différentes configurations étudiées.

Le présent rapport présente la méthodologie de cette démarche de simulation ainsi qu'une série d'études permettant de valider le modèle utilisé et d'analyser les champs de vitesse d'air obtenus dans différentes configurations (réelles ou fictives) dans le but de proposer des règles d'implantation des brasseurs.

2. Etude bibliographique

2.1 Description des écoulements d'air en présence de brasseurs d'air

La figure 1 décrit la nature de l'écoulement d'air créé par un brasseur soufflant vers le bas en distinguant les différentes zones suivantes [16-19] :

- **La zone d'influence directe** : zone de courant descendant sous le brasseur. Cette zone est caractérisée par les vitesses les plus élevées (pouvant être supérieures à 1 m/s) et un écoulement très turbulent.
- **La zone de diffusion au sol** : située au niveau du sol sur une hauteur d'environ 50 cm, elle est caractérisée par un flux radial avec des vitesses allant de 0,5 à 1 m/s et un niveau de turbulence moins élevé qu'en zone d'influence directe.
- **La zone de remontée murale** : située le long des murs sur une épaisseur d'environ 20 cm, elle correspond à la zone d'écoulement d'air ascendant à des vitesses de l'ordre de 0,5 m/s.
- **Les zones d'impact** : situées au niveau du sol sous le brasseur et en périphérie de la pièce, elles correspondent aux zones d'écoulement laminaire à faibles vitesses d'air où l'écoulement en zone d'influence directe rencontre le sol et où l'écoulement en zone de diffusion rencontre les murs.
- **La zone d'aspiration** : située au-dessus du niveau des pales du brasseur, elle correspond à la zone où l'écoulement est radial et dirigé vers le centre du brasseur à des vitesses de l'ordre de 0,5 à 1 m/s.
- **La zone morte** : située au-dessus du centre du brasseur, cette zone est caractérisée par des vitesses d'air très faibles.
- **La zone d'influence par entraînement** : située entre toutes les zones précédemment décrites, il s'agit d'une zone de faibles vitesses induites par les écoulements dans les zones voisines. La vitesse dans cette zone dépend à la fois de la vitesse dans les autres zones et des distances qui les séparent, c'est-à-dire de la largeur entre la zone d'influence directe et la zone de remontée murale et de la hauteur entre la zone de diffusion au sol et la zone d'aspiration au plafond.

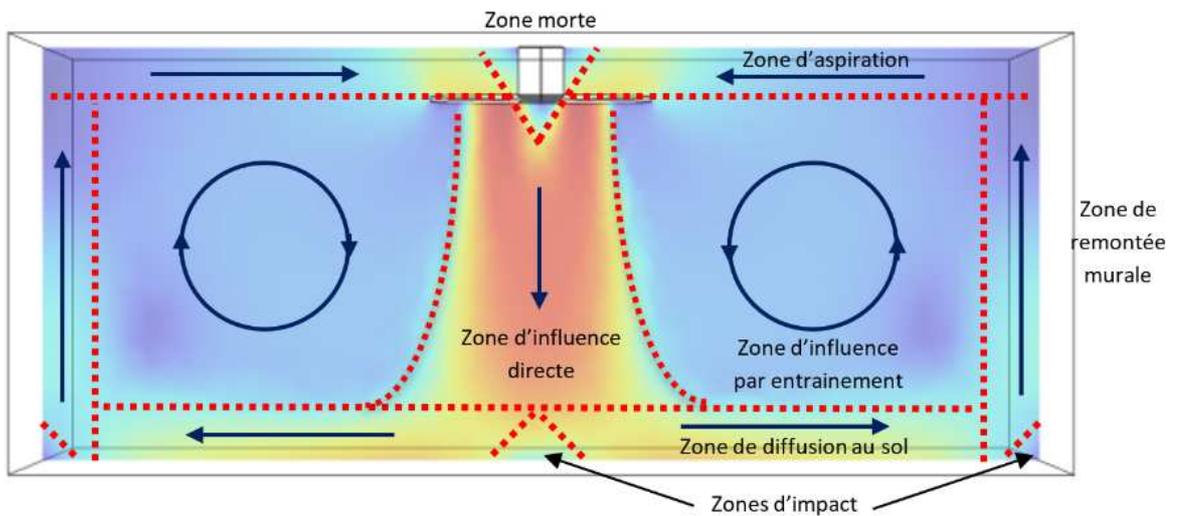


Figure 1 : Schéma de l'écoulement d'air induit par un brasseur d'air soufflant vers le bas

2.2 Influence des différents paramètres sur l'écoulement d'air

2.2.1 Diamètre du brasseur

L'influence du diamètre d'un brasseur sur la vitesse d'air doit être étudiée en tenant compte de la vitesse caractéristique du brasseur (noté FAS pour *Fan Air Speed et exprimé en m/s*) qui est le rapport entre un débit (en m^3/s) sur la surface du brasseur (en m^2). En effet, plus un brasseur est grand plus le volume d'air brassé va être important. Toutefois la vitesse d'air générée par ce brasseur sera proportionnelle au rapport entre ce volume brassé et la surface du brasseur. Il est donc important d'étudier l'influence du diamètre du brasseur à vitesse caractéristique constante. Dans ces conditions, Raftery et al. [20] ont montré que l'augmentation du diamètre du brasseur (figure 2) entraîne :

- une augmentation de la surface de la zone d'influence directe sous le brasseur sans y modifier notablement la vitesse d'air moyenne ;
- une augmentation de la vitesse d'air en zone d'entraînement proportionnelle au diamètre.

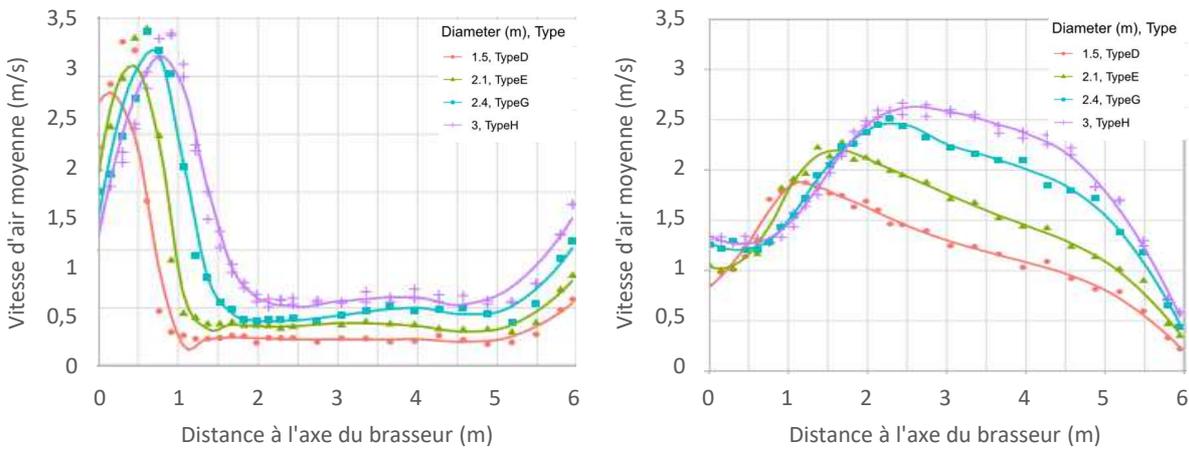


Figure 2 : Influence du diamètre du brasseur sur la vitesse d'air mesurée à différentes hauteurs par rapport au sol : (a) 170 cm, (b) 10 cm [20]
La vitesse caractéristique du brasseur est fixée à 2,1 m/s. (Largeur de la chambre : 12 m, hauteur de plafond : 3 m, distance de montage : 73 cm)

2.2.2 Vitesse de rotation du brasseur

De nombreux auteurs [17-25] ont étudié l'influence de vitesse de rotation du brasseur sur le champ de vitesse. De façon triviale, il est observé que l'augmentation de la vitesse de rotation augmente la vitesse moyenne de l'air dans toutes les zones de l'écoulement. Certains auteurs rapportent une relation de proportionnalité entre le débit et la vitesse de rotation [20] (figure 3) ou entre la vitesse d'air et la vitesse de rotation [25], les deux relations étant cohérentes entre elles puisque la vitesse d'air est proportionnelle au débit pour un diamètre donné.

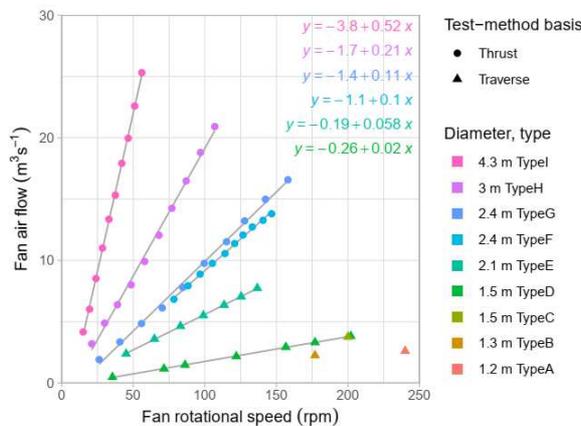


Figure 3 : Influence de la vitesse de rotation sur le débit mesuré par les constructeurs pour différents brasseurs

Raftery et al [20] proposent de rapporter les vitesses d'air mesurées à chaque vitesse de rotation aux vitesses caractéristiques calculées à partir des débits certifiés par les constructeurs pour chacune de ses vitesses et montre que ce rapport est constant quelle que soit la vitesse de rotation (figure 4).

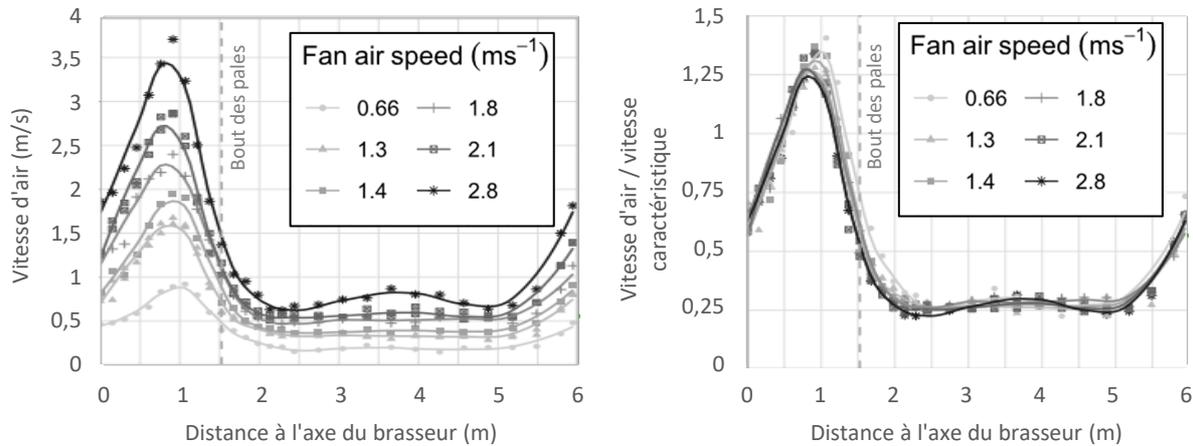


Figure 4 : Influence de la vitesse de rotation sur le profil de vitesse d'air et normalisation du profil par la vitesse caractéristique [20] (Diamètre du brasseur : 3 m, largeur de la chambre : 12 m, hauteur de plafond : 3 m, distance de montage : 76 cm)

2.2.3 Distance de montage

Ces trois hauteurs étant liées entre elles, il est impossible d'étudier indépendamment hauteur de pales, hauteur de plafond et distance de montage (distance entre les pales et le plafond). L'influence de la distance de montage a été principalement discuté dans la littérature en considérant une hauteur de pales fixe et donc une hauteur de plafond variable. De façon générale, on observe que, en dessous d'une certaine distance de montage, la proximité entre le plafond et les pales réduit le débit du brasseur, c'est l'étouffement du brasseur.

Pour un brasseur de 130 cm (vitesse de rotation 160 tr/min, débit estimé 9200 m³/h), Momoi et al [26] ont mesuré le profil de vitesse à une hauteur de 20 cm sous les pales du brasseur pour différentes distance de montage comprise entre 25 cm et 85 cm (entre 0.19 D et 0,65 D). La figure 5 montre que le profil de vitesse est affecté pour toutes les distances de montages inférieures à 45 cm (0,35 D). La réduction de la vitesse mesurée au pic est de 70 % pour une distance de montage de 25 cm (0.19 D), 40 % pour 30 cm (0,23 D), 30 % pour 35 cm (0.27 D) et 20 % pour 40 cm (0,31 D).

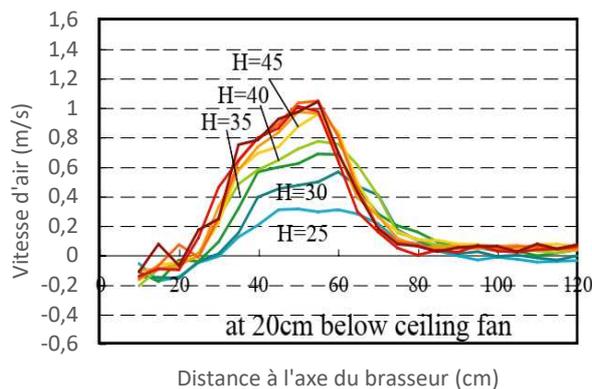


Figure 5 : Influence de la distance de montage sur le profil de vitesse pour un brasseur de 130 cm [26]

Chen et al [22] ont utilisé la CFD pour simuler l'effet de la distance de montage sur le profil de vitesse aux quatre hauteurs de référence pour étudier le confort thermique (170 cm, 110 cm, 60 cm et 10 cm) dans le cas d'un brasseur de 152 cm de diamètre (Haiku, Big Ass Fans) avec une vitesse de rotation de 115 tr/min (débit estimé 6700 m³/h). La figure 6 montre que le pic de vitesse est réduit de 40 % à 60 cm de hauteur lorsque la distance de montage est de 15 cm (0,1 D) par rapport à une distance de montage de 35 cm (0,23 D), de 30 % pour 20 cm (0,13 D), de 15 % pour 25 cm (0,16 D) et de 7 % pour 30 cm (0,2 D). Ces résultats doivent toutefois être pris avec beaucoup de précaution puisque la distance de montage la plus grande reste insuffisante pour vérifier que le débit n'est pas affecté et que le brasseur n'est pas testé ici à sa vitesse maximale (180 tr/min, débit estimé 10300 m³/h). Par ailleurs, le modèle de turbulence utilisé pour ces simulations n'est pas adapté à la modélisation des jets, c'est-à-dire au type de courants d'air rencontrés sous un

brasseur, ce qui explique les « irrégularités » observées sur les profils simulés. Pour ce modèle, le constructeur recommande une distance de montage de 53 cm (0,35 D), une distance de 30,5 cm (0,2 D) pouvant être utilisée dans le cas de hauteur de plafond inférieure à 2,70 m (montage dit « low profile »).

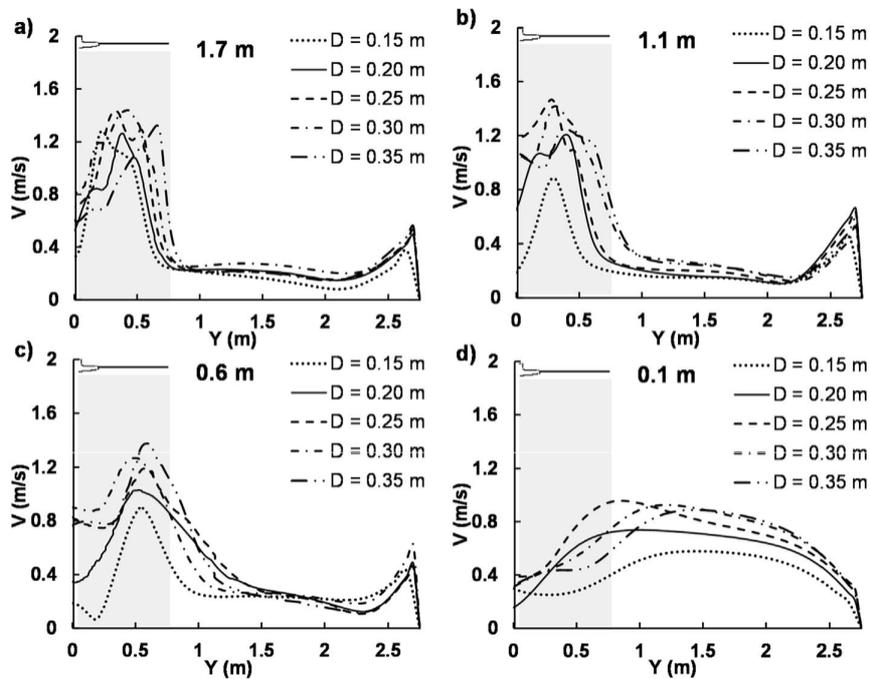


Figure 6 : Simulation des profils de vitesses avec différentes distances de montage aux 4 hauteurs de référence pour un brasseur de 152 cm de diamètre [22]

Pour un brasseur de 87 cm (vitesse de rotation 295 tr/min, débit estimé 4000 m³/h), Blanchard [27] a mesuré le profil de vitesse à une hauteur de 120 cm par rapport au sol pour des distances de montage de 13 cm (0,15 D), 19 cm (0,22 D), 25 cm (0,29 D) et 29 cm (0,33 D). Sur la figure 7, on observe que la hauteur de 13 cm entraîne un étouffement total du brasseur et que la distance de 19 cm conduit à une réduction du pic de vitesse de 15 %, les distances supérieures n'ayant pas d'incidence significative sur la vitesse moyenne dans la zone centrale.

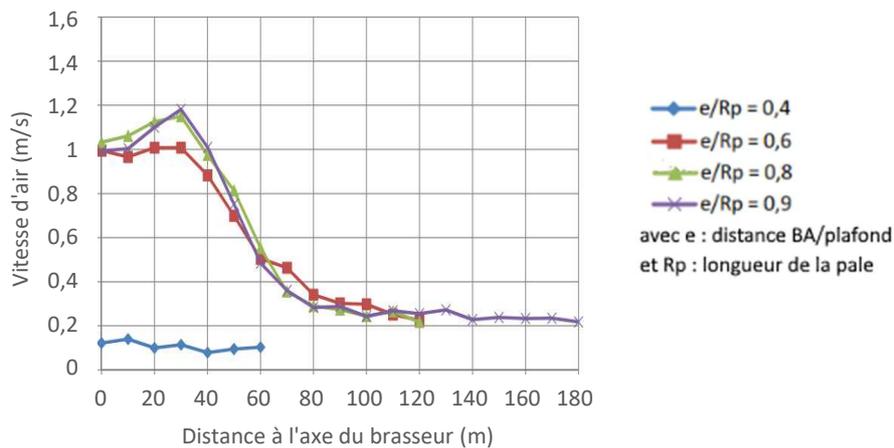


Figure 7 : Influence de la distance de montage sur les profils de vitesses à une hauteur de 1,2 m par rapport au sol pour un brasseur de 87 cm de diamètre [27]

Dans une étude sur différentes tailles de brasseur de 120 cm à 4,3 m, Raftery et al [20] ont étudié l'influence de distance de montage de 76 cm, 1,4 m et 2 m pour une hauteur de pales de 3 m. Dans ces conditions, les distances de montage était de 0.25 D, 0.46 D et 0.66 D pour le brasseur de 3 m de diamètre (vitesse de rotation 79 tr/min, débit estimé 53400 m³/h) et de 0,18 D, 0,33 D et 0,47 D pour le brasseur de 4,3 m (vitesse de rotation 58 tr/min, débit estimé 94000 m³/h). Sur la figure 8, on observe que la distance de montage de 76 cm diminue le pic de vitesse de 10 % pour le brasseur de 3 m et de 15 % pour le brasseur de 4,3 m.

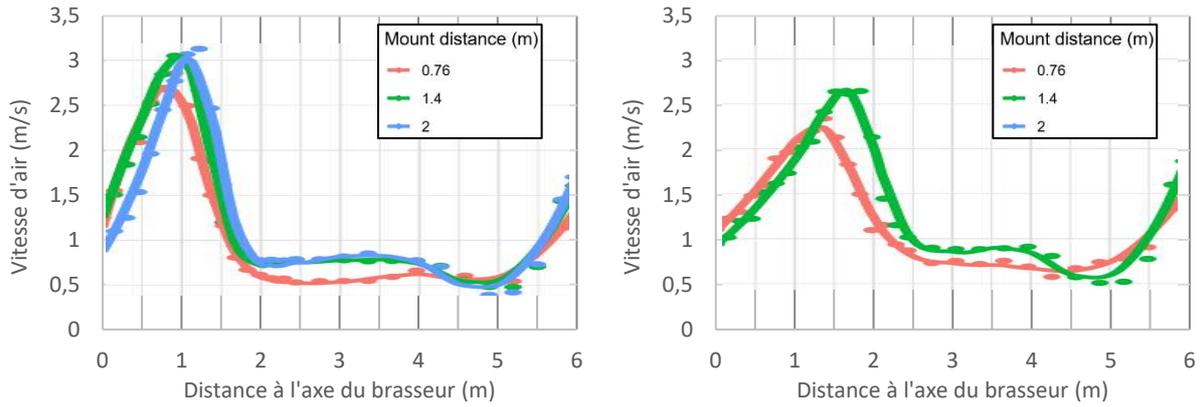


Figure 8 : Influence de la distance de montage sur les profils de vitesses à une hauteur de mesure de 1,7 m par rapport au sol pour deux brasseurs de grandes tailles : (a) D = 3 m et (b) D= 4,3 m [20]. La hauteur de pales est fixée à 3 m.

Dans le cas d'un brasseur de 122 cm, Chandra et al [28] ont mesuré l'influence de la distance de montage par rapport à un plafond à 2,44 m (pièce de 5,38 m x 3,55 m). Ils ont mesuré les vitesses en trois positions différentes à 76 cm au-dessus du sol pour des distances de montage allant de 10 à 30 cm (0,08 D à 0,25 D). Sur la figure 9, on constate que les vitesses sous le brasseur diminuent fortement pour des distances de montage inférieures à 15 cm (0,125 D) qu'elles augmentent de façon linéaire pour des distances de 30 cm sans jamais atteindre de maximum. En conclusion, ils recommandent d'utiliser la distance de montage la plus grande physiquement possible. Toutefois, ces mesures sont à relativiser puisque, le plafond étant à hauteur fixée, la distance entre le brasseur et les points de mesure diminue quand la distance de montage augmente, entraînant nécessairement une augmentation de la vitesse mesurée.

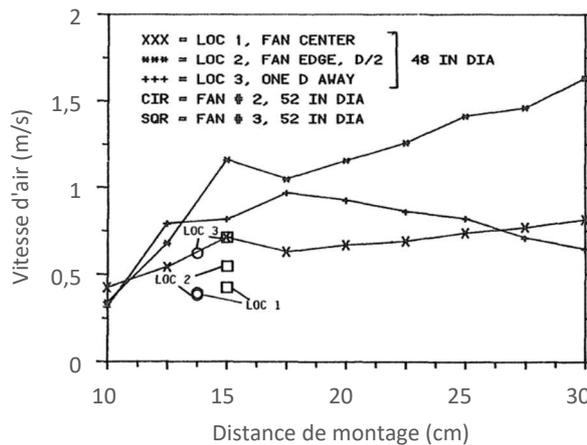
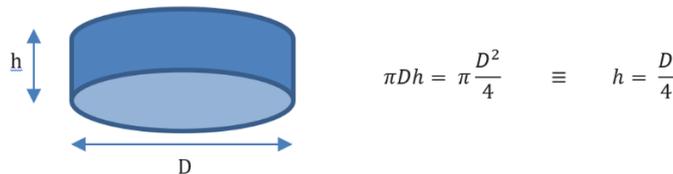


Figure 9 : Influence de la distance de montage sur la vitesse d'air en différentes positions de mesures pour un brasseur de 122 cm [28].

Certains auteurs [17,20] évoque une recommandation « simple » de respecter une distance de montage supérieure à 0,25 fois le diamètre pour s'assurer d'éviter l'étouffement. En effet, à cette distance la surface latérale du cylindre fictif se trouvant entre les pales et le plafond est égale à la surface balayée par les pales permettant ainsi une conservation du débit sans variation de la vitesse :



Dans le cas des grands brasseurs, le fabricant Big Ass Fans, spécialisé dans les brasseurs de grandes tailles, fournit les distances minimales requises pour chacun de ces modèles (figure 10) et dans l'ensemble des cas, la distance de montage recommandée est de l'ordre de 0,35 D pour les brasseurs de plus de 2,4 m de diamètre [29], avec dans certains cas, la possibilité de montage « low profile » (tige raccourcie) avec des distances de montage de l'ordre de 0,25 D, voire d'un montage « flush » (sans tige) pour l'un de ses modèles avec une distance de montage de 0,13 D. A partir des valeurs de la figure 5 [26], on peut calculer que le montage « low-profile » diminue la vitesse de l'ordre de 15 % par rapport au montage standard et que le montage « flush » diminue le débit de 30 % par rapport au montage « low-profile » et 40 % par rapport au montage standard.

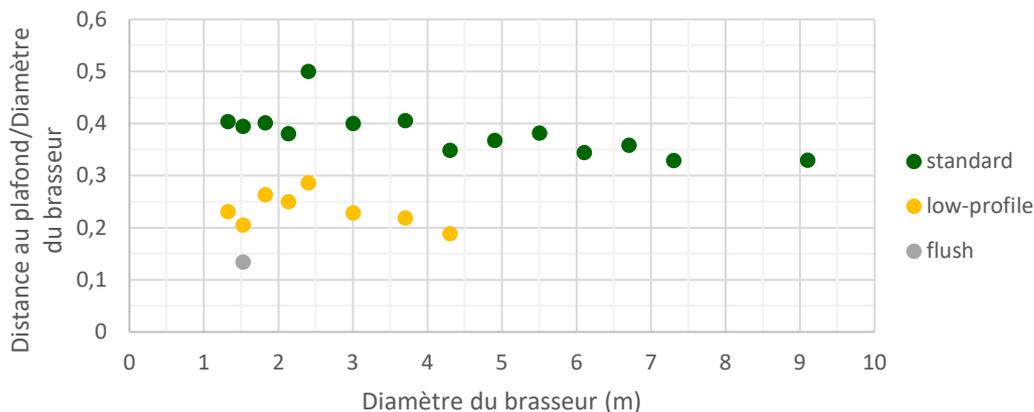


Figure 10 : Rapport entre la distance de montage et le diamètre pour les différents modèles de la gamme Big Ass Fans, d'après [29]

2.2.4 Hauteur de pales

Raftery et al [20] ont étudié l'influence la hauteur de pales (sans modification de la distance de montage) pour différents diamètres de brasseurs à des hauteurs de pales de 3 m (2 D pour le brasseur de 1,5 m, 1,4 D pour le brasseur de 2,15 m, 1 D pour le brasseur de 3 m et 0,7 D pour le brasseur de 4,3 m) et de 4,3 m (2,9 D pour le brasseur de 1,5 m, 2 D pour le brasseur de 2,15 m, 1,4 D pour le brasseur de 3 m et 1 D pour le brasseur de 4,3 m). Sur la figure 11, on peut observer que, dans le cas des petits brasseurs qui ont été testés dans une chambre de 6 m de largeur avec une distance de montage de 70 cm, lorsque la hauteur des pales augmente de 3 m, la vitesse d'air mesurée à 170 cm de du sol diminue de l'ordre de 10 %. Dans le cas des grands brasseurs qui ont été testés dans une chambre de 12 m avec une distance de montage de 1,4 m (échelle double par rapport aux essais avec les petits brasseurs), on observe que le profil de vitesse n'est que peu impacté par la hauteur de pales, le pic étant simplement déplacé vers l'extérieur.

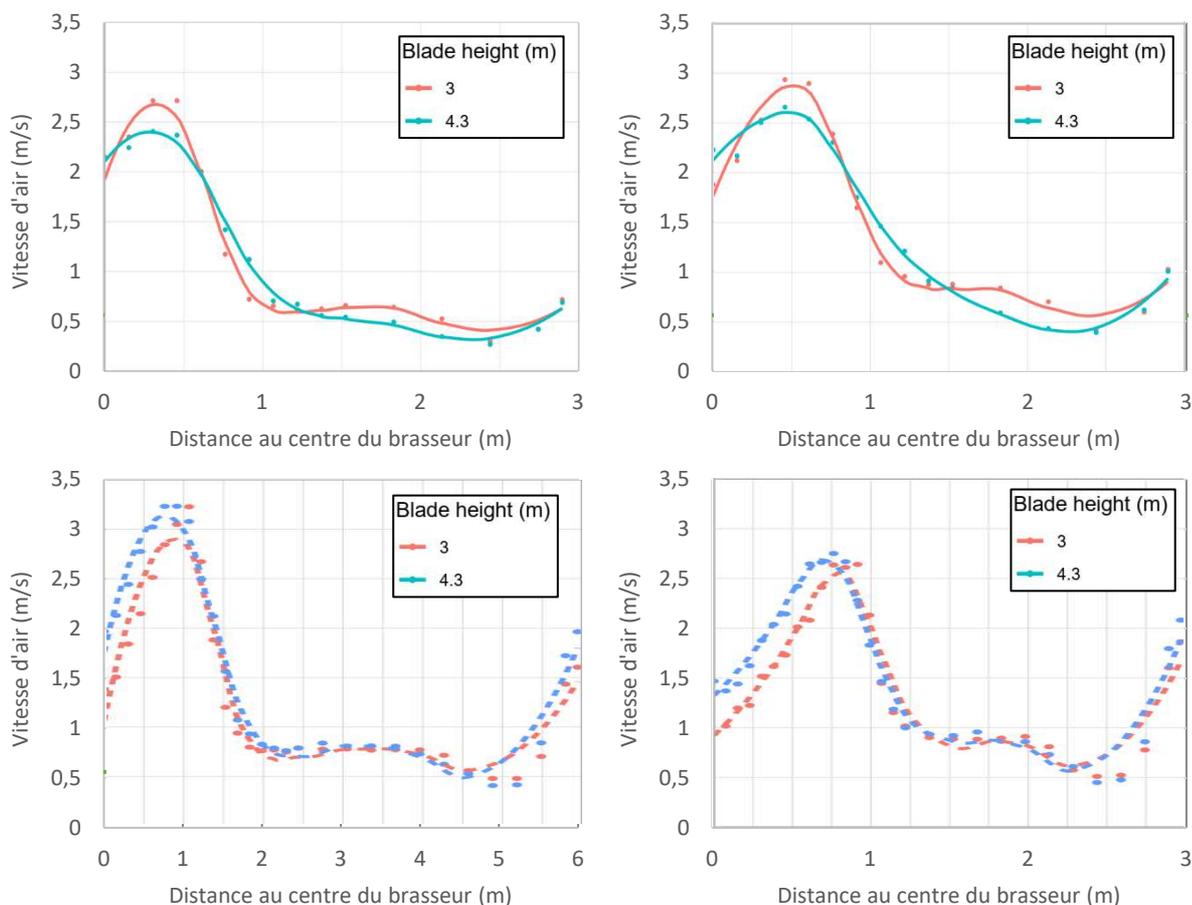


Figure 11 : Influence de la hauteur de pales sur le profil de vitesse pour de brasseur de : (a) 1,5 m, (b) 2,15 m, (c) 3 m et (d) 4,3 m [20]. La distance de montage est de 70 cm dans les cas (a) et (b) et de 1,4 m dans les cas (c) et (d),

En utilisant la démarche de simulation citée dans la section précédente, Chen et al.[22] ont également simulé l'influence de la hauteur de pales d'un brasseur de 1,5 m pour une distance de montage fixe de 30 cm (0,2 D). La figure 12 montre les profils de vitesses mesurés à une hauteur de 60 cm par rapport au sol pour des hauteurs de pales de 2,2 m (1,5 D), 3 m (2 D) et 3,7 m (2,5 D). On observe une réduction de la vitesse d'air sous le brasseur de l'ordre de 50 % pour une hauteur de 2,5 D et de 25 % pour une hauteur de 2 D par rapport à la hauteur de 1,5 D.

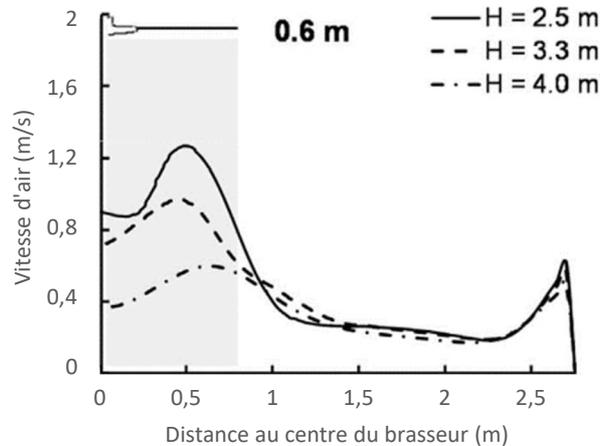


Figure 12 : Simulation des profils de vitesse pour différentes hauteurs sous plafond (H) pour un brasseur de 1,5 m de diamètre [22]. La distance de montage est fixée à 30 cm (0,2 D).

Pour un brasseur de 87 cm, Blanchard [27] a mesuré le profil de vitesse à une hauteur de 120 cm du sol pour trois hauteurs de pales de 2,17 m (2,5 D), 1,65 m (1,9 D) et 1,30 m (1,5 D) avec une distance de montage de 29 cm (0,33 D), c'est-à-dire des hauteurs sous plafond de 2,46 m, 1,94 m et 1,59 m. On constate, sur la figure 13, que la vitesse est beaucoup plus importante lorsque le brasseur se rapproche de la hauteur de mesure, ce qui est cohérent avec les résultats des études précédemment citées. Cependant, l'utilisation pratique de telles observations reste très limitée puisque les hauteurs utilisées dans cette étude sont très inférieures aux hauteurs minimales requises dans des bâtiments réels.

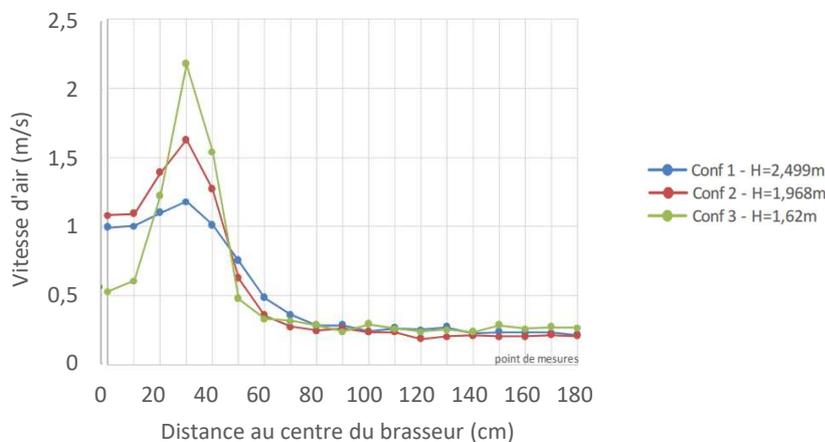


Figure 13 : Influence de la hauteur de pales sur le profil de vitesse mesurée à une hauteur de 1,2 m par rapport au sol pour un brasseur de 87 cm [27]. La distance de montage est fixée à 29 cm.

Si, dans le cas des petits brasseurs, les hauteurs de pales minimales sont requises pour des raisons de sécurité, c'est dans le cas des grands brasseurs (diamètre supérieur à 2,4 m) qu'il est nécessaire d'envisager une hauteur de pales minimale requise pour ne pas affecter le flux d'air. Le fabricant Big Ass Fans a réalisé une étude particulière sur ce sujet [29] pour un brasseur de 7,3 m de diamètre dans un salle de 56 m de largeur et de 16 m de hauteur sous plafond. Les hauteurs de pales sont fixées à 3 m (0,4 D), 4,6 m (0,6 D), 6 m (0,8 D), 7,6 m (1 D), 9 m (1,2 D) et 12,2 m (1,7 D). La distance de montage minimale est de 3,8 m (0,52 D), ce qui est suffisant pour ne pas affecter la vitesse d'air. La figure 14 montre l'influence de la hauteur de pales sur la vitesse d'air moyenne ressentie en position debout (moyenne des profils de vitesses entre les hauteurs de 170 cm, 110 cm et 10 cm par rapport au sol). On constate que la vitesse est maximale pour une hauteur de 6 m, soit un rapport de hauteur de 0,8 D, et que la vitesse chute drastiquement (de l'ordre de 25 %) pour les hauteurs inférieures.

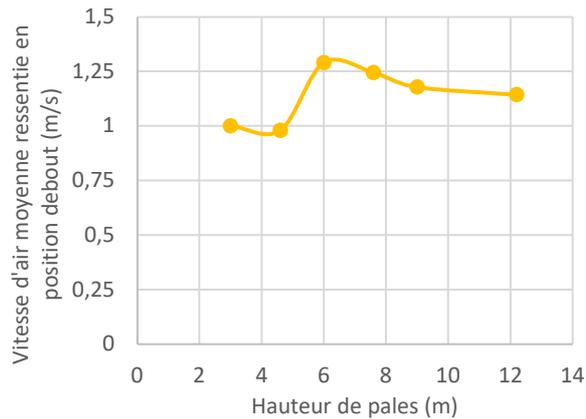


Figure 14 : Influence de la hauteur de pales sur la vitesse ressentie en position pour un brasseur de 7,3 m de diamètre, d'après [29]

2.2.5 Distance aux murs

Dans une configuration symétrique (pièce carrée avec brasseur positionné au centre), Raftery et al [20] ont montré que le champ de vitesse d'air présente une symétrie radiale et que la vitesse d'air en tous points dans la zone d'entraînement augmente proportionnellement au rapport du diamètre sur la largeur de la chambre.

Dans des configurations dissymétriques (pièce non carrée et/ou brasseur non centré), différents auteurs [17, 21, 30] ont observé des dissymétries du champ de vitesse que ce soit sous le brasseur dans la zone d'influence directe ou dans la zone d'entraînement.

Dans une pièce rectangle (4,54 m x 3,48 m) où le brasseur (diamètre 120 cm) est centré, Jain et al [30] ont mesuré les profils de vitesse à des hauteurs par rapport au sol de 1,5 m et de 2,72 m (15 cm sous les pales du brasseur). Sur la figure 15, on observe que le flux d'air est déformé de vitesse est déformé vers l'extérieur sur l'axe où le mur est plus proche et que la vitesse en zone d'entraînement est plus élevée. En effet, le volume d'air à entrainer étant plus faible de ce côté, la vitesse en zone de recirculation y est supérieure. Le flux d'air dans la zone centrale est alors attiré de même côté par un effet d'entraînement réciproque due à cette vitesse plus élevée.

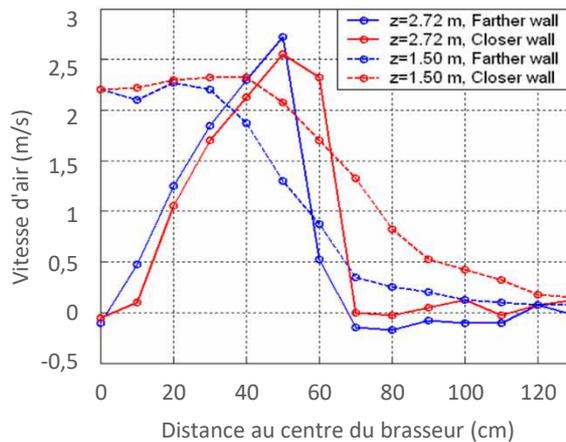


Figure 15 : Influence de la distance au mur sur le profil de vitesse dans une pièce rectangulaire dans laquelle le brasseur de 120 cm est centré [30]

Dans une pièce carrée où le brasseur n'est pas centré (brasseur centré sur l'axe Nord-Sud et excentré de 60 cm vers l'est sur l'axe Est-Ouest), Gao et al [17] ont observé la même dissymétrie du champ de vitesse que dans l'étude de Jain et al [30], ce qui s'explique par les mêmes raisons.

Liu et al [21] ont étudié le champ de vitesse généré par un brasseur non centré dans une pièce rectangle de 5,57 m x 4,32 m. Le brasseur est excentré de 5 cm sur la longueur (axe Y) et de 31,5 cm sur la largeur (axe X). Les champs de vitesses mesurées (figure 16) présentent des dissymétries qui sont cohérentes avec les observations des études précédemment citées [17, 30]

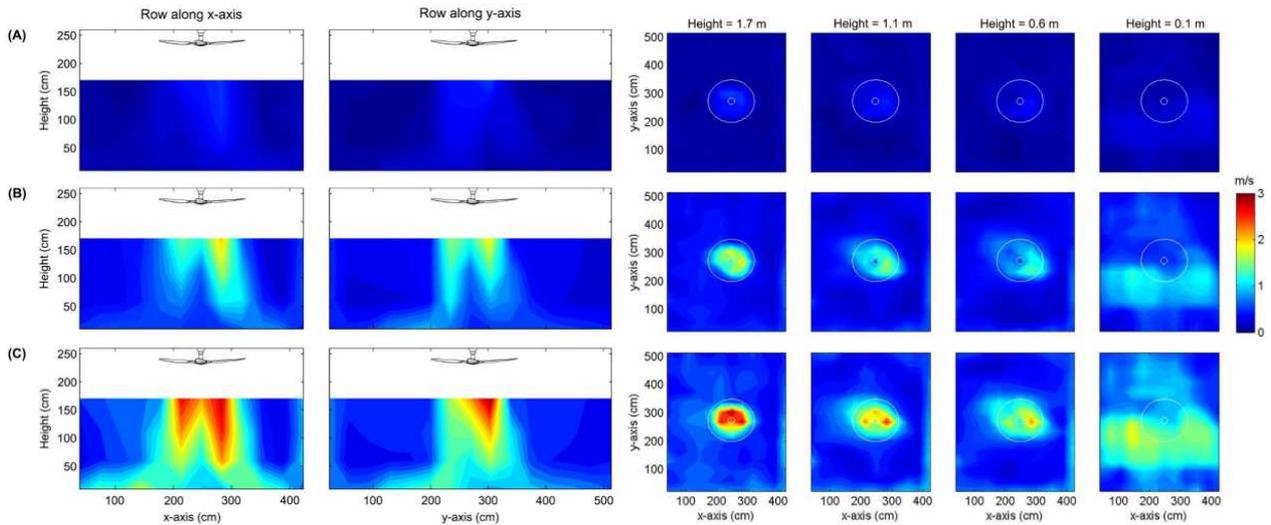


Figure 16 : Champs de vitesse mesurés dans une pièce rectangulaire avec un brasseur excentrée de 1,5 m de diamètre pour les vitesses de fonctionnement : (a) lent, (b) moyen et (c) rapide.

Afin de déterminer la distance minimale requise entre le brasseur et le mur le plus proche, Blanchard [27] a mesuré, pour un brasseur de 87 cm, les profils de vitesse à une hauteur de 130 cm par rapport au sol pour des distances entre le centre du brasseur et le mur de 0,87 m (1 D), 1,3 m (1,5 D) et 2 m (2,3 D). Dans le cas où la distance entre le brasseur et le mur la plus courte (figure 17), on constate que, sur l'axe entre le brasseur et le mur le plus proche, le pic de vitesse est décalé vers l'extérieur et qu'il devient impossible de différencier la zone d'influence directe de la zone d'entraînement. Sur l'axe opposé, le pic de vitesse est décalé vers le centre du brasseur. Toutefois, même dans ce cas, la grande proximité du mur ne semble pas suffisante pour affecter négativement le flux d'air.

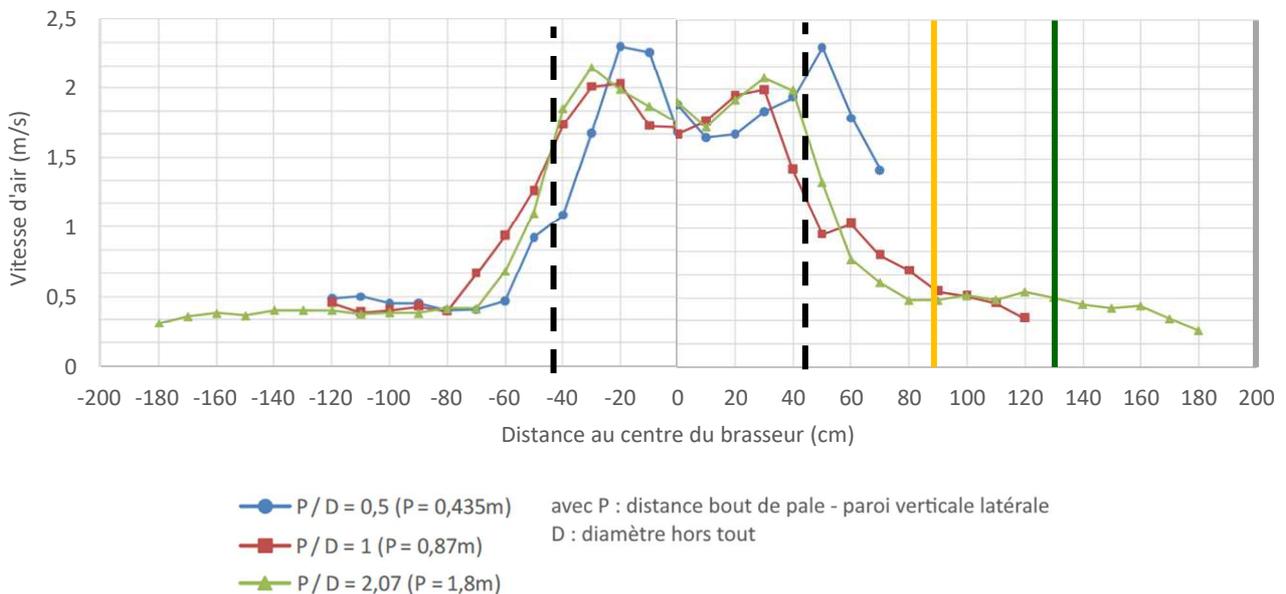


Figure 17 : Influence de la distance au mur le plus proche sur le profil de vitesse mesurée à une hauteur de 1,3 m par rapport au sol pour un brasseur de 87 cm de diamètre [27].

Big Ass Fans [29] recommande de respecter une distance minimale d'un diamètre entre le centre du brasseur et le mur le plus proche pour l'ensemble des brasseurs de sa gamme, recommandation que l'on retrouve régulièrement dans les fiches techniques de plusieurs fabricants.

2.2.6 Distance entre deux brasseurs

Liu et al [23] ont étudié l'effet des interactions entre deux brasseurs voisins sur le motif d'écoulement d'air dans une pièce vide (figures 18 et 19) pour des distances entre les centres de brasseurs (1,5 m de diamètre) de 1,89 m (sur la largeur de la pièce), 2,52 m (sur la longueur de la pièce) et 3,15 m (sur la diagonale de la pièce), soit des ratios de 1,3 D, 1,7 D et 2,1 D. L'interaction entre les brasseurs augmente lorsque les vitesses de rotation augmentent. A la plus haute vitesse, lorsque les deux brasseurs sont très proches (1,3 D), les zones d'influence directe des deux brasseurs se rejoignent en créant une zone de turbulence dans laquelle la vitesse est relativement uniforme. En augmentant la distance séparant les brasseurs jusqu'à une distance de 2,1 D, deux motifs d'écoulement d'air distincts sont observés avec des vitesses plus élevées sous le brasseur, en notant toutefois l'absence d'une zone de courant de remontée centrale entre les deux brasseurs.

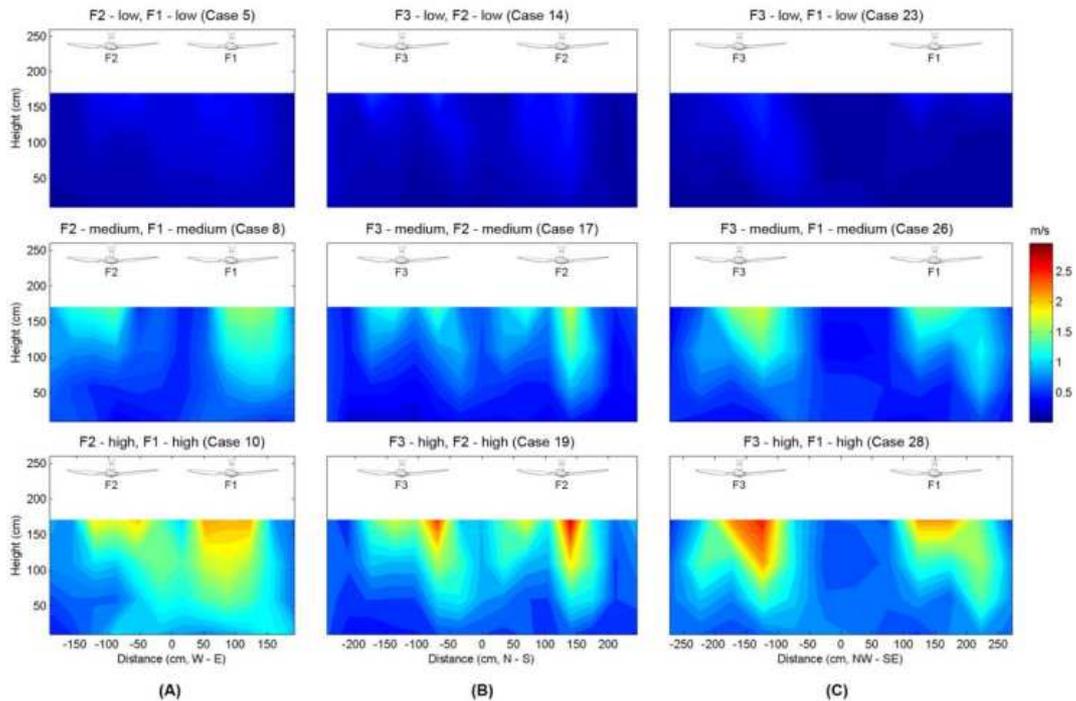


Figure 18 : Vue en coupe verticale dans le plan passant par le centre des brasseurs du champ de vitesse pour différentes vitesses de fonctionnement et différentes distances entre deux brasseurs de 1,5 m de diamètre : (a) 1,89 m (1,3 D), (b) 2,52 m (1,7 D) et (c) 3,15 m (2,1 D)

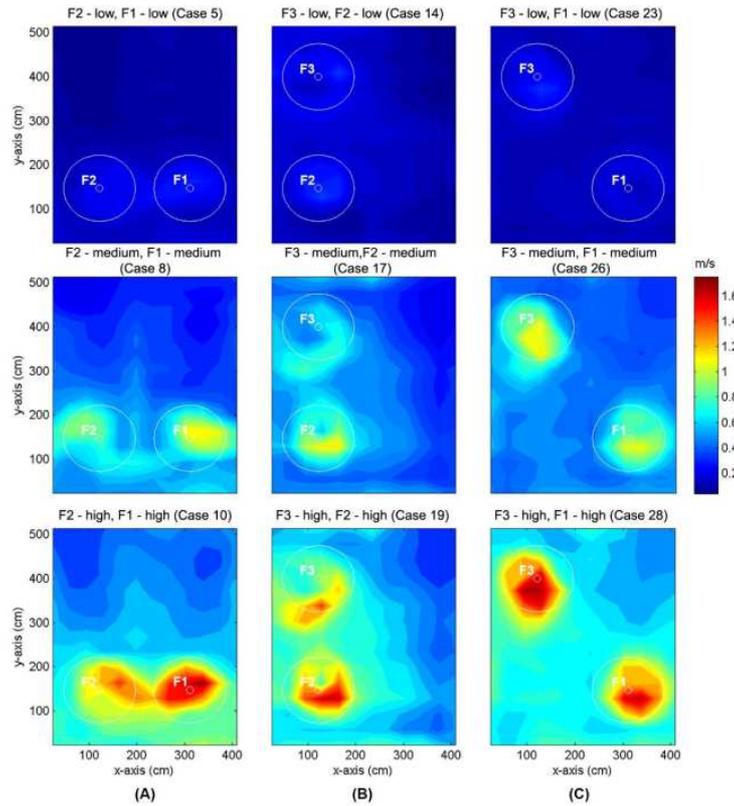


Figure 19 : Vue en coupe horizontale du champ de vitesse (moyenne en les 4 hauteurs de mesure de référence) pour différentes vitesses de fonctionnement et différentes distances entre deux brasseurs de 1,5 m de diamètre : (a) 1,89 m (1,3 D), (b) 2,52 m (1,7 D) et (c) 3,15 m (2,1 D)

Dans une étude sur l'évaluation du confort thermique dans un salle de classe (7,6 m x 5,6 m x 4,3 m), Mihara et al [31] ont mesuré le champ de vitesse produit par deux brasseurs de 132 cm de diamètre positionnés à une hauteur de pales de 2,6 m. La distance séparant les brasseurs est de 4,6 m soit 3,5 D. A cette distance, les deux brasseurs fonctionnent de manière indépendante et l'on peut observer l'existence du courant de remontée centrale entre les deux brasseurs (figure 20).

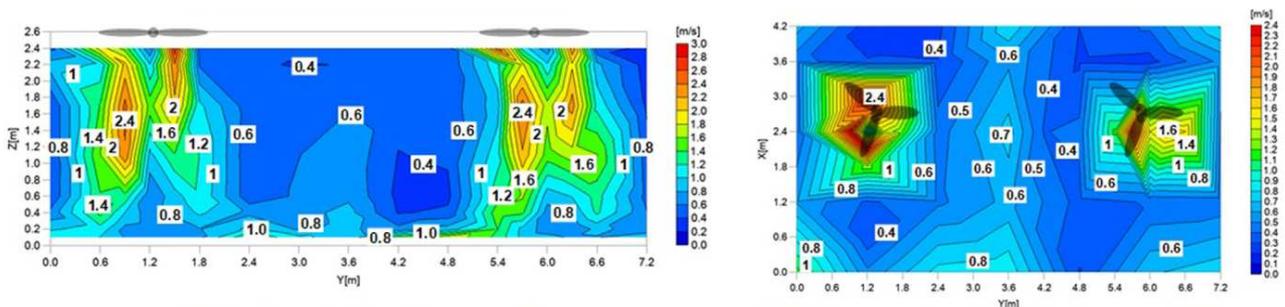


Figure 20 : Vue en coupe (a) verticale passant par le centre des brasseurs et (b) horizontale à 1,1 m de hauteur par rapport au sol du champ de vitesse d'air en présence de 2 brasseurs de 132 cm séparés de 4,6 m (3,5 D) à la vitesse de fonctionnement 5/7 [31]

En se basant sur les résultats d'une recherche interne non publiée, le fabricant Big Ass Fans recommande de respecter une distance minimale de 2,5 D entre deux brasseurs voisins [29], ce qui semble cohérent avec les résultats précédemment cités pour obtenir une distance à laquelle les motifs d'écoulement sont totalement indépendants et où la présence d'un courant de remontée centrale permet d'assurer un débit d'air optimum.

2.2.7 Brasseur d'air et mobilier

Pour tenter de créer une distribution uniforme de l'air dans la pièce, Gao et al. [17] ont étudié l'influence d'une table (1,2 m x 0,6 m, h = 75 cm) et d'une cloison de partitionnement mobile (L = 2,4 m, h = 1,4 m) sur l'écoulement généré par un brasseur de 152 cm (figure 21). On observe que la table dévie le flux d'air vers l'extérieur agrandissant ainsi la surface de la zone d'influence directe.

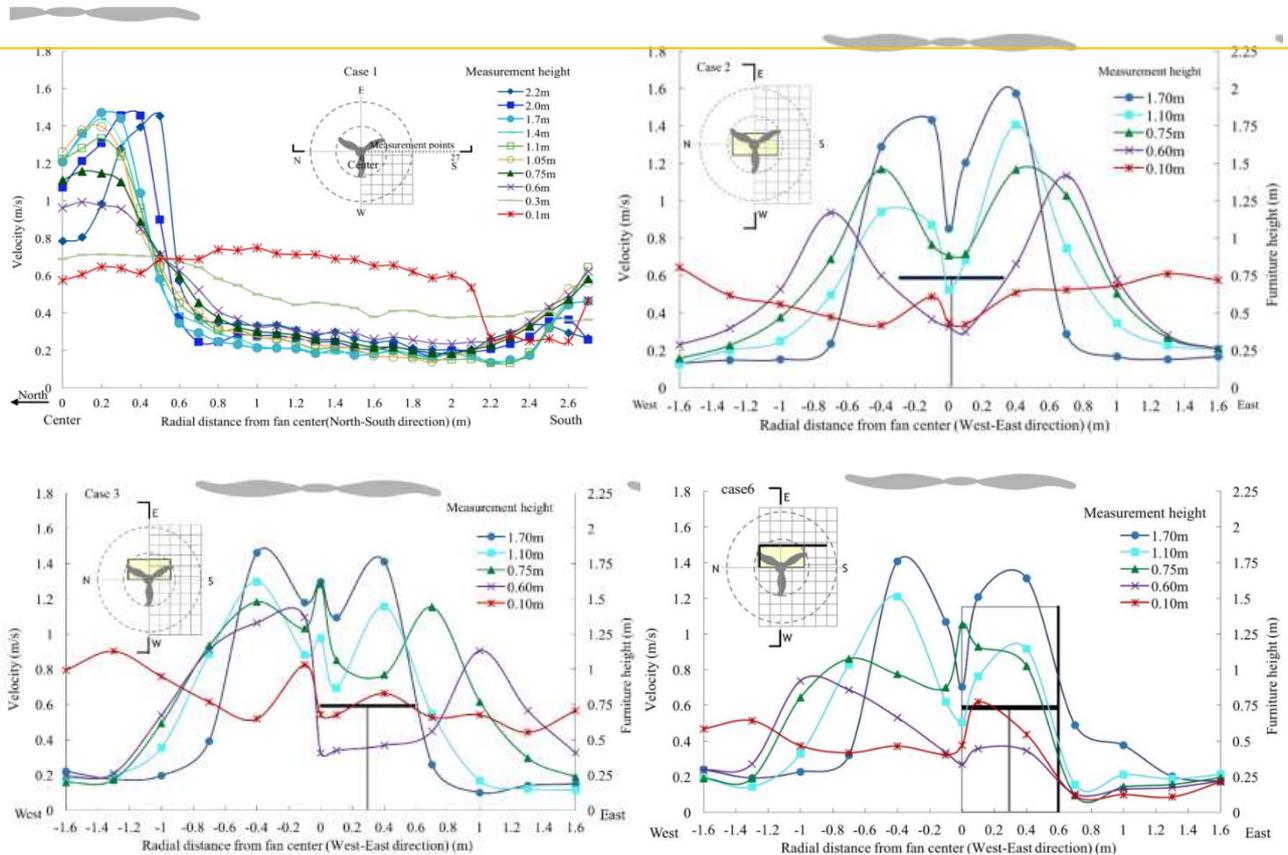


Figure 21 : Influence du positionnement d'une table et d'une cloison de partition sur l'écoulement d'air [20]

En mettant davantage l'accent sur les aspects de confort thermique induit par le champ de vitesse provoqué par le brasseur d'air, Lin [32] a évalué le profil de débit d'air et le mobilier de bureau typique sous le brasseur d'air. La comparaison du profil d'écoulement d'air entre une pièce avec et sans meubles a montré que la table sous le brasseur d'air déforme le circuit d'écoulement d'air. La présence de la table réduit la vitesse de pointe. Toutefois, le maximum se déplace latéralement vers l'extérieur de la zone centrale, ce qui rend la répartition de la vitesse dans la partie occupée de la salle plus uniforme. L'efficacité du positionnement de la table pour assurer l'uniformité du flux d'air dans un espace occupé dépend de l'emplacement de la table par rapport aux pales du brasseur d'air. L'ajout de cloisons verticales proche de la table a également amélioré la distribution de l'air.

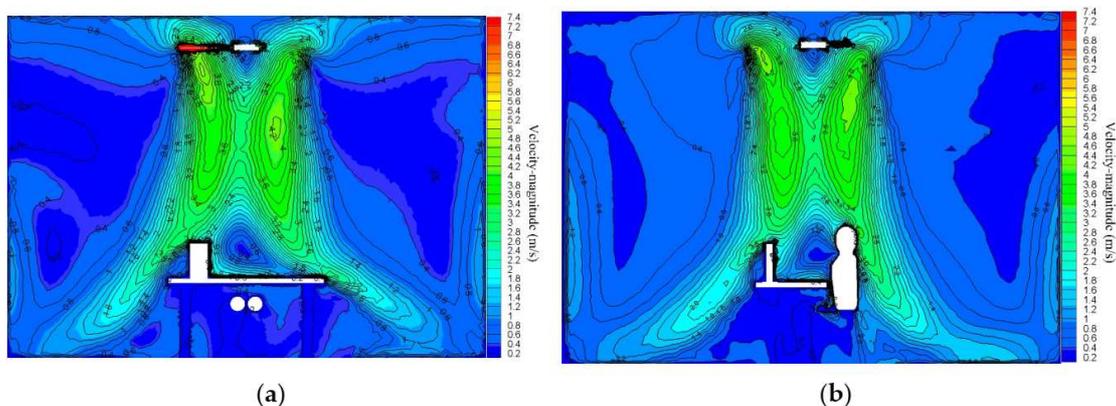


Figure 22 : Amplitude de la vitesse en m/s à différents plans de coupe transversale : (a) plan X ; (b) plan Y

2.3 Simulation numérique des écoulements d'air induits par les brasseurs d'air

La simulation dynamique des écoulements de fluides (CFD pour *Computational Fluid Dynamics*) permet de simuler l'écoulement d'air induit par un brasseur d'air en résolvant numériquement les équations qui régissent l'écoulement. De manière générale, la résolution d'un problème de CFD se déroule selon les étapes suivantes :

- Définition de la géométrie ;
- Choix des modèles traduisant au mieux le phénomène en faisant un compromis entre représentation physique et ressources de calcul ;
- Discrétisation du domaine de calcul à l'aide d'un maillage adapté aux modèles choisis, la méthode la plus courante étant la méthode des éléments finis (FEM pour *Finite Element Method*)
- Résolution du problème à l'aide d'algorithmes vérifiant la convergence vers une solution stabilisée

La précision des résultats CFD dépendant fortement des paramètres et des modèles d'entrée, il est donc indispensable de corrélérer les modèles de CFD à des mesures expérimentales afin de s'assurer la fiabilité des résultats.

2.3.1 Modélisation de l'écoulement turbulent

Les écoulements de fluides sont décrits par les équations de Navier-Stokes développées par Henri Navier en 1822 [49] puis reformulées par Georges Stokes en 1845 [50]. Dans une formulation eulérienne, en utilisant l'hypothèse de Stokes pour un fluide newtonien compressible tel que l'air et soumis à la seule force volumique de pesanteur, ces équations s'écrivent :

- Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \vec{\nabla}) \mathbf{v} \right) = -\vec{\nabla} p \mathbf{I} + \mu \left[\vec{\nabla} \mathbf{v} + (\vec{\nabla} \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right] + \rho \mathbf{g}$$

Où ρ est la masse volumique du fluide (kg.m^{-3}), \mathbf{v} est le vecteur vitesse (m.s^{-1}), p est la pression (Pa), \mathbf{I} est le tenseur unité, μ est la viscosité dynamique (Pa.s) et \mathbf{g} est la pesanteur (m.s^{-2}).

Dans cette étude, nous nous limiterons au régime stationnaire (les termes dépendant du temps seront nuls) et nous négligerons l'influence de la gravité sur l'écoulement. Les équations s'écriront alors :

- Equation de conservation de la masse

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\rho (\mathbf{v} \cdot \vec{\nabla}) \mathbf{v} = -\vec{\nabla} p \mathbf{I} + \mu \left[\vec{\nabla} \mathbf{v} + (\vec{\nabla} \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right]$$

Toutefois l'existence mathématiques de solutions aux équations de Navier-Stokes n'est pas démontrée et des méthodes de résolutions approchées permettent de proposer des modélisations des écoulements de fluides.

Il existe trois méthodes pour prendre en compte les phénomènes de turbulences dans un écoulement :

- La **simulation numérique directe** (DNS pour *Direct Numerical Simulation*) qui nécessite d'utiliser un maillage ou les éléments ont une taille inférieure à la distance de Kolmogorov, c'est-à-dire à celle du plus petit tourbillon. Ce maillage très fin rend cette méthode très gourmande en ressources de calcul et la limite à des problèmes de très petite taille).

- La **simulation des grandes échelles** (LES pour *Large Eddy Simulation*) dans lequel le maillage est plus grossier, les tourbillons les plus petits étant pris en compte pour un moyenne spatiale des équations de Navier-Stokes ;
- La **moyenne de Reynolds** (RANS pour *Reynolds Averaged Navier Stokes*) qui représente les tourbillons quelle que soit leur échelle à l'aide d'une moyenne temporelle des équations de Navier-Stokes. C'est la méthode la moins gourmande en ressources et de fait, la plus couramment utilisée pour des applications industrielles.

Dans le cas des écoulements turbulents tels que ceux générés par les brasseurs d'air, il est donc courant d'utiliser la moyenne de Reynolds introduite par Osborne Reynolds en 1895 [51]. La turbulence γ est considérée comme un processus statistique pouvant être décrit par une valeur moyenne $\bar{\mathbf{v}}$ et des fluctuations du vecteur vitesse \mathbf{v}' :

$$\mathbf{v} = \bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}'$$

Cela permet d'aboutir à l'expression d'un tenseur de contraintes de turbulence $\mathbf{T} = -\bar{\nabla} \cdot (\rho \mathbf{v}' \otimes \mathbf{v}')$, appelé tenseur de contraintes de Reynolds, s'ajoutant au tenseur de contraintes visqueuses dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\bar{\mathbf{v}} = -\nabla p \mathbf{I} + \mu \left[\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} + (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T - \frac{2}{3}(\bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}})\mathbf{I} \right] + \mathbf{T}$$

En utilisant l'approximation proposée par Joseph Boussinesq en 1877 [52], on peut exprimer ce tenseur en faisant intervenir une viscosité de turbulence μ_T (nommée *eddy viscosity* en anglais) s'ajoutant à la viscosité du fluide et un second terme proportionnel à l'énergie cinétique de turbulence k s'ajoutant à la pression :

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\bar{\mathbf{v}} = -\bar{\nabla} \left(p \mathbf{I} + \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \right) + (\mu + \mu_T) \left[\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} + (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T - \frac{2}{3}(\bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}})\mathbf{I} \right]$$

De nombreux modèles ont été développés pour exprimer la viscosité de turbulence et l'énergie cinétique de turbulence parmi lesquels les plus répandus sont :

- Le **modèle Spalart-Allmaras** (noté SA) [48] [53] [54] : L'énergie cinétique de turbulence k étant considérée nulle dans ce modèle, il est décrit par une unique équation modélisant la viscosité turbulente en passant par une variable homogène à une viscosité notée $\tilde{\nu}$:

$$\mu_T = \rho f_{v1} \tilde{\nu}$$

Ou $\tilde{\nu}$ est défini par :

$$(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\tilde{\nu} = C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \{ \bar{\nabla} \cdot [(v + \tilde{\nu}) \bar{\nabla} \tilde{\nu}] + C_{b2} \bar{\nabla} \tilde{\nu} \cdot \bar{\nabla} \tilde{\nu} \} - C_{w1} f_w \left(\frac{\tilde{\nu}}{l_w} \right)^2$$

Avec :

$$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{\kappa_v^2} + \frac{1 + C_{b2}}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}}{v}$$

$$f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right] \quad g = r + C_{w2}(r^6 - r) \quad r = \min \left(\frac{\tilde{\nu}}{\tilde{S} \kappa_v^2 l_w^2}, 10 \right)$$

$$\tilde{S} = \max \left[\Omega + C_{rot} \times \min \left(0, S + \frac{\tilde{\nu}}{\kappa_v^2 l_w^2} f_{v2} \right), 0.3 \Omega \right]$$

$$\Omega = \sqrt{2 \boldsymbol{\Omega} : \boldsymbol{\Omega}} \quad S = \sqrt{2 \mathbf{S} : \mathbf{S}} \quad \boldsymbol{\Omega} = \frac{1}{2} (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} - (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T) \quad \mathbf{S} = \frac{1}{2} (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} + (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T)$$

Les constantes du modèle sont données par le tableau suivant :

Table 1 : Constantes du modèle de Spalart Allmaras

C_{b1}	C_{b2}	C_{v1}	C_{w2}	C_{w3}	$\sigma_{\tilde{\nu}}$	κ_v	C_{rot}
0.1355	0.622	7.1	0.3	2	2/3	0.41	2

Ce modèle a été initialement développé pour des applications aéronautiques de type écoulement sur un profil d'aile. Il est particulièrement adapté à l'étude des couches limites mais il est peu précis pour les écoulements libres de type « jets ».

- Le **modèle k-ε** [55-58] : Il est décrit par un système de deux équations couplant l'énergie cinétique de turbulence k et l'énergie de dissipation de la turbulence ε. Il existe différentes formes de ce modèle : standard, réalisable, RNG et Bas-Reynolds. Dans la forme standard, il s'exprime :

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})k = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \bar{\nabla}k \right] + P_k - \rho\varepsilon$$

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\varepsilon = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \bar{\nabla}\varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

où μ_T et P_k sont définis par les expressions suivantes :

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$P_k = \mu_T \left[\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} : \left(\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} + (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T \right) - \frac{2}{3} (\bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}}$$

Les constantes du modèle sont données par le tableau suivant :

Table 2 : Constantes du modèle k-ε

σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ
1	1.3	1.44	1.92	0.09

Il ne décrit pas les écoulements proches des parois qu'il simplifie à l'aide d'une loi de paroi (non détaillée ici) décrivant la couche limite, ce qui permet une simplification du maillage importante. Il prédit correctement les écoulements libres en dehors du jet rond, ce qui rend son utilisation plutôt déconseillée pour les brasseurs d'air.

- Le **modèle k-ω** [59] : Il est décrit par un système de deux équations couplant l'énergie cinétique de turbulence k et l'énergie spécifique de dissipation de la turbulence ω :

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})k = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \mu_T \sigma_k^* \right) \bar{\nabla}k \right] + P_k - \beta_0^* \rho \omega k$$

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\omega = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \mu_T \sigma_\omega \right) \bar{\nabla}\omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta_0 \omega^2$$

où μ_T et P_k sont définis par les expressions suivantes :

$$\mu_T = \rho \frac{k}{\omega}$$

$$P_k = \mu_T \left[\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} : \left(\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}} + (\bar{\nabla} \bar{\mathbf{v}})^T \right) - \frac{2}{3} (\bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{v}}$$

Les constantes du modèle sont données par le tableau suivant :

Table 3 : Constantes du modèle k-ω

α	σ_k^*	σ_ω	β_0^*		β_0
13/25	1/2	1/2	9/125		9/100

Il est plus précis proche des parois que le modèle k-epsilon et décrit correctement les écoulements de type jets. Il est difficile à faire converger et il est conseillé d'utiliser le résultat d'une solution k-epsilon en valeur initiale.

- Le **modèle SST** (*shear strain transport*) [60-61] : ce modèle combine les avantages des modèles k-ω et k-ε. Il utilise la formulation du modèle k-ω pour la description de la couche limite et bascule à une formulation de type k-ε dans l'écoulement libre à l'aide de conditions sur le paramètre y représentant la distance à la paroi la plus proche. Il est décrit par les deux équations suivantes :

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})k = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \mu_T \sigma_k \right) \bar{\nabla}k \right] + P_k - \beta_0^* \rho \omega k$$

$$\rho(\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\nabla})\omega = \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \mu_T \sigma_\omega \right) \bar{\nabla}\omega \right] + \frac{\gamma \omega}{\mu_T} \rho P - \rho \beta \omega^2 + 2(1 - f_{v1}) \rho \frac{\sigma_\omega^2}{\omega} \bar{\nabla}k \cdot \bar{\nabla}\omega$$

où μ_T et P_k sont définis par les expressions suivantes :

$$\mu_T = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S f_{v2})}$$

$$P_k = \min \left\{ \mu_T \left[\vec{\nabla} \vec{v} : (\vec{\nabla} \vec{v} + (\vec{\nabla} \vec{v})^T) - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \vec{\nabla} \cdot \vec{v}, 10 \rho \beta_0^* \omega k \right\}$$

Avec :

$$S = \sqrt{2 \mathbf{S} : \mathbf{S}} \quad \mathbf{S} = \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \vec{v} + (\vec{\nabla} \vec{v})^T)$$

$$f_{v1} = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta_0^* \omega y}, \frac{500 \mu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad f_{v2} = \tanh \left\{ \min \left[\frac{2\sqrt{k}}{\beta_0^* \omega y}, \frac{500 \mu}{y^2 \omega} \right] \right\}^2$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \vec{\nabla} k \cdot \vec{\nabla} \omega, 10^{-10} \right)$$

$$\varphi = f_{v1} \varphi_1 + (1 - f_{v1}) \varphi_1 \quad \text{où } \varphi = \beta, \gamma_\omega, \sigma_k, \sigma_\omega$$

Les constantes du modèle SST sont données par le tableau suivant :

Table 4 : Constantes du modèle SST

a_1	β_0^*	β_1	β_2	$\gamma_{\omega 1}$	$\gamma_{\omega 2}$	σ_{k1}	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$
0.31	9/100	3/40	0.0828	5/9	0.44	0.85	1	0.5	0.856

Ce modèle est souvent considéré comme le modèle donnant les meilleurs résultats au prix d'un temps de calcul très élevé (multiplié par 2 par rapport à k- ω et par 3 par rapport à k- ϵ selon Babitch et al [39]).

2.3.2 Modélisation du brasseur

Il existe plusieurs approches pour modéliser l'écoulement généré par un brasseur :

- Le **mouvement du corps rigide** (RBM pour *Rigid Body Motion*) : il s'agit d'une modélisation directe de la rotation de la géométrie du brasseur. C'est l'approche la plus correcte sur le plan physique pour modéliser un écoulement tournant. Du fait du mouvement de la géométrie, il s'agit obligatoirement d'une résolution en régime transitoire, ce qui implique une grande complexité et un temps de calcul très élevé.
- Le **référentiel mobile** (MRF pour *Moving Reference Frame*) : dans les cas où le mouvement du corps rigide est à vitesse constante, cette approche permet de résoudre l'écoulement en régime stationnaire. Une région autour du corps en mouvement est créée lors du maillage puis mise en mouvement de façon à rendre le corps immobile par rapport au maillage de cette zone. Cette méthode nécessite une puissance de calcul moindre comparé à l'approche RBM mais nécessite tout de même de modéliser la géométrie du brasseur.

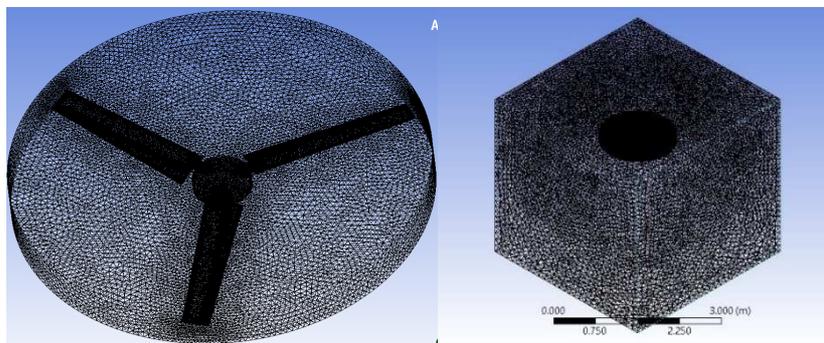


Figure 23 : Maillage de la géométrie du brasseur avec l'approche MRF [37]

- La **source de quantité de mouvement** (MS pour *Momentum Source*) : cette approche permet de s'affranchir de la modélisation de la géométrie du brasseur. Ici, on modélise le brasseur par un cylindre sur lequel on applique un champ de vitesse.

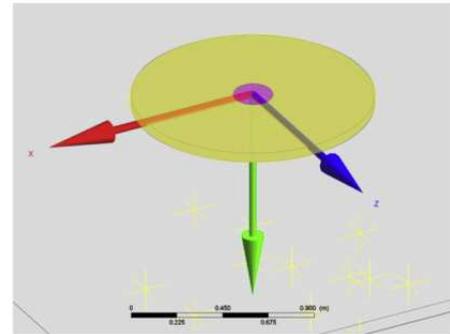
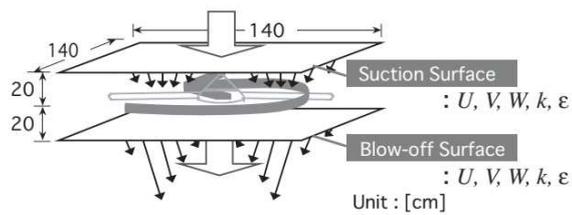


Figure 24 : Détail de la géométrie simplifiée du ventilateur [30 - 39]

- La **courbe de pression statique** (SPC pour *Static Pressure Curve*) : cette approche permet également de s'affranchir de la modélisation de la géométrie du brasseur. Le brasseur est modélisé par une surface circulaire au travers laquelle le débit est fonction de la différence de pression entre les deux faces.

2.3.3 Etudes CFD sur des brasseurs dans la littérature

Le tableau 5 présente les caractéristiques des études trouvées dans la littérature. Les premières études remontent au début des années 2000 avec le développement des modèles simplifiés utilisant une courbe de pression statique [34] ou une source de quantité de mouvement [30]. A partir des années 2010, avec le développement des logiciels et des machines de grandes puissances, la plupart des études ont modélisé la géométrie du brasseur en utilisant un référentiel mobile pour pouvoir simuler l'écoulement en régime stationnaire. Ce choix s'explique souvent par la volonté d'étudier un brasseur particulier, notamment dans le cas où l'on souhaite optimiser sa conception.

Table 5 : Synthèse des différentes études CFD sur des brasseurs d'air

Réf	Régime transitoire	Régime permanent			Modèle de turbulence	Sujet de l'étude
	RBM	MRF	MS	SPC		
Glahn et al (2020) [36]	X	X			k-e SST	Comparaison de modèle
Zhu et al (2014) [45]		X			k-ep	Amélioration d'un système de désinfection de l'air par UV
Lin et Hseih (2014) [42]		X			k-ep	Conception d'un brasseur caché
Pichurov et al (2015) [33]		X			k-ep	Amélioration d'un système de désinfection de l'air par UV
Hsiao et al (2016) [43]		X			k-ep	Confort thermique
Adeeb et al (2016) [46]		X			k-ep k-om SA	Comparaison de modèle de turbulence Conception de pales
Chen et al. (2018) [47]		X			k-ep k-om SST	Influence des paramètres sur le champ de vitesse
Alizadeh et Sadrameli (2018) [44]		X			k-ep	Confort thermique
El Degwy et Khalil (2018)		X			k-ep	Conception de pales
Lin (2019) [42]		X			k-ep	Confort thermique
Casseer et Ranasinghe (2019) [38]		X			k-e k-om SA	Comparaison de modèle de turbulence
Kamsah et al (2020) [37]		X			SA	Confort thermique
Singh et Patil (2020)		X			SST	Conception de pales
Ansari (2021)		X			k-om	Conception de pales
Maheshwar et al (2021)		X			k-ep	Confort thermique
El Degwy et Aboumagd (2022)		X			k-ep	Confort thermique
Mallah et al (2023)		X			k-ep	Effet sur la transmission aéroportée de pathogène
Pandey et al (2023)		X			SST	Effet sur la transmission aéroportée de pathogène
Momoi et al (2004) [30]			X		k-ep	Développement d'un modèle
Bassiouni et Korah (2011) [41]			X		k-ep	Développement d'un modèle
Babitch et al (2017) [39]			X		k-ep k-om SST	Comparaison de modèle de turbulence
Verma et al (2018)			X		SST	Confort thermique
Aynsley et Ali (2003) [35]				X	k-ep	Développement d'un modèle pour brasseurs de grandes tailles
Rizk et al (2017)				X	k-ep	Amélioration de la ventilation naturelle
Usman et Bakar (2020) [34]				X	SST	Confort thermique

Le modèle de turbulence le plus utilisé est le modèle $k-\epsilon$ qui montre une concordance acceptable avec les résultats expérimentaux dans la plupart des cas. Ce choix s'explique surtout par le fait qu'il est le plus ancien et donc historiquement le plus répandu, et souvent accessible par défaut dans les logiciels de CFD. Seules cinq études ont cherché à comparer les performances des différents modèles de turbulence pour la description des écoulements générés par les brasseurs.

Adeeb et al [40] et Casseer et Ranasinghe [38] ont obtenu de meilleurs résultats en couplant l'approche MRF avec le modèle Spalart-Allmaras comparé aux modèles $k-\epsilon$ et au modèle $k-\omega$ (figure 22), ce que peut à priori s'expliquer parce que c'est le modèle qui décrit le mieux l'écoulement au niveau des pales à l'intérieur de la zone mobile.

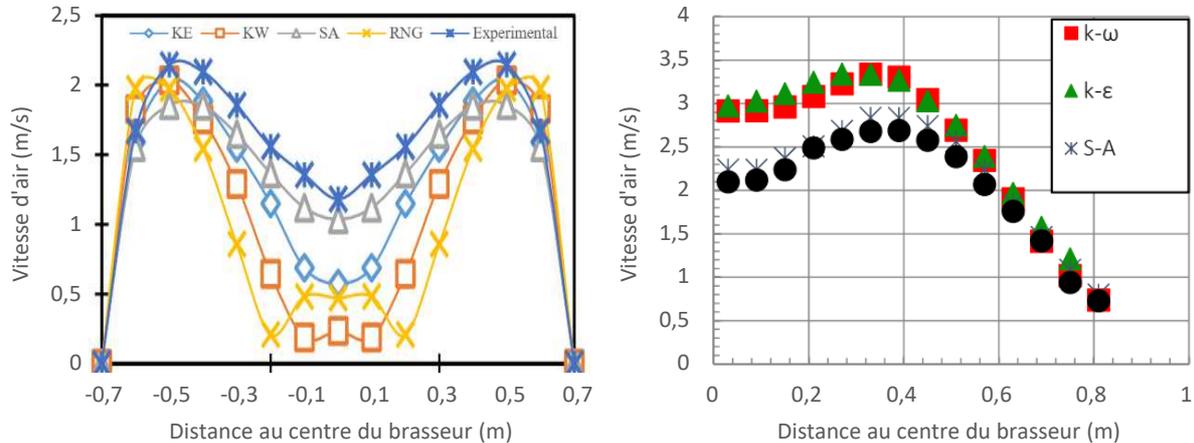


Figure 25 : Comparaison des différents modèles de turbulence dans l'approche MRF [40, 38]

Avec une approche MRF, Chen et al [47] ont comparé les performances de différents modèles $k-\epsilon$ (standard, réalisable et groupe de re-normalisation), du modèle $k-\omega$ et du modèle SST et obtiennent de meilleurs résultats avec le modèle $k-\epsilon$ standard. Ce résultat est toutefois à prendre avec précaution à la vue des « irrégularités » présentes sur les profils simulés avec les autres modèles et que l'on ne retrouve jamais chez d'autres auteurs.

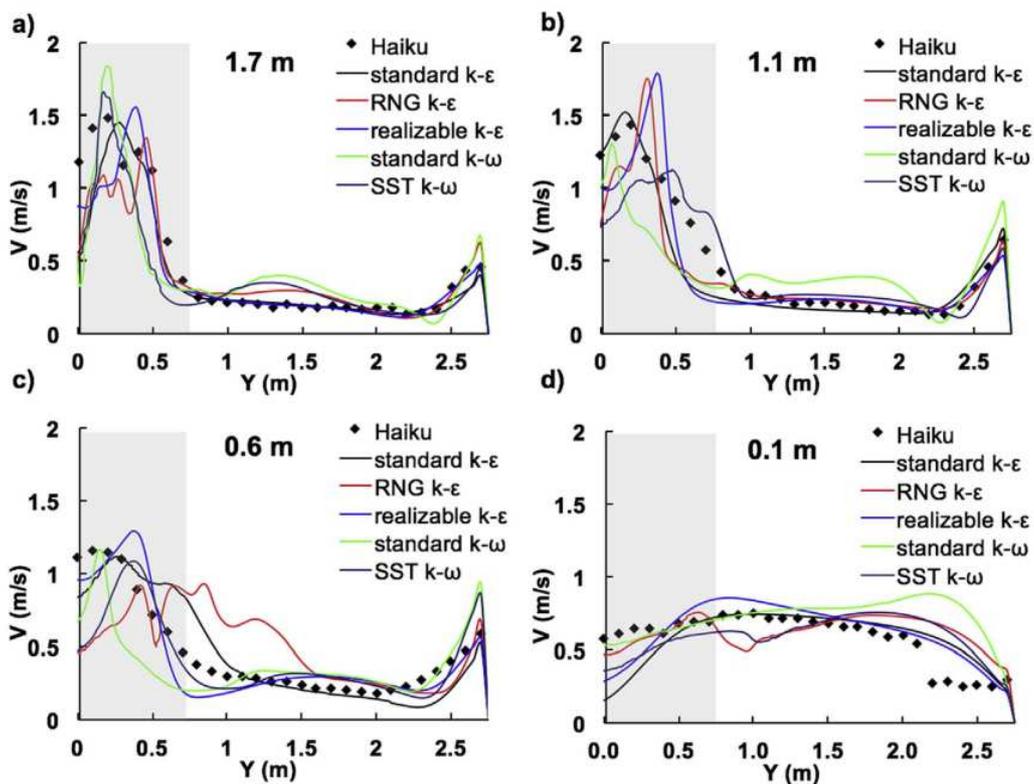


Figure 26 : Comparaison des profils de vitesse obtenus aux 4 hauteurs de références avec différents modèles de turbulence

Avec une approche MS, Babitch et al [39] a obtenu les meilleurs résultats avec le modèle SST (précision de 87 %) comparé aux modèles k-ε et k-ω (précision de l'ordre de 50 %), notamment pour les hauteurs proches du sol (figure 27).

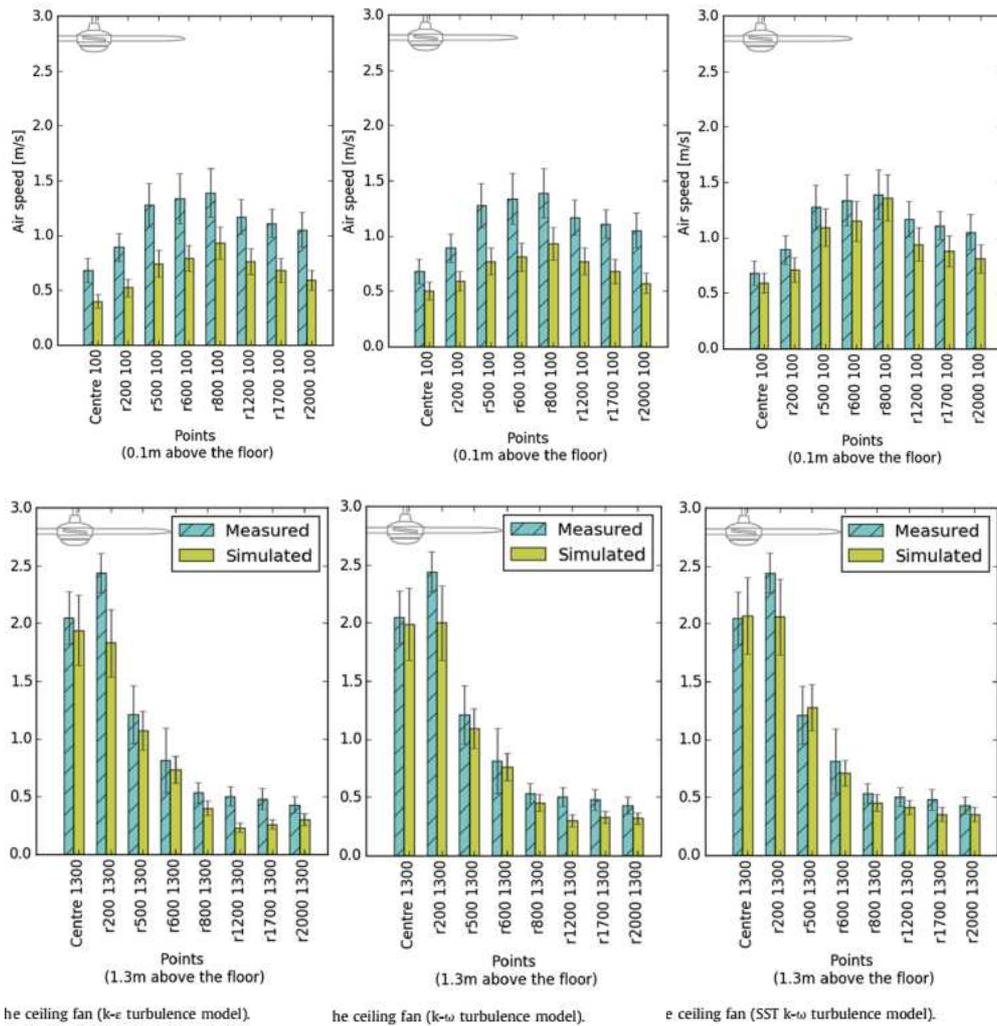


Figure 27 : Comparaison des mesures et des résultats CFD à distance croissante de l'axe du ventilateur de plafond (modèle de turbulence k-ε).

Dans leur étude sur un brasseur de 30 cm de diamètre intégré à un panneau suspendu, Glahn et al [36] ont obtenu de meilleurs résultats avec un modèle k-ε avec une approche MRF comparé au modèle SST avec une approche RBM (figure 28), ce qui s'explique certainement par la trop grande complexité de cette dernière.

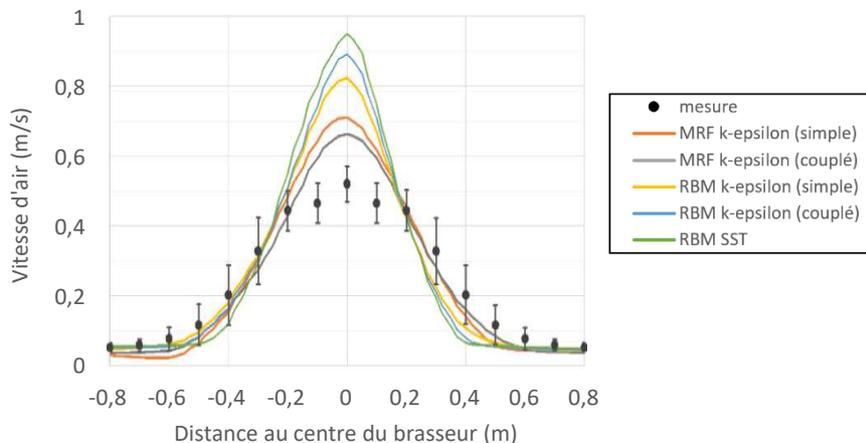


Figure 28 : Comparaison des profils de vitesse à une hauteur de 1,1 m par rapport au sol obtenus avec les différents modèles [36]

3. Méthodologie

3.1 Démarche expérimentale

Cette étude a un double objectif :

- Evaluer les performances et les ressources nécessaires pour les différentes démarches de simulation de l'écoulement d'air généré par un brasseur en situation réelle. Ce point est traité en section 4.1.
- Vérifier que les différentes règles de calepinage applicables aux brasseurs que l'on peut déduire de l'étude bibliographique présentée précédemment permettent d'obtenir un champ de vitesse optimum en termes d'uniformité et d'intensité du champ de vitesse. Ce point est traité en section 4.2.

L'évaluation des performances des différentes démarches de simulation sera réalisée par corrélation avec les mesures effectuées en laboratoire. Seul le modèle le plus adapté (performances vs ressources) sera retenu pour la seconde étape de l'étude.

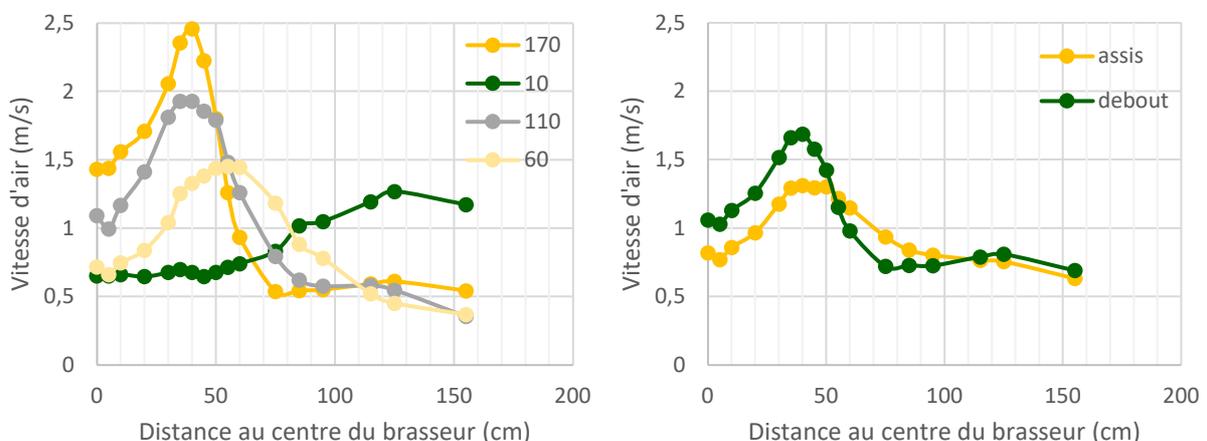
Les règles de calepinage à vérifier sont les suivantes :

- Le brasseur doit être positionné au centre de la pièce ou d'une cellule (si la pièce est divisée en plusieurs zones)
- La pièce doit être divisée en plusieurs cellules pour que le facteur de forme (rapport longueur/largeur) se rapproche le plus de 1
- Le diamètre du brasseur doit être compris entre 0,2x et 0,4x la dimension caractéristique de la cellule (racine de la surface)
- La distance minimale entre le centre du brasseur et le mur le plus proche doit être supérieure au diamètre du brasseur
- La hauteur de pales doit être :
 - o La plus basse possible pour les brasseurs de petits diamètre (< 213 cm). La hauteur de sécurité de 2,13 m est la hauteur la plus basse imposée par l'ensemble de réglementation sur les brasseurs (norme américaine UL507).
 - o De l'ordre du diamètre du brasseur (entre 0,8x et 1,2x) pour les plus grands diamètres, la hauteur de sécurité minimale imposée dans ce cas étant de 3 m.
- La distance de montage doit être :
 - o Supérieure à 0,35x le diamètre si possible ;
 - o Supérieure à 0,25x le diamètre obligatoirement, sachant que le débit est réduit de l'ordre de 10 à 15 % dans ce cas
- La distance entre deux centres de brasseurs doit être supérieure à 2,5x le diamètre des brasseurs.

A partir du modèle sélectionné en section 4.1, différentes géométries de pièces seront simulées pour valider les différentes règles. Des comparaisons entre des configurations réelles étudiées in-situ et des configurations optimales théoriques issues de ces règles seront également présentées.

3.2 Mesures laboratoires et in-situ

Les mesures en laboratoire ont été réalisées dans la chambre de mesure du laboratoire PIMENT (Université de la Réunion) en suivant le protocole BRASSE [12, 13, 15]. Le modèle étudié est le Hunter Industrie II dont les caractéristiques sont présentées au tableau 2. Les profils de vitesses obtenues aux 4 hauteurs de références (10 cm, 60 cm 110 cm et 170 cm) et dans les deux postures de références (assis et debout) sont présentés à la figure 29 :



Les essais in-situ [14] ont été réalisés dans 11 locaux différentes dont les principales caractéristiques sont présentées dans le tableau 1.

Tableau 1 : Principales caractéristiques des locaux étudiés dans le cadre du REX BRASSE [14]

Local	Surface	Hauteur sous plafond	Nombre de brasseurs d'air	Diamètre	Hauteur sous pales
Appart_salon	19,0 m ²	2,50 m	1	132 cm	2,14 m
Appart_chambre	11,8 m ²	2,50 m	1	132 cm	2,14 m
BE_bureau 2 postes	13,4 m ²	3,18 m	1	152 cm	2,82 m
BE_bureau 3 postes	20,4 m ²	3,18 m	2	152 cm	2,82 m
ONG_bureau 2 postes	13,1 m ²	3,09 m	1	112 cm	2,67 m
ONG_bureau 4 postes	22,7 m ²	3,91 m	2	112 cm	3,49 m
ONG_salle réunion	22,7 m ²	3,40 m	2	132 cm	2,94 m
Ecole	55,5 m ²	3,06 m	4	152 cm	2,70 m
Ehpad_Chambre	55,5 m ²	3,26 m	4	152 cm	2,90 m
Ehpad_salle ergo	25,0 m ²	2,50 m	1	132 cm	2,14 m

Les caractéristiques des différents brasseurs étudiés sont présentées par le tableau 2 :

Tableau 2 : Caractéristiques des brasseurs observés dans le cadre du REX BRASSE [14]

Marque	Modèle	Diamètre (cm)	Vmax (RPM)	Débit à Vmax (m3/s)	Configuration
Hunter	Industrie II	132	157	2,47	Laboratoire Appart_salon Appart_chambre Ehpad_salle ergo Ehpad_chambre
Hunter	Tribeca	152	146	2,87	Ecole BE_bureau 2 postes BE_bureau 3 postes
Tristar	VE-5815	112	-	1,71	ONG_bureau 2 postes ONG_bureau 4 postes
Inspire	PMC-52-3-1L	132	-	2,63	ONG_salle réunion

3.3 Configuration des simulations

Le logiciel utilisé est le logiciel **Comsol Multiphysics** intégrant le module CFD (pour les modèles de turbulence et les modélisations de brasseur). La machine utilisée est un ordinateur personnel (lenovo think pad P51), processeur Intel(R) Core(TM) i7-7820HQ CPU @ 2.90GHz, 32 GB de RAM

Modélisation du brasseur :

Les modèles MRF et RBM nécessite de modéliser la géométrie particulière du brasseur. Avec ces modèles, les simulations seraient proches de la réalité. Mais ces modèles ne seront pas retenus en raison de la complexité de leurs mises en œuvre, du temps de calcul qui en résulterait et de l'impossibilité d'obtenir des résultats généraux avec ceux-ci.

En première approche, les brasseurs ont été modélisés en utilisant la courbe de pression statique (SPC). En effet, à la lecture de la bibliographie, cette méthode présente un avantage conséquent par sa simplicité qui la rend facilement généralisable à tous les modèles de brasseurs en ayant accès à très peu de données. Dans Comsol Multiphysics, cette approche est réalisée en utilisant la fonction « ventilateur interne ». Le paramétrage est le suivant :

- Direction de l'écoulement : écoulement tournant
- Vitesse de rotation : Vmax selon les données du constructeur
- Rapport tourbillonnaire : 0,2 (valeur issue de Aynsley et al [35])
- Courbe pression statique : linéaire
 - o Débit à pression statique nulle : Débit à Vmax selon le constructeur

- Pression statique à écoulement nul : 1000 Pa (valeur usuelle pour les ventilateurs ayant des débits de l'ordre de 2 m³/s)

Cette approche étant toutefois limitée pour décrire l'élargissement du cône de courant d'air à proximité du sol, les modèles plus complexes mettant en jeu un maillage tournant ont été également envisagés. Disponible uniquement dans le module CFD de Comsol Multiphysics, ces approches peuvent être résolues en régime pseudo-stationnaire (appelé « frozen rotor ») ou en régime transitoire. Les trois autres approches présentées par la bibliographie sont possibles :

- MS (frontière en rotation sur un cylindre avec un corps rigide)
- MRF (domaine tournant sur un cylindre incluant la géométrie du brasseur avec une vitesse de rotation spécifiée)
- RBM (domaine tournant sur la géométrie du brasseur en corps rigide)

Etant donné les grands niveaux de complexité de telles méthodes, il est très difficile d'obtenir la convergence vers une solution stabilisée et le paramétrage de ces modèles est encore en cours à l'heure de la rédaction de cet article.

Type d'écoulement : L'écoulement est décrit comme un écoulement suivant les équations de Navier Stokes avec l'hypothèse d'un fluide faiblement compressible et en négligeant la gravité

Modèles de turbulence : La méthode utilisée pour prendre en compte les phénomènes de turbulence est la méthode RANS. L'étude bibliographique montre des résultats contradictoires sur la performance des différents modèles de turbulence associées à la méthode RANS et suivant le modèle de brasseur choisi. Par ailleurs, il n'y a pas d'étude systématique et complète permettant de réaliser un choix éclairé de modèle. Pour ces raisons, dans le cadre de cette étude, trois modèles sont alors pré-retenus afin de traiter notre cas de référence. Le modèle choisi in-fine sera fait parmi ceux-ci en fonction de la qualité de la simulation et du temps de calcul par modèle. Les trois modèles sont :

- k-epsilon,
- k-omega,
- SST.

Notons que pour réaliser une simulation avec le modèle k-omega, il est nécessaire de partir en valeur initiale du résultat de la simulation avec un modèle k-epsilon et pour réaliser une simulation avec le modèle initiale SST, il est nécessaire de partir en valeur initiale du résultat de la simulation avec un modèle k-omega. Les temps de calcul seront automatiquement impactés par ces nécessités.

Conditions aux parois : L'hypothèse de non-glissement sur paroi fixe a été prise (vitesse de translation nulle).

Contrainte sur le champ de pression : La pression atmosphérique est imposée en un point de la pièce (dans le coin le plus éloigné du brasseur).

Maillage : Un maillage paramétré dans l'espace en fonction du ou des phénomènes en présence et adapté à chaque projet serait nécessaire afin de simuler de manière fine la physique. Cette méthodologie est complexe et ne peut pas être mise en œuvre dans le cadre de ce projet de recherche. La création automatique du maillage généré par le logiciel de CFD et défini par la géométrie et la physique en présence a été choisi en étant conscient que certaines physiques seraient alors seulement approchées.

La finesse du maillage (extra grossier, grossier, normal, fin, extra fin) a été définie au cas par cas en fonction de la complexité du modèle. Le maillage permettant d'obtenir la convergence des calculs le plus rapidement a été choisi pour chaque cas.

4. Résultats

L'objectif initial de la CFD était de tester les limites des règles de calepinage et potentiellement les valider. Les choix méthodologiques faits et présentés ci-avant n'ont pas permis d'aboutir à la convergence du calcul dans les cas où l'écoulement était trop contraint, c'est-à-dire proche et au-delà des limites des règles de calepinage. L'ambition de cette étude est donc revue et devient l'observation des schémas d'écoulement obtenables dans les bonnes conditions, c'est-à-dire en respectant les différentes règles précédemment définies. La prise en compte et la modélisation des géométries particulières des équipements auraient permis de s'approcher des limites évoquées, mais cela nous aurait contraint à sortir du cas général.

4.1 Analyse de la modélisation numérique

4.1.1 Performances des différentes méthodes de modélisation de la turbulence

En utilisant l'approche SPC, il a été possible de comparer les résultats obtenus avec les modèles k- ϵ , k- ω et SST. La Figure 30 présente l'évolution des vitesses obtenues à différentes hauteurs en considérant les différents modèles cités précédemment. Ces évolutions sont comparées aux données expérimentales obtenues en laboratoire.

Les seules différences observables entre les différents modèles de turbulence se situent à proximité de la paroi. Ce constat est cohérent étant donné les différences de traitement des couches limites entre les modèles. Aucun des modèles de turbulence ne parvient toutefois à améliorer la modélisation dans la zone d'influence directe.

En terme de durée de résolution, les différents modèles ont besoin de temps calcul différents. Avec le modèle k- ϵ , le moteur de calcul trouve une solution en 3 min 53 s, avec le k- ω en 2 min 26 s (total 06 min 19 s) et avec le modèle SST en 5 min 48 s (total 12 min 7 s).

Les investigations sur les modèles ne sont pas satisfaisantes à ce jour. Plusieurs résultats liés à des choix de modélisation n'ont pas pu être expliqués et justifiés et la calibration des résultats numériques à partir des résultats issus du laboratoire n'est pas aboutie. Ce travail conséquent n'a pas pu être réalisé dans le cadre contraint du projet BRASSE. Néanmoins, comme évoqué précédemment, avec toutes les précautions prises, nous considérons dans la suite du rapport que les modélisations réalisées permettent d'observer les phénomènes en présence et de conclure sur les schémas d'écoulement. Les analyses seront donc réalisées dans ce sens et le modèle k- ϵ retenu afin de limiter le temps de calcul.

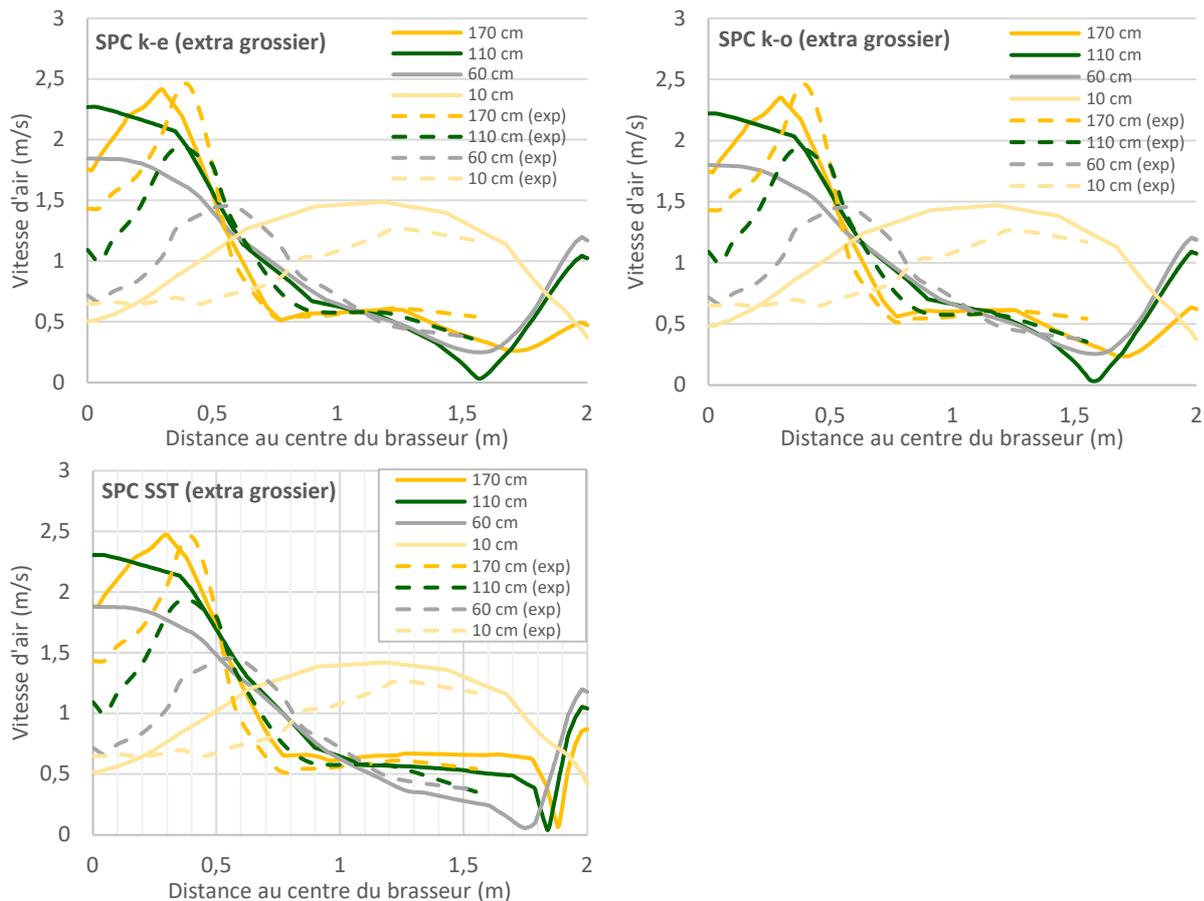


Figure 30 : Evolution des vitesses à différentes hauteurs sur l'axe passant par le centre du brasseur jusqu'au mur en fonction de différents modèles de turbulence.

4.1.2 Comparaison des champs de vitesses simulés aux schémas d'écoulements issus de la littérature

Pour comparer les écoulements simulés aux schémas d'écoulements issus de la littérature, un brasseur de 132 cm de diamètre a été modélisé dans un local de 4m par 4m au sol et de 2,5m de hauteur sous plafond. Ce brasseur est centré dans la pièce.

Le champ de vitesse obtenu (cf. Figure 31) est le champ attendu et est conforme à la schématisation de la Figure 1. Le flux est descendant et conique sous le brasseur. C'est également dans cette zone que sont observées les plus grandes vitesses. Après impact au sol, le flux d'air longe le sol à des vitesses plus faibles puis remonte le long des parois dans un courant ascendant. Il revient ensuite par le plafond au niveau du brasseur. Dans la zone d'entraînement, les vitesses d'air sont homogènes et plus faibles que dans les autres zones. La Figure 32 confirme, grâce à des coupes horizontales, l'homogénéité des vitesses dans la zone d'influence par entraînement.

La Figure 33 reprend l'isosurface à 1 m/s permettant ainsi d'observer les zones où les vitesses d'air sont les plus élevées dans le local étudié. La zone d'influence directe, la zone de diffusion au sol et la zone de remontée murale sont ainsi visibles.

Ces différentes observations nous permettent de valider que les écoulements obtenus par la simulation sont cohérents avec les schémas d'écoulement observés en situations réelles et décrits par la littérature.

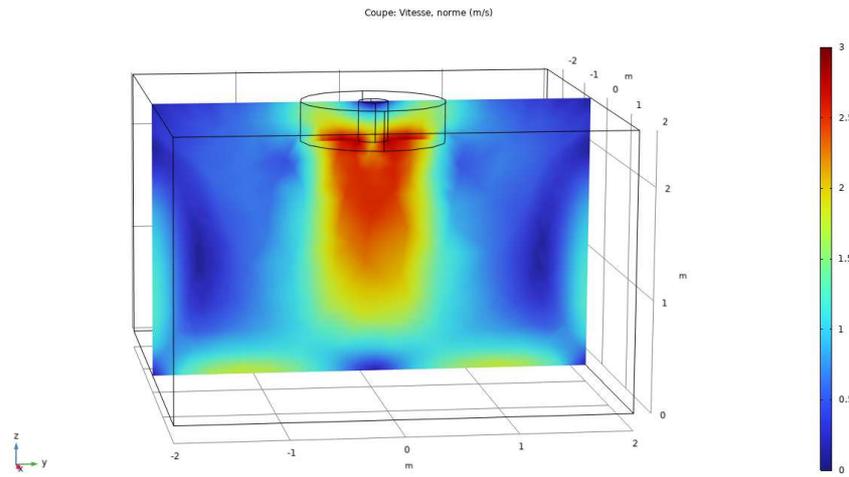


Figure 31 : Champ de vitesses d'air suivant le plan vertical passant par le centre du brasseur

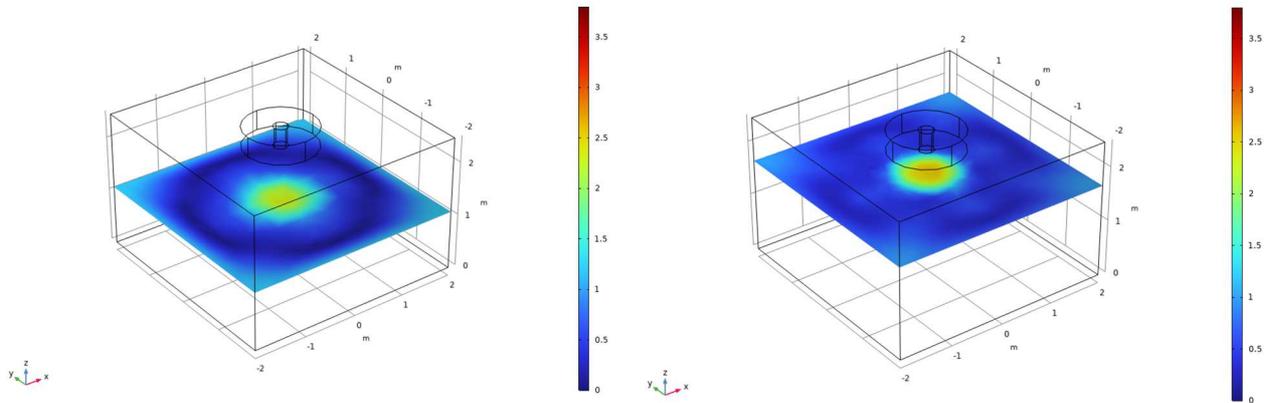


Figure 32 : Champ de vitesses d'air dans le plan horizontal à (a) $z = 1,1$ m et (b) $z = 1,7$ m

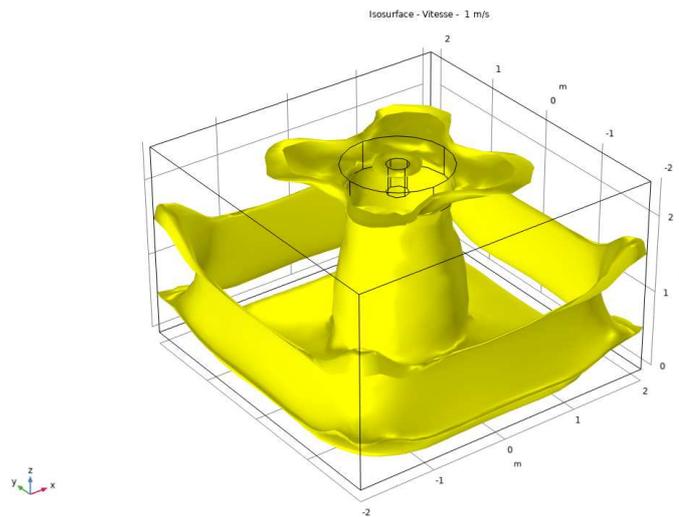


Figure 33 : Iso-surface de vitesse d'air à 1m/s

4.2 Validation des règles de calepinage

4.2.1 Influence de la taille de pièce avec un brasseur centré

Les règles de calepinage préconisent que le diamètre des brasseurs doit être compris en 0,2 et 0,4 fois la dimension caractéristique de la cellule. Afin d'observer l'écoulement dans le cas du respect de cette règle, un brasseur d'air de 132 cm de diamètre a été modélisé, centré dans une pièce carrée de 2,5 m sous plafond. La dimension caractéristique de cette pièce a en revanche été modélisée variable entre 4 m et 10m. La figure 34 représente l'évolution des vitesses pour différentes tailles de pièces en fonction de la distance du centre du brasseur d'air pour les hauteurs de 1,1 m et 1,7 m. Ces deux hauteurs ont été choisies puisqu'elles correspondent aux hauteurs du positionnement de la tête d'un individu en positions assis et debout et peuvent être considérées comme représentative des vitesses en présence dans la zone d'entraînement. La Figure 34 présente les évolutions des vitesses pour ces deux hauteurs. Comme attendu, ces simulations montrent que les vitesses d'air en zone d'influence directe ne sont pas affectées par la taille de la cellule alors qu'elles diminuent dans la zone d'entraînement quand la dimension de la pièce augmente. Ceci s'explique par une augmentation du volume d'air à entraîner et par une diminution des vitesses le long des parois.

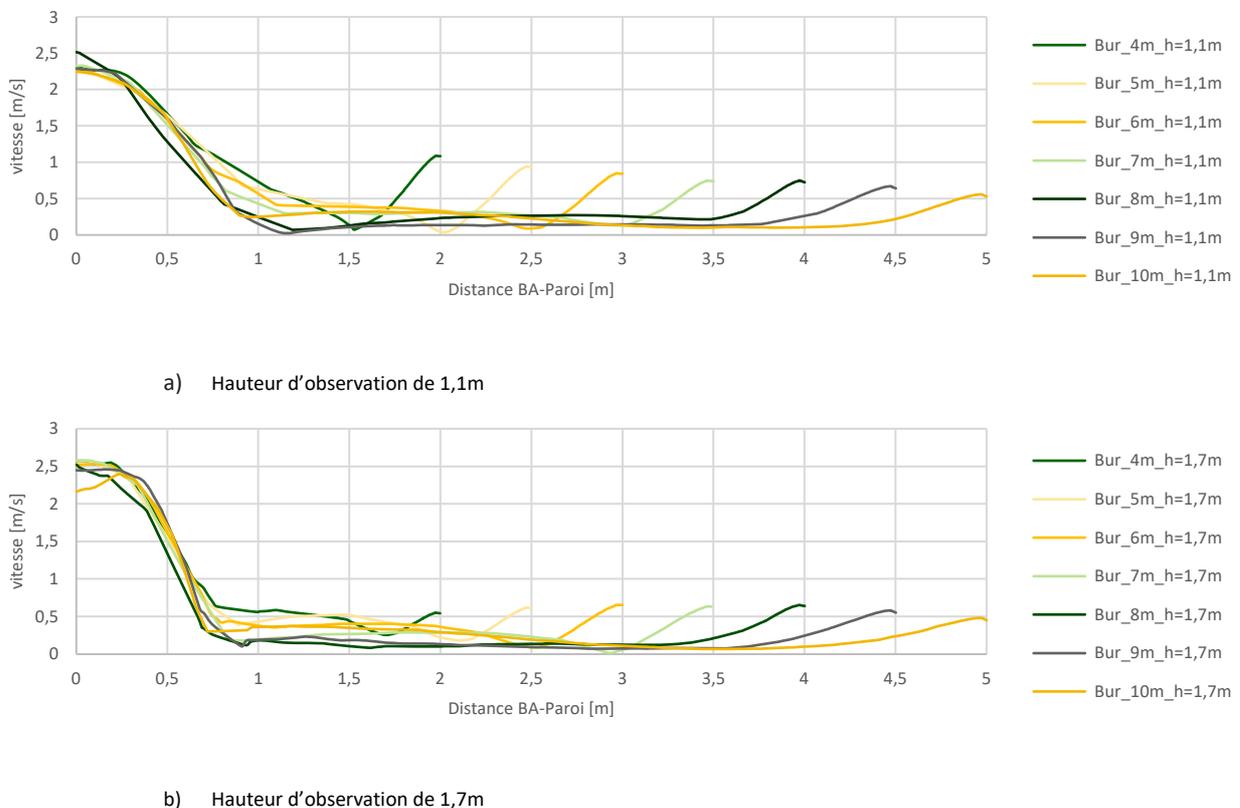


Figure 34 : Evolution des vitesses pour différentes tailles de pièces en fonction de la distance du centre du brasseur d'air pour deux hauteurs

Sur la base de mesures dans deux laboratoires de tailles différentes, Raftery et al. [20] ont proposé que la vitesse varie proportionnellement au rapport D/X où X est la dimension caractéristique de la cellule et D est le diamètre du brasseur. A partir d'une vitesse moyenne en zone d'entraînement déterminée en laboratoire, cette relation permettrait en théorie d'estimer, pour un brasseur donné, les vitesses moyennes en zone d'entraînement dans des pièces de tailles différentes.

Sur la figure 35, les valeurs de vitesse moyenne en zone d'entraînement obtenues à chaque hauteur de mesure par les simulations en CFD ont été positionnées de façon à les comparer au faisceau de courbes représentant la relation proposée par Raftery et al. On peut observer un comportement différent pour la hauteur de 0,1 m par rapport aux 3 hauteurs de 0,6 m, 1,1 m et 1,7 m. La vitesse moyenne obtenue à une hauteur de 0,1 m est élevée et décroît linéairement quand la distance à la paroi augmente, alors que les vitesses aux 3 autres hauteurs sont plus faibles et décroissent selon une loi puissance. Cette différence de comportement s'explique

par le fait que la hauteur de 0,1 m n'est pas dans la zone d'entraînement mais dans la zone de diffusion au sol et la modélisation proposée par Raftery ne peut donc pas s'y appliquer.

En moyennant les 3 hauteurs de 0,6 m, 1,1 m et 1,7 m, on peut modéliser la décroissance de la vitesse moyenne en zone d'entraînement par une relation en $1/X^n$ où l'indice n est égal à $4/3$, ce qui diffère donc du modèle proposé par Raftery et al et conduit à une décroissance plus rapide de la vitesse quand la distance à la paroi augmente. Les résultats de la CFD ne permettent donc pas de confirmer cette règle sur laquelle la surface maximale de brassage efficace définie dans le cadre de BRASSE est basée. Seuls des essais en laboratoire avec une chambre de mesures de dimensions modifiables (système de paroi mobiles par exemple) pourraient permettre d'établir un modèle fiable pouvant être utilisé pour déterminer la surface maximale de brassage efficace. Au regard de ces incertitudes et de l'impossibilité de les lever à l'heure actuelle, il a été décidé de ne pas retenir l'indicateur de surface maximale de brassage efficace dans la suite du projet BRASSE.

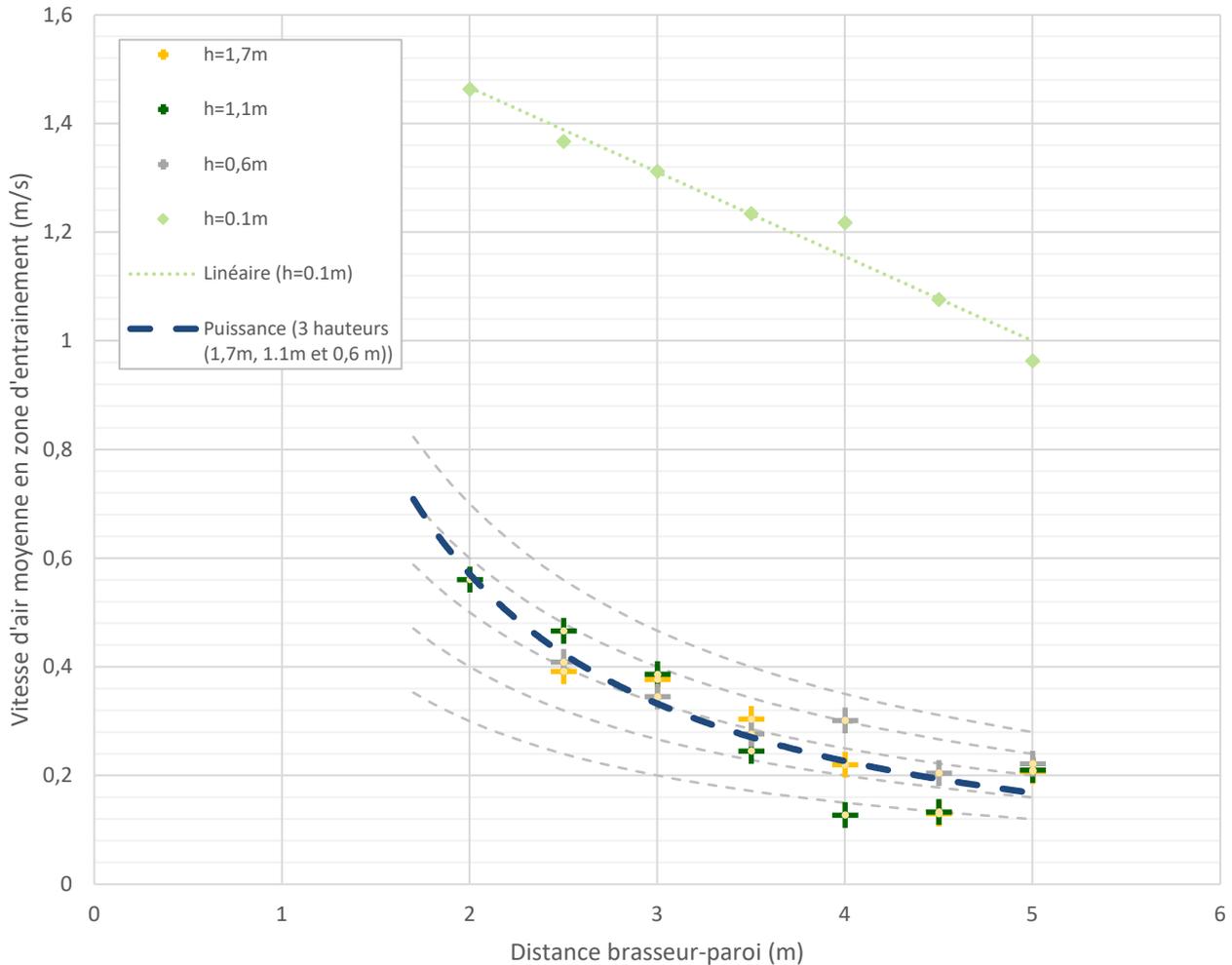


Figure 35 : Comparaison entre les vitesses d'air moyennes en zone d'entraînement obtenues par simulation CFD et la relation proposée par Raftery et al [20] (le faisceau de courbes en pointillés gris représentant la relation en $1/X$ entre la vitesse et la distance à la paroi)

4.2.2 Influence de la distance inter-brasseurs

Pour observer les effets liés à l'interaction entre plusieurs brasseurs, deux brasseurs identiques ont été modélisés dans une pièce rectangulaire de dimensions 8 m x 5 m ('axe_y' x 'axe_x'). Ils sont centrés suivant l'axe horizontal x. La configuration étudiée correspond à une configuration pour laquelle la longueur 'y' a été divisée en quatre et les brasseurs ont donc été positionnés au quart de cette longueur et au trois-quarts. La distance entre les centres de deux brasseurs correspond à trois fois le diamètre du brasseur.

Pour améliorer l'observation des faibles vitesses, l'échelle de couleurs de l'illustration ci-après a été limitée à 1 m/s.

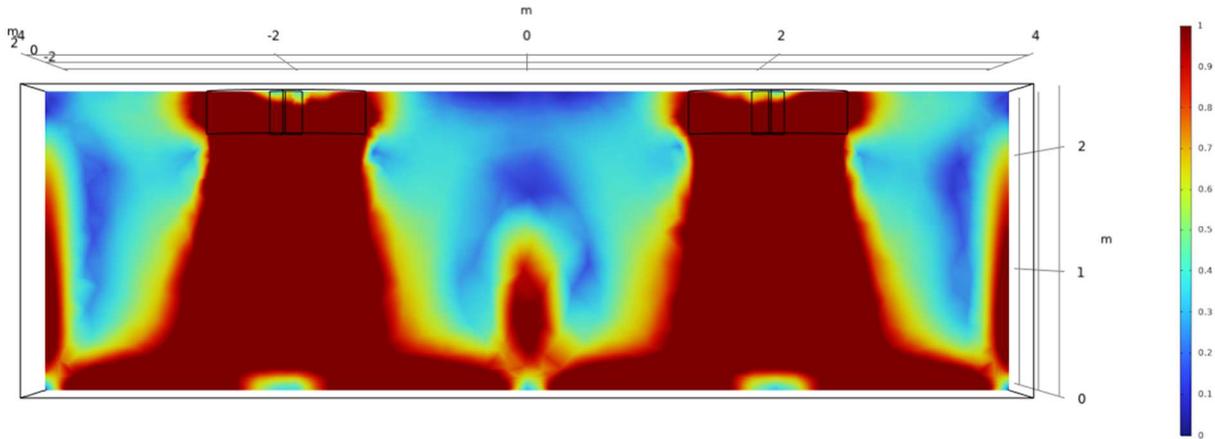


Figure 36 : Vitesses suivant le plan vertical passant par le centre du brasseur d'air pour deux brasseurs écartés de deux fois leur diamètre (échelle limitée à 1m/s).

La figure 36 montre que dans cette configuration les écoulements induits par chaque brasseur ne semblent pas se perturber entre eux. En effet, les différentes zones d'écoulement évoquées précédemment sont observées au niveau de chacun des brasseurs. En revanche, la zone de remontée centrale est différente des zones de remontée observées le long des murs. En effet, cette zone centrale est plus importante, en largeur, que les deux zones de remontée murales additionnées. Ceci est lié aux phénomènes en présence. Le long des murs, l'écoulement ascendant est un écoulement pouvant être considéré comme laminaire, l'épaisseur de l'écoulement est par conséquent limitée. Au centre de la pièce, dans la zone de rencontre des deux fronts, l'écoulement sera turbulent. La Figure 37 schématise les écoulements dans ce cas de figure. Le champ de contraintes sera donc augmenté d'après Reynolds et ce qui est d'après Boussinesq augmente la viscosité de l'écoulement. Ceci a pour conséquence de nécessiter d'une zone d'écoulement plus large. Pour se retrouver dans un champ de contraintes permettant de se rapprocher de l'écoulement le long des parois, il sera nécessaire d'avoir une distance plus importante entre les brasseurs et la zone de rencontre des flux qu'entre le brasseur et un paroi.

Ceci explique donc la raison de la règle de calepinage préconisant qu'en présence de plusieurs brasseurs d'air, la distance entre le centre de deux brasseurs adjacents doit être supérieure à 2,5 fois le diamètre du brasseur

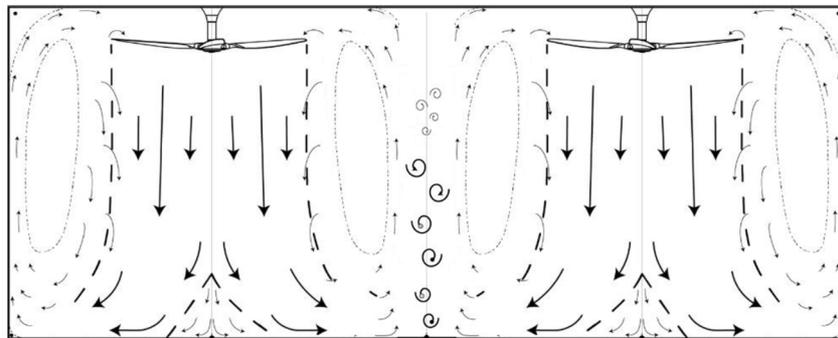


Figure 37 : Schéma des écoulements suivant le plan vertical passant par le centre du brasseur d'air pour deux brasseurs écartés de trois fois leur diamètre (adapté de [21])

4.2.3 Influence du mobilier

Jusqu'à présent, l'ensemble des simulations et études en laboratoire ont considéré des pièces vides de tout obstacle. Or les mesures in-situ [15] et la littérature montrent que le mobilier a un impact sur les écoulements. Pour appréhender l'impact du mobilier sur les schémas d'écoulement, certaines configurations étudiées in-situ ont été prises en compte dans les simulations avec et sans leur mobilier. Le premier exemple donné dans cet article correspond au salon d'un appartement (cas REX S-01 dans l'étude 3.3 – [15]). Ce salon est meublé avec du mobilier classique : fauteuil, canapé, table basse, étagère, etc.

La Figure 38 représente les isosurfaces correspondant à 1 m/s pour la configuration sans mobilier (partie a) et avec mobilier (partie b). On observe différentes perturbations du flux liées à la présence du mobilier, notamment au niveau de la zone de diffusion par le sol. Toutefois, ces perturbations n'ont pas forcément un impact uniquement négatif sur le confort de l'utilisateur. En effet, dans cette configuration on observe que le positionnement du canapé (bloc parallélépipédique au-devant de l'illustration) induit une augmentation des vitesses d'air à sa surface, le long de l'assise et du dossier.

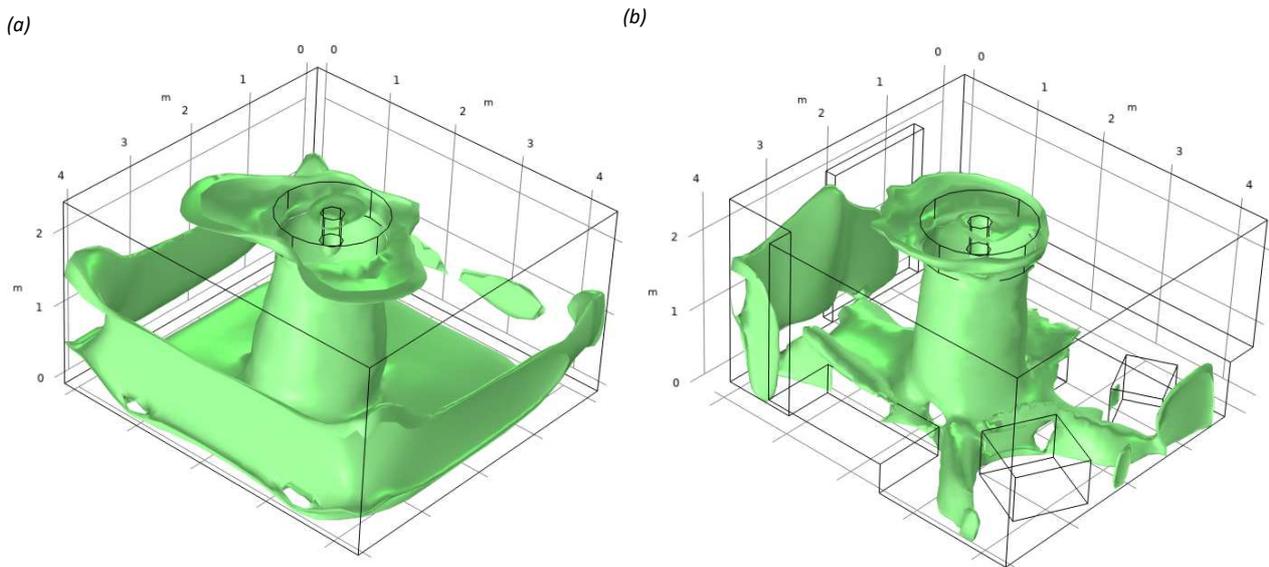


Figure 38 : Isosurface à 1m/s pour le salon d'une appartement (a) sans le mobilier présent et (b) avec le mobilier

Afin d'observer le champ de vitesse d'air en différents points de la pièce, plusieurs plans de coupe ont été choisis (cf. Figure 39). La représentation des champs de vitesses dans les différents plans de coupe est donnée par la Figure 40. Cette représentation compare les écoulements d'une pièce avec ou sans mobilier suivant différentes coupes. Les figures a et c correspondent aux cas sans mobilier. Dans cette configuration, les écoulements sont ceux attendus et observés jusqu'à présent dans cet article. Les figures b et d correspondent aux cas avec mobilier. Dans cette configuration, il est alors possible d'observer le flux perturbé par les différents obstacles présents dans le volume. Par exemple, devant le fauteuil (bloc de droite sur la figure d) la vitesse d'air augmente et le flux est ascendant. Derrière ce même obstacle des vitesses d'air plus faibles voir proches de 0 sont observées. Ce constat semble logique mais permet d'illustrer le fait qu'un obstacle perturbe l'écoulement et que cette perturbation peut être :

- Positive : ici, cela est le cas pour l'utilisateur qui est situé dans le fauteuil, il ressentira une vitesse d'air plus importante,
- Ou négative : ici, cela pourrait être le cas pour un usager situé derrière le fauteuil.

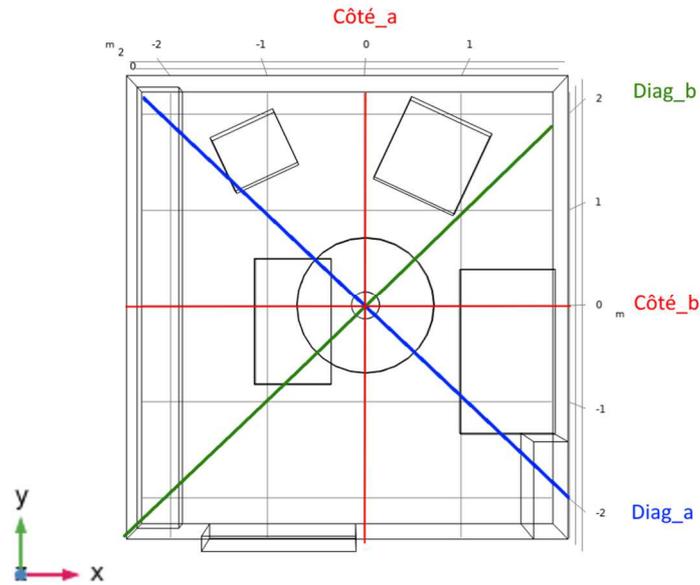


Figure 39 : Repérage des axes analysés dans le cadre de cette étude

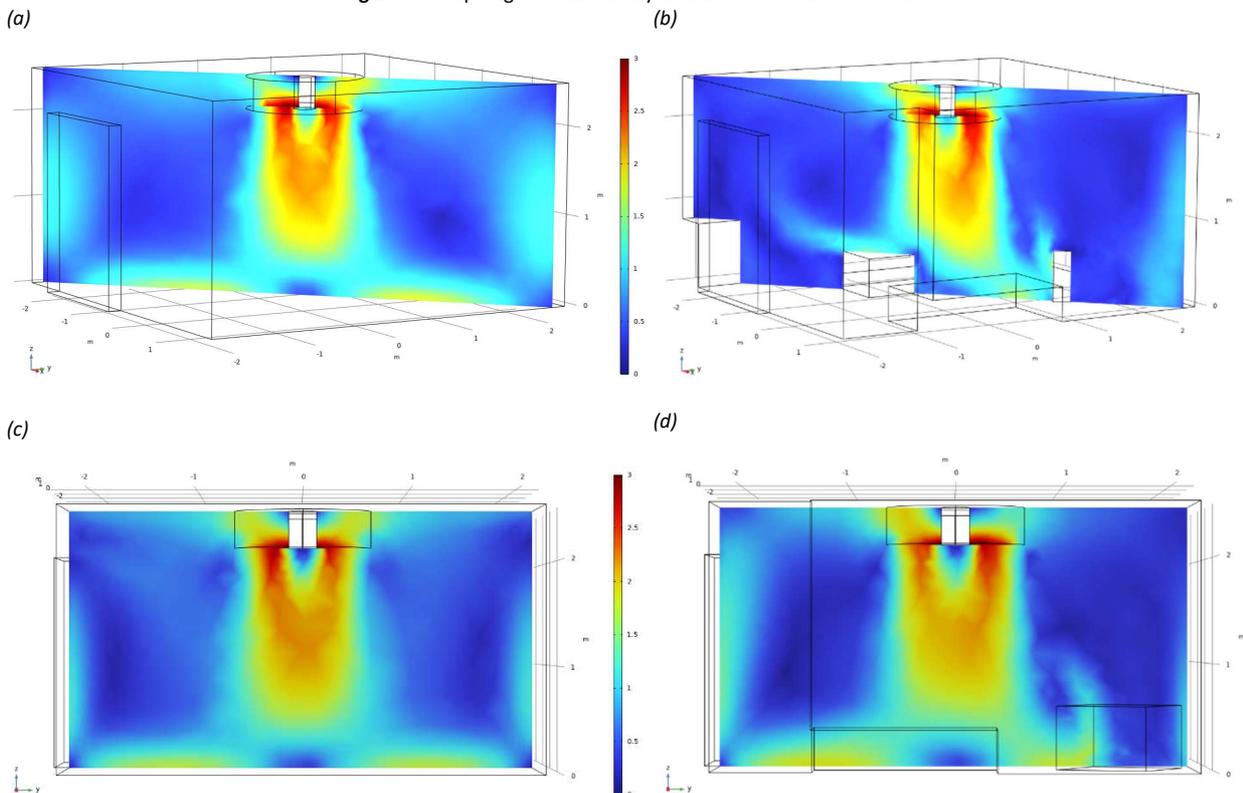


Figure 40 : Vitesses suivant le plan Diag_b dans un configuration sans mobilier (a) et dans une configuration avec mobilier (b) et suivant le plan Côté_a dans un configuration sans mobilier (c) et dans une configuration avec mobilier (d)

La Figure 41 reprend les évolutions des vitesses suivant les axes prédéfinis (cf. Figure 39) dans une configuration sans mobilier à 0,1m du sol (a) et à 1,7m du sol (c) et dans une configuration avec mobilier à 0,1m du sol (b) et à 1,7m du sol (d).

A une hauteur de 1,7 m, les vitesses en zone d'influence directe ne sont pas impactées, ce qui s'explique par l'absence de mobilier entre le brasseur et les points de mesure. En revanche, pour cette même hauteur, les vitesses en zone d'entraînement sont légèrement plus faibles en présence de mobilier. En effet, le mobilier perturbant l'écoulement au niveau du sol (cf figure 41a et 41b), l'effet d'entraînement induit par les vitesses en périphérie sera moindre et diminuera la vitesse d'air en zone d'entraînement en présence de mobilier.

Cette observation est confirmée par la vitesse moyenne sur l'ensemble du volume d'air présent. Pour la configuration sans mobilier la vitesse d'air moyenne est de 0,68 m/s alors que dans la configuration avec mobilier celle-ci est de 0,52 m/s soit une diminution de plus de 23%.

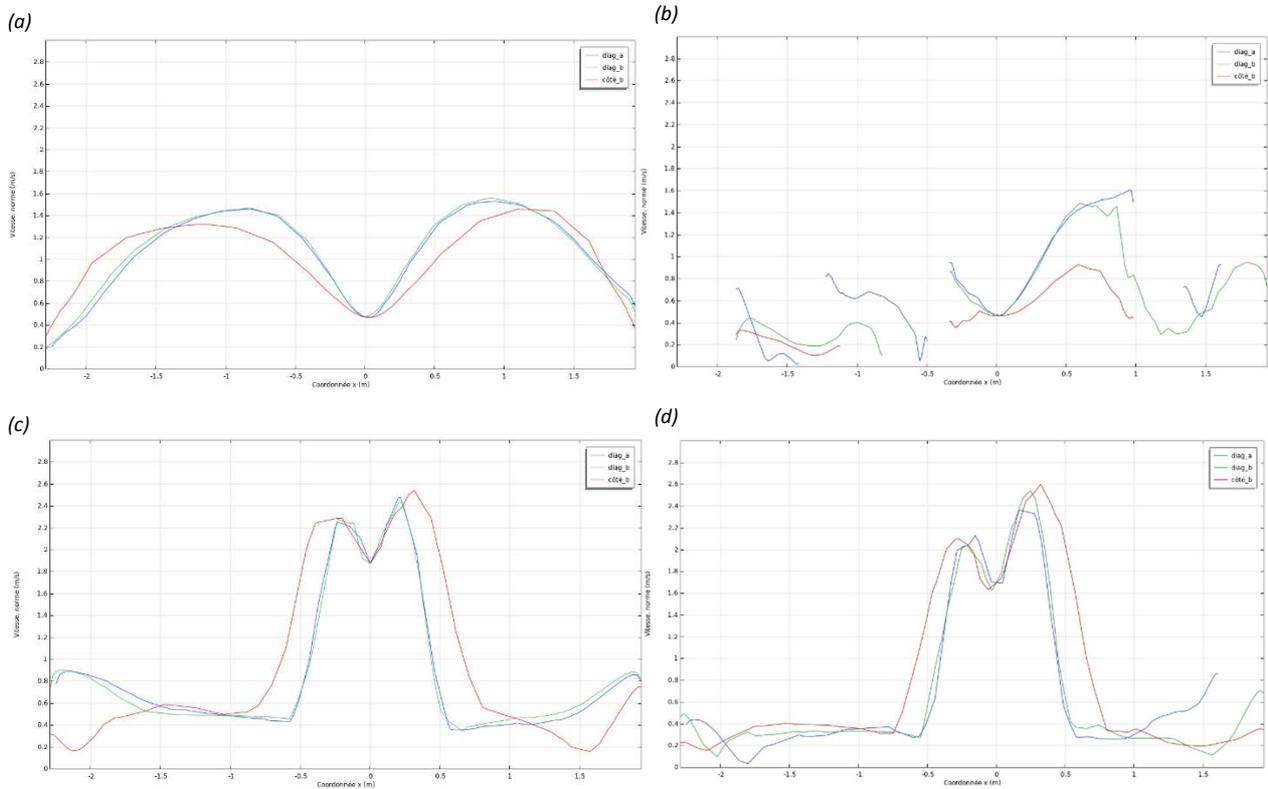


Figure 41 : Evolution des vitesses en coordonnées x en fonction des axes prédéfinis dans une configuration sans mobilier à 0,1m du sol (a) et à 1,7m du sol (c) et dans une configuration avec mobilier à 0,1m du sol (b) et à 1,7m du sol (d)

En conclusion, la présence de mobilier perturbe l'écoulement induit par le brasseur d'air entraînant une diminution globale de la vitesse d'air moyenne. Toutefois, il peut être observé dans certaines configurations une augmentation locale du champ de vitesse pouvant être particulièrement bénéfique pour l'utilisateur (cf. l'exemple du canapé).

Dans l'optique de définir des règles de calepinage, il ne semble pas pertinent de tenir compte du mobilier tant il est spécifique à un usage et peut être amené à évoluer. Positionner un brasseur par rapport au mobilier serait donc souvent une solution à durée de vie limitée relativement à la durée d'exploitation du bâtiment. Il est en revanche possible d'expliquer aux usagers et exploitants de bâtiment l'impact du mobilier sur les schémas d'écoulement afin de leur permettre de définir la meilleure disposition du mobilier et éventuellement les meilleurs types de mobilier favorisant l'écoulement dans un local et adaptés à l'usage de ce local.

Les deux sous-sections suivantes proposent d'étudier l'exemple deux types de mobilier particulier.

4.2.3.1 Différence entre du mobilier ajouré et du mobilier plein.

Cette section vise à observer l'impact d'une table sur l'écoulement en comparant spécifiquement une table ajourée (type 'plateau') et une table pleine. Des tables rondes ont été considérées dans une salle de 8m x 5m équipée d'un brasseur d'air centré. Les dimensions (taille du plateau, hauteur et positionnement de la table dans l'espace) restent identiques dans les deux configurations.

La Figure 42 montre les champs de vitesses obtenus dans ces deux configurations. Dans le cas de la table pleine, le flux d'air est bloqué par la table et doit la contourner pour se diffuser induisant des zones de hautes vitesses entre la table et le brasseur et des zones de très faibles vitesses de l'autre côté de la table. Dans le cas de la table 'plateau', le flux d'air peut se diffuser sans modification par rapport au cas sans mobilier, permettant d'obtenir des vitesses homogènes sur toute la périphérie de la pièce cohérentes avec le positionnement de la table en zone d'entraînement.

Cet exemple illustre bien l'impact d'un obstacle de faible hauteur situé en zone d'entraînement. Dans ce cas de figure, un obstacle ajouré permet de limiter la perturbation de l'écoulement et par conséquent d'obtenir des vitesses d'air homogènes permettant de satisfaire le confort des usagers sur une plus grande surface.

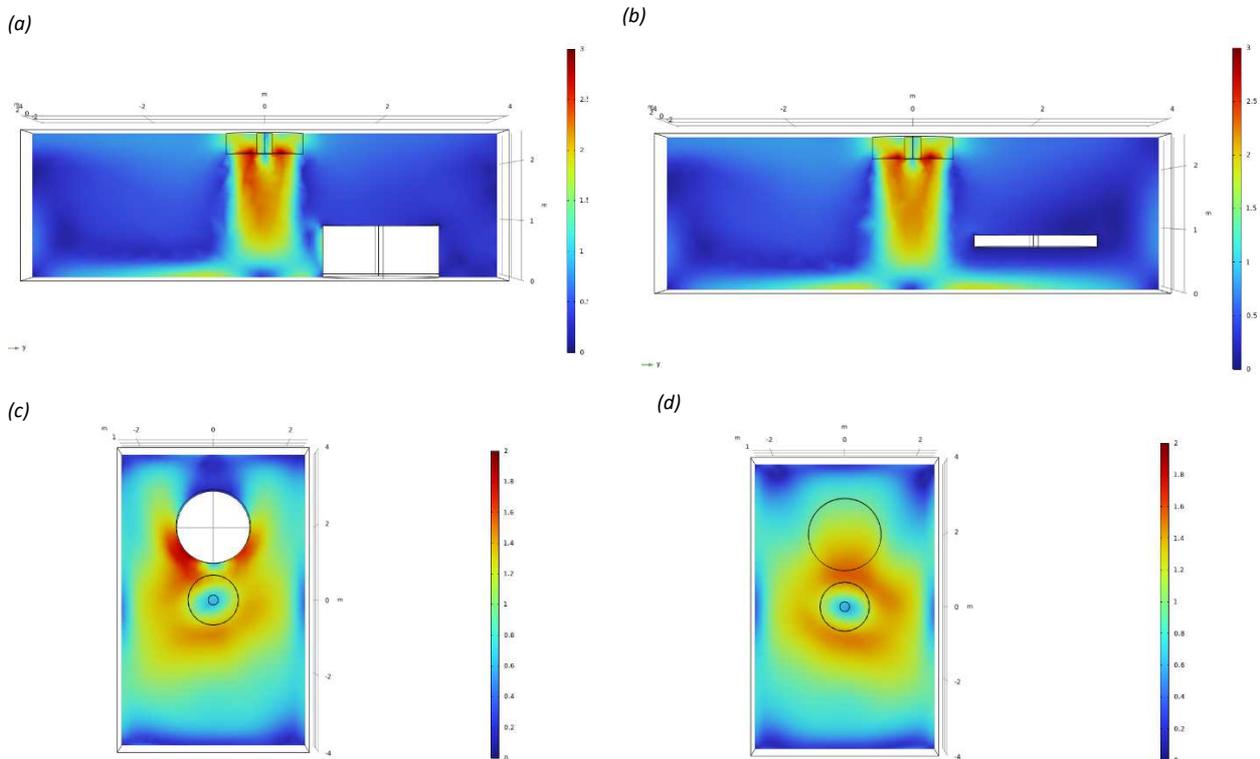


Figure 42 : Vitesses pour deux configurations : suivant le plan vertical passant par le centre du brasseur d'air (a) avec une grande table non centrée (b) avec grande table plateau et suivant le plan horizontal de $h = 0,1$ m (c) avec une grande table non centrée (d) avec grande table plateau

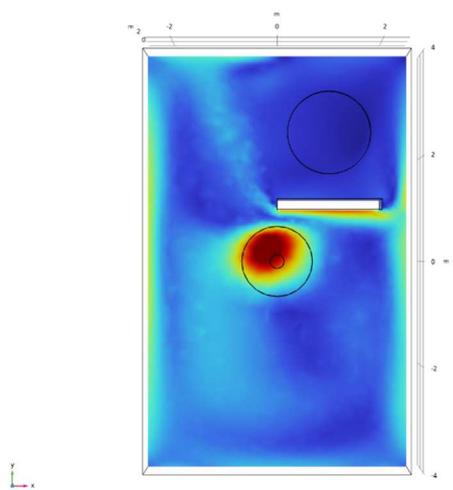
4.2.3.1 Impact d'une cloison de partitionnement ou un meuble bas dans un espace.

Dans certains locaux, il peut être nécessaire de mettre en place des cloisons de partitionnement dans le but de délimiter plusieurs espaces. Ceci est notamment le cas, par exemple, dans les open-spaces où ces cloisons peuvent également avoir un intérêt acoustique. Dans cette section, une cloison fine de 1,5 m de hauteur et de largeur de 2m a été positionnée dans un local de 8m x 5m équipé d'un brasseur d'air centré de 132cm de diamètre.

La Figure 43 montre les champs de vitesses d'air dans un plan horizontal à 50 cm du sol pour deux positions différentes de la cloison de partitionnement. Dans les deux cas, les vitesses d'air simulées sont faibles voire nulles derrière la cloison et élevées devant.

Ces cas de figure montrent l'importance de la définition de la stratégie de conception avec un brasseur d'air et l'importance de définir cette stratégie en considérant également l'aménagement potentiel et/ou probable du local. Dans les cas étudiés, si une table est positionnée derrière la cloison, les vitesses constatées au niveau de la table ne permettraient pas d'améliorer le confort des usagers présents à cette table. En revanche, en raison de l'évolution des vitesses d'air lié à la distance d'un brasseur d'air à la paroi la plus proche, vu précédemment, et si sa distance au centre du brasseur n'est pas trop courte (cf. règle de calepinage), cet obstacle peut avoir un impact positif sur la vitesse d'air ressentie par un usager situé entre le brasseur et la cloison.

(a)



(b)

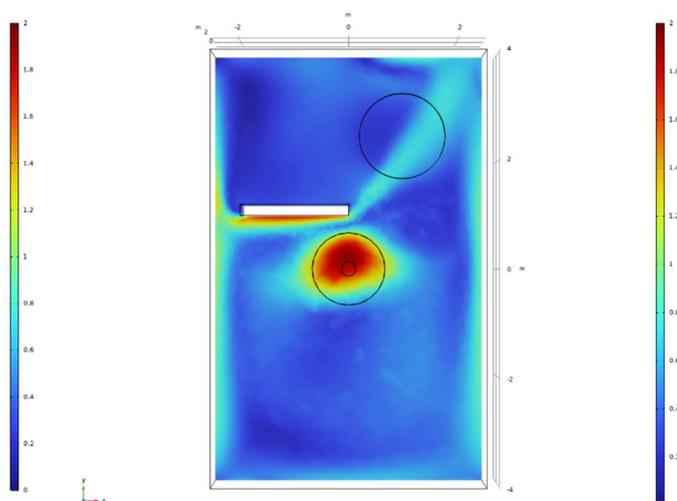


Figure 43 : Champ de vitesses d'air en présence d'un cloison de partitionnement suivant le plan horizontal situé à 50cm du sol et avec deux positionnements de la cloison différents.

5. Conclusion

Le présent article est décomposé en trois parties. La première s'est attachée à détailler l'influence des différents paramètres influant sur l'écoulement d'air. Ce travail a été réalisé à partir de la littérature internationale. Différentes règles de bonnes mises en œuvre ont pu être prédéfinies à partir de ce travail. Le but de ces règles est de favoriser les configurations de mise en œuvre de brasseurs d'air permettant d'obtenir l'uniformité des vitesses d'air et des vitesses d'air maximales.

Avant de valider le fonctionnement de ces règles à l'aide de la simulation numérique, il a été nécessaire de faire des choix méthodologiques éclairés. Pour cela, la seconde partie de cet article, est une revue scientifique sur la modélisation numérique en détaillant notamment les différentes méthodes et modèles existants dans le cas du brassage d'air. L'objectif était d'identifier le modèle de simulation le plus adapté aux projets BRASSE, représentatifs des phénomènes, nécessitant des ressources (notamment de calcul) raisonnables et surtout permettant de généraliser les conclusions.

Pour cela, deux principaux points ont été explorés : la modélisation de l'écoulement turbulent et la modélisation du brasseur. Pour la modélisation de l'écoulement turbulent, la méthode de la moyenne de Reynolds (RANS) a été choisie pour des raisons de ressources principalement. Ce modèle nécessite lui-même un modèle de viscosité de turbulence et d'énergie cinétique de turbulence. Il a été vu que d'après la littérature, le modèle SST semblerait être le modèle le plus adapté puisqu'il donne de meilleurs résultats mais ceci au prix d'un temps de calcul très élevé. Le modèle k- ϵ simplifie les écoulements proches des parois et est moins précis dans le jet rond. En revanche, la littérature internationale montre que son utilisation permet une concordance acceptable avec les résultats expérimentaux avec un temps de calcul raisonnable. C'est donc ce modèle qui a été retenu dans le cadre de BRASSE. Pour la modélisation du brasseur, les modèles MRF et RBM nécessitent de modéliser la géométrie particulière du brasseur. Avec ces modèles, les simulations seraient proches de la réalité. Mais ces modèles ne seront pas retenus en raison de la complexité de leurs mises en œuvre, du temps de calcul qui en résulterait et de l'impossibilité d'obtenir des résultats généraux avec ceux-ci. C'est la méthode de pression statique qui a finalement été retenue pour ces études, permettant ainsi d'assurer une vision généralisable quelle que soit la géométrie du brasseur avec un temps de calcul acceptable.

Ces choix méthodologiques faits, l'évaluation des performances des différentes démarches de simulation a été réalisée par corrélation avec les mesures effectuées en laboratoire et les mesures effectuées in-situ. Cette évaluation a permis de conclure que les investigations sur les modèles réalisés dans le cadre de ce projet ne sont pas satisfaisantes à ce jour. En effet, plusieurs résultats liés à des choix de modélisation n'ont pas pu être expliqués et justifiés ; et la calibration des résultats numériques à partir des résultats issus du laboratoire n'est pas aboutie. Ce travail conséquent n'a pas pu être réalisé dans le cadre contraint du projet BRASSE. Néanmoins, avec toutes les précautions prises, les modélisations réalisées permettent d'observer les phénomènes en présence et de conclure sur les schémas d'écoulement. Les analyses ont donc été réalisées dans ce sens.

La troisième partie de cet article a donc logiquement eu pour objectif principal d'observer des schémas d'écoulement obtenus dans les bonnes conditions, c'est-à-dire en respectant les différentes règles précédemment définies. Ainsi les schémas d'écoulement dans une configuration simple, un brasseur dans une pièce carrée, ont permis de confirmer la bonne représentation des phénomènes attendus et une première partie des règles exprimées. L'influence de la distance entre brasseurs a également été observée. Ceci a permis de constater l'importance d'avoir une distance intra brasseur supérieure au double de la distance brasseur/paroi afin de prendre en compte les champs de contraintes équivalents. L'influence de la taille de pièce est un autre point étudié. Il a été recherché de confirmer la loi de Raftery, établissant une relation entre la taille de la pièce et le diamètre du brasseur. Les résultats obtenus n'ont pas permis de confirmer cette loi. Les résultats montrent une décroissance de la vitesse en zone d'entraînement plus rapide que représentée par Raftery. Afin de définir la loi fiable liant la taille de pièce et le diamètre du brasseur, des essais en laboratoire avec une chambre de mesures de dimensions modifiables sont nécessaires. En l'absence de cette loi fiable, la règle de la surface maximale de brassage efficace définie dans le cadre de BRASSE et basée sur cette règle ne sera donc pas finalement retenue dans le cadre de ce projet. Et enfin, cette partie reprend les résultats d'étude des écoulements induits par un brasseur d'air en présence de mobilier. Ces résultats mettent en évidence les perturbations de l'écoulement en présence de mobilier avec une diminution globale de la vitesse d'air moyenne. Toutefois, il peut être observé dans certaines configurations une augmentation locale du champ de vitesses pouvant être particulièrement bénéfique pour l'utilisateur.

Cette étude a donc permis de tester différentes méthodologies de CFD et d'en déterminer les limites, d'établir des règles de calepinage à partir de résultats expérimentaux issus de la littérature, complétés par l'ensemble des observations réalisées lors du projet BRASSE et de définir des préconisations quant à l'agencement des espaces.

Références

- [1] Santamouris M. (2016) Cooling the buildings – past, present and future, *Energy and Buildings*, vol. 128, p. 617-638
- [2] Santamouris M., Cartalis C., Synnefa A. (2015) On the impact of urban heat island and global warming on the power demand and electricity consumption of buildings—A review, *Energy and Buildings*, vol. 98, p. 119-124
- [3] Bamdad K., Cholette M. E., Omrani S., Bell J. (2021) Future energy-optimised buildings — Addressing the impact of climate change on buildings, *Energy and Buildings*, vol. 231, p. 110610
- [4] Bamdad K., Cholette M. E., Guan L. (2017) Ant colony algorithm for building energy optimisation problems and comparison with benchmark algorithms, *Energy and Buildings*, vol. 154, p. 404-414
- [5] Bamdad K., Cholette M. E., Guan L. (2018) Building energy optimisation under uncertainty using ACOMV algorithm, *Energy and Buildings*, vol. 167, p. 322-333
- [6] Yang B., Wang F. (2018) Supplementary opinions on alternative cooling technologies in hot climate, *International Journal of Biometeorology*, vol. 62, p. 1927-1928
- [7] Sadripour S., Mollamahdi M., Sheikhzadeh G. A. (2017) Providing thermal comfort and saving energy inside the buildings using a ceiling fan in heating systems, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 39, p. 4219-4230
- [8] Mihara K., Sekhar C., Takemasa Y. (2019) Thermal comfort and energy performance of a dedicated outdoor air system with ceiling fans in hot and humid climate, *Energy and Buildings*, vol. 203, p. 109-118
- [9] He Y., Chen W., Wang Z., Zhang H. (2019) Review of fan-use rates in field studies and their effects on thermal comfort, energy conservation, and human productivity, *Energy and Buildings*, vol. 194, p. 140-162
- [10] Litvine D., De Laage R., Hoarau S. (2022) Analyse de l'acceptabilité et des conditions de déploiement des brasseurs d'air : Une étude qualitative de l'offre et de la demande. Tache 4 du Projet BRASSE – Pour le compte de l'ADEME
- [11] LE BERIGOT T, BOEUF F, OSSAKOWSKY P, DAVID M, GARDE F, LITVINE D, DE LAAGE R, VASQUEZ C (2021) Rapport d'avancement du projet BRASSE : Étude des performances, de l'impact sur le confort et de l'acceptabilité des brasseurs d'air en réponse aux changements climatiques.
- [12] LE MAREC P.E., LE BERIGOT T., BOEUF F., DAVID M., BLANCHARD B., 2023. Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort thermique des usagers - Analyse des protocoles de mesures de vitesse d'air - Projet BRASSE
- [13] LE MAREC P.E., LE BERIGOT T., BOEUF F., DAVID M., 2023. Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort thermique des usagers - Indicateurs de performance des brasseurs - Projet BRASSE
- [14] LE MAREC P.E., LE BERIGOT T., BOEUF F., DAVID M., 2023. BRASSE_Protocole_mesure_2023_0_1 – Projet BRASSE
- [15] LE MAREC P.E., LE BERIGOT T., BOEUF F., 2023. Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort thermique des usagers – Retour d'expérience : mesure in-situ - Projet BRASSE
- [16] Omrani S, Matour S, Bamdad K, Izadyar N (2021) Ceiling fans as ventilation assisting devices in buildings: a critical review, *Building and Environment*, vol. 201, pp. 108010.
- [17] Gao Y, Zhang H, Arens E, Present E, Ning B, Zhai Y, Pantelic J, Luo M, Zhao L, Raftery P, Liu S (2017) Ceiling fan air speeds around desks and office partitions, *Building and Environment*, vol. 124, pp. 412-440.
- [18] Wang H, Zhang H, Hu X, Luo M, Wang G, Li X, Zhu Y (2019) Measurement of airflow pattern induced by ceiling fan with quad-view colour sequence particle streak velocimetry, *Building and Environment*, vol. 152, pp. 122-134.
- [19] Wang H, Luo M, Wang G, Li X (2019) Airflow pattern induced by ceiling fan under different rotation speeds and blowing directions, *Indoor and Built Environment*, vol. 29, pp. 1425-1440
- [20] Raftery P, Fizer J, Chen W, He Y, Zhang H, Arens E, Schiavon S, Paliaga G (2019), Ceiling fans: Predicting indoor air speeds based on full scale laboratory measurements, *Building and Environment*, vol. 155, pp. 210-223.
- [21] Liu S, Lipczynska A, Schiavon S, Arens E (2018) Detailed experimental investigation of air speed field induced by ceiling fans, *Building and Environment*, vol. 142, pp. 342-360

- [22] Chen W, Liu S, Gao Y, Zhang H, Arens E, Zhao L, Liu J (2018) Experimental and numerical investigations of indoor air movement distribution with an office ceiling fan, *Building and Environment*, vol. 130, pp. 14-26
- [23] Sonne J, Parker D (1998) Measured Ceiling Fan Performance and Usage Patterns: Implications for Efficiency and Comfort Improvement, *Proceedings of the 10th ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings* (Pacific Grove, California, USA), vol. 1, pp. 335-341.
- [24] Present E, Raftery P, Brager G, Graham LT (2019) Ceiling fans in commercial buildings: in situ airspeeds and practitioner experience, *Building and Environment*, vol. 147, pp. 241-257
- [25] Luo M, Zhang H, Raftery P, Zhou L, Parkinson T, Arens E, He Y, Present E (2021) Detailed measured air speed distribution in four commercial buildings with ceiling fans, *Building and Environment*, vol. 200, pp. 107979
- [26] Momoi Y, Sagara K, Yamanaka T, Kotani H (2007) Modelling of prescribed velocity generated by ceiling fan based on velocity measurement for CFD simulation, *Proceedings of 10th international conference on air distribution in rooms*, (Helsinki, Finland).
- [27] B. Blanchard, « Mise au point d'un banc d'essais pour la caractérisation des brasseurs d'air », Eiffel Aérodynamique, Paris, sept. 2019.
- [28] Chandra S, Fairey PW, Kerestecioglu AA, Kamel AA (1986) Wind tunnel and full-scale data on airflow from natural ventilation and ceiling fans, *Ashrae Transactions*, vol. 92, pp. 804-814.
- [29] Big Ass Fans, HVLS Design Guide, <https://guide.bigassfans.com/chapter-2#2-9-1>
- [30] Jain A, Upadhyay RR, Chandra S, Saini M, Kale S (2004) Experimental investigation of the flow field of a ceiling fan, *Proceedings of the 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference* (Charlotte, North Carolina, USA), vol 3, pp. 93-99.
- [31] Mihara K, Lasternas B, Takemasa Y, Tham KW, Sekhar C (2018) Indoor environment evaluation of a Dedicated Outdoor Air System with ceiling fans in the tropics – A thermal manikin study, *Building and Environment*, vol. 143, pp. 605-617
- [32] Lin HH (2019) Improvement of Human Thermal Comfort by Optimizing the Airflow Induced by a Ceiling Fan, *Sustainability*, vol. 11, p. 3370-3387
- [33] G. Pichurov, J. Srebric, et S. Zhu, « A validated numerical investigation of the ceiling fan's role in the upper-room UVGI efficacy », *Building and Environment*, vol. 86, p. 109-119, avr. 2015.
- [34] F. Usman et A. R. A. Bakar, « Thermal Comfort Study Using CFD Analysis in Residential House with Mechanical Ventilation System », in *Proceedings of AICCE'19*, vol. 53, F. Mohamed Nazri, Éd. Cham: Springer International Publishing, 2020, p. 1613-1628. doi: 10.1007/978-3-030-32816-0_124.
- [35] R. Aynsley et M. Ali, « Optimizing Ceiling Fan Locations with CFD », sept. 2003.
- [36] O. Glahn, T. Voss, K. Voss, et S. Schwickert, « Comparison of stationary and transient RANS modelling », *Bauphysik*, vol. 42, no 6, p. 326-334, déc. 2020.
- [37] N. Kamsah, H. M. Kamar, I. N. Ilham, et A. S. Norazam, « High-volume low-speed fan for cooling of a large enclosed space », in *AIP Conference Proceedings*, sept. 2020, vol. 2255.
- [38] D. Casseer et C. Ranasinghe, « Assessment of Spallart Almaras Turbulence Model for Numerical Evaluation of Ceiling
- [39] F. Babich, M. Cook, D. Loveday, R. Rawal, et Y. Shukla, « Transient three-dimensional CFD modelling of ceiling fans », *Building and Environment*, vol. 123, p. 37-49, oct. 2017, doi: 10.1016/j.buildenv.2017.06.039.
- [40] E. Adeen et al., « Parametric Study and Optimization of Ceiling Fan Blades for Improved Aerodynamic Performance », *JAFM*, vol. 9, no 6, p. 2905-2916, nov. 2016, doi: 10.29252/jafm.09.06.25808.
- [41] R. Bassiouny et N. S. Korah, « Studying the features of air flow induced by a room ceiling-fan », *Energy and Buildings*, vol. 43, no 8, p. 1913-1918, août 2011, doi: 10.1016/j.enbuild.2011.03.034.
- [42] S.-C. Lin et M.-Y. Hseih, « An Integrated Numerical and Experimental Analysis for Enhancing the Performance of the Hidden Ceiling Fan », *Sage Journals*, janv. 2014.

- [43] S.-W. Hsiao, H.-H. Lin, et C.-H. Lo, « A study of thermal comfort enhancement by the optimization of airflow induced by a ceiling fan », *Journal of Interdisciplinary Mathematics*, vol. 19, no 4, p. 859-891, sept. 2016.
- [44] M. Alizadeh et S. M. Sadrameli, « Numerical modeling and optimization of thermal comfort in building: Central composite design and CFD simulation », *Energy and Buildings*, vol. 164, p. 187-202, avr. 2018.
- [45] S. Zhu et J. Srebric, « Numerical modeling of indoor environment with a ceiling fan and an upper-room ultraviolet germicidal irradiation system », *Building and Environment*, vol. 72, p. 116-124, févr. 2014.
- [47] W. Chen et al., « Experimental and numerical investigations of indoor air movement distribution with an office ceiling fan », *Building and Environment*, vol. 130, p. 14-26, févr. 2018, doi: 10.1016/j.buildenv.2017.12.016.
- [48] Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. (1992), "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", AIAA Paper 92-0439.
- [49] Claude Louis Marie Henri Navier, « Mémoire sur les lois du mouvement des fluides » (lu à l'Académie royale des sciences le 18 mars 1822), *Mémoires de l'Académie royale des Sciences de l'Institut de France*, Paris, vol. 6, 1827, p. 389-440
- [50] George Gabriel Stokes, *Transactions of Cambridge Philosophical Society*, vol. 8, 1845, p. 287–305.
- [51] Reynolds O. 1895 On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion. *Phil Trans. R. Lond. Soc. A* 186, 123–164. (doi:10.1098/rsta.1895.0004)
- [52] J. Boussinesq, « Essai sur la théorie des eaux courantes », *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, vol. 23, 1877, p. 1-680
- [53] Dacles-Mariani, J., Zilliac, G. G., Chow, J. S. and Bradshaw, P. (1995), "Numerical/Experimental Study of a Wingtip Vortex in the Near Field", *AIAA Journal*, 33(9), pp. 1561-1568, 1995.
- [54] Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. (1994), "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", *La Recherche Aérospatiale* n 1, 5-21.
- [55] Bardina, J.E., Huang, P.G., Coakley, T.J. (1997), "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development", *NASA Technical Memorandum* 110446.
- [56] Jones, W. P., and Launder, B. E. (1972), "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, 1972, pp. 301-314.
- [57] Launder, B. E., and Sharma, B. I. (1974), "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc", *Letters in Heat and Mass Transfer*, vol. 1, no. 2, pp. 131-138.
- [58] Wilcox, David C (1998). "Turbulence Modeling for CFD". Second edition. Anaheim: DCW Industries, 1998. pp. 174.
- [59] Wilcox, D.C. (1988), "Re-assessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models", *AIAA Journal*, vol. 26, no. 11, pp. 1299-1310.
- [60] Menter, F. R. (1993), "Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows", AIAA Paper 93-2906.
- [61] Menter, F. R. (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, vol. 32, no 8. pp. 1598-1605.