

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 3.2 – Indicateurs de performance des
brasseurs

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., DAVID M., 2023. Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort thermique des usagers - Indicateurs de performance des brasseurs - 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) et Mathieu DAVID (Laboratoire PIMENT)

Coordination technique - ADEME : LARUELLE Céline

Direction/Service : DVTD/SB

EVALUATION DE L'IMPACT DES BRASSEURS D'AIR SUR LE CONFORT DES USAGERS

PARTIE 2 : DETERMINATION DES INDICATEURS DE CONFORT ET DE PERFORMANCES

Pierre-Erwan LE MAREC¹, Tangi LE BERIGOT¹, Frédéric BŒUF¹, Mathieu DAVID²

¹*Surya Consultants, France,*

²*Laboratoire PIMENT, Université de la Réunion, France,*

Mots clés : brasseur d'air, vitesse d'air, essais, protocole

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].

Le but du protocole BRASSE est de caractériser les performances des brasseurs d'air commerciaux dans leur configuration standard (celle recommandée par les fabricants) afin de les comparer en termes d'impact sur le confort des usagers et d'efficacité énergétique. L'ambition du projet BRASSE 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.

La sensation de confort thermique induite par le brasseur d'air étant liée à la vitesse d'air générée par le brasseur, nous avons étudié dans la première partie de cette étude [14] le protocole de mesure de vitesse d'air en laboratoire dans sa version 0 et nous avons évalué la qualité métrologique des essais (exactitude, répétabilité et reproductibilité). Cette partie de l'étude a permis de faire évoluer la partie « prise de mesure » du protocole.

Dans cette seconde partie, les mesures de vitesses d'air issues de la précédente étude sont analysées afin de vérifier que le protocole fourni toutes les informations requises pour la **détermination des indicateurs de confort et de performances** choisis pour le projet BRASSE.

Nous distinguons deux types différents d'indicateurs : les indicateurs de conception et les indicateurs de performances.

Un indicateur de conception est un indicateur ayant pour vocation à être utilisé dans la démarche de conception de bâtiments ou d'aménagement d'espaces intérieurs par des bureaux d'études de façon à décrire et simuler l'impact d'un brasseur d'air sur le confort thermique.

En phase de conception, il est possible de prendre en compte l'impact d'un brasseur d'air de deux façons. La première consiste à modéliser les flux d'air induits par l'usage du brasseur à l'aide de la CFD. Cette approche permet une conception au plus juste des besoins et donc de s'assurer de vitesses d'air perçues sur l'ensemble de l'espace considéré. En revanche, cet outil nécessite des compétences et des outils conséquents et ne correspond pas à la réalité de la majorité des projets de conception. La seconde façon de prendre en compte un brasseur d'air est d'intégrer l'impact du brasseur dans l'évaluation du confort réalisée sur tout projet ayant une ambition sur cette thématique. Pour répondre à cette ambition, une simulation thermique dynamique (STD) est réalisée. Celle-ci consiste à réaliser un modèle du bâtiment étudié en considérant l'ensemble de ses contraintes internes (compositions de parois, charges thermiques, etc.) et externes (météorologie extérieure, masque proche, etc.) et d'étudier en régime transitoire l'évolution de ses variables d'état. Il existe deux axes de recherche pour prendre en compte l'impact d'un brasseur d'air en STD : soit intégrer la physique du phénomène induit dans le modèle mathématique, soit le prendre en compte en considérant son impact en post-traitement. Dans les deux cas, ici aussi, c'est la vitesse d'air qui permettra d'évaluer l'impact du brasseur d'air sur le confort thermique.

Il sera donc étudié dans cette étude **un seul indicateur de conception : la vitesse d'air**.

Un indicateur de performance devra quant à lui permettre d'effectuer une comparaison de différents modèles de brasseurs permettant d'aider un acheteur/prescripteur (qu'il soit professionnel ou particulier) à orienter son choix. Le sondage BRASSE [11] a permis d'identifier quatre indicateurs qu'il serait pertinent de faire apparaître sur **une étiquette performance à apposer sur les brasseurs** : une surface d'influence du brasseur, un indicateur de confort thermique, un indicateur d'efficacité énergétique et un indicateur de confort acoustique (qui est détaillé dans le rapport 2 du projet BRASSE). En se basant sur une description physique des phénomènes induits par le brasseur, notre étude a donc été conduite de façon à obtenir des indicateurs se rapprochant autant que possible des besoins exprimés lors du sondage. Les indicateurs que nous allons décrire dans cette étude seront donc :

- une **surface maximale de brassage efficace** exprimant la surface maximale de l'espace dans lequel le brasseur peut être utilisé pour générer un mouvement d'air garantissant une amélioration significative du confort thermique de l'occupant.
- un **indicateur d'amélioration du confort thermique** exprimant l'effet de rafraîchissement induit par le brasseur.
- un **indicateur d'efficacité énergétique** rapportant l'amélioration du confort thermique à la consommation énergétique.

Le premier objectif de cet article est d'analyser les vitesses d'air obtenues en laboratoire et d'ajuster, si possible, le protocole de mesure en ayant pour objectif de limiter le nombre de points de mesure au strict nécessaire. Le second objectif est de définir de manière précise les indicateurs de conception et de performance en les illustrant à l'aide des données des essais en laboratoire.

2. Aspects théoriques préliminaires

2.1 Description de l'écoulement d'air induit par un brasseur soufflant vers le bas

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 [12, 13] :

- **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.

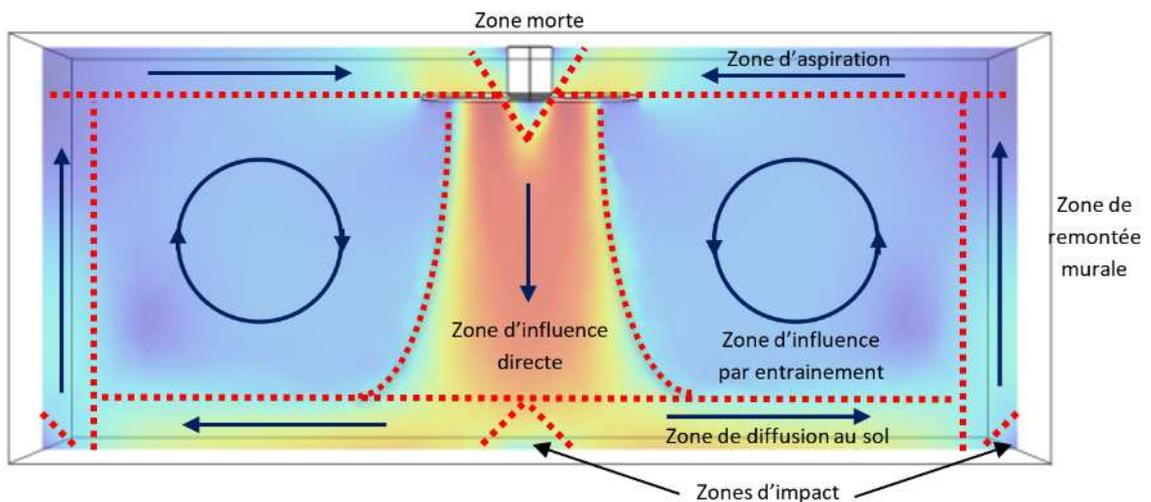


Figure 1 : Schéma de l'écoulement d'air induit par un brasseur d'air soufflant vers le bas

Afin de définir les vitesses servant d'indicateurs de confort en conception, il est nécessaire de simplifier la description de l'écoulement. Dans le cadre de cette étude, nous ne conserverons que deux zones, **la zone d'influence directe et la zone d'influence par entraînement**, telles qu'elles sont représentées sur la figure 2.

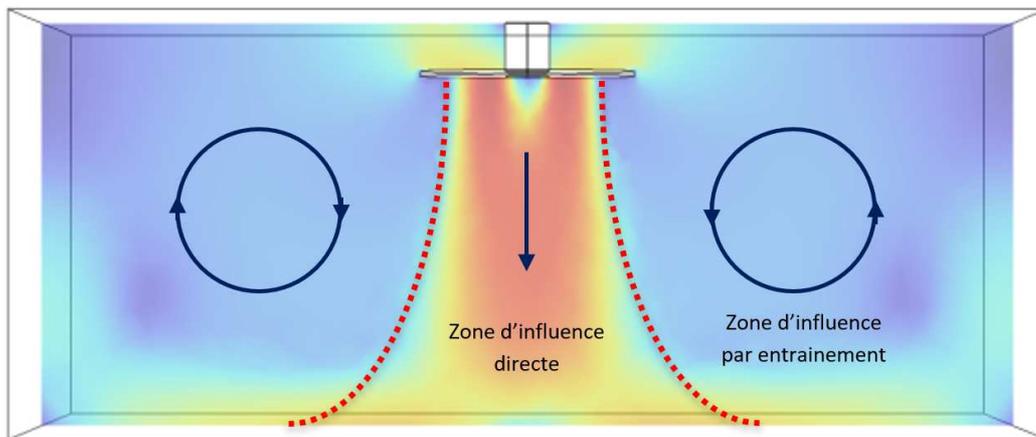


Figure 2 : Schéma de l'écoulement réduit à deux zones dans le cas d'un brasseur soufflant vers le bas

Les vitesses d'air mesurées selon le protocole BRASSE établi dans la première partie de cette étude vont donc devoir être analysées de façon à obtenir la vitesse moyenne dans chacune de ces zones. Pour cela, il faudra déterminer la limite entre les deux zones, appelée **rayon d'influence directe** et qui dépend de la hauteur, comme le montre la figure 2. Ce point sera traité en section 4.2.

Afin de s'affranchir de cette dépendance à la hauteur, les mesures de vitesses d'air réalisées à différentes hauteurs devront donc être préalablement pondérées en chaque position de mesure ce qui induira donc une simplification supplémentaire du schéma d'écoulement, présentée en figure 3. Ce point sera traité en section 4.3.

Ces deux étapes préliminaires accomplies, les vitesses moyennes en chaque position pourront être pondérées par rapport à la portion de surface auxquelles elles se rapportent afin d'obtenir la vitesse moyenne dans chaque zone, utilisable en conception pour définir le confort thermique. Ce point sera traité en section 4.4.

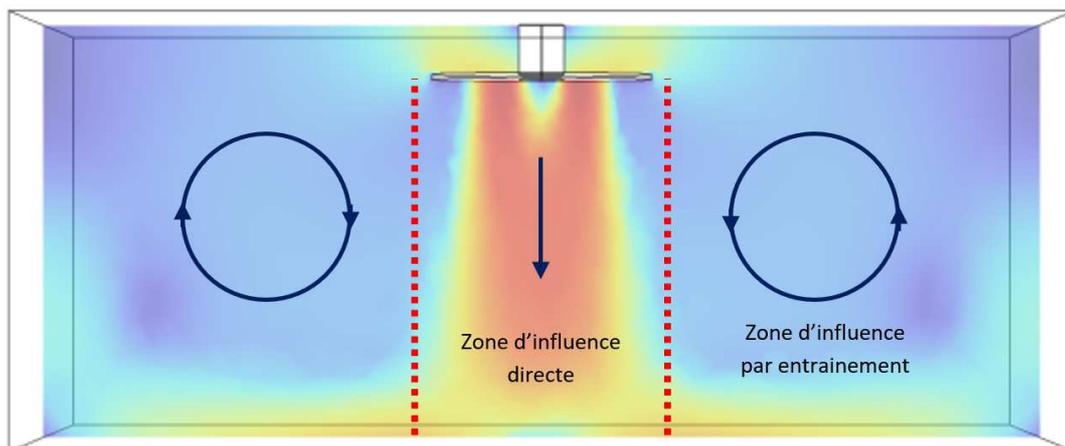


Figure 3 : Schéma de l'écoulement réduit à 2 zones et pondéré par la hauteur dans le cas d'un brasseur soufflant vers le bas

2.2 Modélisation de la vitesse en zone d'entraînement selon les dimensions de la pièce

Selon l'étude de l'écoulement proposée précédemment, et contrairement à l'idée communément répandue, la « surface de confort » d'un brasseur ne peut pas être définie par une limite jusqu'à laquelle l'effet du brasseur serait ressenti car la vitesse d'air en zone d'entraînement est constante quelle que soit la distance à laquelle on se situe par rapport au brasseur. Il n'existe donc pas physiquement de limite à l'intérieur de la zone d'entraînement entre une zone qui serait rafraîchie et une autre qui ne le serait pas. Seuls les deux cas peuvent se produire :

- Soit la vitesse en zone d'entraînement est suffisante et l'ensemble de la zone est « confortable »
- Soit la vitesse en zone d'entraînement est insuffisante et cette zone n'est « confortable » en aucun point.

Pour un brasseur donné, tournant à une vitesse de rotation donnée, et si on ne fait pas varier la hauteur sous plafond, la vitesse de l'air en zone d'entraînement varie essentiellement en fonction de la distance entre le brasseur et les murs. Ce seront donc les dimensions de la pièce qui imposeront la vitesse en zone d'entraînement et si cette zone est « confortable ».

Dans leur étude à grande échelle sur 78 configurations différentes [14], Raftery et al. montrent que la vitesse de l'air dans la zone d'entraînement varie proportionnellement au rapport D/X (où D est le diamètre du brasseur et X la distance entre le centre du brasseur et les murs). N'ayant pas à notre disposition de chambres de mesures de différentes tailles, nous n'avons pas eu la possibilité de confirmer ou d'infirmer cette relation à cette étape du projet. L'étude des mesures in situ et les simulations numériques par CFD prévues dans d'autres tâches du projet BRASSE ont pour objectif d'apporter davantage d'éléments permettant de discuter sur ce point.

La vitesse moyenne en zone d'entraînement dans une pièce de dimension quelconque peut ainsi être déterminée à partir de la vitesse obtenue dans la chambre de mesure en utilisant la relation suivante :

$$v_{moy,ent,X} = \frac{D}{X} \left(\frac{v_{moy,ent,chambre}}{\frac{D}{X_{chambre}}} \right) = \frac{X_{chambre}}{X} \times v_{moy,ent,chambre}$$

Où $v_{moy,ent,X}$ est la vitesse en zone d'entraînement avec une distance X entre le centre du brasseur et le mur, D est le diamètre du brasseur et $v_{moy,ent,chambre}$ est la vitesse moyenne en zone d'entraînement dans la chambre de mesure de distance $X_{chambre}$ entre le brasseur et le mur. La figure 4 présente les variations de la vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement en fonction de la dimension de la pièce pour différentes vitesses d'air moyenne en zone d'entraînement déterminées dans la chambre de mesure.

Cette approche permettrait donc de traiter aussi bien les pièces non carrées ou les pièces dans lesquelles le brasseur n'est pas centré en définissant plusieurs zones d'entraînement ayant des vitesses différentes. Le cas de brasseurs multiples pourrait également être pris en compte en définissant des « cellules » avec une limite à définir entre deux brasseurs. Ces cas particuliers sont également abordés dans les autres tâches du projet BRASSE relatives aux règles de calepinage des brasseurs.

Dans cette étude, nous proposons d'utiliser ce modèle pour définir l'indicateur de surface maximale de brassage comme la surface permettant d'obtenir une valeur minimale de vitesse d'air permettant d'assurer un effet rafraîchissant sensible. Ce point sera traité en section 5.1.

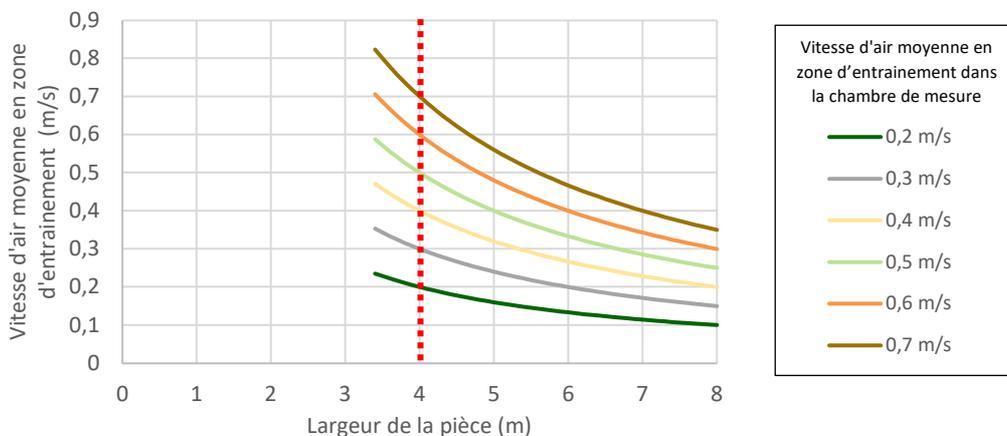


Figure 4 : Vitesses d'air moyenne en zone d'entraînement en fonction de la dimension de la pièce pour différentes vitesses d'air mesurées dans la chambre de mesure de 4 m x 4 m

2.3 Notion d'effet rafraichissant induit par la vitesse d'air

L'indicateur permettant de caractériser l'amélioration du confort thermique apportée par le brasseur doit traduire l'abaissement de la température ressentie en présence de vitesse d'air : c'est ce que l'on appelle l'effet rafraichissant. Il est nécessaire de réaliser un bilan thermique du corps humain pour le déterminer.

2.3.1 Influence de la vitesse d'air sur le bilan thermique humain

Le bilan thermique du corps humain [15] traduit l'équilibre qui doit se produire entre la variation d'énergie interne du corps humain et la puissance interne produite par le métabolisme et les flux échangés avec l'environnement (Φ_{ech}) :

$$m_b c_{p_b} \frac{dT_{bm}}{dt} = M_{tot} + \Phi_{ech}$$

Où m_b est la masse du corps humain (kg), c_{p_b} est sa capacité thermique massique ($J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$) et T_{bm} est la température moyenne du corps humain ($^{\circ}C$), M_{tot} est la puissance interne produite par le métabolisme (W) et Φ_{ech} est la somme des flux échangés avec l'extérieur (W).

Il est considéré que le confort thermique ne peut être atteint qu'à neutralité thermo-physique, c'est-à-dire si l'astreinte thermique S du corps tend vers 0 (i.e. le corps est proche de l'équilibre thermique avec peu de réactions de thermorégulation) :

$$S = M_{tot} + \Phi_{ech} \rightarrow 0$$

Les flux échangés avec l'extérieur sont de différentes natures (figure 5) et on peut les exprimer ainsi :

$$\Phi_{ech} = W + \Phi_{resp} + \Phi_{evap} + \Phi_{conv} + \Phi_{rayIR} + \Phi_{raySol} + \Phi_{cond}$$

Où W est le travail externe, Φ_{resp} est le flux échangé par la respiration, Φ_{evap} est le flux échangé par évaporation, Φ_{conv} est le flux d'échange convectif, Φ_{rayIR} est le flux échangé par rayonnement de chaleur, Φ_{raySol} est le flux apporté par le rayonnement solaire et Φ_{cond} est le flux échangé par conduction. Ces flux s'expriment en watt.

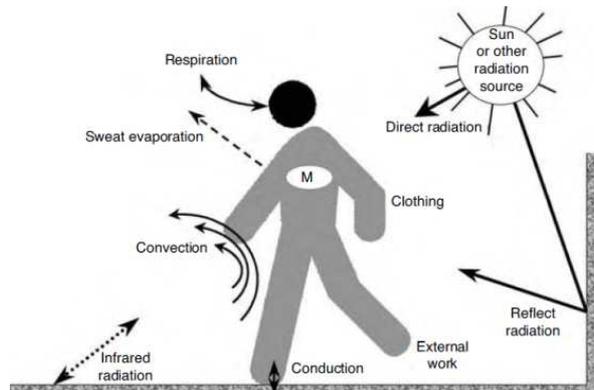


Figure 5 : Flux échangés avec l'extérieur par le corps humain [16]

La vitesse d'air a un impact sur deux de ces flux d'échanges : **le flux convectif et le flux évaporatif**. L'augmentation de la vitesse entraînant une augmentation de ces flux d'échanges, l'astreinte thermique du corps humain diminue, ce qui se traduit par une baisse de la température ressentie : c'est **l'effet rafraichissant**.

Afin de déterminer l'effet rafraichissant dû à la vitesse de l'air induite par un brasseur, il est nécessaire d'étudier séparément les parts de cet effet liées aux flux d'échange par convection et par évaporation.

La détermination de la part de cet effet rafraichissant lié au flux convectif se base sur la détermination d'une température de l'air équivalente $T_{air\ eq}$ sans brasseur (i.e. en considérant une vitesse de l'air V_{still} due à la seule convection naturelle) à la température de l'air mis en mouvement par le brasseur (i.e. à la vitesse d'air V_{air} imposant un échange en convection forcée due à la rotation du brasseur). Pour cela, il est supposé que le flux d'échange convectif à la température équivalente $\Phi_{conv\ eq\ still}$ est égal au flux d'échange convectif à la température de l'air en présence du brasseur $\Phi_{conv\ air}$:

$$\Phi_{conv\ eq\ still} = \Phi_{conv\ air}$$

L'expression de température de l'air équivalente $T_{air\ eq}$ obtenues à partir de cette égalité et ensuite intégrée à l'expression de la température opérative, ce qui permet d'obtenir l'effet de rafraîchissement convectif [17] dû à la rotation des brasseurs, noté CE_{conv} (pour convective cooling effect) :

$$CE_{conv} = \frac{h_{c\ still}}{h_{c\ still} + h_r} \left[(T_{cl} - T_{air}) \left(\left(\frac{v_{air}}{v_{still}} \right)^n - 1 \right) \right]$$

Où $h_{c\ still}$ est le coefficient d'échange convectif sans brasseur, h_r est le coefficient d'échange radiatif, T_{cl} est la température de la surface d'échange entre le corps humain et l'ambiance (ici, on considère un corps habillé, l'indice cl signifiant clothed en anglais), T_{air} est la température de l'air, v_{air} est la vitesse d'air induite par le brasseur, v_{still} est la vitesse d'air quand le brasseur est à l'arrêt et n est l'indice de loi puissance traduisant l'effet de la vitesse d'air sur le coefficient de convection forcée ($h_{c,for} = K_{for} v_{air}^n$).

L'obtention de ce CE_{conv} est basée sur une approche physique générale et se traduit par une expression analytique ne nécessitant pas l'utilisation d'un code de calcul.

Il est à noter que cet effet de rafraîchissement deviendra un « effet d'échauffement » si la température de l'air devient supérieure à la température vestimentaire. Pourtant, dans ce cas, le brasseur permettra tout de même d'améliorer le confort du fait de l'effet évaporatif qui deviendra prépondérant sur l'effet convectif.

La prise en compte de l'effet évaporatif est donc essentielle mais ne peut pas se faire avec la même méthode puisqu'il n'existe pas de solution analytique permettant d'exprimer la température équivalente à partir de l'expression couplant les effets convectif et évaporatif :

$$\Phi_{conv\ eq\ still} + \Phi_{evap\ eq\ still} = \Phi_{conv\ air} + \Phi_{evap\ air}$$

Par la suite, on obtient une expression de $T_{air\ eq}$ de la forme $a \cdot \exp(-b/T) + T + c = 0$ dont les solutions ne peuvent être trouvées que par des méthodes numériques (dichotomie par exemple), il faut donc utiliser un outil spécifique comme celui développé par le CBE de Berkeley [18] et intégré à la norme ASHRAE 55 [19] pour pouvoir exprimer le couplage entre les deux effets. Ce sera donc ce dernier qui sera utilisé dans la suite de cette étude.

2.3.2 Définition de l'effet rafraîchissant selon la norme ASHRAE 55

Pour définir l'effet rafraîchissant au sens la norme ASHRAE 55, il est d'abord nécessaire de définir la température effective standardisée (SET). Il s'agit d'un indicateur de confort développé par A.P Gagge [20] basé sur un bilan de flux de chaleur entre le corps humain et son environnement qui intègre les facteurs humains (activité et vêture) et qui prend en compte la réponse physiologique du corps humain à son environnement en décrivant les température et mouillure cutanées. Il correspond à une sensation thermique donnée dans des conditions de vêture et d'activité standardisées.

Depuis 2010, la norme ASHRAE 55 [19] définit l'effet rafraîchissant (CE pour Cooling Effect) à vitesse d'air supérieure à 0,2 m/s (limite de perception de la vitesse d'air) comme la valeur qui, soustraite à la température d'air et la température moyenne radiative, conduit à la même valeur de température effective standardisée (SET) à air immobile (0,1 m/s) que la SET déterminée à la vitesse d'air mesurée :

$$SET(T_{air}, T_{mrt}, v_{air}, MET, clo, RH) = SET(T_{air} - CE, T_{mrt} - CE, v_{air} = 0,1, MET, clo, RH)$$

Où T_{air} est la température de l'air, T_{mrt} est la température moyenne radiative, v_{air} est la vitesse de l'air, MET est le métabolisme, Clo est le coefficient d'isolation vestimentaire et RH est l'humidité relative.

Le métabolisme est un paramètre qui dépend de l'activité de l'utilisateur et le coefficient d'isolation vestimentaire est un paramètre qui dépend de sa vêture. Ici, les valeurs de coefficient d'isolation vestimentaire ont été choisies à 0,5 clo pour une tenue estivale (pantalons légers et chemise à manches courtes) et 1 clo pour une tenue hivernale (pantalons, chemise à manches longues et veste). Les valeurs de métabolisme ont été fixées à 1,2 met pour une personne travaillant (de façon active) assise à un bureau et à 1,4 met pour une personne travaillant debout (activité légère). Les températures T_{air} et T_{mrt} étant habituellement très proches l'une de l'autre (écart moyen de l'ordre 0,4 °C) [21], ces deux températures seront considérées égales dans la suite de cette étude.

La figure 6 montre les variations de l'effet rafraichissant CE dans différentes conditions d'ambiance, d'activité et de vêtture :

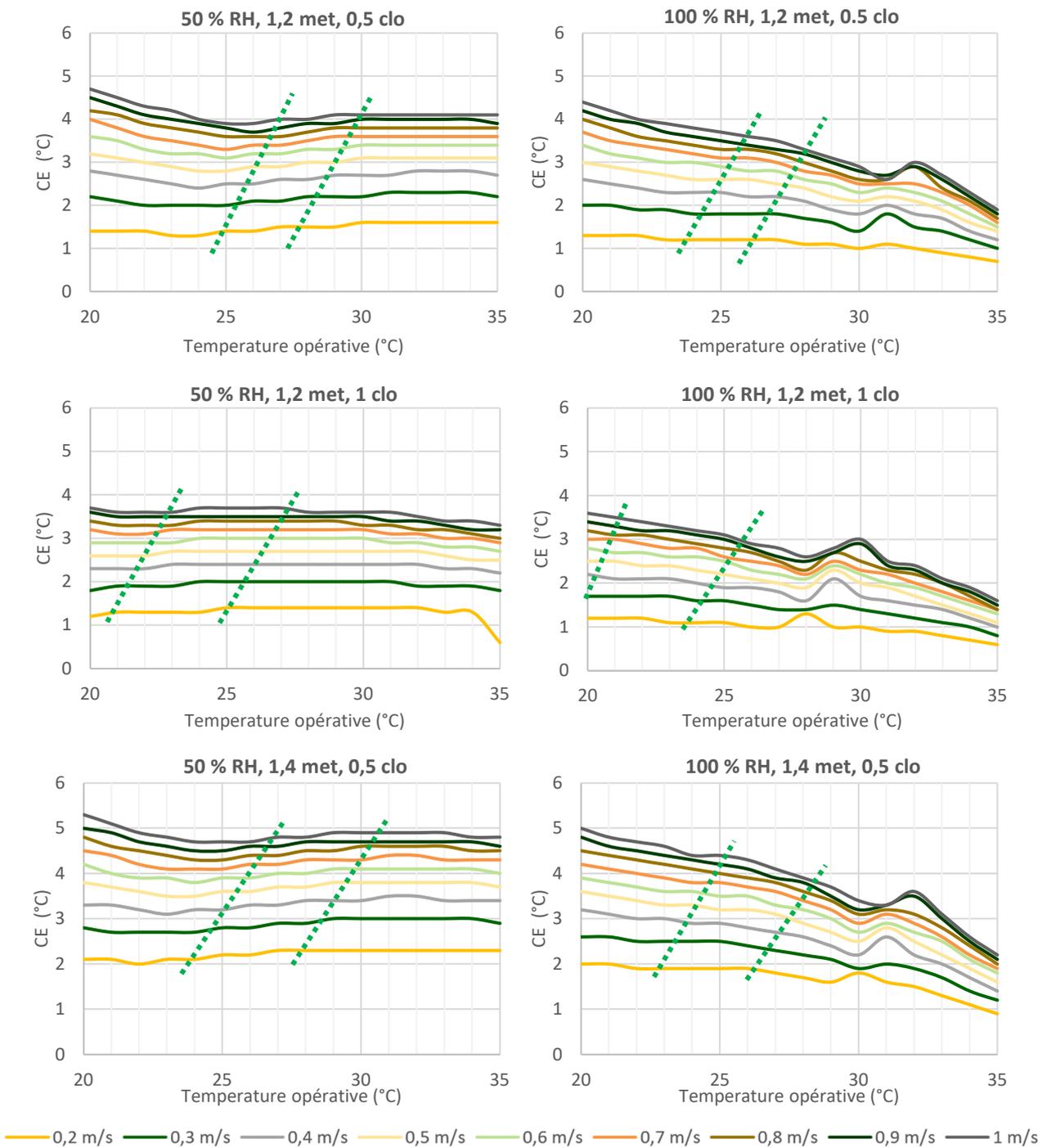


Figure 6 : Variation de l'effet rafraichissant en fonction des paramètres d'ambiance, de vêtture et d'activité. Les pointillées verts représentent les limites des zones de confort obtenus avec la méthode PMV (cf section 2.3.3)

On constate, à l'aide de la figure 6, que l'augmentation du taux d'humidité relative n'affecte l'effet rafraichissant que pour les températures supérieures à 25 °C. En dessous de cette température, seul l'échange convectif est influencé par la vitesse d'air et l'effet rafraichissant diminue quand la température augmente. En effet, à ces températures, le débit sudoral est très limité et l'échange évaporatif est donc quasiment nul. A partir de 25 °C, lorsque l'humidité relative est faible, l'échange évaporatif va augmenter et compenser la baisse de l'échange convectif, conduisant à un effet rafraichissant qui ne varie plus quand la température augmente. A contrario, lorsque que le taux d'humidité relative est élevé, l'échange évaporatif reste limité malgré l'apparition de sueur sur la peau et l'effet rafraichissant continue de diminuer. On observe toutefois un « sursaut » de l'effet rafraichissant lorsque la température opérative approche la température de la surface du corps habillé, ce qui provoque une réaction thermo-physiologique

conduisant à une augmentation sensible de la température cutanée et entraînant par suite une augmentation simultanée de l'échange évaporatif et de l'échange convectif.

On constate par ailleurs que le passage d'une vêture hivernale à une vêture estivale augmente l'effet rafraichissant (entre 0 et 0,5  C de rafraichissement supplémentaire), ce qui s'explique par un échange plus important aussi bien par convection que par évaporation quand la peau est moins isolée de l'ambiance. Le passage d'une activité assise à une activité debout permet également d'augmenter l'effet rafraichissant car l'augmentation du métabolisme conduit à une augmentation de la température cutanée et donc à une augmentation des flux convectifs et évaporatifs.

La norme ASHRAE 216 [22], dont l'objet est de caractériser les performances d'un brasseur d'air, utilise le CE en se rapportant à sa définition par la norme ASHRAE 55. Il est toutefois précisé qu'il doit être calculé à l'aide de la régression logarithmique suivante :

$$CE = 1,53 \ln v_{air} + 3,444$$

Ce qui correspond approximativement aux conditions suivantes : $T_{op} = 28$  C, $RH = 50$ %, $M = 1,1$ met (assis, calme) et $I_{cl} = 0,5$ clo (tenue estivale typique).

2.3.3 Prise en compte de l'impact de la vitesse d'air dans les modèles de confort thermique

Les trois principales méthodes de confort thermique pouvant prendre en compte la vitesse induite par les brasseurs sont :

- **Le PMV (Predicted Mean Vote)** : indice de sensation thermique variant de -3 (froid)   3 (chaud) avec la neutralité thermique obtenue pour une valeur de 0. Les normes NF EN 16798-1 [23] et ASHRAE 55 stipule que la zone de confort thermique se situe entre -0,5 et +0,5. Cet indicateur a été développé en 1972 par P.O Fanger [24] en se basant sur le bilan thermique du corps humain et sur des relations empiriques permettant de déterminer certains paramètres.
- **La démarche adaptative** : dans cette méthode, également présente dans les normes EN 16798 et ASHRAE 55, une limite d'inconfort chaud est déterminée par rapport à une température neutre définie en fonction de la température extérieure moyenne sur un certain nombre de jours précédant le jour considéré.
- **Les zones de confort dites de Givoni** : dans cette méthode, quatre zones de confort correspondant à des vitesses d'air de 0   1,5 m/s sont représentées sur un diagramme psychrométrique et l'on vérifie si les conditions d'ambiance étudiées se situe dans ces zones ou non. Les limites de ces zones sont définies à partir de l'indicateur ITS (Index of Thermal Stress) introduit par Givoni en 1963 [25, 26]. Cet indicateur vérifie par un bilan thermique que le débit sudoral est suffisant pour que le refroidissement évaporatif compense les apports de chaleur. Les limites d'inconfort sont fixées à un débit sudoral de 50 g/h ou à une mouillure cutanée de 6 % en accord avec la littérature [27, 28]. Il est donc possible de recalculer les limites de ces zones pour s'adapter aux conditions particulières à étudier, mais,   notre connaissance, cela ne se fait pas en pratique et ce sont toujours les mêmes zones qui sont utilisées.

L'impact de la vitesse d'air sur le confort thermique va dépendre de la méthode utilisée :

2.3.3.1 PMV :

Dans la **norme ASHRAE 55**, depuis sa version de 2010, l'effet rafraichissant est utilisé pour déterminer un PMV corrigé en considérant les températures ajustées après soustraction de la valeur de CE et un air immobile, ce qui permet l'élargissement de la plage d'utilisation historique du PMV en incluant les vitesses supérieures à 0,2 m/s. Il est précisé que le confort ne peut pas être atteint pour les vitesses d'air supérieure à 0,8 m/s si les occupants n'ont pas le contrôle du dispositif générant la vitesse d'air. Les figures 6 (cf section 2.3.2) montre les limites d'inconfort obtenues à l'aide de cette méthode. On observe que :

- L'augmentation de la vitesse d'air de 0,2 m/s   1 m/s a pour effet d'augmenter la limite d'inconfort chaud d'environ 3  C quelle que soient les conditions (la limite d'inconfort froid étant affectée de la même variation) ;
- L'augmentation de l'humidité relative de 50 %   100% a pour effet d'abaisser la limite d'inconfort chaud d'environ 1  C (la limite d'inconfort froid étant affectée de la même variation) ;
- L'augmentation de la vêture de 0,5 clo   1 clo a pour effet d'abaisser la limite d'inconfort chaud d'environ 2  C (la limite d'inconfort froid étant abaissée d'environ 4 C) ;
- L'augmentation de l'activité de 1,2 met à 1,4 met a pour effet d'augmenter la limite d'inconfort chaud d'environ 0,5  C (la limite d'inconfort froid étant diminuée d'environ 1 C).

La figure 7 montre la représentation des zones de confort obtenues grâce à l’outil en ligne du CBE Berkeley [29] avec cette méthode sur un diagramme psychrométrique :

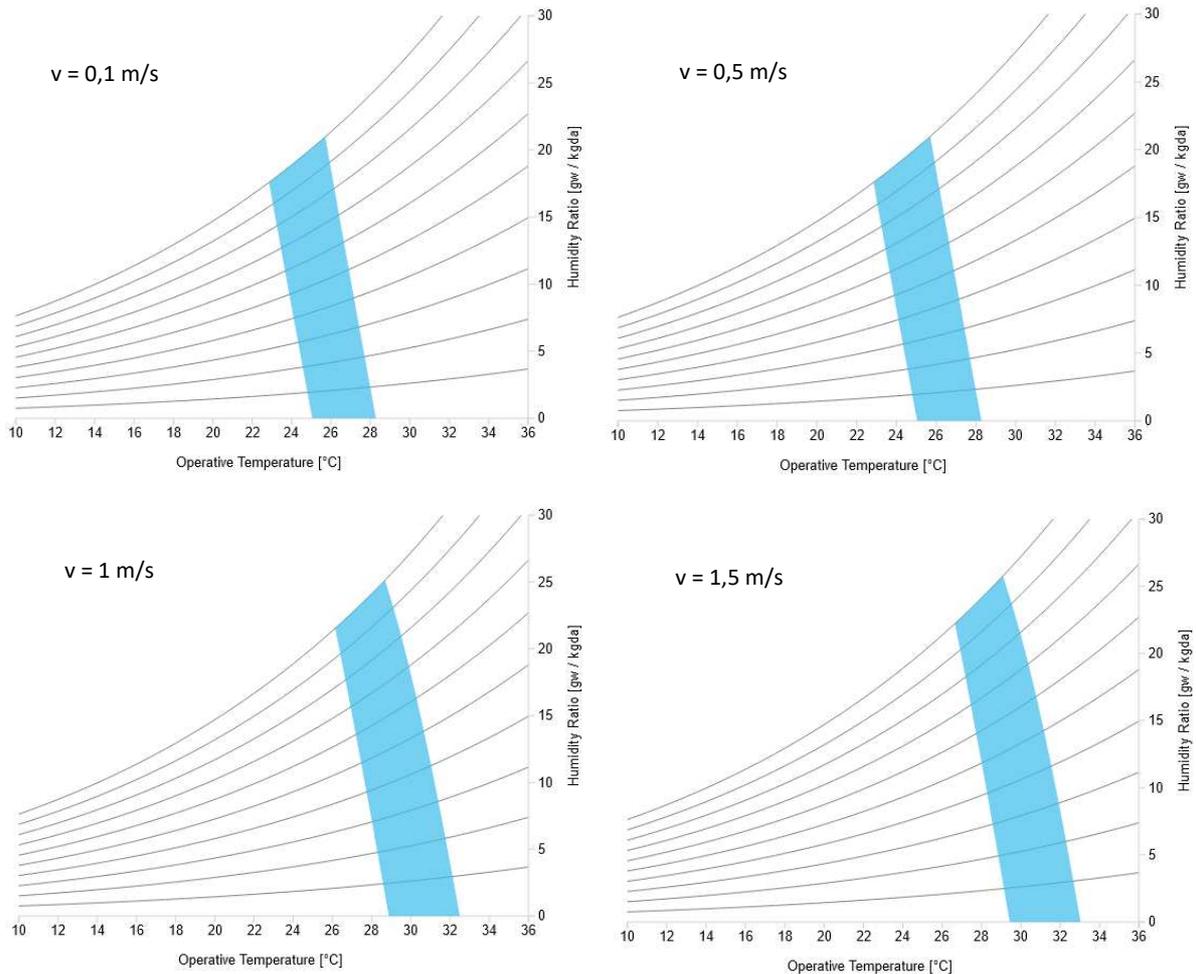


Figure 7 : Zone de confort obtenues à différentes vitesses d’air selon la méthode PMV de la norme ASHRAE 55 (met = 1,1 et clo = 0,5) (images générées à l’aide de l’outil en ligne CBE Comfort Tool développé par le CBE Berkeley [29])

Dans la **norme EN 16798**, le PMV n’est pas affecté par l’effet rafraichissant, il n’est donc pas possible d’évaluer le confort thermique en présence d’une vitesse d’air supérieure à 0,2 m/s.

2.3.3.2 Démarche adaptative :

Dans les **normes ASHRAE 55 et EN 16798**, la température neutre peut être augmentée par des valeurs dépendant de la vitesse d’air (voir tableau 2) uniquement si cette vitesse d’air est sous le contrôle des occupants.

Tableau 1 : Correction de la température neutre en présence de vitesse d’air dans la norme EN 16798

V_{air}	0,6 m/s	0,9 m/s	1,2 m/s
ΔT_{neutre}	1,2 °C	1,8 °C	2,2 °C

Dans l’ancienne **norme EN 15251** [30] (remplacé en 2019 par la norme EN 16798), un modèle simplifié d’effet rafraichissant, développé en 1970 par Humphreys [31], donne l’augmentation de la température neutre en se basant sur un bilan thermique simplifié :

$$\Delta T_{neutre} = 7 - \frac{50}{4 + 10\sqrt{v_{air}}}$$

Il est précisé que pour pouvoir utiliser cet incrément, l’utilisateur doit avoir le contrôle du dispositif générant la vitesse d’air.

Dans la RE2020 [32], un ajustement logarithmique a été déterminé pour augmenter la limite d'inconfort chaud en présence de brasseurs d'air :

$$\Delta T_{inc-chaud} = 1,8322 e^{0,0361 (T_{mrt}-T_{air})} \ln v_{air} + 3,0498 e^{0,0368 (T_{mrt}-T_{air})}$$

Aucune limitation de cet incrément n'est imposée par le système de gestion des brasseurs (manuelle ou auto)

2.3.3.3 Zones de confort de Givoni :

Les zones de confort de Givoni ne sont intégrées à aucune norme nationale ou internationale. Il nous semble important de préciser que ces zones ont été initialement développées par Givoni pour orienter les choix de conception architecturaux et non pour vérifier l'obtention d'une situation de confort et c'est dans sa version originelle que l'outil est répandu à travers le monde (Figure 8). L'usage de ces zones comme outil d'évaluation du confort est un outil qui est utilisé de façon courante dans les bureaux d'études français mais qui, à notre connaissance, ne s'est pas répandu à l'échelle internationale.

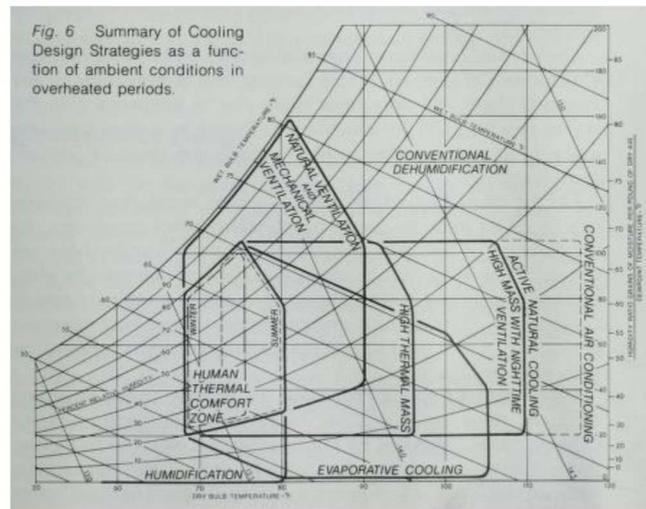
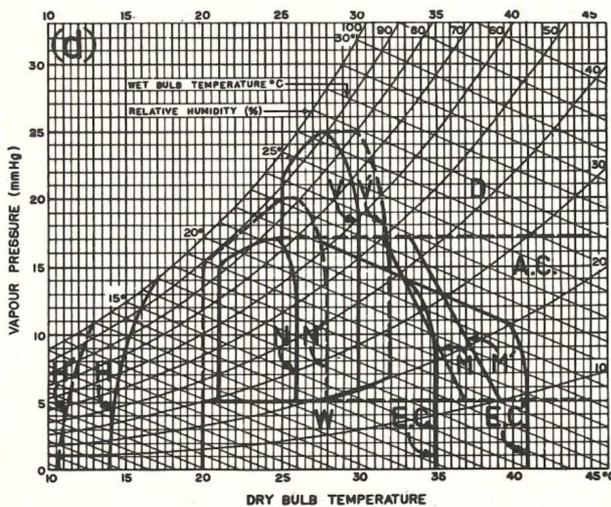


Figure 8 : Diagramme Bioclimatique du Batiment :

(a) version originelle de Baruch Givoni (1968) [26] et (b) seconde version proposée par Milne et Givoni (1978) [33]

Si la méthode développée par Givoni permet en théorie de définir la zone de confort sur un diagramme psychrométrique pour des conditions données de vitesse d'air, de métabolisme, de vêture et d'irradiation solaire, elle n'est pas utilisée de cette manière par les bureaux d'études, la méthode consistant à vérifier si les conditions d'ambiances se trouvent dans les zones de confort obtenues pour un métabolisme de 100 kcal/h (1,1 met) et une tenue d'été légère (supposée proche de 0,5 clo) et pour des vitesses d'air de 0 m/s, 0,5 m/s, 1 m/s et 1,5 m/s (Figure 9).

Le calcul de l'indicateur ITS et l'application des limites d'inconfort proposées originellement par Givoni ne permettent pas de retrouver exactement les limites des zones utilisées habituellement. Les zones calculées à partir du modèle historique de Givoni sont présentées à titre indicatif sur la figure 9. La zone à 0 m/s n'est pas calculable avec l'indicateur ITS puisqu'il ne peut prendre en compte que des vitesses supérieures à 0,1 m/s, c'est donc cette vitesse que nous avons utilisée pour calculer la zone à « air immobile ». Par ailleurs, Givoni considérant que le confort peut être obtenu pour des vitesses allant jusqu'à 2 m/s, nous avons également représenté cette vitesse. Malgré d'importants travaux de recherche bibliographique, les origines des zones utilisées actuellement n'ont pas encore pu être déterminées.

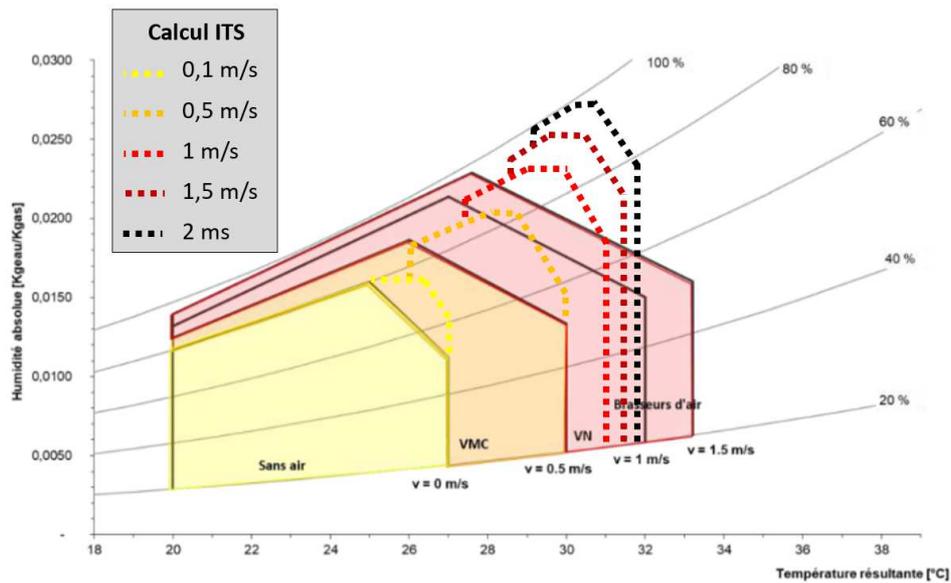


Figure 9 : Adaptation du diagramme bioclimatique du bâtiment de Givoni pour l'évaluation du confort en présence de vitesse d'air [34]. Les lignes pointillées représentent les zones calculées à partir du modèle historique développé par Givoni.

2.3.4 Synthèse des modèles existants pour traduire l'effet des vitesses élevées sur le confort thermique

La Figure 10 montre comment les différentes normes prennent en compte l'effet de la vitesse soit en intégrant un effet rafraîchissant sur la température ressentie, soit en augmentant la température à laquelle l'inconfort commence à être senti. On constate que les deux modèles utilisés par les normes EN 15251 et ASHRAE 216 correspondent à l'effet rafraîchissant obtenu selon la norme ASHRAE 55 avec des conditions de 1,1 met et 0,5 clo. Le modèle proposé par la RE2020 considère que l'effet rafraîchissant est nul jusqu'à 0,2 m/s contrairement aux autres modèles qui considèrent que l'effet rafraîchissant commence dès 0,1 m/s (ce qui correspond approximativement à la vitesse d'air de convection naturelle autour d'un corps humain). Il minimise donc l'effet rafraîchissant aux faibles vitesses qui sont pourtant celles rencontrées dans le cas des brasseurs. Le modèle incrémental proposé pour la démarche adaptative dans les normes EN 16798 et ASHRAE 55 donne une influence de la vitesse inférieure de 2°C aux autres modèles sur toute la gamme de vitesse d'air. Cette observation pourrait s'expliquer par le fait qu'une partie de l'effet rafraîchissant est comprise dans la plage d'adaptabilité inhérente à cette méthode.

L'étude approfondie des différentes méthodes a permis de conclure que la seule méthode traduisant la globalité du phénomène physique et permettant de prendre en compte les effets couplés de la température, de l'humidité, de la vêtue et du métabolisme est le « cooling effect » CE décrit par la norme ASHRAE 55. Ce sera donc cet indicateur que nous retiendrons par la suite comme indicateur de performance (cf section 5.2).

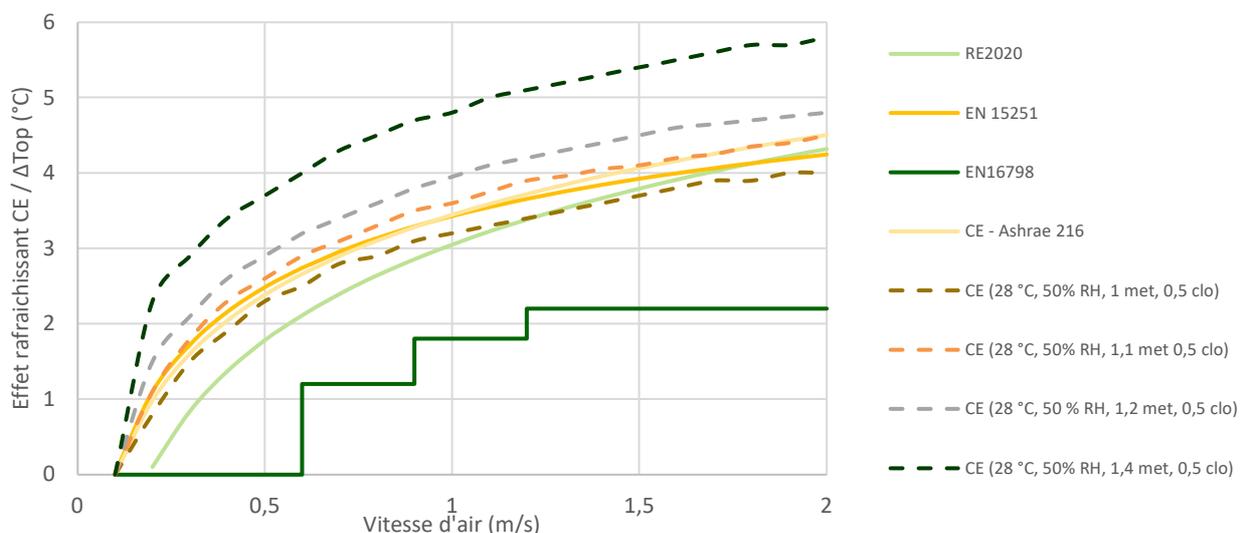


Figure 10 : Représentation graphique de la prise en compte de la vitesse d'air dans les différentes normes.

Au-delà de la détermination de l'effet rafraîchissant, chaque méthode propose une manière d'évaluer les confort induits par une vitesse d'air. La figure 11 présente une comparaison sur un diagramme psychrométrique des zones de confort obtenues à différentes vitesses d'air par différentes méthodes d'évaluation du confort. On constate que, malgré certaines différences, ces zones sont assez cohérentes entre elles pour des hypothèses d'entrée identiques. Il reviendra donc aux concepteurs de choisir la ou les méthodes qu'ils préfèrent tout en ayant conscience des conditions d'usage de chacune des méthodes.

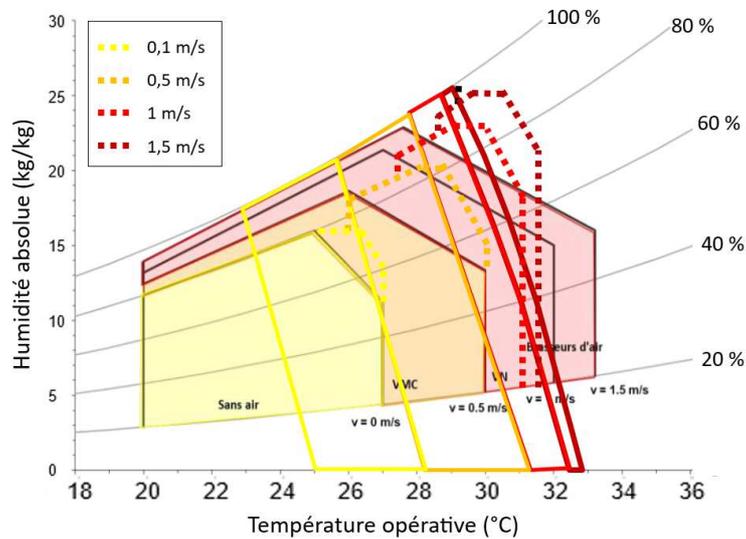


Figure 11 : Représentations des zones de confort à différentes vitesses obtenues selon les différentes méthodes : Givoni « usuelle » (zone en couleur) – Givoni « originelle » (contours pointillés) – PMV selon ASHRAE 55 (contour pleins). Les valeurs de métabolisme et de vêtue utilisés sont respectivement de 1,1 met et 0,5 clo.

Quelle que soit la méthode utilisée par les bureaux d'études pour évaluer le niveau de confort dans un bâtiment, la donnée d'entrée nécessaire à traduire l'influence des brasseurs d'air est la vitesse d'air. Cette observation confirme donc le propos introductif de cette étude en justifiant la vitesse d'air comme unique indicateur de conception utile.

3. Matériel et méthodes

Cette partie intègre des rappels qui sont détaillés dans la partie 1.

3.1 Brasseur

Un seul modèle de brasseur (HUNTER Industrie II) a été utilisé. Les caractéristiques principales données par le constructeur sont regroupées dans le tableau 1. Afin de maîtriser parfaitement la vitesse de rotation du brasseur, il a été décidé d'utiliser un potentiomètre plutôt que la commande normale des brasseurs. Deux vitesses sont étudiées : 80 tr/min et 150 tr/min ; ce qui correspond approximativement aux vitesses 1 et 3 de la commande du brasseur.

Tableau 2 : Caractéristiques du brasseur d'après les fiches techniques [35, 36]

Diamètre (cm)	132
Nombre de pales	3
Moteur	AC, 240 V, 50 Hz
Poids (kg)	7,1
Nombre de vitesses	3
Puissance électrique absorbée 1/2/3 (W)	16 / 39 / 65
Vitesse 1/2/3 (tr/min)	79 / 127 / 157
Débit 1/2/3 (m ³ /h)	5134 / 7524 / 8902
Efficacité 1/2/3 (m ³ /h/W)	321 / 191 / 139
Niveau de puissance acoustique 1/2/3 (dB(A))	26,3 / 32,8 / 39
Distance de montage au plafond (cm)	36
Diamètre du corps du brasseur (cm)	19

3.2 Mesures de vitesse d'air

Les mesures de vitesse d'air utilisées pour cette étude ont été réalisées au laboratoire PIMENT (La Réunion) dans une chambre de 4 m x 4 m x 2,5 m avec le brasseur fixé en son centre (hauteur sous les pales : 2,14 m) avec des anémomètres omnidirectionnels à boule chaude (SensoAnemo 5100LSF, Sensor Electronic, Pologne) reliés à une centrale d'acquisition (AirDistSys 5000, Sensor Electronic).

Les 14 anémomètres sont positionnés verticalement sur un banc horizontal avec un espacement de 10 cm entre chaque capteur. La mesure est effectuée selon trois axes faisant un angle de 120° les uns par rapport aux autres. Sur chaque axe, une première mesure est effectuée pour les distances par rapport au centre du brasseur allant de 0 à 180 cm.

La vitesse d'air est mesurée à une fréquence de 8 Hz. La valeur moyenne sur un intervalle de 10 s est enregistrée toutes les 2 s pendant les 3 min que dure l'essai. Après toute intervention d'un opérateur dans la chambre de mesure ou modification de la vitesse de rotation, un temps de stabilisation de 3 min a été respecté avant le démarrage de chaque mesure.

Les hauteurs de mesures par rapport au sol ont été fixées à 36 cm, 60 cm, 100 cm, 120 cm, 132 cm, 150 cm et 170 cm.

3.3 Mesures de la température ambiante et de l'humidité relative

A chaque essai, la température et l'humidité relative de l'ambiance sont relevés manuellement sur l'écran d'un enregistreur Testo 174H positionné dans l'enceinte de test. Ces enregistreurs annoncent une précision de $\pm 0,5$ °C sur la température, et de ± 3 % sur l'humidité relative.

3.4 Mesure de la puissance absorbée

La mesure des données relative à la puissance électrique appelée par les brasseurs d'air se fait par lecture directe à l'aide d'un compteur d'énergie VOLT CRAFT Energy-Logger 4000 FR. Cet enregistreur permet aussi de stocker les indicateurs caractérisant la qualité du signal électrique fourni par le réseau (tension et fréquence notamment). Les principales caractéristiques du compteur d'énergie sont données dans le tableau 3 ci-après.

Tableau 3 : Principales caractéristiques du compteur d'énergie VOLT-CRAFT Energy-Logger 4000 FR

Caractéristiques	Valeurs
Grandeurs mesurées	Consommation électrique, puissance active et apparente, facteur de puissance, tension nominale, intensité et fréquence
Plage de mesure de la consommation	De 0 à 999,9 kWh
Plage de mesure du courant	De 0,01 à 15 A
Plage de mesure de la puissance active	De 0,1 à 3500W
Tension de fonctionnement	230V (AC)
Précision	1%

4. Indicateur de conception : la vitesse d'air

4.1 Profils de vitesses d'air

Les essais en laboratoire réalisés dans le cadre de BRASSE permettent de définir des profils de vitesse d'air induits par un brasseur. Ces profils permettent de comprendre l'impact du brasseur sur les flux d'air d'un local. La figure 12 montre les profils de vitesse d'air moyenne en fonction de la distance au centre du brasseur à différentes hauteurs pour des vitesses de rotation de 80 tr/min et 150 tr/min obtenus dans la première partie de cette étude. On peut identifier clairement les deux zones de comportement de l'écoulement simplifié tel qu'il a été défini à la section 2.1 :

- Au centre sous le brasseur, la zone d'influence directe avec un pic de vitesse se situant approximativement aux deux tiers de la longueur des pales et qui s'élargie en se rapprochant du sol ;
- Autour de cette zone d'influence, la zone d'influence par entraînement où la vitesse est constante quelle que soit la position. On remarque que la vitesse à 36 cm est plus élevée qu'aux autres hauteurs puisqu'elle se situe dans la zone de diffusion au sol, mais cette distinction n'est pas retenue pour notre étude.

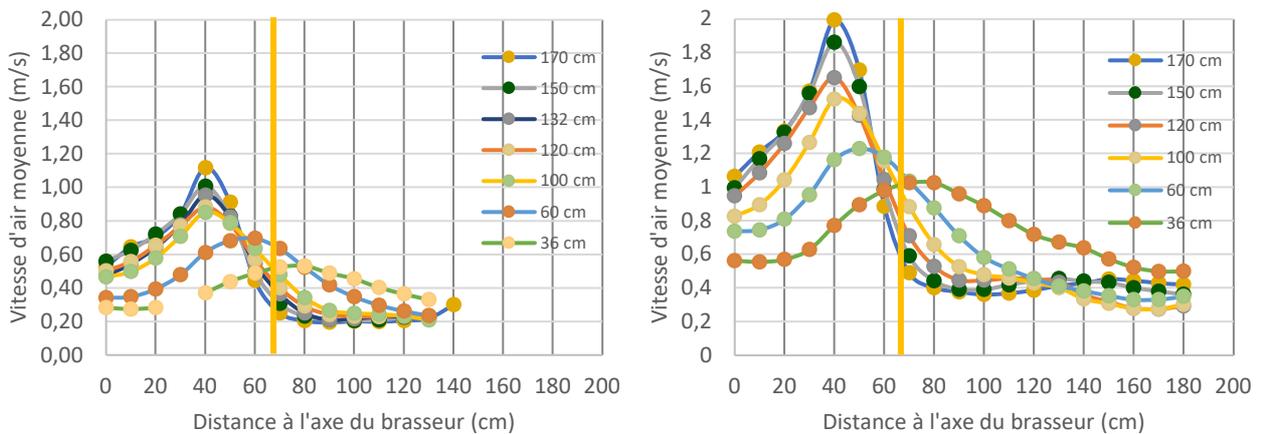


Figure 12 : Profils de vitesses d'air moyenne à différentes hauteurs par rapport au sol : (a) $N = 80$ tr/min et (b) $N = 150$ tr/min (la barre jaune correspond au rayon du brasseur)

La distinction des deux zones est essentielle puisqu'on observe deux comportements très différents. Leur bonne connaissance permettra de connaître la vitesse moyenne obtenue dans chacune des zones sans surestimation en zone de d'entraînement ni sous-estimation en zone directe. Leur usage lors du calepinage sera détaillé ultérieurement.

4.2 Détermination du rayon d'influence directe du brasseur

Afin de déterminer le rayon d'influence directe du brasseur, c'est-à-dire la limite entre la zone d'influence directe et la zone d'influence par entraînement, il faut un critère permettant de séparer les deux zones. Le changement de comportement apparaît lorsque la variation de vitesse (ce n'est pas une accélération car c'est la variation en fonction de la distance) dans la portion décroissante après le pic de vitesse s'infléchit pour se stabiliser à sa valeur de palier. Le point d'inflexion de la variation de vitesse correspond au maximum de la dérivée seconde du profil de vitesse.

A titre d'exemple, la figure 13 montre le profil de vitesse mesurée à 170 cm de hauteur et une vitesse de rotation de 150 tr/min et la dérivée seconde calculée à partir de celui-ci. Les mesures de vitesse d'air étant réalisées avec un espacement de 10 cm entre les capteurs, la détermination du rayon d'influence directe ne peut être effectuée avec une résolution inférieure à ± 5 cm.

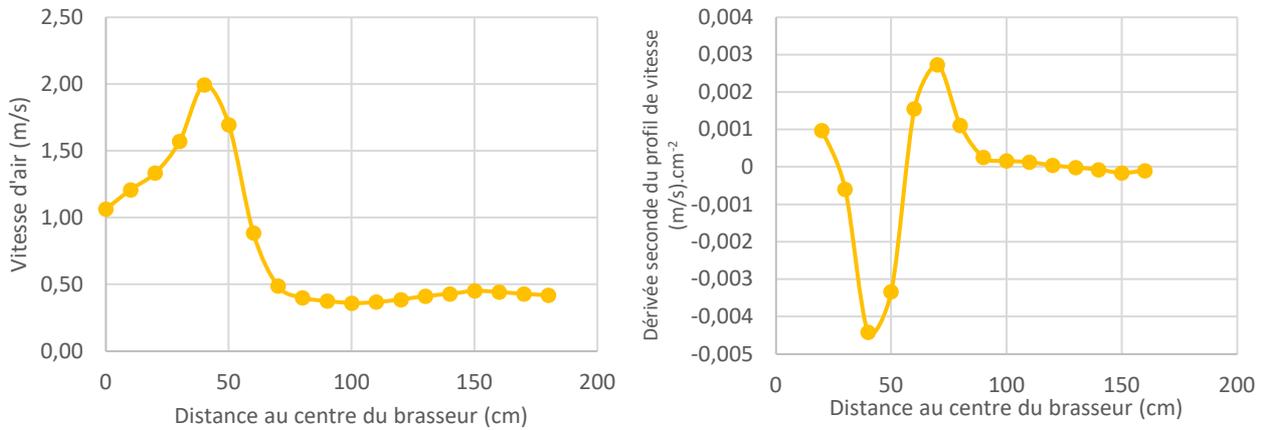


Figure 13 : (a) Profil de vitesse d'air moyenne et (b) sa dérivée seconde en fonction de la distance au centre du brasseur pour une hauteur de mesure de 170 cm au-dessus du sol et une vitesse de rotation de 150 tr/min

La figure 14 montre l'évolution du rayon d'influence directe du brasseur en fonction de la hauteur pour les deux vitesses de rotation étudiées. On observe que, pour les hauteurs de mesures qui sont supérieures à 1 m du sol, le rayon d'influence directe du brasseur ne dépend ni de la vitesse de rotation ni de la hauteur de mesure. Pour les hauteurs de mesures égales et inférieures, la zone d'influence commence à s'élargir et ce d'autant plus que la vitesse de rotation est élevée. Afin de s'affranchir de cette dépendance à la hauteur quand le flux d'air s'approche du sol, il est nécessaire de pondérer les différentes hauteurs entre elles pour ensuite être en mesure de déterminer un rayon d'influence direct moyen ne dépendant plus de la hauteur.

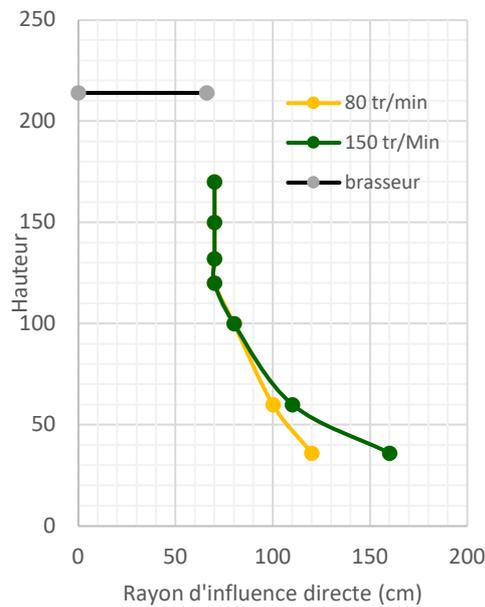


Figure 14 : Rayon d'influence directe aux différentes hauteurs

4.3 Vitesses d'air moyennes et rayons d'influence directe moyens selon la posture

Les normes ISO 7726 [37] et norme ASHRAE 55 [19] donnent 4 hauteurs à respecter pour la mesure de vitesse d'air dans le but d'évaluer le confort thermique des occupants : 10 cm (cheville, en position debout et assise), 60 cm (ventre en position assise), 110 cm (ventre en position debout et tête en position assise) et 170 cm (tête en position debout).

Les vitesses d'air moyennes en position assise et en position debout peuvent être estimées en faisant la moyenne des vitesses d'air entre les trois hauteurs caractéristiques de chacune des positions :

- En position assise :

$$v_{air,moy,assis} = \frac{1}{3}(v_{0.1} + v_{0.6} + v_{1.1})$$

- En position debout :

$$v_{air,moy,debout} = \frac{1}{3}(v_{0.1} + v_{1.1} + v_{1.7})$$

En utilisant ces expressions, on peut déterminer les profils de vitesses moyennes et les rayons d'influence directe moyens correspondant pour chacune des positions (figure 15). Les hauteurs à 10 cm et 110 cm n'ayant pas été mesurées dans la partie précédente de notre étude, nous utilisons ici les données obtenues à 36 cm pour la hauteur à 10 cm et une moyenne entre les mesures à 100 cm et 120 cm pour la hauteur à 110 cm. On constate que les rayons d'influence directe moyens ne dépendent plus que de la posture de l'utilisateur.

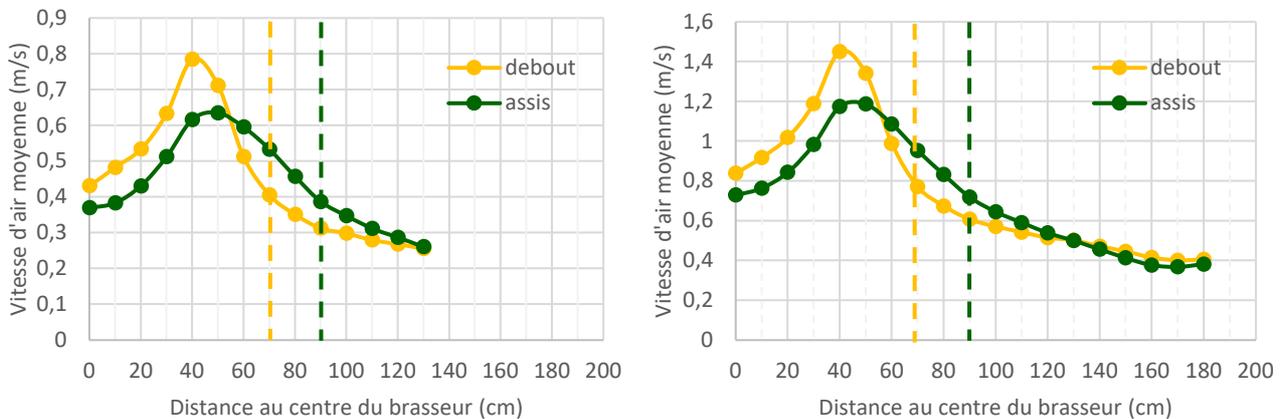


Figure 15 : Profils de vitesse moyenne selon la position à (a) 80 tr/min et (b) 150 tr/min. Les lignes en pointillés représentent les rayons d'influence moyens.

4.4 Vitesses d'air moyennes dans les différentes zones

Les vitesses moyennes dans la zone d'influence directe et dans la zone d'entraînement sont définies comme la somme des vitesses mesurées à chaque position et en considérant un facteur de pondération calculé comme le rapport entre la surface de l'anneau concentrique situé autour du capteur considéré et la surface de l'ensemble des anneaux de chacune des zones (voir figure 16).

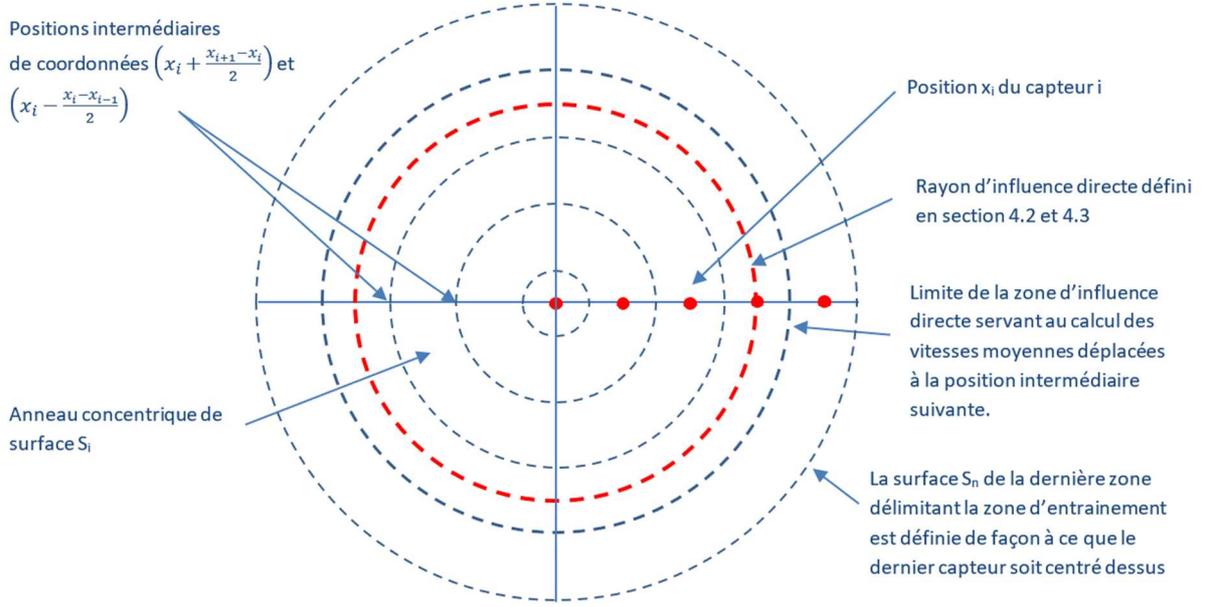


Figure 16 : Schématisation de la méthode de calcul des vitesses moyennes en zone d'influence directe et en zone d'entraînement

Leurs expressions sont données respectivement par :

$$v_{air,moy,dir} = \frac{1}{\pi \left(\frac{x_{influ} + x_{influ+1}}{2} \right)^2} \left[\pi \left(\frac{x_1}{2} \right)^2 v_{air,moy,0} + \sum_{i=1}^{i_{influ}} \pi \left[\left(x_i + \frac{x_{i+1}-x_i}{2} \right)^2 - \left(x_i - \frac{x_i-x_{i-1}}{2} \right)^2 \right] v_{air,moy,i} \right]$$

$$= \frac{x_1^2}{(x_{influ} + x_{influ+1})^2} v_{air,moy,0} + \sum_{i=1}^{i_{influ}} \left[\frac{(x_i + x_{i+1})^2 - (x_i + x_{i-1})^2}{(x_{influ} + x_{influ+1})^2} \right] v_{air,moy,i}$$

$$v_{air,moy,entr} = \frac{1}{\pi \left[\left(x_n + \frac{x_n - x_{n-1}}{2} \right)^2 - \left(\frac{x_{influ} + x_{influ+1}}{2} \right)^2 \right]} \left[\sum_{i=i_{influ+1}}^{n-1} \pi \left[\left(x_i + \frac{x_{i+1}-x_i}{2} \right)^2 - \left(x_i - \frac{x_i-x_{i-1}}{2} \right)^2 \right] v_{air,moy,i} \right. \\ \left. + \pi \left[\left(x_n + \frac{x_n - x_{n-1}}{2} \right)^2 - \left(x_n - \frac{x_n - x_{n-1}}{2} \right)^2 \right] v_{air,moy,n} \right]$$

$$= \sum_{i=i_{influ+1}}^{n-1} \left[\frac{(x_i + x_{i+1})^2 - (x_i + x_{i-1})^2}{(3x_n - x_{n-1})^2 - (x_{influ} + x_{influ+1})^2} \right] v_{air,moy,i} + \frac{(3x_n - x_{n-1})^2 - (x_n + x_{n-1})^2}{(3x_n - x_{n-1})^2 - (x_{influ} + x_{influ+1})^2} v_{air,moy,n}$$

Où x_{influ} est le rayon de la zone d'influence directe du brasseur, x_i est la distance entre le centre du brasseur et le point de mesure i et $v_{air,moy,i}$ la vitesse d'air moyenne mesurée au point i .

La figure 17 donne les vitesses d'air moyennes calculées pour chaque hauteur en zone d'influence directe et en zone d'entraînement pour des vitesses de rotation de 80 tr/min et 150 tr/min. On constate que la vitesse d'air moyenne dans la zone d'entraînement est

plus élevée pour les hauteurs les plus proches du sol ($H < 60$ cm) et qu'elle reste constante pour les hauteurs supérieures à 1 m. Dans la zone d'influence directe du brasseur, la vitesse moyenne augmente avec la hauteur jusqu'à 120 cm puis devient constante pour les hauteurs plus élevées.

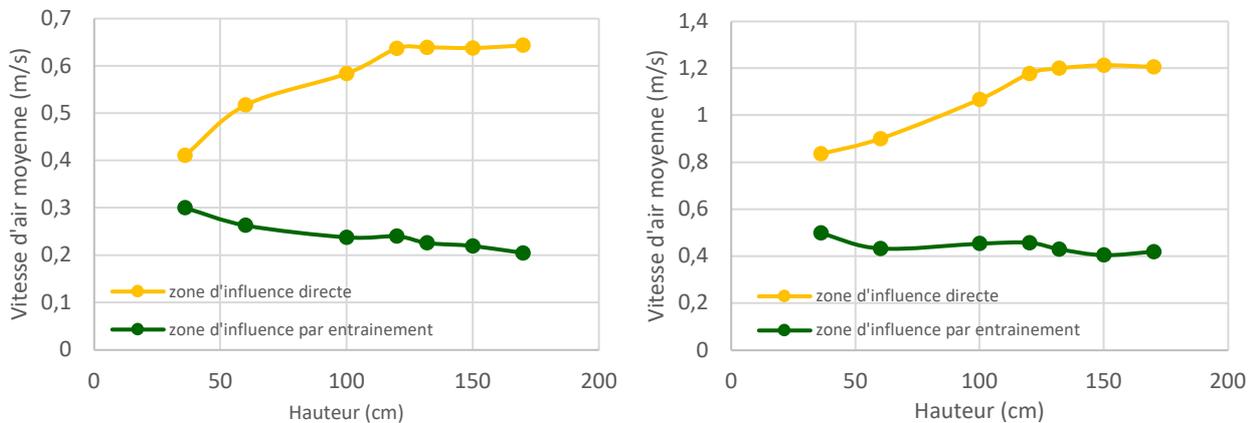


Figure 17 : Evolution de la vitesse d'air moyenne dans les différentes zones en fonction de la hauteur et à (a) 80 tr/min et (b) 150 tr/min

En utilisant la pondération des hauteurs qui a été présentée dans la partie précédente, le tableau 4 donne les valeurs de vitesse d'air moyenne pour chaque posture dans les deux zones à 80 et 150 tr/min :

Tableau 4 : Vitesses d'air moyennes dans chaque zone selon la posture et la vitesse de rotation

Zone	80 tr/min		150 tr/min	
	Assis	Debout	Assis	Debout
Influence directe	0,52 m/s	0,55 m/s	0,97 m/s	1,05 m/s
Influence par entrainement	0,25 m/s	0,27 m/s	0,46 m/s	0,46 m/s

Dans la zone d'influence directe, la vitesse d'air moyenne augmente avec la hauteur, la vitesse d'air moyenne en position debout est donc supérieure (de l'ordre de 10 %) à la vitesse d'air moyenne en position assise. La hauteur n'ayant que peu d'influence sur la vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement, on observe également que la posture n'a pas d'effet significatif sur la vitesse d'air moyenne dans cette zone. On peut alors envisager une vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement quelle que soit la posture comme la moyenne des vitesses obtenues pour les deux postures :

$$v_{air,moy,entr} = \frac{v_{air,moy,entr,debout} + v_{air,moy,entr,assis}}{2}$$

L'espacement des capteurs est un paramètre important influençant la précision de la valeur de la vitesse moyenne et du rayon d'influence. Ainsi des recommandations différentes sur l'espacement des capteurs seront émises suivant la zone étudiée :

- Dans la zone d'influence directe, les vitesses sont élevées et leurs variations importantes, il est alors nécessaire de diminuer l'espacement de capteur pour gagner en précision. Un espacement de 5 cm est pertinent et suffisant.
- A la limite entre la zone d'influence directe et la zone d'influence par entrainement, diminuer le pas de la mesure permet d'être plus précis dans le positionnement de cette limite. Cette limite se trouve à plus de une fois le rayon du brasseur car les vitesses d'air aux hauteurs de mesure les plus basses ont un pic qui se décale jusqu'à deux fois le rayon du brasseur. Les variations de vitesses étant en revanche moins importante, un espacement de 10 cm entre le bout de pale et deux fois le rayon du brasseur est préconisé.
- Et enfin, au-delà de deux fois les rayons du brasseur, la variation de vitesse étant très faible, un espacement plus important peut être respecté. Un espacement de 30 cm peut être préconisé.

RECOMMANDATION N°4 :

Les mesures de vitesses d'air sont réalisées suivant un axe partant du centre du brasseur et perpendiculaire à la paroi jusqu'à la paroi. Les anémomètres sont placés tous les 5 cm jusqu'au rayon du brasseur, puis tous les 10 cm jusqu'à une distance égale à deux fois le rayon du brasseur, puis tous les 30 cm en s'arrêtant à une distance supérieure à 20 cm entre le dernier capteur et la paroi.

INDICATEUR DE CONCEPTION :

Afin d'évaluer le confort thermique en conception, les données suivantes seront déterminées par le protocole BRASSE pour chaque vitesse de rotation du brasseur :

- les rayons d'influence directe moyens en posture assise et en posture debout**
- Les vitesses d'air moyenne en zone d'influence directe en posture assise et en posture debout**
- La vitesse d'air moyenne en zone d'influence par entraînement.**

5. Indicateurs de performances

5.1 Détermination de la surface maximale de brassage efficace :

En utilisant la relation de Raftery [14] , présentée en section 2.2, pour les vitesses d'air moyennes obtenues dans la zone d'entraînement de la chambre de mesure, il est envisagé de déterminer la **surface maximale de brassage efficace**, notée S_{Brasse} , comme étant la surface d'une pièce carrée permettant d'obtenir une vitesse en zone d'entraînement supérieure à 0,4 m/s (similaire à 0,43 m/s utilisé dans la norme Ashrae 216), appelée **vitesse minimale de brassage efficace** et notée v_{Brasse} en utilisant le plein potentiel du brasseur, c'est-à-dire la vitesse de rotation la plus élevée, notée N_{max} :

$$v_{brasse} = \frac{D}{X_{Brasse}} \times \left(\frac{v_{air,moy,entr,Nmax}}{\frac{D}{X_{chambre}}} \right)$$

D'où, en passant au carré :

$$S_{Brasse} = S_{chambre} \left(\frac{v_{air,moy,entr,Nmax}}{v_{brasse}} \right)^2$$

Où X_{Brasse} et $X_{chambre}$ sont respectivement les dimensions de la surface de brassage perceptible et de la chambre, et S_{Brasse} et $S_{chambre}$ sont respectivement les surfaces de brassage perceptible et de la chambre.

D'après le tableau 4, dans le cas des essais du brasseur d'air étalon, la vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement à la vitesse de rotation la plus élevée est de 0,47 m/s avec une distance de 2 m entre le centre du brasseur et les murs dans la chambre de mesure. A partir de ces conditions d'essai, la figure 18 montre l'évolution de la vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement en fonction de la distance entre le centre du brasseur et les murs pour une vitesse de rotation de $N = 150$ tr/min en appliquant la relation proposée par Raftery et al.

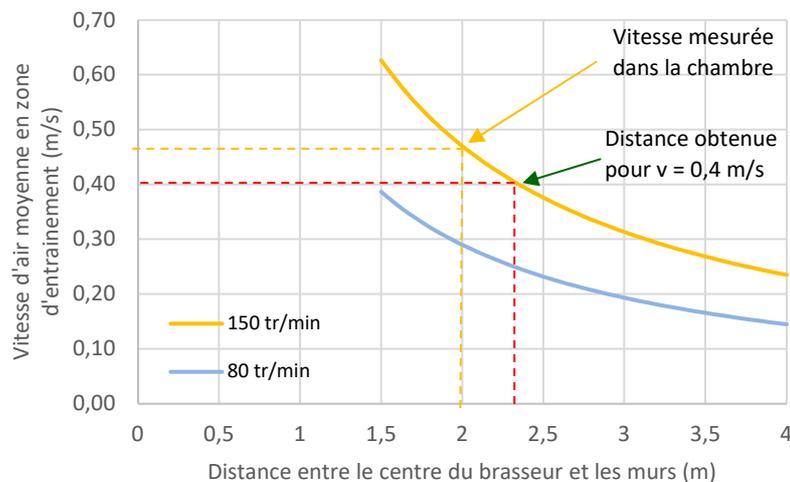


Figure 18 : Modélisation de la vitesse d'air moyenne en zone d'entraînement en fonction de la distance entre le centre du brasseur et les murs et détermination de la surface maximale de brassage efficace

D'après ce modèle, ce brasseur permet d'obtenir une vitesse d'air moyenne supérieure à 0,4 m/s en zone d'entraînement à la vitesse de rotation maximale en respectant une distance entre le brasseur et les murs de 2,35 m, soit une surface de 22,1 m².

Pour valider cette notion de surface maximale de brassage, des essais complémentaires ont été réalisés avec d'autres modèles de brasseurs d'air. Ceux-ci ont présenté des vitesses d'air en zone d'entraînement variant entre 0,52 et 1,16m/s et donc des surfaces maximales de brassage, d'après la définition proposée, variant entre 27m² et 133m². Ces valeurs sont trop élevées lorsqu'on les met en rapport avec la réalité observée sur le terrain et sont donc sujettes à caution. Une vérification du modèle proposé par Raftery et al. associé à cette donnée sera nécessaire pour valider la pertinence de cet indicateur. .

A ce stade, en attendant de pouvoir procéder à ces vérifications, L'indicateur « surface maximale de brassage efficace » ne sera pas retenu dans la cadre du projet BRASSE.

5.2 Effet de rafraîchissement

5.2.1 Effet de rafraîchissement dans la caractérisation d'un brasseur d'air

Lors des essais dans la chambre de mesure, seule la température de l'air a été mesurée et nous considérerons dans cette partie qu'elle est égale à la température opérative. Les températures et humidités relatives relevées pour les différents essais sont présentées dans le tableau 5 :

Tableau 5 : Relevé de température et d'humidité relative lors des différents essais

	Hauteur (cm)	36	60	100	120	132	150	170
80 tr/min	Température (°C)	26,5	26,6	26,8	26,3	26,6	26,5	26,5
	Humidité relative (%)	80	82	79,7	78,1	82	82	79
150 tr/min	Température (°C)	26,5	26,5	26,5	26,6	26,8	26,7	26,6
	Humidité relative (%)	77,6	78,3	78,2	77,6	80,7	78	78,4

Compte-tenu de la précision du dispositif de mesure de ces grandeurs, une température moyenne de 26,5°C et une humidité relative de 80 % ont été utilisées pour traiter l'ensemble des essais. La figure 19 présente les valeurs d'effet rafraîchissant obtenues à l'aide de l'outil de confort du CBE Berkeley en considérant un métabolisme de 1,1 met et une vêtue de 0.5 clo :

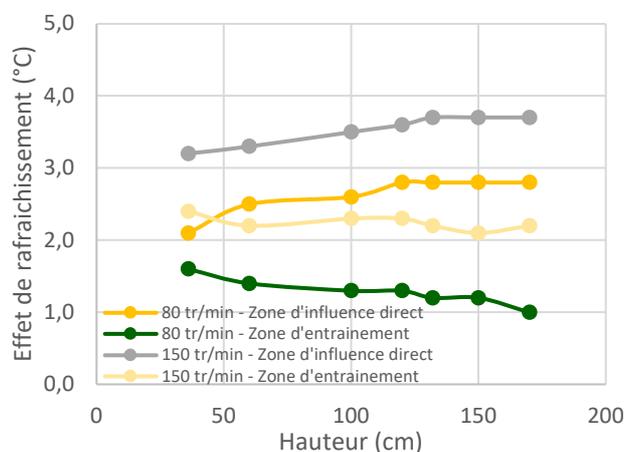


Figure 19 : Effet rafraîchissant aux différentes hauteurs et dans les deux zones à 80 et 150 tr/min (Top = 26.5 °C, RH = 80 %, MET = 1,1, clo = 0,5)

Afin d'obtenir des valeurs indépendantes des conditions d'essai, des conditions de référence adaptées à l'étude du confort d'été ont été choisies pour le projet BRASSE :

- La température de l'air et la température radiative moyenne sont fixées à 28 °C
- L'humidité relative est fixée à 60 %
- Le métabolisme est fixé à 1,2 en position assise et à 1,4 en position debout
- Le coefficient d'isolation vestimentaire est fixé à 0,5 clo

La valeur de température de 28 °C correspond à la température à partir de laquelle l'usage des brasseurs sera nécessaire pour améliorer la sensation de confort. L'humidité de 60 % a été jugée représentative du climat intérieur moyen en métropole. Il sera possible de spécifier pour les usagers en outre-mer que l'effet rafraîchissant sera légèrement plus faible (0,2 °C environ aux humidités supérieures à 80 %). Le métabolisme en position assise varie entre 1 met et 1,1 met selon l'activité de l'usager (lecture, travail sur ordinateur ou classement de dossier), il a été considéré que la valeur de 1,1 met, également rencontrées dans d'autres méthodes d'évaluation, serait la plus représentative. En position debout, la valeur de 1,4 met correspond à un piétinement (discussion entre collègues ou enseignant faisant cours), à un travail de bureau de type classement (sans port de charges) ou à une activité domestique comme la cuisine. Le coefficient d'isolation vestimentaire est fixé à 0,5 clo puisqu'il correspond aux tenues estivales classiques. Nous tenons à rappeler que, conformément aux observations effectuées en section 2.3.3, l'adaptation de la tenue vestimentaire est un facteur essentiel pour atteindre le confort d'été et que l'effet rafraîchissant des brasseurs ne permettra pas de compenser une vêtue inadaptée à la chaleur tel qu'un costume-cravate.

Le tableau 6 présente les valeurs d'effet rafraichissant obtenues en utilisant ces conditions de référence et les vitesses d'air moyennes issues du tableau 4.

Tableau 6 : Effet rafraichissant en fonction de la vitesse de rotation, de la zone et de la posture pour le Hunter Industrie II

Zone	80 tr/min		150 tr/min	
	Assis	Debout	Assis	Debout
Influence directe	2,7 °C	3,8 °C	3,5 °C	4,8 °C
Influence par entrainement	1,5 °C	2,6 °C	2,5 °C	3,5 °C

L'effet rafraichissant dépend de la posture pour plusieurs raisons. D'abord, dans la zone d'influence directe, la vitesse d'air moyenne diminuant en descendant dans le cône de courant d'air, la vitesse d'air moyenne en position debout est supérieure à la vitesse d'air moyenne en position assise. Par ailleurs, la valeur de métabolisme utilisée dans les calculs des échanges thermiques nécessaires à l'estimation de la SET conduit également à des effets rafraichissants supérieurs en position debout, ce qui explique que l'on observe aussi une différence en zone d'entrainement alors que la vitesse d'air est la même.

Seul l'effet rafraichissant en zone d'entrainement dépend de la surface de la pièce, puisque seule la vitesse dans cette zone est impactée par les dimensions de la pièce. On pourrait donc imaginer tracer la variation de l'effet rafraichissant en zone d'entrainement en fonction de la distance entre le centre du brasseur et les murs mais la lecture d'une courbe semble trop compliquée dans le cadre d'une étiquette performance. Cela pourrait toutefois présenter un intérêt dans des méthodes de conception mais il faudrait dans ce cas construire des abaques pour rendre compte de l'influence de l'ensemble des paramètres (fixés en référence ici).

La valeur d'intérêt pour un consommateur, dans le cadre d'une étiquette performance, sera l'effet rafraichissant maximal atteignable dans chaque position (assis/debout – sous le brasseur/à côté). Il semble donc plus judicieux de conserver uniquement les valeurs à la plus grande vitesse pour exprimer le plein potentiel de l'appareil.

INDICATEUR DE PERFORMANCE N°1 :

L'effet de rafraichissement du brasseur est déterminé selon la norme ASHRAE 55 en utilisant les conditions suivantes :

- Top = 28 °C, RH = 60 %, MET = 1,1 (assis) et 1,4 (debout) et clo = 0,5

Il est calculé en utilisant les 3 vitesses d'air obtenues à la vitesse de rotation maximale :

- Les vitesses d'air moyenne en zone d'influence directe pour les postures assise et debout

- la vitesse d'air moyenne en zone d'influence par entrainement (égale pour les deux postures)

5.3 Efficacité du brasseur

Un indice d'efficacité d'un brasseur CFE (pour Ceiling Fan Efficiency) a été défini par F. Schiavon et A. Melikov. [38] et intégré à la norme ASHRAE 216 [24]. Il est calculé comme le rapport entre l'effet rafraichissant et la puissance P_f absorbée par le brasseur :

$$CFE = \frac{CE}{P_f}$$

Dans le cadre des essais du projet BRASSE, les mesures de puissance active sur le brasseur étalon donnent une valeur moyenne de 22 W à 80 tr/min et de 57 W à 150 tr/min. On observe par ailleurs que le déphasage est plus important aux vitesses de rotation les plus faibles ($\cos \phi = 0,53$ à 80 tr/min et $\cos \phi = 0,92$ à 150 tr/min), ce qui est inhérent au mode de commande de la vitesse des moteurs à induction monophasé à condensateur permanent utilisés dans les machines centrifuges telles que dans les brasseurs, comme l'illustre la figure 20. En effet, la tension d'alimentation du moteur est abaissée au niveau du commutateur de vitesse par des systèmes soit résistifs (abandonnés aujourd'hui car trop énergivore), soit capacitifs, ce qui entraîne un déplacement du point de fonctionnement vers les vitesses plus faibles et donc des glissements plus importants. La puissance apparente est donc de 41 W à 80 tr/min et de 62 W à 150 tr/min. La puissance réactive pouvant être compensée par des batteries de condensateurs, on ne retiendra que la puissance active dans le calcul de l'efficacité.

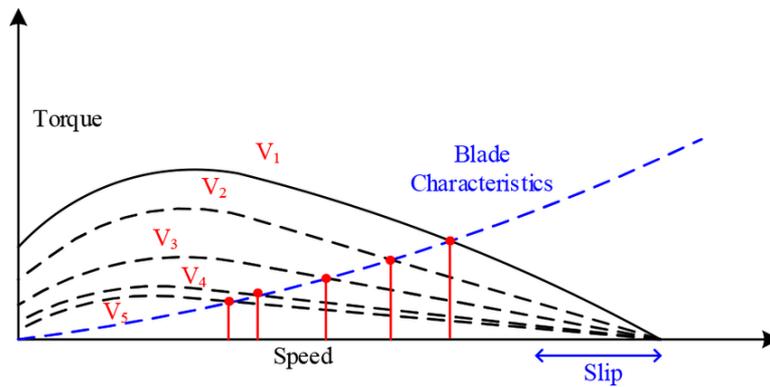


Figure 20 : Points de fonctionnement aux différentes vitesses pour un brasseur à moteur à induction monophasé [39]

Bien que cela puisse paraître contre-intuitif, il faut noter que les appareils de mesures électriques classiques vont également « mesurer du déphasage » sur les brasseurs utilisant des moteurs dits « à courant continu » du fait de leurs similitudes avec les machines à système de commutation par collecteur/balai. Ces machines sont en fait des moteurs à courant alternatif synchrones, appelés couramment moteurs sans balais (« brushless ») ou BLDC (pour « BrushLess Direct Current », ce qui entraîne souvent la confusion avec les machines à courant continu). Ils sont pilotés par un système de commutation logique, pouvant aussi bien fonctionner avec un courant d'entrée continu ou alternatif, et générant des signaux carrés (donc alternatifs) contenant des harmoniques à des fréquences supérieures à celle de la fondamentale. Dans ce cas, on ne peut pas à proprement parler de puissance réactive puisque, dans une machine synchrone, la vitesse de rotation est en phase avec la fréquence fondamentale, mais de puissance déformante [40], les harmoniques de rang impairs entraînant une distorsion du signal et donc une augmentation de la tension efficace. Les appareils de mesures vont enregistrer cette augmentation qu'ils attribueront à tort à une puissance réactive. Il existe des systèmes de compensation de la puissance déformante basés sur le filtrage des harmoniques à haute fréquence par un filtre passe-bas. On ne retiendra donc là aussi que la puissance active.

Les puissances absorbées par les moteurs brushless sont de l'ordre de 1,5 fois plus faibles comparé aux moteurs à induction (approximativement 40 W pour un moteur brushless contre 60 W pour un moteur à induction à vitesse maximale). A vitesses d'air générées équivalentes, les machines équipées de moteur brushless auront donc une efficacité supérieure de 50 % à celles équipées de moteur à induction.

Dans les conditions de la chambre d'essai (Top = 26.5 °C et Rh = 80 %) et en considérant un métabolisme de 1,2 et une vêtture de 0,5, l'indice d'efficacité du brasseur CFE obtenu en rapportant l'effet rafraichissant à la puissance absorbée est donnée par la figure 20.

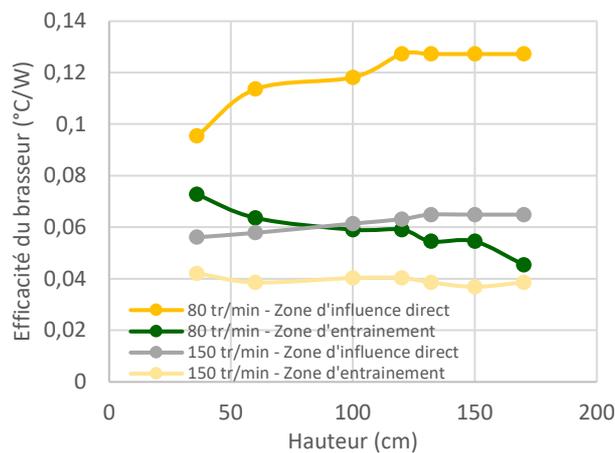


Figure 21 : Efficacité du brasseur aux différentes hauteurs et dans les deux zones à 80 et 150 tr/min

On constate sans surprise que le brasseur à plus d'efficacité dans la zone d'influence que dans la zone d'entraînement. L'efficacité diminue de façon importante quand la vitesse de rotation augmente, ce qui signifie que l'augmentation de la puissance absorbée n'est pas compensée par une augmentation proportionnelle de l'effet rafraichissant.

Dans les conditions standards fixées dans la partie précédente, les valeurs d'efficacité du brasseur obtenues sont données par le tableau 7 :

Tableau 7 : Efficacité du brasseur d'air en fonction de la vitesse de rotation, de la zone et de la posture pour le Hunter Industrie II (le ratio de surface correspondant est indiqué entre parenthèses)

Zone	80 tr/min		150 tr/min	
	Assis	Debout	Assis	Debout
Influence directe	0,123 °C/W	0,172 °C/W	0,061 °C/W	0,084 °C/W
Influence par entraînement	0,068 °C/W	0,118 °C/W	0,044 °C/W	0,061 °C/W

On observe que l'efficacité est plus élevée en position debout, et qu'elle diminue d'un facteur 2, quelle que soit la position et la posture, quand la vitesse de rotation augmente de 80 à 150 tr/min.

INDICATEUR DE PERFORMANCE N°2 :

L'indice d'efficacité du brasseur CFE est déterminé :

- selon l'expression issue de la norme ASHRAE 216

- à partir des valeurs de CE obtenues par le protocole BRASSE (cf partie précédente)

L'obtention de résultats complémentaires pour d'autres brasseurs permettra de décider comment présenter cet indicateur pour classer les brasseurs en termes de performance, par exemple par système de notation ABDCEFG correspondant à différentes gammes de valeurs.

6. Conclusion

Cette étude a été réalisée afin de proposer des indicateurs de conception et de performances permettant de caractériser d'une part les brasseurs d'air d'autre part d'aider à une bonne conception.

Pour la conception, l'indicateur retenu est la vitesse d'air. La présente étude définit cet indicateur et précise que :

- Les vitesses d'air en chaque position de mesure sont pondérées entre les différentes hauteurs de mesures afin de traduire la vitesse d'air moyenne ressentie à chaque position en fonction de la posture (assis ou debout) ;
- Le champ de vitesse d'air est séparé en deux zones : la zone d'influence directe et la zone d'influence par entraînement ;
- Les vitesses d'air moyennes sur ces deux zones sont calculées à partir des mesures de vitesses d'air ponctuelles pondérées par les fractions de surface auxquelles elles se rapportent et en considérant une distribution radiale du champ de vitesse d'air.

Il a alors été conclu **que pour chaque vitesse de rotation, trois vitesses sont nécessaires afin de bien caractériser l'impact d'un brasseur d'air. Ces vitesses correspondent aux vitesses d'air moyenne en zone d'influence directe en posture assise et en posture debout et à la vitesse d'air moyenne en zone d'influence par entraînement.**

Les retours des professionnels de l'acte de construire [11] ont permis d'identifier le besoin de 4 indicateurs de performance : une surface d'influence du brasseur, un indicateur de confort thermique, un indicateur d'efficacité énergétique et un indicateur de confort acoustique (qui n'a pas été étudié ici).

Ainsi les développements présentés dans cet article répondent à aux attentes concernant deux des indicateurs :

- **L'indicateur d'amélioration du confort thermique.** Celui-ci devait permettre d'exprimer l'effet rafraichissant induit par un brasseur d'air. Pour le définir, les outils et méthodes permettant de considérer cet effet rafraichissant ont été décrites, analysées et critiquées. A partir de ce travail, il a été conclu que la seule méthode traduisant la globalité du phénomène physique et permettant de prendre en compte les effets couplés de la température, de l'humidité, de la vêtue et du métabolisme est le « cooling effect » CE décrit par la norme ASHRAE 55. Ce dernier indicateur a par conséquent été retenu par la suite comme indicateur d'amélioration du confort thermique.
- **L'indicateur d'efficacité énergétique** rapportant l'amélioration du confort thermique à la consommation énergétique. L'indicateur identifié le plus pertinent, et donc retenu, correspond à l'indice d'efficacité d'un brasseur d'air CFE (pour Ceiling Fan Efficiency). Celui-ci a été défini dans le présent article.

La surface d'influence du brasseur a été définie comme la surface maximale de brassage efficace, c'est-à-dire la surface pour laquelle la vitesse d'air moyenne dans la zone d'influence par entraînement est de 0,4 m/s à la vitesse de rotation la plus élevée. La surface est définie à partir de la vitesse mesurée en laboratoire et de relations empiriques publiées. Or les valeurs obtenues sur différents équipements montrent les limites de cet indicateur et qu'il serait nécessaire d'investiguer davantage avec des essais complémentaires pour valider la théorie et éviter tout biais d'interprétation. Pour ces différentes raisons, cet indicateur n'est pas retenu dans le cadre du projet BRASSE.

S'il est envisageable de réaliser les mesures à différentes vitesses de rotation pour la détermination des vitesses d'air afin de fournir des informations exhaustives aux concepteurs, seule la vitesse de rotation maximale exprimant le plein potentiel de l'appareil doit être mesurée pour la définition des indicateurs de performances devant figurer sur l'étiquette performance du brasseur pour orienter les choix de prescription.

La définition de ces indicateurs et l'étude des résultats des mesures en laboratoire ont permis de préciser le protocole de mesure en laboratoire notamment l'espacement nécessaire entre les points de mesure permettant d'obtenir des valeurs d'indicateurs pertinentes et justes.

Comme rappelé ci-avant, les développements réalisés dans cette partie ont permis de présenter les paramètres influençant le confort d'un usager dans son environnement, à l'intérieur d'un bâtiment. S'il est clair qu'une vitesse d'air permet d'améliorer le confort, il est rappelé que l'adaptation de la tenue vestimentaire est un facteur essentiel pour atteindre le confort d'été et que l'effet rafraichissant des brasseurs ne permettra pas de compenser une vêtue inadaptée à la chaleur tel qu'un costume-cravate.

Grâce à cet article, les performances et le confort d'un brasseur d'air peuvent être définies pour chaque équipement et les indicateurs associés obtenus grâce à des définitions précises. En effet, chaque indicateur est présenté de manière minutieuse et son obtention, par le calcul ou l'expérimentation, détaillée.

Cette partie du projet BRASSE permet donc de proposer une caractérisation complète des brasseurs d'air utile aux concepteurs et aux acheteurs/prescripteurs. Il est ainsi envisageable de mettre en place une méthode de pondération des indicateurs pour attribuer

une note à chaque brasseur. Un tel travail nécessite de caractériser un grand nombre de brasseur afin de définir une échelle de notation permettant de catégoriser l'ensemble des modèles de la gamme.

Et enfin cette étude permet d'alimenter le protocole d'essai en laboratoire et sera utile aux développements de règles calepinages et de prescriptions.

Références

- [1] M. Santamouris, Cooling the buildings – past, present and future, *Energy and Buildings*, vol. 128, p. 617-638, 2016.
- [2] M. Santamouris, C. Cartalis, and A. Synnefa, 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, 2015.
- [3] K. Bamdad, M. E. Cholette, S. Omrani, et J. Bell, « Future energy-optimised buildings — Addressing the impact of climate change on buildings », *Energy and Buildings*, vol. 231, p. 110610, 2021.
- [4] K. Bamdad, M. E. Cholette, et L. Guan, Ant colony algorithm for building energy optimisation problems and comparison with benchmark algorithms, *Energy and Buildings*, vol. 154, p. 404-414, 2017.
- [5] K. Bamdad, M. E. Cholette, et L. Guan, Building energy optimisation under uncertainty using ACOMV algorithm, *Energy and Buildings*, vol. 167, p. 322-333, 2018.
- [6] B. Yang et F. Wang, Supplementary opinions on alternative cooling technologies in hot climate, *Supplementary opinions on alternative cooling technologies in hot climate*, vol. 67, p. 1927-1928, 2018.
- [7] S. Sadripour, M. Mollamahdi, et G. A. Sheikhzadeh, 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, 2017.
- [8] K. Mihara, C. Sekhar, et Y. Takemasa, 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, 2019.
- [9] Y. He, W. Chen, Z. Wang, et H. Zhang, 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, 2019.
- [10] Le Marec PE, Le Berigot T, Bœuf F, David M, Blanchard B (2023) Evaluation de l'impact des brasseurs d'air sur le confort des usagers - Partie 1 : mesure de vitesse d'air, rapport de synthèse, projet BRASSE
- [11] Le Berigot T, Bœuf F, Litvine D, Delaage R (2022) Brasseurs d'air : Retour des professionnels du bâtiment - Analyse des résultats d'un questionnaire exploratoire, rapport d'étude, projet BRASSE
- [12] 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.
- [13] 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, p. 412-440.
- [14] Raftery, P., J. Fizer, W. Chen, Y. He, H. Zhang, E. Arens, S. Schiavon, and G. Paliaga. (2019), Ceiling fans: Predicting indoor air speeds based on full scale laboratory measurements. *Building and Environment* 155, 210-223.
- [15] Lavoye F, Bœuf F, Thellier F (2015) *Qualité des ambiances intérieures – Le confort thermique de l'Habitant*, Presses des Mines, 146 p.
- [16] Sugiono et al. (2017) Investigating the impact of ornamental plants correlated with indoor thermal comfort and eco-energy, *International review of civil engineering*, 8, 221
- [17] Le Marec PE, Le Berigot T, Bœuf F, Lavoye F (2023) Etude des indicateurs permettant de caractériser l'impact des brasseurs d'air sur le confort des usagers, rapport de synthèse, projet BRASSE
- [18] Tartarini F, Schiavon S, Cheung T, Hoyt T (2020) CBE Thermal Comfort Tool : online tool for thermal comfort calculations and visualizations, *SoftwareX*, vol. 12, pp. 100563.
- [19] ASHRAE Standard 55 (2020), Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- [20] Gagge, A. P., Fobelets, A. P., & Berglund, L. (1986). A standard predictive index of human response to the thermal environment. *ASHRAE trans*, 92(2), 709-731.
- [21] Parkinson T, De Dear R, Brager G (2020) Nudging the adaptive thermal comfort model, *Energy and Buildings*, vol. 206, p. 109559.
- [22] ASHRAE Standard 216 (2020), Methods of Test for Determining Application Data of Overhead Circulator Fans

- [23] Norme NF-EN 16798-1 : Performance énergétique des bâtiments - Ventilation des bâtiments - Partie 1 – Données d'entrées d'ambiance intérieure pour la conception et l'évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, l'ambiance thermique, l'éclairage et l'acoustique
- [24] Fanger, P.O., Angelius, O. and Jensen, P.K. (1970) Radiation Data for the Human Body. *ASHRAE Transactions*, 76-II, 338-373.
- [25] Givoni B (1963) Estimation of the effect of climate on man: development of a new thermal index, *Research Report to UNESCO*, Building Research Station, Technion, Haifa, Israel
- [26] Givoni B (1969) *Man, Climate, and Architecture*, Elsevier
- [27] Sangkerdati (1994) Contribution à l'étude du comportement thermo-aéroulque des bâtiments en climat tropical humide. Prise en compte de la ventilation naturelle dans l'évaluation du confort, Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- [28] Vinet J (2000) Contribution à la modélisation thermo-aéroulque du microclimat urbain. Caractérisation de l'impact de l'eau et de la végétation sur les conditions de confort en espaces extérieurs, Thèse de doctorat, Université de Nantes.
- [29] CBE Comfort Tool, <https://comfort.cbe.berkeley.edu/>
- [30] Norme NF-EN 15251 : Critères d'ambiance intérieure pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique
- [31] Humphreys, M. A. (1970) A simple theoretical derivation of thermal comfort conditions, *J. Inst. Heat. & Vent. Eng.* 38, 95–8.
- [32] Règlementation environnementale 2020, Arrêté du 4 août 2021 relatif aux exigences de performance énergétique et environnementale des constructions de bâtiments en France métropolitaine et portant approbation de la méthode de calcul prévue à l'article R. 172-6 du code de la construction et de l'habitation, Journal officiel de la république française, 15 août 2021.
https://www.legifrance.gouv.fr/download/pdf?id=LBxKOX3Duk3h0j_ck_WBwvf9HBYDu3aSYhPKEIm97w4=
- [33] Milne M, Givoni B (1979) Architectural Design Based on Climate, in Watson D, *Energy Conservation Through Building Design*, McGraw-Hill, New York, pp. 96-113.
- [34] Lauzet N, Prise en compte cumulée du changement climatique et des surchauffes urbaines en phase amont de conception frugale des bâtiments centrée sur le confort des occupants : des propositions méthodologiques, Thèse De doctorat, Université de Bretagne Sud
- [35] Hunter Industrie II, Product specification sheet,
https://cdn.shopify.com/s/files/1/0542/0698/8471/files/24545_Industrie_II.pdf?v=1618334700
- [36] Hunter Industrie II, Fiche technique,
<https://www.construction21.org/france/data/sources/users/1438/annexe-7---fiche-brasseur-dair.pdf>
- [37] Norme ISO 7726 (1998), Ergonomie des ambiances thermiques – Appareils et méthodes de mesure des grandeurs physiques
- [38] Schiavon, S., & Melikov, A. K. (2009). Introduction of a Cooling-Fan Efficiency Index. *H V A C & R Research*, 16(6), 1121-1144.
- [39] Sharma U, Singh B (2020) A Robust Design Methodology for Single Phase Induction Motor Ceiling Fan, *IET Electric Power Applications*, vol. 14.
- [40] Association Négawatt (2017) Courant alternatif, puissances active et réactive, facteur de puissance, harmoniques...