

# Résilience aux vagues de chaleur d'un système de rafraîchissement adiabatique indirect destiné aux bâtiments tertiaires

Antoine BRETEAU<sup>\*1,2</sup>, Emmanuel BOZONNET<sup>1</sup>, Patrick SALAGNAC<sup>1</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

<sup>\*</sup>(auteur correspondant : [antoine.breteau@univ-lr.fr](mailto:antoine.breteau@univ-lr.fr))

**Résumé** - Dans cet article, nous proposons différents indicateurs pour mettre en évidence les performances et la résilience d'une centrale de traitement d'air (CTA) qui peut intégrer un système de rafraîchissement adiabatique direct et indirect. Nous avons développé la stratégie de régulation du système dans un modèle numérique TRNSYS. En considérant les climats continental, méditerranéen, subtropical aride et équatorial, nous avons analysé les meilleures stratégies de fonctionnement pour une zone de bureaux typique. L'approche multicritère met en évidence l'efficacité moindre sous les climats équatoriaux. Le système est plus performant dans les environnements arides. Dans cette étude de cas, le climat méditerranéen se distingue par une meilleure efficacité en termes de consommation d'eau, tandis que le climat subtropical aride présente un avantage en matière de consommation des ventilateurs.

## Nomenclature

*AWD* degrés-heures de surchauffe extérieure au-dessus d'un seuil de température de base, °C.h

*C* consommation énergétique, kWh

*h* enthalpie, kJ/kg<sub>a</sub>

*HR* humidité relative, %

*IOD* degrés-heures de surchauffe intérieure au-dessus d'un seuil de température opérative, °C.h

*Q<sub>v</sub>* débit d'air volumique, m<sup>3</sup>/h

*SET\** température effective standard, °C

*T* température, °C

*V<sub>w</sub>* volume d'eau évaporé, m<sup>3</sup>

*w* humidité absolue, kg<sub>a</sub>/kg<sub>eau</sub>

### Acronymes

AD adiabatique

FC free-cooling

SYS système

HX échangeur

### Symboles grecs

*α* taux de croissance de la surchauffe, -

*ε* efficacité, -

### Indices et exposants

*a* air

AI air intérieur

AN air neuf

AR air repris

ARH air repris humide

AS air soufflé

ASH air soufflé humide

CLIM climatisation

fan ventilateur

mr radiante moyenne

pump pompe

sat saturation

u utile

wb bulbe humide

## 1. Introduction

L'année 2024 pourrait être la plus chaude jamais enregistrée, avec une température mondiale moyenne dépassant de 1,54 °C les niveaux préindustriels [1]. Le 6<sup>ème</sup> rapport du GIEC souligne que les activités humaines, notamment l'usage croissant de la climatisation, contribuent à cette hausse des températures. Bien qu'efficace en période de chaleur, la climatisation aggrave le réchauffement climatique [2]. Face à ce défi, des solutions alternatives, comme le

rafraîchissement adiabatique passif, se développent pour réduire la température intérieure des bâtiments tout en limitant la consommation énergétique et l'impact environnemental [3].

Le rafraîchissement adiabatique est une solution prometteuse pour le refroidissement des bâtiments face au changement climatique, selon l'Annexe 80 de l'IEA EBC [4]. Ces systèmes réduisent la température intérieure grâce à l'évaporation de l'eau lorsque l'air chaud traverse un matériau poreux humide [5]. Les systèmes directs apportent de l'air frais et humide, tandis que les systèmes indirects utilisent un échangeur de chaleur pour éviter l'apport d'humidité [6]. Les systèmes combinant ces deux approches optimisent dynamiquement les performances, bien qu'ils soient plus complexes et souvent intégrés à des centrales de traitement [3].

Cet article se concentre sur cette stratégie de refroidissement adiabatique indirect, combinée au free-cooling et au rafraîchissement adiabatique direct afin de maximiser les performances de la CTA. Par rapport au système adiabatique direct seul, nous évitons les désagréments liés à l'inconfort thermique et les problèmes dans le bâtiment causés par un taux d'humidité ambiant trop élevé. Le principe d'un système de refroidissement adiabatique indirect consiste à faire circuler un flux d'air secondaire qui est directement refroidi et humidifié par évaporation d'eau, tandis que le flux d'air alimentant le bâtiment est indirectement refroidi par cet air secondaire dans un échangeur de chaleur (HX) [7]. Il existe plusieurs typologies de systèmes indirects, tels que ceux utilisant le cycle de Maisotsenko (cycle M) [8], les systèmes à point de rosée [9], et les systèmes régénératifs [10]. Il existe également des systèmes de rafraîchissement adiabatique intégrés aux unités de traitement de l'air (CTA). Notre étude de cas présente deux modules complémentaires : un module adiabatique est installé dans la gaine d'air repris d'une CTA, et un module direct installé sur l'air soufflé pour augmenter le potentiel de refroidissement. Ces systèmes sont principalement utilisés dans les bâtiments tertiaires.

Dans cette étude, nous définissons d'abord les indicateurs de performance pour évaluer les multiples aspects du rafraîchissement adiabatique. Cette étude se concentre sur la CTA et le rafraîchissement adiabatique pour les bâtiments tertiaires. Le comportement du système est analysé pour quatre climats différents, mettant en évidence la prévalence du free-cooling ou des modes de fonctionnement adiabatiques. Les résultats des performances diffèrent en termes de résilience, de confort thermique et de consommation d'énergie ou d'eau.

## 2. Etude de cas

### 2.1. Intégration du système au bâtiment tertiaire

L'espace étudié est un open-space situé au premier étage d'un bâtiment en béton de deux niveaux (Figure 1). Cet espace couvre une surface de  $82 \text{ m}^2$ , avec une hauteur sous plafond de 3,10 m.

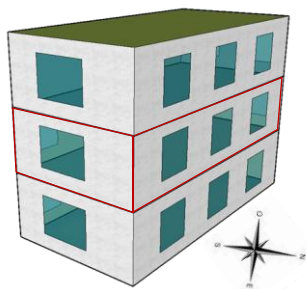


Figure 1 : Bâtiment



Figure 2 : Système adiabatique

L'espace étudié dispose d'une isolation intérieure de 12 cm sur les parois donnant sur l'extérieur. Les étages inférieurs et supérieurs sont similaires à la zone étudiée, il y a aucun

échange entre ces zones. Cet open-space accueille 5 occupants, présents de 8 h à 18 h du lundi au vendredi tout au long de l'année, à l'exception des périodes du 10 au 31 août et du 19 au 31 décembre. Chaque occupant utilise un ordinateur portable et un écran pour des activités de type « bureautique ». L'éclairage est régulé et assuré par des luminaires d'une puissance lumineuse de 27 W chacun. La perméabilité à l'air de l'open-space est de  $1 \text{ m}^3/(\text{h}/\text{m}^2)$  sous 4 Pa. Une centrale de traitement d'air d'un débit de soufflage  $Q_{\text{VASH}}$  de  $650 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $2,5 \text{ vol/h}$ ) assure simultanément le renouvellement de l'air et le refroidissement de l'espace intérieur. Ce débit représente le point d'équilibre optimal entre une réduction suffisante de la surchauffe et un débit de soufflage modéré.

Le système étudié est une centrale de traitement d'air équipée de deux modules adiabatiques (Figure 2) : l'un « indirect » (IEC) agissant sur l'air repris (AR) et l'autre « direct » (DEC) sur l'air soufflé (AS). L'intégration de systèmes adiabatiques renforce la capacité de refroidissement de la CTA, permettant d'atteindre une température de soufflage suffisamment basse pour répondre aux contraintes thermiques intérieures. Cela permet au système de fonctionner soit uniquement en mode indirect (IEC et HX activés), soit en mode combiné indirect et direct (IEC, DEC et HX activés), soit en free-cooling FC (Bypass activé et DEC et IEC inactifs), ou en mode échange double flux classique HX (IEC, DEC et Bypass désactivés) (Figure 3).

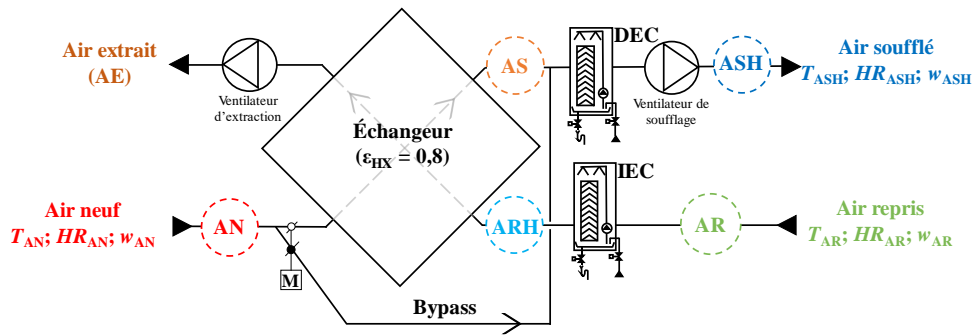


Figure 3 : Schéma de la CTA

La CTA est équipée d'un échangeur double flux à haut rendement ( $\epsilon_{\text{HX}} = 0,8$ ) et de deux ventilateurs ( $0,21 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$ ). Les systèmes adiabatiques intègrent un média évaporatif en cellulose *Munters Celdek*<sup>®</sup> 5090 ( $\epsilon_{\text{sat}} = 0,85$ ), une pompe de circulation d'une puissance de 40 W, un réservoir d'eau, un répartiteur d'eau (sans pulvérisation) et un automate de régulation. La régulation ajuste les modes de fonctionnement en fonction des températures de consigne, lesquelles varient selon l'occupation du bâtiment.

## 2.2. Méthodologie et modèle numérique

Un modèle numérique simplifié d'une CTA, qui intègre un échangeur double-flux et les deux systèmes adiabatiques, a été développé sur le logiciel de simulation dynamique des bâtiments TRNSYS©. Ce modèle s'appuie essentiellement sur l'efficacité de saturation des systèmes adiabatiques (1) (2) et la loi de mélange de l'échangeur double-flux **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

$$\epsilon_{\text{sat,IEC}} = \frac{T_{\text{AR}} - T_{\text{ARH}}}{T_{\text{AR}} - T_{\text{wb,AR}}} \quad (1) \quad \epsilon_{\text{sat,DEC}} = \frac{T_{\text{AS}} - T_{\text{ASH}}}{T_{\text{AS}} - T_{\text{wb,AS}}} \quad (2) \quad \epsilon_{\text{HX}} = \frac{h_{\text{AN}} - h_{\text{AS}}}{h_{\text{AN}} - h_{\text{ARH}}} \quad (3)$$

L'efficacité de saturation des systèmes adiabatiques dépend du potentiel de rafraîchissement de l'air en amont des systèmes concernés. Quant à l'efficacité de l'échangeur double-flux, elle repose sur les variations d'enthalpie entre les entrées et les sorties de l'échangeur.

Les performances du système ont été évaluées en fonction de différentes localisations, couvrant une large gamme de climats distincts : **Carpentras** (climat méditerranéen chaud et aride), **Paris** (climat mixte continental et humide), **Abu Dhabi** (climat subtropical chaud et sec) et **Singapour** (climat équatorial chaud et humide). Les fichiers météorologiques utilisés proviennent de l'annexe 80 [4]. Les simulations ont été réalisées sur une période caniculaire à moyen terme (2040-2060), en prenant en compte un scénario d'émissions défavorables.

Différents indicateurs de confort, performance et résilience sont étudiés. Le confort intérieur est évalué à travers la température opérative  $T_{op}$  et la température effective standard  $SET^*$ . La  $SET^*$  est une température équivalente qui représente la température sèche d'un environnement isotherme à 50 % d'humidité relative, où les occupants ressentent les mêmes contraintes thermiques et thermorégulatrices que dans l'environnement réel [11]. La température opérative ( $T_{op}$ ) est une température résultante sèche qui représente l'effet combiné du rayonnement et de la convection sur le confort thermique.

$$T_{op} = \frac{T_{AI} + T_{mr}}{2} \quad (4) \quad DH \text{ or } SETH = \sum_{h=1}^n (T_i - T_{i,lim})_{T_i > T_{i,lim}} \quad (5)$$

L'inconfort intérieur est quantifié par les degrés-heures ( $DH$  et  $SETH$ ) au-dessus d'une température limite ( $T_{i,lim}$ ). Cette valeur est déterminée via la méthode  $PMV$  définie par l'ASHRAE 55 [12], en prenant  $PMV = 0$ , une vitesse d'air de 0,2 m/s, un métabolisme de 1,4 met et une vêtue de 0,5 clo. Selon le diagramme psychrométrique de confort de l'ASHRAE (2013), une température  $T_{op}$  de 26 °C correspond à un  $SET^*$  de 25,6 °C. La résilience du système est évaluée par l'indicateur  $\alpha$ , qui mesure la résistance du bâtiment face au changement climatique et au risque de surchauffe, basé sur le rapport entre les indicateurs  $IOD$  et  $AWD$  [13]. De plus, l'analyse de la performance a été faite par le biais du coefficient de performance ( $COP$ ) qui est le rapport entre la quantité d'énergie utile au refroidissement et la quantité d'énergie consommée par le système.

### 3. Résultats et discussions

#### 3.1. Fonctionnement du système

Tout d'abord, nous avons analysé le fonctionnement du système. La Figure 4 montre le temps de fonctionnement des différents modes de fonctionnement de la CTA.

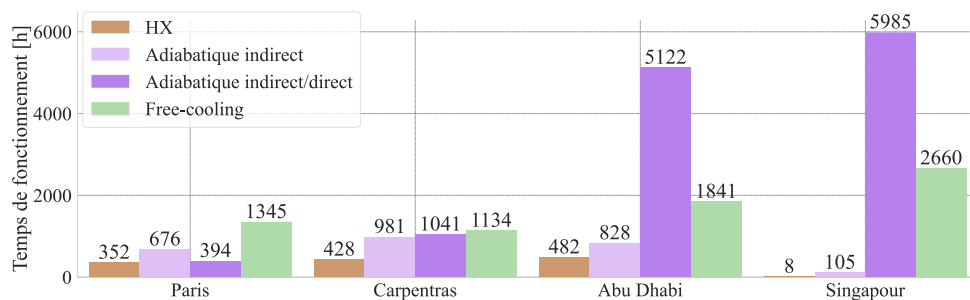


Figure 4 : Heure de fonctionnement des différents modes de la CTA

La Figure 4 illustre les disparités de fonctionnement de la CTA selon les climats. Dans les climats chauds, comme Abu Dhabi (5122 h) et Singapour (5985 h), le mode indirect/direct domine dû aux fortes chaleurs extérieures et donc à la demande de froid constante. À Singapour, le free-cooling est également important avec 2660 h, soit 44 % de plus qu'à Abu Dhabi, tandis que le mode double flux (HX) est presque inexistant (8 h). Dans les climats tempérés comme Paris et Carpentras, les modes sont plus équilibrés : le free-cooling domine à Paris (1345 h) et

Carpentras (1134 h), tandis que le mode indirect/direct est davantage utilisé à Carpentras (1041 h contre 394 h à Paris). Ces résultats montrent qu'en climats chauds, le mode indirect seul ne suffit pas et nécessite le mode direct, tandis que le free-cooling est particulièrement adapté aux climats tempérés. Le mode double flux reste peu utilisé, quel que soit le climat, soulignant l'importance d'adapter la CTA aux conditions climatiques.

La Figure 5 met en évidence les disparités importantes observées entre les différents climats en termes de consommation d'énergie du ventilateur et la Figure 6 montre la quantité d'eau évaporée par les systèmes adiabatiques.

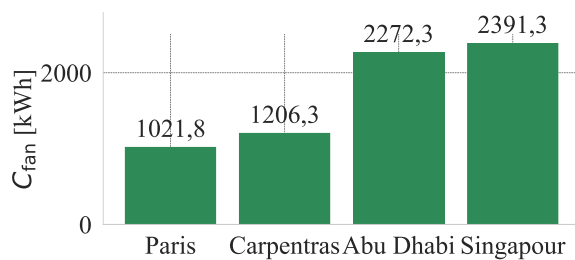


Figure 5 : Consommation énergétique du ventilateur

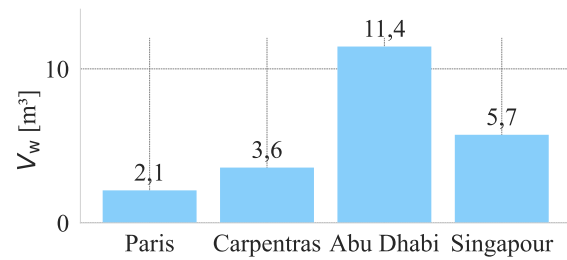


Figure 6 : Volume d'eau évaporé

La Figure 5 montre que la consommation énergétique du ventilateur varie peu selon les climats. Entre Paris et Carpentras, l'augmentation est de 18 %, tandis qu'entre Abu Dhabi et Singapour, elle est de 5 %, grâce à l'usage du free-cooling. La Figure 6 révèle une forte variation de la consommation d'eau évaporée. À Abu Dhabi (climat subtropical chaud), le système a évaporé 11,4 m³ d'eau, soit deux fois plus qu'à Singapour (climat équatorial) et plus de cinq fois plus qu'à Paris (climat tempéré). Cette différence s'explique par l'utilisation intensive des systèmes adiabatiques dans les climats chauds et secs, où l'évaporation est plus élevée que dans des climats humides, comme celui de Singapour. Une tendance similaire est également constatée pour les climats de Paris et de Carpentras.

### 3.2. Performance du système

Concernant les performances du système, elles ont été analysées en étudiant l'impact du système sur la surchauffe intérieure du bâtiment, notamment en évaluant son impact sur les degrés-heures intérieurs, calculés en fonction de  $T_{op}$  ( $DH$ ) mais aussi de la  $SET^*$  ( $SETH$ ), afin de tenir compte de l'aspect hydrique de l'air. La Figure 7 montre les valeurs de cette surchauffe pour tous les climats avec système et sans système (Référence).

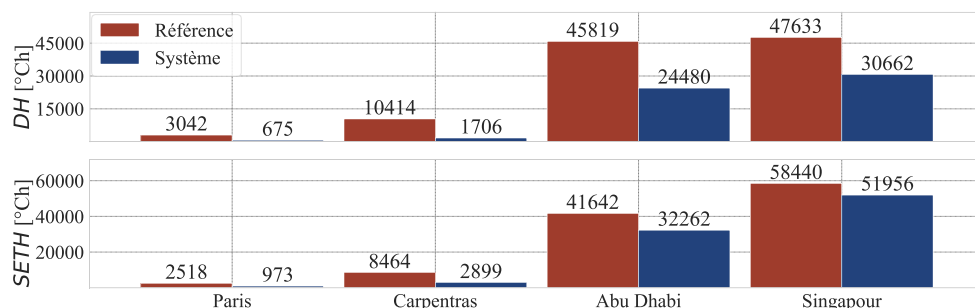


Figure 7 : Surchauffe intérieure

Ce graphique met en évidence des tendances similaires pour les indicateurs  $DH$  et  $SETH$  selon les climats. Pour le cas de référence, le climat continental affiche le niveau d'inconfort le plus faible, tandis que le climat équatorial enregistre le plus élevé. L'inconfort est plus marqué dans les climats extrêmes (Abu Dhabi, Singapour) que dans les climats tempérés, et l'impact du

système varie selon le climat. Dans les climats chauds et arides, le mode indirect/direct est utilisé plus fréquemment, ce qui introduit un air plus humide et impacte davantage le confort. Avec les *DH*, le système réduit l'inconfort de 77 % à Paris et de 83 % à Carpentras. En revanche, lorsque l'humidité relative de l'air est prise en compte (*SETH*), les résultats montrent des réductions d'inconfort moindres, surtout à Singapour (11 % avec les *SETH* contre 36 % avec les *DH*). Cet écart s'explique par deux facteurs :

- L'humidité extérieure élevée dans les climats équatoriaux limite l'efficacité du système, notamment dans l'analyse du confort thermique basée sur la *SET\**.
- L'utilisation accrue du mode indirect/direct dans ces conditions introduit davantage d'air humide à l'intérieur, en comparaison avec le mode indirect seul.

Cette différence est moins marquée dans les climats tempérés, où les *SETH* diminuent de 61 % à Paris et de 66 % à Carpentras.

Les performances du système ont ensuite été évaluées à l'aide du coefficient de performance, comme illustré à la Figure 8. Cette analyse a été réalisée pour trois configurations distinctes. Le *COP* a été calculé en simulant une climatisation qui remplacerait la CTA. Dans un premier temps, les *COP* de la CTA avec tous les modules activés (6) et sans les modules adiabatiques (noAD) (7) ont été calculés.

$$COP = \frac{C_{CLIM}}{C_{fan} + C_{pump}} \quad (6)$$

$$COP_{noAD} = \frac{C_{CLIM,noAD}}{C_{fan,noAD}} \quad (7)$$

Par la suite, la contribution des modules adiabatiques dans la CTA a été déterminée grâce à l'équation (4) :

$$COP_{AD} = \frac{C_{CLIM} - C_{CLIM,noAD}}{(C_{fan} - C_{fan,noAD}) + C_{pump}} \quad (8)$$

La quantité d'énergie utile  $C_{CLIM}$  désigne l'énergie nécessaire au système de climatisation pour maintenir la température de consigne qui est définie comme la température intérieure obtenue à partir des simulations avec la CTA.  $C_{pump}$  et  $C_{fan}$  représentent respectivement la consommation énergétique de la pompe des modules adiabatiques et la consommation des ventilateurs.

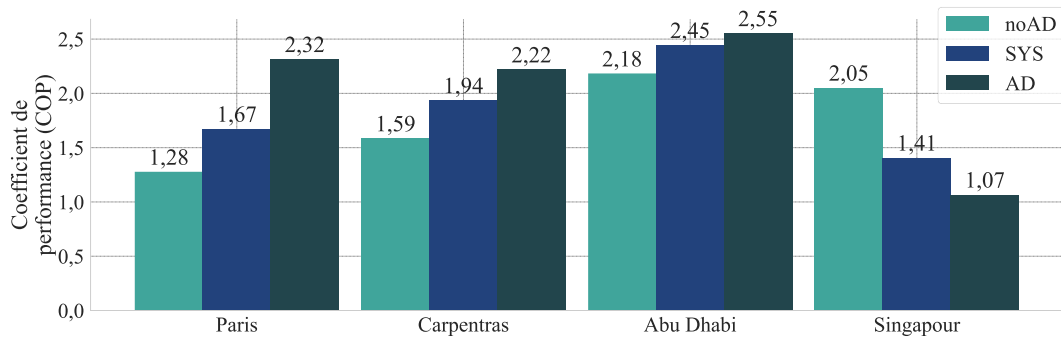


Figure 8 : Coefficients de performance du système avec et sans systèmes adiabatiques

Ce graphique illustre les performances de la CTA selon les climats, avec et sans systèmes adiabatiques. Sans systèmes adiabatiques (noAD), la CTA est la plus performante à Abu Dhabi avec un *COP* de 2,18, soit 6 % de mieux qu'à Singapour et 37 % qu'à Carpentras. Globalement, l'ajout des systèmes adiabatiques (SYS) augmentent les performances de la CTA avec +30 % pour Paris et +22 % pour Carpentras sauf pour le climat équatorial, où l'humidité du climat réduit le *COP* de 31 % (1,41). Abu Dhabi offre les meilleures performances avec un *COP* de 2,45, soit 26 % de plus qu'à Carpentras. Le *COP* des systèmes adiabatiques seuls (AD) atteint 2,55 à Abu Dhabi, soit 15 % supérieur au climat de Carpentras et plus de deux fois supérieur à celui enregistré à Singapour. L'ajout des systèmes adiabatiques, en particulier lorsqu'ils



combinent les technologies indirectes et directes, offre de meilleures performances dans des climats arides subtropicaux, tandis qu'ils sont moins efficaces dans des climats très humides, tels que celui de Singapour.

Pour finir, les performances du système au travers d'indicateurs de performance et de résilience spécifiques ont été évaluées. Les indicateurs utilisés ( $\Delta SETH/V_w$ ) et ( $\Delta SETH/C_{fan,SYS}$ ) sont définis comme la réduction de la surchauffe intérieure ( $\Delta SETH$ ) par rapport au volume d'eau évaporé ( $V_w$ ) et par rapport à la consommation énergétique du ventilateur ( $C_{fan,SYS}$ ). Le Tableau 1 montre les résultats des simulations réalisées avec et *sans* le système en fonctionnement.

	Carpentras	Paris	Abu Dhabi	Singapour
$SET^{*}_{daily\max}$ [°C]	30,7 (33,9)	29,5 (31,8)	41,6 (43,2)	39,1 (40,0)
$\Delta SETH/C_{fan,SYS}$ [°C.h/kWh]	4,61	1,51	4,12	2,71
$\Delta SETH/V_w$ [°C.h/L]	1,54	0,73	0,82	1,13
$\alpha$ [-]	0,17 (1,03)	0,19 (0,85)	0,59 (1,10)	1,21 (1,88)

Tableau 1 : Performances du système pour les différents climats

Les résultats mettent en évidence les variations de performance du système en fonction des climats étudiés. Tout d'abord, nous observons que le système permet de réduire le  $SET^{*}_{daily\max}$  dans la plupart des climats. Cependant, dans des conditions d'humidité élevée, l'impact du système sur les valeurs maximales est moins prononcé, comme le montrent les résultats pour Singapour, où la réduction n'est que de 0,9°C. Ceci est principalement dû à l'utilisation intensive des modes indirect et direct pour un volume traité relativement faible. Ensuite, l'impact du système sur la résilience du bâtiment varie en fonction des climats. Dans la plupart des climats, le système permet d'améliorer la résilience des bâtiments, notamment à Carpentras, où le coefficient  $\alpha$  est réduit de 83 % (de 1,03 à 0,17). L'impact du système est similaire dans les autres climats français, bien qu'il soit moins prononcé dans les climats extrêmes comme à Abu Dhabi, où la réduction n'est que de 46 %. En climat équatorial (Singapour), en revanche, le système ne permet pas au bâtiment d'éliminer la chaleur extérieure à long terme ( $\alpha > 1$ ).

Les climats arides, comme Carpentras et Abu Dhabi, offrent les meilleures performances. Considérant la réduction de la surchauffe ( $\Delta SETH$ ) par rapport à la consommation énergétique du ventilateur, le système permet un gain respectif de 4,61 °C.h/kWh et 4,12 °C.h/kWh. En revanche, dans des climats plus humides comme celui de Paris, cette performance diminue de 67 % par rapport à Carpentras (1,51 °C.h/kWh). La réduction de la surchauffe par rapport au volume d'eau évaporé est meilleure dans les climats arides modérés comme celui de Carpentras, atteignant 1,54 °C.h/L, soit une performance deux fois plus supérieure par rapport à Paris. Le gain à Singapour dépasse celui d'Abu Dhabi grâce à une réduction efficace de la surchauffe par free-cooling, et une faible consommation d'eau (5,7 m<sup>3</sup>) malgré une utilisation intensive du mode indirect/direct (5985 heures).

## 4. Conclusions

L'objectif de cette étude était d'évaluer les performances du rafraîchissement adiabatique avec free-cooling et HX pour les bâtiments tertiaires. Globalement, les résultats montrent que le système est le plus performant dans le climat méditerranéen, offrant le meilleur équilibre entre la consommation d'eau et d'énergie, ainsi que son potentiel de réduction de la surchauffe. Dans les climats arides, les conditions extérieures augmentent le potentiel de rafraîchissement adiabatique, réduisant ainsi l'utilisation du free-cooling et du mode classique double flux (HX),

ce qui réduit la consommation d'énergie du ventilateur. En revanche, dans les climats équatoriaux, l'humidité élevée limite l'évaporation de l'eau, réduisant le potentiel de rafraîchissement du système adiabatique, ce qui limite la performance du système. D'autre part, l'utilisation accrue du free-cooling permet de mieux atténuer la surchauffe tout en réduisant la consommation d'eau, mais peut affecter l'efficacité globale en raison de la consommation d'énergie du ventilateur.

Ainsi, si les climats chauds et secs offrent les meilleures performances, les climats équatoriaux et continentaux présentent chacun des avantages spécifiques en fonction des indicateurs retenus. Ces résultats soulignent l'importance d'adapter la gestion du système aux conditions climatiques. Bien que spécifiques à une configuration donnée, les paramètres du système peuvent être ajustés pour optimiser les performances dans n'importe quel climat.

## Références

- [1] WMO, OMM, WMO (2024). <https://wmo.int/news/media-centre/2024-track-be-hottest-year-record-warming-temporarily-hits-15degc>.
- [2] IPCC, AR6 Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change — IPCC, (2022). <https://www.ipcc.ch/report/sixth-assessment-report-working-group-3/>.
- [3] PROFEEL, Les solutions de rafraîchissement adiabatique dans les bâtiments tertiaires en rénovation, Profeel (2021). <https://programmeprofeel.fr/ressources/guide-les-solutions-de-rafraichissement-adiabatique-dans-les-batiments-tertiaires-en-renovation/>.
- [4] S. Attia et al., Resilient Cooling in Buildings – A Review of definitions and evaluation methodologies, CLIMA 2022 Conference (2022). <https://doi.org/10.34641/clima.2022.195>.
- [5] J.R. Watt, Evaporative air conditioning handbook, 3rd ed., Fairmont Press, Lilburn, GA, Upper Saddle River, NJ, 1997.
- [6] Y. Xuan et al., Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)—Research, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 3535–3546.
- [7] P. Kowalski, D. Kwiecień, Evaluation of simple evaporative cooling systems in an industrial building in Poland, Journal of Building Engineering 32 (2020) 101555. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.101555>.
- [8] V. Maisotsenko et al., Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler, US6581402B2, 2003. <https://patents.google.com/patent/US6581402B2/en>.
- [9] L. Jia et al., Study of the thermal performance of a novel dew point evaporative cooler, Applied Thermal Engineering 160 (2019) 114069. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114069>.
- [10] S. Kashyap, J. Sarkar, A. Kumar, Exergy, economic, environmental and sustainability analyses of possible regenerative evaporative cooling device topologies, Building and Environment 180 (2020) 107033. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107033>.
- [11] A. Gagge, A. Fobelets, L. Berglund, A standard predictive index of human response to the thermal environment, Ashrae Transactions 92 (1986) 709–731.
- [12] ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, (2013).
- [13] M. Hamdy et al., The impact of climate change on the overheating risk in dwellings—A Dutch case study, Building and Environment 122 (2017) 307–323. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.06.031>.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'Association Nationale de la Recherche et de la Technologie (ANRT) pour son soutien financier (No. 2022/1087).