

# Efficacité énergétique de différentes techniques de refroidissement évaporatif appliquées à un condenseur de climatisation

Stéphanie O.L. Lacour<sup>1\*</sup>, Christelle Périlhon<sup>2</sup>, Kouadio Alphonse Diango<sup>3</sup>, François Trinquet<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Université Paris-Saclay, Laboratoire INRAE-FRISE, Antony, France

<sup>2</sup>CNAM Paris, Laboratoire Lifse, Paris, France

<sup>3</sup>Institut National Polytechnique Felix Houphouet-Boigny INP-HB, Yamoussoukro, Cote d'Ivoire

**Résumé** - Technique ancestrale de refroidissement, le froid évaporatif évolue suite à la désaffection pour les tours aérorefrigérantes et au recours de plus en plus massif aux solutions de refroidissement évaporatif indirect, de brumisation et de pré-refroidissement adiabatique. Cette contribution vise à distinguer le pré-refroidissement adiabatique et le refroidissement par aspersion d'un condenseur à air. Pour la première technique, l'objectif est de refroidir l'air d'entrée jusqu'à la température de saturation adiabatique. Dans le second cas, l'eau est injectée sur le corps de chauffe et le refroidissement obtenu, toujours lié à l'évaporation de l'eau, dépend plus de la température de surface et de la surface mouillée et moins des conditions d'ambiance. Dans cet article, nous étudions un système de pré-refroidissement adiabatique de l'air en entrée d'un condenseur à air de climatisation. Ce système, reposant sur une matrice de cellulose du type "cooling pad", est comparé à une solution de brumisation directe, mais partielle sur l'échangeur. Des mesures des conditions dans la boucle frigorifique permettent de quantifier les impacts de la brumisation sur les puissances frigorifiques produites et sur le coefficient de performance de la machine. La baisse de pression engendrée par l'amélioration des transferts thermiques permet de réduire la consommation d'énergie de la machine frigorifique : les quantités d'eau mises en jeu sont également évaluées pour chacun de ces systèmes et on quantifie les gains énergétiques apportés par les systèmes évaporatifs en regard des quantités d'eau mises en jeu pour refroidir. L'effet des conditions météorologiques sur les systèmes est analysé. L'ensemble permet d'apprécier les efficacités relatives de ces deux techniques en fonction des conditions ambiantes et d'apprécier leur intérêt environnemental en terme d'énergie et d'eau, deux des enjeux majeurs de la transition énergétique.

## Nomenclature

*BP* Basse pression (bar)

*COP* Coefficient de performance (adim)

*DH* Variation d'enthalpie (kW/kg<sub>f</sub>)

*HP* Haute pression (bar)

*m* débit (kg/s)

*Q<sub>f</sub>* Puissance frigorifique

*S* Surface d'échange, m<sup>2</sup>

*T* Température (K ou °C)

*t* Durée d'injection (s)

*W* Puissance mécanique

*ω* Teneur en vapeur d'eau (kg/kg air sec)

### Indices et exposants

*air* air

*cond* condenseur

*CV* conventionnel sec

*f* frigorigène

*i* entrée

*p* paroi

*PAD* avec matrice poreuse

*o* sortie

*w* eau liquide

*wb* bulbe humide (wet bulb)

### Symboles grecs

*η* Effectivité de saturation (%)

*ε<sub>QF</sub>* Gain de puissance (%)

## 1. Introduction

Pour faire face à l'élévation des températures, la production de froid est au coeur des stratégies d'adaptation au changement climatique. L'enjeu pour le froid est de trouver des solutions pour conditionner des

ambiances plus supportables sans renchérir au réchauffement par des émissions de chaleur [1] ni trop augmenter la consommation d'électricité. Parmi les solutions étudiées, le froid évaporatif est une solution passive permettant, par l'évaporation spontanée d'eau dans l'air, d'en abaisser la température pour rafraîchir des ambiances extérieures (DEC : direct evaporative cooling) ou intérieures (IEC : indirect evaporative cooling).

Comme les techniques passives ne permettent pas de garantir que le système puisse toujours répondre à des exigences sur l'ambiance, une alternative est d'utiliser cette technique sur une machine de refroidissement. On peut ainsi en limiter la consommation ou le dimensionnement et mieux gérer les périodes de forte chaleur. Rafraîchir la source chaude d'une machine frigorifique, c'est à dire le condenseur, permet de réduire sa consommation électrique de 10 à 20% [2, 3, 4].

Le refroidissement évaporatif implique deux composés, l'air et l'eau, se retrouvant sous deux phases, gazeuse et liquide. Selon les quantités respectives de l'un et l'autre, on observe des régimes d'échanges différents. Si l'eau est injectée en quantité importante, comme dans le cas des tours aéroréfrigérantes (TAR), un film se développe sur la surface chauffante : la chaleur est évacuée partiellement par le film ruissellant, mais également à l'interface air-eau par évaporation. Si on diminue les quantités d'eau injectée, comme pour le refroidissement évaporatif amont par pad cooling ou la brumisation [5], le film se réduit au point d'apparaître statique. Les coefficients d'échange sont plus limités, mais ils augmentent d'un facteur deux à trois si on les compare à ceux de l'air, comme indiqué sur la figure 1. Depuis une dizaine d'année, la sévérité accrue des réglementations sur les légionnelles rendent la maintenance des TAR contraignante. Leurs applications sont de plus en plus limitées aux très grosses installations alors que les systèmes évaporatifs amont se développent.

Dans cette communication, on étudie deux stratégies évaporatives pour refroidir un condenseur de clima-

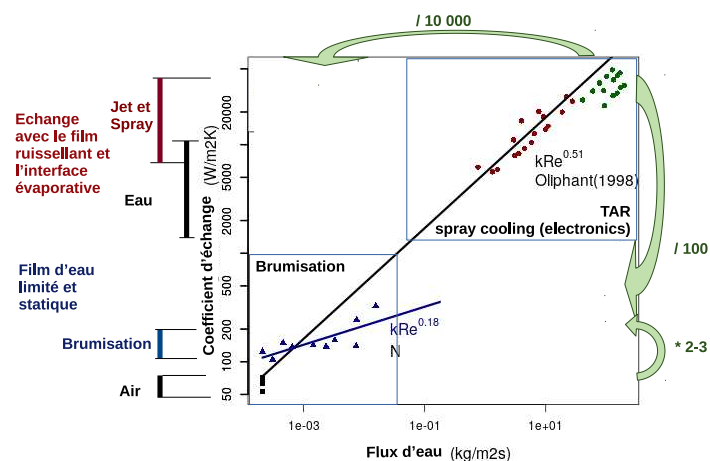


Figure 1 : Comparaison des quantités d'eau et coefficients d'échanges rencontrés dans différentes applications du froid évaporatif

tisation : le rafraîchissement d'air en amont du condenseur à air et son aspersion directe. On détaille, pour chacune d'entre elles, les caractéristiques principales de leur fonctionnement et les paramètres conditionnant leur efficacité. On évalue l'impact de ces stratégies sur une climatisation à partir de mesures, en détaillant les consommations et efficacités de ces deux techniques et leurs enjeux de mise en oeuvre.

## 2. Refroidissement par matrice poreuse (cooling pad)

Le refroidissement de l'air s'obtient en mettant en contact de l'air avec de l'eau : l'évaporation de celle-ci assure un refroidissement depuis la température ambiante jusqu'à la température de bulbe humide. La brumisation par spray peut être utilisée pour arriver à cet état [3, 4] mais on utilise aussi à cette fin des matrices poreuses : les coolings pads (voir figure 3).

## 2.1. Présentation des matrices poreuses

Les articles de He et al. [6] et de Tejero-Gonzales et Fanco-Salas [7] présentent des revues bibliographiques détaillées sur ce sujet. Ces matrices servent à faire se croiser un flux d'air avec un écoulement d'eau sur un support solide, le plus souvent composé de cellulose. L'efficacité du dispositif, ou selon les termes de Terejos, l'effectivité de saturation, s'apprécie en regard de l'abaissement de température de l'air rapport à l'écart des températures sèche et de bulbe humide avec l'équation (1).

$$\eta = \frac{T_{air,i} - T_{air,o}}{T_{air,i} - T_{wb,i}} \quad (1) \quad \dot{m}_w = \frac{\omega_{wb} - \omega_{air,i}}{\eta} \cdot \dot{m}_{air,i} \quad (2)$$

Tejero-Gonzales et Franco-Salas [7] détaillent l'influence des différents paramètres d'entrée (débits et températures d'air et d'eau, hygrométrie, géométrie) sur l'effectivité : les paramètres les plus sensibles sont la vitesse d'air et l'épaisseur de la matrice, qui conditionne la surface d'échange air-eau. Dans He et al. [6], il est rappelé que cette effectivité varie entre 60 et 98 % et des corrélations sont proposées pour l'estimer. L'effectivité moyenne rapportée par les mesures de Yan et al. [8] est de 75,5 % pour une épaisseur de 20 centimètres.

Du côté de la distribution d'eau, la bonne irrigation de la matrice implique de faire circuler de 10 à 30 fois la quantité d'eau évaporée dans l'air [6], qui se déduit de l'effectivité du pad et des conditions climatiques de l'équation (2). La quantité d'eau consommée est en général supérieure à ce diagnostic, car

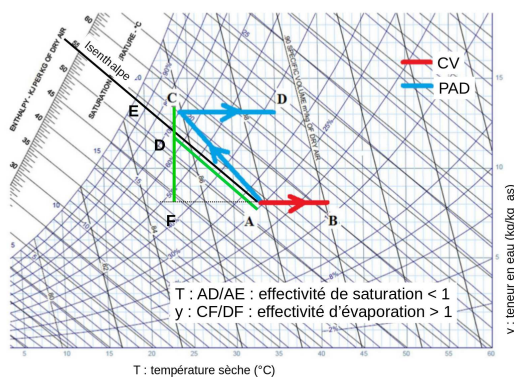


Figure 2 : Effet de la brumisation sur les conditions hygrométriques de l'air traversant le condenseur : CV (conventionnel) et PAD (avec matrice)

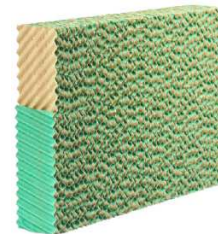


Figure 3 : Exemple de coiling pad tiré de He(2015)

le refroidissement par matrice n'est pas tout à fait isenthalpe. On consomme plus d'eau que le poids d'eau calculé avec l'isenthalpe de référence car l'effectivité de saturation diffère de l'efficacité évaporative (voir figure 2). On note que l'air ressort du condenseur plus frais quand on humidifie : même si toute l'énergie latente liée à l'évaporation de l'eau n'est pas valorisée dans le condenseur, la matrice réduit la signature thermique de la climatisation sur son environnement proche. Le débit d'eau a peu d'effet sur l'effectivité de saturation, dès lors que la matrice est bien irriguée. L'estimation du débit évaporé est donnée dans le tableau 1 pour différentes conditions climatiques typiques de la France. Le calcul s'appuie sur les données climatiques de la réglementation thermique RT2012 et sur les valeurs d'effectivité de saturation de Yan et al. (75,5% d'effectivité de saturation [8] pour 20 cm d'épaisseur). Les débits évaporés sont assez indépendants des régions climatiques : la même pompe permet de couvrir toutes les régions, sauf Nice, région chaude et humide du bord de mer où le procédé est moins efficace. Un circulateur assure l'imbibation permanente de la matrice avec un coût énergétique de l'ordre de 15 à 20 W pour un débit de l'ordre 250 l/h, soit 15 fois les valeurs maximum et 30 fois les valeurs moyennes (voir tableau 1).

Du côté de l'air, la présence de la matrice poreuse constitue un obstacle à l'écoulement. Elle génère une perte de charge plus élevée que la brumisation et qui dépend des dimensions de la matrice. D'après les mesures réalisées par Yan et al. [8], 10 cm de matrice placés dans un écoulement d'air à 1 m/s génère une perte de charge de 5 Pa. Cette perte de charge représente 5% de l'énergie consommée par le ventilateur, d'après Sohani et al. [9]. En amont des condenseurs, on installe des matrices à faibles épaisseurs (10 à 20 centimètres) qui limitent l'efficacité du pad mais permettent de conserver une perte de charge acceptable.

Ville	Min	1st Quantile	Median	Mean	3rd Quantile	Max
$\Delta T_{cond}$ (°C)						
Carpentras	1.3	5.4	6.6	6.7	8.0	13.
Macon	1.6	4.4	5.4	5.5	6.4	11.4
Nice	0.5	2.5	3.3	3.7	4.6	10.6
Rennes	1.4	4.3	5.6	5.6	6.6	10.6
$m_{evap}$ (l/h)						
Carpentras	1.9	7.8	9.6	9.7	11.6	18.9
Macon	2.4	6.4	7.9	8.	9.3	16.6
Nice	0.8	3.6	4.8	5.3	6.7	15.4
Rennes	2.1	6.3	8.1	8.1	9.6	15.4
$\epsilon_{Qf}$ (%)						
Carpentras	2.7	3.2	3.8	4.1	4.8	7.0
Macon	2.7	3.1	3.7	3.8	4.4	6.4
Nice	2.6	3.0	3.3	3.4	3.8	5.2
Rennes	2.7	3.1	3.5	3.7	4.3	6.3
$\epsilon_w$ (%)						
Carpentras	2.5	3.4	4.3	4.3	5.3	6.3
Macon	2.5	3.2	4.1	4.1	4.9	6.1
Nice	2.5	3.	3.6	3.7	4.2	5.6
Rennes	2.4	3.2	4.0	4.0	4.9	6.1

Tableau 1 : Valeurs horaires du refroidissement adiabatique sur le condenseur, de la quantité d'eau évaporée et des gains de puissance frigorifique et de travail du compresseur sur la période de climatisation mai-septembre, pour un débit d'air au condenseur de 1 kg/s et une matrice de 20 cm d'épaisseur

La matrice poreuse nécessite d'être bien imbibée, ce qui implique un fonctionnement permanent de la pompe de circulation d'eau. Cette contrainte limite l'utilisation de la matrice aux périodes les plus chaudes et Rong et al. [10] étudient l'effet d'une circulation intermittente d'eau dans la matrice pour la consommation du circulateur.

## 2.2. Effet sur la machine frigorifique

Nous reprenons dans ce paragraphe les valeurs publiées par Wang et al. [2]. Dans cet article, il présente des essais réalisés sur une climatisation commercialisée dédiée au secteur résidentiel. La climatisation est équipée d'un compresseur scroll d'une puissance de 7 kW et le fluide frigorigène est du R410A. Le protocole et le matériel sont décrits en détail dans l'article et cinq conditions opératoires sont utilisées pour simuler des variations climatiques sur le condenseur et sur l'évaporateur. On ajoute aux résultats publiés une synthèse quantifiant les effets du pad sur la boucle frigorifique, présentée avec la figure 4. Les variables sont représentées en % d'écart entre les essais avec pad et sans pad. Ainsi, avec un refroidissement évaporatif, la haute pression (HP) en sortie du compresseur diminue. La basse pression (BP) diminue aussi légèrement, soit une diminution de la température de l'évaporateur. De ce fait, la puissance frigorifique délivrée à l'air augmente de 6% en moyenne. Comme la haute pression diminue plus que la basse pression, la variation d'enthalpie du fluide dans le compresseur diminue aussi de 5%. Ce double bénéfice permet d'améliorer le COP de la machine de 13% en moyenne. Pour ce type de machine, le débit de fluide frigorigène ne varie pas avec le refroidissement amont du condenseur : les valeurs publiées [2] permettent de le vérifier sur l'essai fait à 33 °C. Avec un débit constant, les variations d'enthalpie  $DH_f$  et  $DH_w$  sont proportionnelles aux puissances au compresseur et à l'évaporateur. La température de consigne à l'évaporateur est également constante, fixée à 4.4 °C. La légère baisse de température sur l'évaporateur pendant l'essai avec PAD ne modifie pas le débit de soufflage de l'air froid dans l'enceinte climatisée. Sur le condenseur, le meilleur échange avec l'air conduit à un léger sous-refroidissement à la sortie du condenseur. La boucle se comporte comme si on avait augmenté la taille du condenseur par rapport à l'évaporateur. Enfin, sur tous ces essais, le débit d'air au condenseur ne varie pas (une seule vitesse de ventilateur), ce qui simplifie le dimensionnement de la matrice de refroidissement.

Les matrices poreuses constituent dans ce cas une alternative intéressante à la brumisation par spray : tout aussi efficace, elles évitent d'avoir à régler la question du débit d'eau à injecter. La plupart des matrices poreuses, selon He et al. [6], permettent aussi d'éviter les dérives (particules d'eau dans l'air en aval de la matrice) qui inquiètent toujours du fait du risque associé aux légionelles.

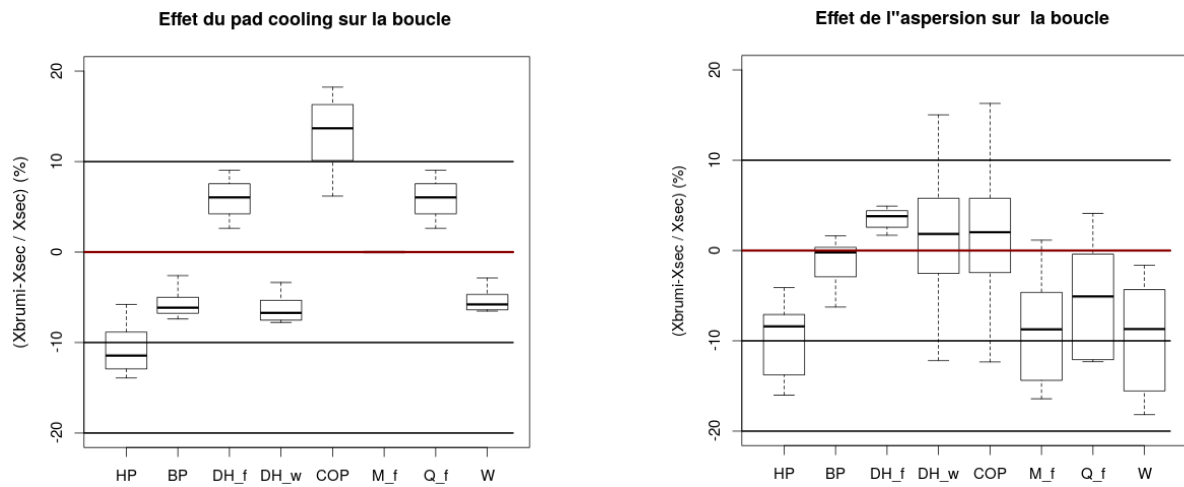


Figure 4 : Comparaison de grandeurs caractéristiques de la boucle avec et sans pad sur 5 conditions opératoires.

Figure 5 : Comparaison de grandeurs caractéristiques de la boucle avec et sans spray sur 11 conditions opératoires

Légende : HP, BP haute et basse pression,  $DH_f, DH_w$  : variation d'enthalpie du frigorigène dans l'évaporateur, resp. le compresseur, COP : coef. de performance,  $M_f$  : débit de frigorigène,  $Q_f$  : énergie frigorifique, W : travail du compresseur

### 3. Refroidissement par aspersion directe du condenseur

#### 3.1. Protocole de mesure

Pour le fonctionnement avec brumisation partielle, on se base sur des essais réalisés dans notre laboratoire. Une climatisation d'une puissance de 8 kW, équipée d'un compresseur à cylindrée variable, a été instrumentée : à l'intérieur de la boucle, on mesure les températures et pressions du fluide frigorigène en différents points du cycle, tandis que les conditions environnementales sont aussi documentées (amont et aval de l'échangeur, vitesses d'air). Le couple et la vitesse de rotation du compresseur sont mesurés sur l'arbre du moteur d'entraînement. Le condenseur présente une surface de  $0.20 \text{ m}^2$  pour une vitesse d'air de  $1.2 \text{ m/s}$ . Les essais sont réalisés pour des conditions de température ambiante variant de  $25$  à  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  et des consignes de climatisation (température d'air, vitesse d'air à l'évaporateur) différentes. Pour chaque essai, on alterne des séquences de fonctionnement à sec (20 minutes de mise à l'équilibre puis 10 min d'enregistrement) avec des séquences avec brumisation du condenseur (20 minutes de mise à l'équilibre puis 10 min d'enregistrement). L'aspersion est réalisée à l'aide d'une buse à basse pression, alimentée par une pompe d'une puissance de 3 bars.

Le débit d'eau injecté fait partie d'un cahier des charges et est inférieur aux quantités moyennes évaporées dans les matrices. Il est ajusté par une injection intermittente et deux débits d'injection sont utilisés, de  $1 \text{ l/h}$  et  $2 \text{ l/h}$ . La durée du cycle  $t(\text{cyc})$ , et d'injection,  $t(\text{inj})$ , sont choisies pour être supérieures au temps d'établissement du spray pour  $t(\text{inj})$  et inférieures au temps de réaction de l'échangeur pour  $t(\text{cyc})$  afin d'éviter des oscillations thermiques dans la boucle frigorifique. Les essais présentés sont réalisés pour un débit d'air fixe au condenseur, mais variable à l'évaporateur, sans modification de la stratégie de régulation.

#### 3.2. Effet sur la machine frigorifique

Sur la figure 6, on reporte les mesures effectuées dans la boucle dans le diagramme H-P. En rouge, on présente le cycle à sec : 3 cycles sont reportés, qui correspondent à l'état stable avant brumisation,

entre 2 paliers de brumisation et à la fin de l'essai. Ces cycles sont quasiment superposés et montrent la stabilité du fonctionnement. 2 cycles sont reportés en bleu clair (injection de 1 l/h) et en bleu foncé (2 l/h). On observe ainsi que la haute pression, dans le condenseur, diminue nettement avec la brumisation, tandis que la basse pression n'est pas affectée. Dans cet essai, on n'observe pas de diminution de la température à l'évaporateur, mais on relève une augmentation du sous-refroidissement du condenseur. Sur la figure 5, on reporte les variations des grandeurs sur l'ensemble des essais réalisés, toutes stratégies

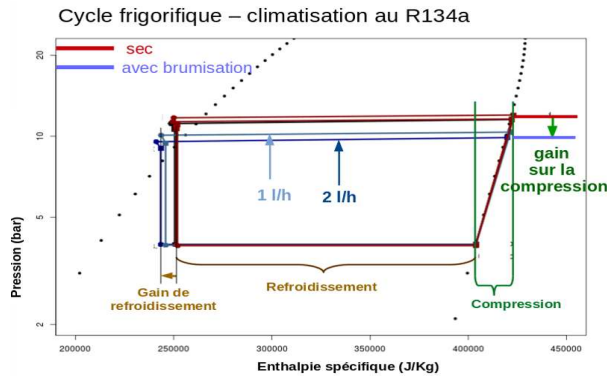


Figure 6 : Effet de la brumisation sur une boucle de climatisation dans le diagramme H-P

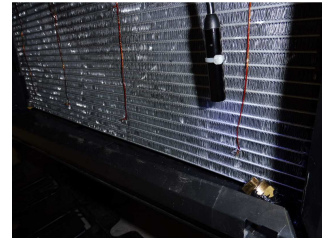


Figure 7 : Dispositif d'aspersion d'eau installé sur le condenseur

de brumisation confondues. La haute pression diminue systématiquement tandis que la basse pression reste le plus souvent stable, sauf dans quelques essais où elle diminue. La variation d'enthalpie du fluide dans l'évaporateur augmente tandis que celle du compresseur présente un comportement plus erratique, qui se répercute sur le COP. Selon qu'on asperge le condenseur ou pas, le débit du fluide dans la boucle frigorifique varie. Ainsi, bien que  $DH_f$  augmente, la puissance frigorifique,  $Q_f = M_f \cdot DH_f$  a plutôt tendance à diminuer. Par contre, la puissance mécanique mesurée sur l'arbre diminue systématiquement avec la brumisation. Ainsi, on voit que pour ce système, l'intégration de l'aspersion nécessite de réviser la stratégie de régulation pour assurer un bénéfice sur le COP de la machine. Ce comportement vient du fonctionnement du compresseur à cylindrée variable, qui obéit à une loi de régulation basée sur les valeurs de HP et BP.

La chute importante de la HP entraîne une modification de la cylindrée du compresseur et le débit fluide

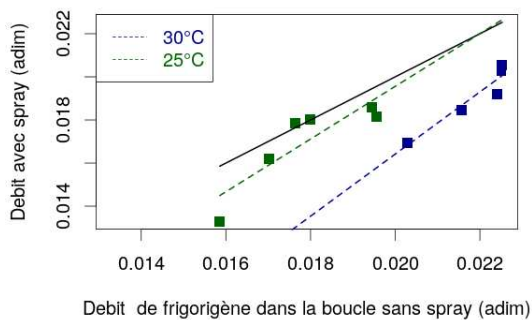


Figure 8 : Débit de fluide frigorigène dans la boucle

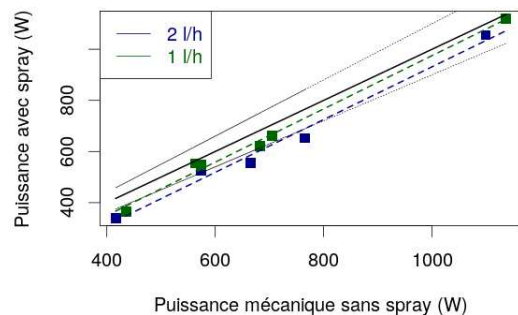


Figure 9 : Puissance mécanique du compresseur

diminue avec l'aspersion, ainsi qu'on le voit sur la figure 8. Lorsque la variation de débit est modérée par rapport au cas sec, la puissance frigorifique reste stable. Cette dernière diminue si la chute du débit est importante (essais à 30°C). En fonctionnement automatique, la température extérieure est mesurée par une sonde disposée hors du champ de la brumisation. Son signal doit être modifié pour tenir compte de la baisse de température d'air vue par le condenseur et rectifier les réglages de la climatisation : c'est une condition nécessaire pour garantir un bénéfice frigorifique avec la brumisation. La puissance mécanique, elle, diminue systématiquement avec l'aspersion. On présente sur la figure 9 la comparaison des puissances mécaniques avec brumisation en fonction de la puissance à sec. La droite 1 : 1 en noir correspond à la puissance à sec et les courbes en pointillé noir correspondent à une baisse, et respectivement, une

hausse de 10% de cette puissance. Avec brumisation, on observe que la puissance mécanique du compresseur est toujours inférieure à la puissance à sec. Plus on réduit la puissance de sollicitation, plus l'effet de la brumisation est sensible. Avec 2 l/h, on diminue la puissance du compresseur de plus de 10% jusqu'à 800 W de sollicitation. Avec moins d'eau (1 l/h), le bénéfice de la brumisation est moins important. Les points de brumisation rejoignent la courbe à sec pour les fortes puissances : la quantité d'eau utilisée n'est pas suffisante pour refroidir le condenseur dans ces conditions.

#### 4. Discussion

Le refroidissement d'un condenseur de climatisation a pour effet de dissocier les conditions climatiques *vues* par l'évaporateur de celles *vues* par le condenseur. L'intensification des transferts thermiques sur le condenseur revient à modifier les transferts relatifs entre les deux échangeurs. La régulation du système frigorifique peut être perturbée par ce changement. Aussi, l'implémentation de ces systèmes sur un groupe frigorifique peut nécessiter une intervention sur le système de régulation. Les deux méthodes de refroidissement des condenseurs ont un impact sur le COP des machines frigorifiques, qui traduit une modification des performances du système frigorifique. L'appréciation des bénéfices pour l'utilisateur d'un système couplé *système frigorifique et refroidissement évaporatif* n'est cependant pas triviale. En effet, comme les étiquetages énergétiques des machines reposent sur l'élaboration d'un climat type, il est difficile d'exprimer l'amélioration apportée pour un système exposé à deux climats différents.

Sur la figure 10, on rapporte les valeurs de performances obtenues par Wang et al. [2] en fonction du climat extérieur, représenté dans les essais par la température extérieure. Les valeurs des COP montrent l'évolution de la performance globale du système avec matrice. Ici, on définit l'augmentation de puissance frigorifique apportée avec le refroidissement amont (PAD) par rapport au système conventionnel sec (CV) et la réduction de puissance sur le compresseur correspondante :

$$\epsilon_{Qf} = \frac{Q_{f,PAD} - Q_{f,CV}}{Q_{f,CV}} \quad \epsilon_W = \frac{|W_{PAD} - W_{CV}|}{W_{CV}} \quad (1)$$

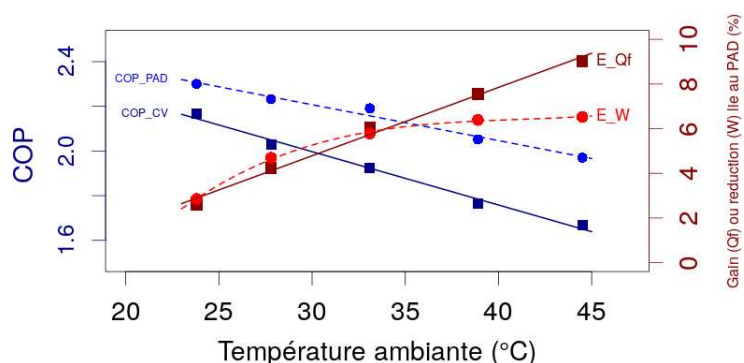


Figure 10 : Evolution de la performance globale, efficacité de refroidissement  $\epsilon_{Qf}$  et de puissance électrique  $\epsilon_W$  par refroidissement évaporatif amont

Le climat de référence sert à exprimer le besoin normalisé de froid auquel doit répondre la machine : des coefficients de pondération des essais servent à définir les coefficients de performance saisonniers pour l'étiquetage énergétique. Le refroidissement évaporatif en amont du condenseur n'apporte pas de changement du besoin de froid, ni des coefficients de pondération, mais il a un impact sur la puissance frigorifique de la machine. Cette augmentation n'est pas forcément valorisée sur les consommations d'énergie car cette valorisation dépend avant tout de la finesse de régulation de l'enceinte climatisée : le surcroît de puissance frigorifique réduit-il la durée d'utilisation de la climatisation ? Seuls des essais comparatifs en usage permettraient de répondre à cette question. Mais la puissance de l'installation sert à faire face aux situations extrêmes. La surpuissance apportée par le système de brumisation est certes petite face aux coefficients de sécurité utilisés dans le dimensionnement. Cependant, la croissance monotone de  $\epsilon_{Qf}$

montre que la surpuissance apportée par l'évaporation d'eau est maximum aux températures élevées. Le refroidissement évaporatif apporte bien un surcroît de puissance maximale dans les situations les plus extrêmes. Les consommations d'énergie sont majoritairement le fait de la consommation du compresseur. Pour celui-ci, on observe que le bénéfice apporté par le système évaporatif  $\epsilon_W$  intervient rapidement lorsque les températures extérieures s'élèvent. Il plafonne ensuite lorsque les températures deviennent très élevées, cas rare et peu impactant sur la consommation annuelle. Ainsi le système évaporatif apporte un gain sur les consommations d'énergie en fonctionnant dès les températures intermédiaires. Ce gain est significatif pour les deux systèmes évaporatifs testés en incluant le fonctionnement de leurs accessoires.

## 5. Conclusion

Nous avons présenté deux systèmes évaporatifs pouvant être utilisés pour refroidir des condenseurs de climatisation : un système de prérefroidissement amont par matrice poreuse et un système d'aspersion directe. Pour le premier, le dimensionnement se réalise en fonction des conditions climatiques, tandis que le second permet de maîtriser plus facilement la consommation d'eau du procédé évaporatif. Les effets de ces systèmes sur la boucle frigorifique sont présentés sur la base de relevés expérimentaux. L'amélioration des transferts thermiques sur le condenseur permet de réduire la haute pression dans la boucle et soulage ainsi le compresseur. Selon le système de régulation de la boucle, des effets déstabilisants liés à des variations de débits de fluide frigorigène peuvent cependant engendrer des contreperformances sur la puissance frigorifique. L'implantation de tels dispositifs peut donc nécessiter une révision de la stratégie de régulation. La dernière partie est consacrée à l'analyse des bénéfices apportés par le système. On souligne la nature différente des gains sur la puissance frigorifique et du compresseur. Si la seconde est plus facile à convertir en gains de consommation d'énergie, on montre l'intérêt de faire fonctionner le système évaporatif à des températures extérieures intermédiaires. Le surcroît de puissance frigorifique apporté par les systèmes évaporatifs est maximum dans les événements extrêmes mais des recherches supplémentaires sont nécessaires pour apprécier l'effet du système évaporatif sur les durées de fonctionnement de la boucle.

## Références

- [1] Tremeac B, Bousquet P, de Munck C, Pigeon G, Masson V, Marchadier C, Merchat M, Poef P and Meunier F 2012 *APPLIED ENERGY* **95** 102–110 ISSN 0306-2619
- [2] Wang T, Sheng C and Nnanna A G A 2014 *Energy and Buildings* **81** 435–443 ISSN 0378-7788
- [3] Boulet P, Tissot J, Trinquet F and Fournaison L 2013 *Applied thermal engineering* **50** 1164–1173
- [4] Heidarinejad G, Moghaddam M R A and Pasharshahi H 2019 *INTERNATIONAL JOURNAL OF THERMAL SCIENCES* **137** 508–525 ISSN 1290-0729
- [5] Zhang F, Bock J, Jacobi A M and Wu H 2014 *Applied Thermal Engineering* **63** 528–540 ISSN 1359-4311
- [6] He S, Gurgenci H, Guan Z, Huang X and Lucas M 2015 *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS* **44** 407–422 ISSN 1364-0321
- [7] Tejero-Gonzalez A and Franco-Salas A 2021 *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS* **151** ISSN 1364-0321
- [8] Yan M, He S, Li N, Huang X, Gao M, Xu M, Miao J, Lu Y, Hooman K, Che J, Geng Z and Zhang S 2021 *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION* **124** 64–74 ISSN 0140-7007
- [9] Sohani A and Sayyaadi H 2017 *APPLIED THERMAL ENGINEERING* **123** 1396–1418 ISSN 1359-4311
- [10] Rong L, Pedersen P, Jensen T L, Morsing S and Zhang G 2017 *BIOSYSTEMS ENGINEERING* **156** 173–182 ISSN 1537-5110