

# Comparaison d'indicateurs dans l'analyse du confort intérieur d'un bâtiment industriel équipé d'un système de rafraîchissement adiabatique direct

Antoine BRETEAU<sup>1,2\*</sup>, Patrick SALAGNAC<sup>1</sup>, Emmanuel BOZONNET<sup>1</sup>, Mathieu CARAGE<sup>2</sup>, Jean-Marie CAOUS<sup>2</sup>

<sup>1</sup>LaSIE (UMR CNRS 7356), La Rochelle Université, Av. M. Crépeau, 17042 La Rochelle, France

<sup>2</sup>BLUETEK, ZI Nord les Pins, 37230 Luynes, France

\*(auteur correspondant : abreteau@bluetek.fr)

**Résumé** - Cet article propose une comparaison d'indicateurs pour l'analyse du confort intérieur d'un bâtiment industriel équipé d'un système de rafraîchissement adiabatique direct. Le système étudié est une solution simple permettant de rafraîchir une ambiance de façon isenthalpique. Dans cette étude, un modèle numérique du système est développé et couplé à un bâtiment. Le confort intérieur du bâtiment est étudié au travers de différents indicateurs de confort. Cette étude montre les limites de l'utilisation de certains indicateurs dans l'analyse du confort intérieur d'un bâtiment équipé de système de rafraîchissement adiabatique direct.

## Nomenclature

<i>DH</i>	degrés-heures, °C.h	<i>Symboles grecs</i>	
<i>ET</i>	température effective, °C	$\varepsilon$	efficacité de saturation du média, %
<i>ET*</i>	température effective normale, °C	<i>Indices et exposants</i>	
<i>HR</i>	humidité relative, %	<i>AI</i>	air intérieur
<i>PMV</i>	vote prédit moyen	<i>AN</i>	air neuf
<i>PPD</i>	pourcentage d'insatisfaits prédit, %	<i>AS</i>	air soufflé
<i>SET*</i>	température effective standard, °C	<i>ASH</i>	air soufflé humide
<i>T</i>	température de l'air, °C	<i>g</i>	globe noir
<i>q</i>	débit d'eau évaporé, kg/h	<i>lim</i>	limite
<i>v<sub>a</sub></i>	vitesse d'air, m/s	<i>op</i>	opérative
<i>w</i>	humidité absolue, kg <sub>eau</sub> /kg <sub>airsec</sub>	<i>rm</i>	radiante moyenne
<i>WBGT</i>	température au thermomètre-globe mouillé, °C	<i>sk</i>	peau/skin
		<i>w</i>	bulbe humide

## 1. Introduction

Le rapport du GIEC [1] fournit une évaluation mondiale actualisée des progrès et des engagements en matière d'atténuation du changement climatique, et examine les sources d'émissions mondiales. Selon ce rapport, il est aujourd'hui indispensable de mettre en œuvre des solutions passives et durables, quel que soit le domaine d'application. Dans le champ d'études de la climatisation au sein des bâtiments, les systèmes de climatisation sont connus pour leur consommation d'énergie élevée et leur émission de GES importantes [2]. Dans un objectif de pallier l'évolution du réchauffement climatique et limiter le recours à ces systèmes de climatisation, des solutions de rafraîchissement adiabatique passives se développent.

Le rafraîchissement adiabatique est une technique qui permet de rafraîchir l'intérieur d'un bâtiment grâce à l'énergie d'évaporation de l'eau réalisée au sein d'un média humide à travers lequel passe l'air à rafraîchir. Ces systèmes peuvent se décliner en trois familles distinctes : le rafraîchissement adiabatique direct, indirect et hybride.

Le système adiabatique direct est une technique simple et courante qui consiste à refroidir l'air extérieur par le biais d'un média humide pour ensuite être soufflé à l'intérieur d'un bâtiment. La transformation de l'air se fait de façon isenthalpique (sans apport d'énergie extérieure, excepté la

pompe à eau et le ventilateur) (Figure 3). Ce type de système est très efficace dans les climats chauds et arides [3,4]. D'un point de vue performance, différents articles montrent que les systèmes directs permettent de réduire l'inconfort intérieur des bâtiments [3,5]. Au demeurant, de nombreuses études démontrent que le système direct entraîne un taux d'humidité important au sein des environnements qu'il conditionne [3,5–7]. Au sujet de la performance énergétique, cette typologie de système entraîne une consommation d'eau importante et une consommation électrique non négligeable comme le montre l'étude de Kowalski et al. [8]. Les systèmes de rafraîchissement adiabatique indirect permettent de rafraîchir l'air intérieur sans en affecter la teneur en humidité, grâce au soufflage dans l'ambiance d'air refroidi par le biais d'un échangeur sensible air-air. L'air repris (chaud et humide) est refroidi selon le principe de refroidissement adiabatique, cet air échange ses calories avec l'air neuf (extérieur) au travers d'un échangeur sensible air/air pour ensuite que l'air neuf rafraîchi soit soufflé au sein du bâtiment. Ce système a de nombreux avantages comme le fait de pallier à l'augmentation du taux d'humidité intérieur des bâtiments conditionnés [9] et d'avoir une consommation en eau moins importante qu'un système direct [8]. Dans un objectif d'accroître les performances énergétiques, la combinaison d'un système direct et indirect est aussi une possibilité. Ces systèmes hybrides sont fréquemment utilisés pour améliorer le potentiel de rafraîchissement pour des bâtiments volumineux dans des conditions chaudes et humides. L'étude de Kowalski et al. [8] montre une différence de 66 % de  $DH$  entre l'utilisation d'un système indirect et hybride (direct/indirect). En plus d'obtenir de meilleures performances énergétiques, ces systèmes peuvent être utilisés dans des climats humides [10] et ainsi augmenter leurs champ d'application.

Dans cet article, nous étudions un système de rafraîchissement adiabatique direct qui a pour particularité d'entraîner une humidité relative importante au sein du bâtiment. Aujourd'hui, la prise en compte partielle de l'humidité relative intérieure dans les méthodes d'analyse du confort limite la pertinence de l'utilisation de celles-ci dans l'étude du confort d'un bâtiment équipé de cette typologie de système.

D'après l'ASHRAE 55-2013 [11], le confort thermique est défini comme « cet état d'esprit qui exprime la satisfaction à l'égard de l'environnement thermique ». Il a une large connotation qui repose sur des aspects physiologiques, physiques et psychologiques [12]. L'interaction de 6 facteurs fondamentaux doit être prise en compte afin de définir l'environnement thermique de l'humain et la sensation de confort thermique en régime permanent. Ces facteurs peuvent être environnementaux (température d'air intérieure, température radiante moyenne intérieure, vitesse d'air et humidité relative intérieurs) ou comportementaux (isolation des vêtements, taux de chaleur métabolique). A des fins d'analyse du confort thermique, ces facteurs fondamentaux sont agrégés en indicateurs tels que  $T_{op}$ ,  $WBGT$ ,  $SET^*$  ... qui sont associés à des valeurs recommandées.

Dans cette étude, l'objectif est de comparer différents indicateurs dans le but d'analyser le confort d'un bâtiment industriel type, équipé d'un système de rafraîchissement adiabatique direct. Dans un premier temps, le cas d'étude (bâtiment) et le modèle du système sont décrits. Par la suite, nous définissons les indicateurs de confort utilisés et analysons les résultats simulés obtenus.

## 2. Méthodologie

### 2.1. Système

Pour cette étude, un modèle numérique simplifié du système adiabatique direct a été développé sur le logiciel de simulation thermique du bâtiment (Trnsys©). Ce modèle a été créé sur la base de différentes équations notamment l'efficacité de saturation du média ( $\varepsilon$ ) définie par l'équation (1).

$$\varepsilon = 100 \frac{T_{AN} - T_{AS}}{T_{AN} - T_{w,AN}} \quad (1)$$

avec  $T_{AS}$ ,  $T_{AN}$  et  $T_{w,AN}$ , respectivement la température d'air soufflé, d'air neuf et de bulbe humide d'air neuf. Cette efficacité de saturation est utilisée dans de nombreuses études dans le but de

déterminer la température de soufflage de l'air et d'évaluer les performances du système [3,10]. Dans cette étude, l'efficacité de saturation retenue est de 85 %.

Ce modèle a été couplé à un modèle de bâtiment modélisé avec SketchUp© (Figure 1). Le bâtiment étudié est un bâtiment industriel constitué de quatre zones thermiques : la zone d'étude (zone d'essais thermiques), une zone de stockage, une zone de coworking et une zone d'atelier. Il est occupé de 9 h à 18 h, du lundi au vendredi. Seule la zone de coworking est chauffée. Le taux d'infiltration des 4 zones est de 0,6 vol/h en l'absence de ventilation. La zone d'étude est ventilée et rafraîchie avec un système de rafraîchissement adiabatique direct. Elle a une surface au sol de 110 m<sup>2</sup> pour une hauteur de 8,6 m. Les parois verticales extérieures, d'une épaisseur de 15,75 cm (15 cm de laine de verre et 0,75 mm de bardage métallique), présentent 80 m<sup>2</sup> de vitrages orientés Sud-Est ( $U_w = 1,69 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ). Le sol est composé d'une dalle de béton de 15 cm non isolée qui repose sur une profondeur de 10 m de terre ( $\rho = 3200 \text{ kg}/\text{m}^3$ ). La toiture-terrasse est composée de 12 cm de panneaux isolants et de 0,75 mm de bac acier.

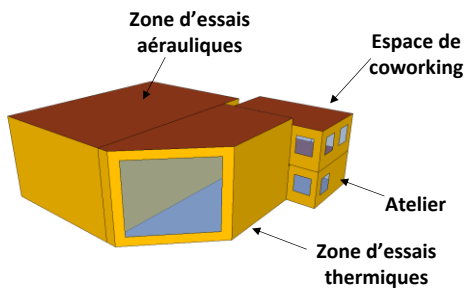


Figure 1 : Vue 3D du bâtiment étudié

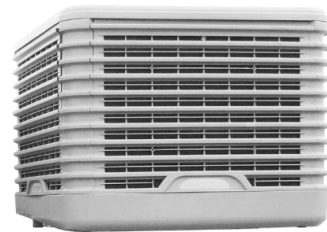


Figure 2 : Système étudié

Le système de rafraîchissement adiabatique direct (Figure 2) monté en toiture du bâtiment est composé d'un média humide, d'un ventilateur et d'une pompe d'eau.

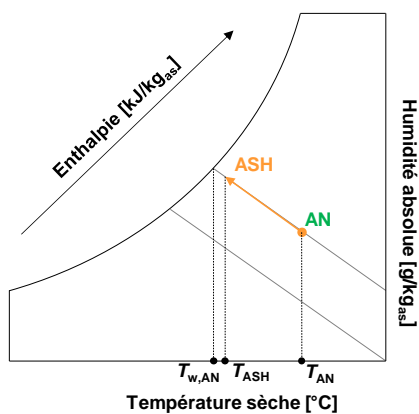


Figure 3 : Diagramme psychométrique de la transformation isenthalpique

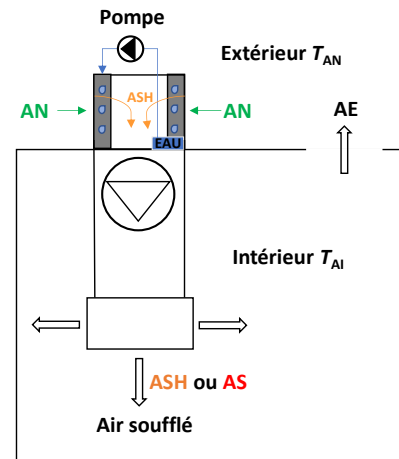


Figure 4 : Schéma du système adiabatique

Ce système fonctionne en mode free-cooling (ventilateur seul) ou adiabatique (avec humidification) aussi bien en occupation qu'en inoccupation sur la période du 1<sup>er</sup> mai au 15 octobre (saison estivale). Ces deux modes se différencient par des conditions intérieures et extérieures en température et humidité différentes (Tableau 1).

	Free-cooling		Adiabatique	
	Intérieur ( $T_{AI}$ )	Extérieur ( $T_E$ )	Intérieur ( $T_{AI}$ )	Extérieur ( $T_E$ )
Occupation	> 22°C	> $T_{AI}$	> 24°C	> 21°C
Inoccupation	> 19°C	> $T_{AI}$	> 28°C	> 21°C

Tableau 1 : Conditions sur les températures extérieures et intérieure

De plus, afin de limiter le taux d'humidité relative au sein du bâtiment, une condition d'humidité relative intérieure (pour l'adiabatique) et extérieure (pour le free-cooling) a été définie ( $HR < 75\%$ ). Concernant le ventilateur, il est régulé selon une bande proportionnelle en fonction de l'écart entre la consigne intérieure et la température de l'air intérieur  $T_{AI}$ . Un débit de soufflage maximal du ventilateur de 12 000 m<sup>3</sup>/h a été défini en cohérence avec le volume du bâtiment (946 m<sup>3</sup>).

## 2.2. Indices de confort

L'indice de confort est défini comme une valeur unique qui intègre les six facteurs du stress thermique dans tout environnement thermique humain. Dans les années 1930, Winslow et al. [13] ont développé le terme de température opérative  $T_{op}$  qui prend en compte les effets convectifs et radiatifs intérieurs. Quelques années plus tard, l'indice *WBGT* est apparu pour aider à diminuer le nombre de victimes dû à la chaleur lors des entraînements militaires dans un environnement extérieur [14], cet indice prend en compte l'effet du rayonnement solaire et du transfert convectif de l'air intérieur mais aussi de l'humidité et de la vitesse de vent. L'évolution de ces indices s'est poursuivie avec le développement du *SET\** en 1973 [15] qui prend en compte les réactions physiologiques engendrées par l'environnement sur le métabolisme par la convection, le rayonnement et les échanges hydriques.

Dans cette étude, ces trois indices ( $T_{op}$ , *WBGT* et *SET\**) ont été comparés dans l'analyse du confort intérieur. Ils ont été choisis pour leurs caractéristiques qui combinent l'effet thermique, mais aussi hydrique de l'ambiance.

La température opérative  $T_{op}$  est définie comme la température uniforme d'une enceinte noire imaginaire dans laquelle l'occupant échangerait la même quantité de chaleur par rayonnement et convection comme dans l'environnement réel non uniforme [11]. Cette température peut être déterminée de la manière suivante en respectant deux conditions ( $v_a < 0,2$  m/s et  $|T_{rm} - T_{AI}| < 4^\circ\text{C}$ ) :

$$T_{op} = \frac{T_{AI} + T_{rm}}{2} \quad (2)$$

D'après la norme ASHRAE-55 [11], la température *SET\** est une température opérative d'un environnement de référence qui provoquerait les mêmes réactions physiologiques que l'environnement réel. Cet environnement de référence correspond à une ambiance de bureau défini avec un coefficient d'échange convectif faible lié à l'activité de l'occupant, une vêtue standardisée adaptée au niveau d'activité métabolique, une humidité relative de 50 % et une température radiante égale à la température d'air. Elle utilise la température et l'humidité de la peau respectivement  $T_{sk}$  et  $w_{sk}$  qui sont dérivées d'un modèle à deux nœuds de la physiologie humaine (modèle de Pierce) [15,16]. Elle est déterminée par l'équation non-linéaire suivante :

$$C + R + E = \frac{1}{h_g + R_{cl}} (T_{sk} - SET^*) + \frac{w_{sk}}{R_e} (p_{sk} - 0,5 p_{vs}(SET^*)) \quad (3)$$

avec  $C$ ,  $E$  et  $R$  respectivement les apports convectifs, évaporatifs et radiatifs. Les résistances de vêtue  $R_{cl}$  et  $R_e$ , le coefficient d'échange global  $h_g$ , la température de la peau  $T_{sk}$ , la mouillure de la peau  $w_{sk}$  et les pressions de vapeur saturante de l'air et de la peau respectivement  $p_{vs}$  et  $p_{sk}$ .

Concernant le *WBGT*, il a été développé pour évaluer le stress lié à la chaleur lors d'une activité en plein air. Cette température combine l'effet de l'humidité et du mouvement de l'air grâce à la température de bulbe humide  $T_{w,AI}$  et de la température de globe noir  $T_g$ . Afin d'être utilisé dans des

conditions intérieurs, il a été simplifié en tant que moyenne pondérée de la température naturelle du bulbe humide et de la température de globe [18].

$$WBGT = 0,7 T_{w,AI} + 0,3 T_{op} \quad (4)$$

avec  $T_{w,AI}$  la température de bulbe humide et  $T_g$  la température de globe qui dépend de la température radiante moyenne  $T_{rm}$ , de la température de l'air  $T_{AI}$  et des coefficients de convection  $h_{ga}$  et de rayonnement  $h_{gr}$  [18].

### 3. Résultats et discussion

Dans cette étude, l'objectif est de comparer différents indicateurs sur l'analyse du confort intérieur d'un bâtiment industriel équipé d'un système adiabatique direct. Cette comparaison a été réalisée sur la base de résultats de simulation numérique pour la ville de Carpentras avec un pas de temps de 15 min.

#### 3.1. Fonctionnement

La figure suivante (Figure 5) représente les périodes de fonctionnement du mode free-cooling (en vert) et du mode adiabatique (en mauve). Le pourcentage de débit du ventilateur dans chacun des modes est représenté par l'intensité des couleurs en fonction de l'heure de la journée (ordonnée) et du jour de l'année (abscisse).

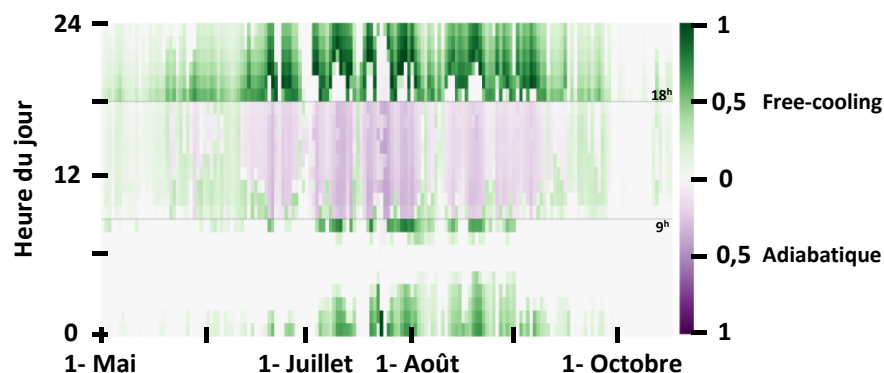


Figure 5 : Période de fonctionnement de l'adiabatique et du free-cooling

Lors de la période de fonctionnement (1er mai au 15 octobre), le système est en mode « adiabatique » pendant 767 h soit 33 % du temps contre 1568 h en mode free-cooling (67 % du temps). Le pourcentage moyen de débit du ventilateur pour le free-cooling et l'adiabatique est respectivement de 35 % et 17 %. On remarque que le free-cooling fonctionne essentiellement la nuit (car l'air extérieur est plus frais) et l'adiabatique la journée (pour réduire la consommation d'eau). Ceci est dû à un choix de conception qui se traduit par les différences de consignes en inoccupation entre le free-cooling (19°C) et l'adiabatique (28°C).

Parmi les conditions de fonctionnement du système, nous avons deux conditions hygrométriques (intérieure et extérieure) qui limitent la teneur en humidité relative au sein du bâtiment. Le mode adiabatique se met en arrêt 32,5 h (période la plus chaude) en raison de la condition sur l'humidité intérieure. Quant au free-cooling, la condition sur l'hygrométrie extérieure arrête le mode durant une période de 1219 h. Pour ce climat, la condition sur l'hygrométrie extérieure est pénalisante sur le fonctionnement du free-cooling.

Le fonctionnement de l'adiabatique entraîne une consommation d'eau non négligeable. Sur la période de fonctionnement du système, 32 m<sup>3</sup> d'eau ont été consommés pour la zone d'essais thermiques d'une surface de 110 m<sup>2</sup>. La Figure 6 représente le débit d'évaporation de l'eau  $q$  par m<sup>2</sup> SHON et la Figure 7 montre la différence de température intérieure avec et sans système  $\Delta T_{AI}$ .

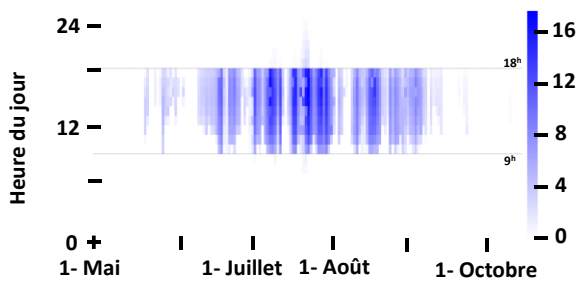


Figure 6 : Débit d'eau évaporé  $q$  par  $m^2$  SHON [L/h]

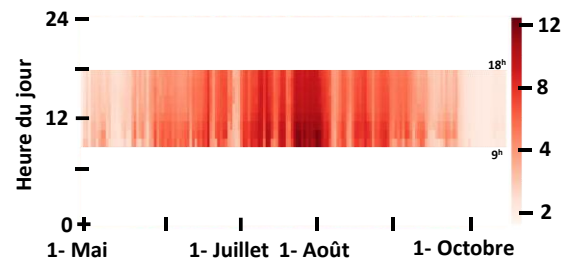


Figure 7 :  $\Delta T_{AI} (sys - réf)$  [°C]

Nous remarquons que la consommation d'eau est importante en période d'occupation sur les mois de juillet et août (Figure 6). En parallèle, la Figure 7 montre que le système en mode adiabatique réduit la température intérieure  $T_{AI}$  de manière importante lors de ces mêmes périodes. Cette tendance est confirmée par le calcul du ratio du nombre de degrés gagnés en fonction de la consommation d'eau évaporé. La variation de ce ratio est similaire à la tendance affichée par la Figure 6 représentant le débit d'eau évaporé  $q$ . En moyenne, sur la période de fonctionnement, le système permet de gagner  $2,3^\circ\text{C}/\text{L}$  avec un pic maximal de  $376^\circ\text{C}/\text{L}$  en août.

### 3.2. Confort intérieur

Concernant le confort intérieur, il a été analysé par le biais de différents indicateurs, la température opérative  $T_{op}$ , le  $WBGT$  et le  $SET^*$ . La surchauffe intérieure pour une température limite ( $T_{i,lim}$ ) a été évaluée pour chaque indicateur  $i$ . Pour le  $WBGT$ , la valeur seuil maximale a été définie sur la base de conditions en cohérence avec la réglementation RE2020 [19] soit une température opérative ( $T_{op}$ ) de  $26^\circ\text{C}$  et une température de bulbe humide ( $T_{w,AI}$ ) de  $18,61^\circ\text{C}$  ( $HR_{AI} = 50\%$ ), ce qui équivaut à  $20,8^\circ\text{C}$ . La valeur seuil maximale de  $SET^*$  est de  $25,4^\circ\text{C}$ , définie avec les mêmes hypothèses ( $T_{AI} = T_{rm} = 26^\circ\text{C}$ ,  $HR_{AI} = 50\%$ ,  $v_A = 0,1$  m/s) auxquelles se sont rajoutés des conditions sur le métabolisme ( $0,38$  met) et l'habillement ( $clo = 1$ ).

Cette surchauffe a été représentée sur la Figure 8 en fonction des jours et des heures pour un fonctionnement avec et sans système.

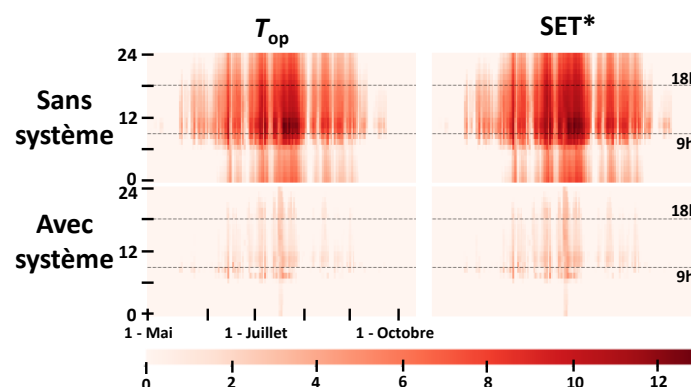


Figure 8 : Surchauffe intérieure ( $T_{AI} - T_{i,lim}$ )

Au premier abord, nous remarquons que l'impact du système sur la surchauffe intérieure est visible pour les deux indicateurs. La réduction de cette surchauffe est importante sur la période d'occupation lors des mois de juillet et août. Lorsque le système est inactif, la surchauffe est plus importante lorsque le  $SET^*$  est pris en compte par rapport à la température opérative  $T_{op}$ . Lorsque l'humidité relative est prise en compte dans l'analyse du confort ( $SET^*$ ), nous pouvons voir que la réduction de l'inconfort par le système est moins importante. Cette observation montre que l'indicateur  $T_{op}$  ne permet pas de caractériser correctement l'inconfort dès que l'humidité est élevée.

Pour évaluer la sévérité de cette surchauffe sur la période de fonctionnement du système, le nombre de degrés-heures  $DH$  défini dans la réglementation RE2020 [19] a été calculé à partir de la relation suivante :

$$DH_i = \sum_{h=1}^n T_i - T_{i,lim} \quad \text{pour } T_i > T_{i,lim} \quad (5)$$

$i$  représente l'indicateur choisi ( $T_{op}$ ,  $WBGT$  ou  $SET^*$ ). Cette sévérité a été représentée sous la forme d'un histogramme représentant la comparaison de chaque indicateur de confort sur l'efficacité du système à assurer un confort intérieur (Figure 9).

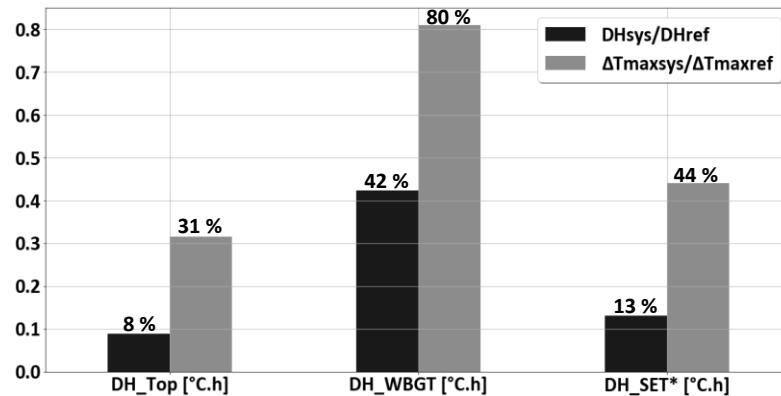


Figure 9 : Histogramme représentant la sévérité de la surchauffe intérieure pour trois indicateurs de confort

On peut noter que le système a un impact différent sur le confort intérieur en fonction des indicateurs de confort utilisés. On remarque une réduction plus importante des degrés-heures lorsque seule la température opérative  $T_{op}$  est prise en compte (- 92 %). Ces résultats sont quasi-similaires lorsqu'on utilise le  $SET^*$  qui prend en compte le bilan de la peau et l'humidité (- 87 %). Cependant, cette réduction est moins importante lorsque seule l'humidité et la température radiante est prise en compte, notamment avec l'indicateur  $WBGT$  (- 58 %). En termes de surchauffe maximale, la prise en compte de l'humidité avec le  $WBGT$  réduit l'impact du système à réduire l'inconfort intérieur (- 20 %). A contrario avec le  $SET^*$ , le système permet de réduire de 56 % l'inconfort en termes de surchauffe maximale contre 69 % pour la température opérative.

#### 4. Conclusion

L'objectif de cette étude était d'analyser le confort intérieur d'un bâtiment industriel équipé d'un système de rafraîchissement adiabatique direct. L'analyse du fonctionnement du système a permis d'observer une différence dans les périodes de fonctionnement des deux modes du système notamment à cause des conditions de températures différentes. De plus, nous nous sommes rendu compte que les conditions hygrométriques impactaient le fonctionnement du mode free-cooling. Au travers des différents indicateurs de confort, nous avons pu remarquer l'impact du système sur le confort intérieur notamment sur la surchauffe intérieure par rapport à une température limite. Cependant, nous avons pu observer que la réduction de l'inconfort était moins importante lorsque l'humidité relative était prise en compte dans l'analyse du confort. Néanmoins, lorsque les variables comportementales et environnementales étaient prises en compte ( $SET^*$ ), le système permettait de réduire le nombre de degrés-heures, tout autant que lorsque seule la température opérative était prise en compte. Dans un contexte de réchauffement climatique, il serait judicieux d'analyser le confort intérieur avec les mêmes indicateurs en changeant les conditions extérieures (canicule). Cela permettrait de voir si les indicateurs utilisés aujourd'hui seront toujours aussi pertinents lors des périodes de forte chaleur.

## Références

- [1] AR6 Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change — IPCC, (2022).
- [2] L'Ademe fait le point sur les émissions de CO2 provoquées par la climatisation, Batiweb. (2021).
- [3] G. Chiesa, N. Huberman, D. Pearlmutter, M. Grosso, Summer Discomfort Reduction by Direct Evaporative Cooling in Southern Mediterranean Areas, *Energy Procedia*. 111 (2017) 588–598.
- [4] J.R. Camargo, C.D. Ebinuma, J.L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 1124–1132.
- [5] A. Breteau, P. Salagnac, E. Bozonnet, M. Carage, J.-M. Caous, Evaluation des performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique intégré au sein d'un bâtiment industriel, in: *Colloq. Int. Fr.-Qué. En Energ. Ville Transit. Face Aux Défis Clim. Énergétiques*, Paris, France, 2022: pp. 164–169.
- [6] E.-S. G Khater, Performance of Direct Evaporative Cooling System under Egyptian Conditions, *J. Climatol. Weather Forecast.* 02 (2014).
- [7] J. Toftum, A.S. Jørgensen, P.O. Fanger, Upper limits for indoor air humidity to avoid uncomfortably humid skin, *Energy Build.* 28 (1998) 1–13.
- [8] P. Kowalski, D. Kwiecień, Evaluation of simple evaporative cooling systems in an industrial building in Poland, *J. Build. Eng.* 32 (2020).
- [9] M. Steeman, A. Janssens, M. De Paepe, indirect evaporative cooling: interaction between thermal performance and room moisture balance, (2022).
- [10] Y.M. Xuan, F. Xiao, X.F. Niu, X. Huang, S.W. Wang, Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 3535–3546.
- [11] ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, (2013).
- [12] M. Taleghani, M. Tenpierik, S. Kurvers, A. van den Dobbelsteen, A review into thermal comfort in buildings, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 26 (2013) 201–215.
- [13] C.E.A. Winslow, L.P. Herrington, A.P. Gagge, The relative influence of radiation and convection upon the temperature regulation of the clothed body, *Am. J. Physiol.-Leg. Content.* 124 (1938) 51–61.
- [14] C.P. Yaglou, D. Minard, Control of heat casualties at military training centers, *AMA Arch. Ind. Health.* 16 (1957) 302–316.
- [15] A. Gagge, A. Fobelets, L. Berglund, A standard predictive index of human response to the thermal environment, *Ashrae Trans.* 92 (1986) 709–731.
- [16] A.P. Gagge, J.A.J. Stolwijk, Y. Nishi, An Effective Temperature Scale Based on a Simple Model of Human Physiological Regulatory Response, (1972) 17.
- [17] ISO 7243:2017, Ergonomics of the thermal environment — Assessment of heat stress using the WBGT (wet bulb globe temperature) index, ISO. (2017).
- [18] J. Gao, Y. Wang, X. Wu, X. Gu, X. Song, A simplified indoor wet-bulb globe temperature formula to determine acceptable hot environmental parameters in naturally ventilated buildings, *Energy Build.* 196 (2019) 169–177.
- [19] RE2020 : Eco-construire pour le confort de tous, Ministères Écologie Énerg. Territ. (2021).