

IMPACT DES CONDITIONS AMBIANTES SUR LES PERFORMANCES DE MEUBLES FRIGORIFIQUES VERTICAUX OUVERTS.

Par G. G. HEIDINGER^(a), S. M. NASCIMENTO^(a), P. D. GASPAR^(b), P. D. SILVA^(b)

^(a) Eletrofrio Refrigeração Ltda, R João Chede, 1599, Cidade Industrial, Curitiba - PR, 81170-220, Brazil ; gustavo@eletrofrio.com.br , samuel@eletrofrio.com.br

^(b) University of Beira Interior, Engineering Faculty, Dept. of Electromechanical Engineering, Covilhã, 6201-001, Portugal, dinis@ubi.pt; dinho@ubi.pt

D'après l'article original 'IMPACT OF ENVIRONMENTAL CONDITIONS ON THE PERFORMANCE OF OPEN MULTIDECK DISPLAY CASE EVAPORATORS' présenté à 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, Paris, April 2-4, 2013.

Résumé

Cet article présente les résultats de mesures effectuées, selon la norme ISO 23953, sur un meuble frigorifique de vente ouvert avec double rideau d'air. Il s'agit d'évaluer l'impact des conditions ambiantes sur les performances de l'évaporateur dans des conditions proches de celles rencontrées dans les magasins d'alimentation brésiliens. Les essais ont été réalisés en laboratoire pour deux classes de climat (n° 3 : 25 °C et 60% et n°6 : 27 °C et 70%). Pour chaque essai, la température maximale du produit a été maintenue entre 4 et 5 °C. Ces résultats expérimentaux mettent en évidence la variation de la formation du givre à l'évaporateur (37%) et ses répercussions sur l'aéroulque, les pertes de charge ou encore les températures. L'analyse des données expérimentales fournit des informations précieuses pour la conception de l'évaporateur en fonction des conditions environnementales en magasin.

Abstract

This paper reports the results of experimental tests performed according to ISO 23953 in an open multideck display case with dual air curtain in order to evaluate the impact of environmental conditions on the performance of its evaporator. Experimental laboratory tests were performed on two climate classes usually found in Brazilian food stores (n° 3: 25°C and 60% and n° 6: 27°C and 70%). In either test the maximum product temperature was maintained between 4 and 5°C. The experimental results comparison shows the quantitative variation of the frost formation rate on the evaporator coil and how this phenomenon affects the distribution and magnitude of air flow, pressure drop, inlet and

outlet temperatures and the components of the total sensible (+10%) and latent (+46%) heat loads. The analysis of experimental data provides valuable information to the evaporator design based on in-store environmental conditions.

Nomenclature

C_p	chaleur spécifique (kJ/(kg·K))
h	enthalpie spécifique (kJ/kg)
L	chaleur latente (kJ/kg)
\dot{m}	débit masse (kg/s)
\dot{Q}	Puissance échangée (kW)
VC	Volume de contrôle
x^s	humidité spécifique de l'air (kg/kg d'air sec)

Indices

a	air
bh	bulbe humide
e	eau
ent	entrée
Cond	condensation
Cong	congélation
Exp	Expérimental
Dég	dégivrage
g	glace
Lat	latente
Prod	production de froid
r	réfrigérant
Ref	refroidissement
Sen	sensible
sor	sortie
Tot	total

1. Introduction

Etant donné que 28% de l'énergie consommée dans les grandes surfaces est attribuée à la production frigorifique [1], il est essentiel de chercher à la minimiser. En ce qui concerne spécifiquement les vitrines réfrigérées, la consommation d'énergie est fortement liée aux conditions ambiantes du magasin

dans lequel elles sont placées. Plus la température et l'humidité de l'air ambiant sont élevées, plus la machine frigorifique doit retirer de la chaleur sensible et de la chaleur latente. L'augmentation de l'humidité de l'air augmente les risques de condensation et de formation de givre sur les parois de l'échangeur, entraînant une plus grande fréquence de dégivrage. Ceci génère des fluctuations de température des produits exposés et contribue à augmenter les besoins en froid pour ramener ces produits à leur température de conservation.

Généralement, ces vitrines réfrigérées sont conçues pour fonctionner dans des supermarchés climatisés. La norme ISO 23953:2005 définit les conditions climatiques [2]. Les conditions climatiques de l'été correspondent à une température d'air de 25 °C et une humidité relative de 60% (classe climatique n° 3). Cette condition climatique est considérée comme la norme d'homologation de ce type d'équipement (conditions critiques de l'été). Au Brésil, tous les magasins ne disposent pas d'air conditionné et des conditions de température et d'humidité indésirables se produisent fréquemment. Il n'est pas rare d'avoir de l'air à 27 °C et 70% d'humidité relative (classe climatique n° 6).

Plusieurs travaux ont déjà quantifié les économies d'énergie et permis d'améliorer les performances des vitrines réfrigérées [3, 4, 5, 6]. Mais ils concernaient des conditions moins exigeantes que celles rencontrées au Brésil. En analysant des travaux de la littérature, Kosar et Dumitrescu ont conclu que la réduction de l'humidité relative de l'air de 55% à 35% dans un supermarché typique pourrait épargner des milliers de kWh dépensés dans les systèmes anti-condensation, le dégivrage électrique et les compresseurs [7]. Cette information est très intéressante mais aucune étude n'a été trouvée sur les performances des vitrines réfrigérées fonctionnant dans des conditions d'utilisation sévères (classe climatique n° 6).

Cet article vise à combler cette lacune. Nous décrivons d'abord le protocole expérimental pour effectuer les tests sur ces classes de climat puis les équations de bilan pour exploiter les mesures. Nous présentons ensuite les résultats et discutons de l'impact des conditions climatiques sur les performances du meuble frigorifique.

2. Protocole expérimental

Les essais ont été effectués dans une chambre climatique conçue selon la norme ISO 23953 [2]. L'équipement analysé dans les expériences est une vitrine réfrigérée verticale ouverte (1,10 m × 2,62 m × 2,12 m) avec un rideau d'air double (figures 1 et 2). Elle est prévue pour des produits à base de viande, dont la température doit être maintenue entre -1 °C et 5 °C (classe ISO 23953-2:2005 M1).

Au cours de chaque essai d'une durée de 24 heures, les données ont été enregistrées toutes les minutes. Pour mesurer les paramètres physiques du fluide frigorigène (R22), les données ont été recueillies selon les recommandations fournies par la norme ISO 23953. Pour mesurer les grandeurs physiques de l'air, plusieurs capteurs ont été positionnés le long de l'évaporateur (Figure 1b). Ainsi, l'évaporateur a

été subdivisé virtuellement en cinq volumes de contrôle (VC), de telle sorte que la température, l'humidité et la vitesse de l'air soient considérées constantes dans chaque VC (figure 2b).

La masse d'eau condensée au cours du dégivrage a été recueillie et le débit masse du fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur a été mesuré par un débitmètre de Coriolis. Le fabricant de la vitrine réfrigérée recommande, pour un fonctionnement idéal, une température d'évaporation de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La vitrine réfrigérée est prévue pour dégivrer 10 fois par jour avec des périodes de dégivrage de 12 minutes. Le système de commande de dégivrage consiste à arrêter le système de refroidissement, tout en maintenant les ventilateurs en marche afin de dégivrer la surface de l'évaporateur par le passage de l'air ambiant. Pour nos essais, le compresseur était seulement désactivé au démarrage du processus de dégivrage. Pour des comparaisons pertinentes entre les conditions climatiques les plus favorables et les conditions les plus sévères, la température maximale du produit le plus chaud a toujours été maintenue entre $4\text{ et }5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cet ajustement a été réalisé en jouant sur la surchauffe du fluide frigorigène. Le débit de fluide était ainsi modulé en fonction des besoins de chaque classe climatique.

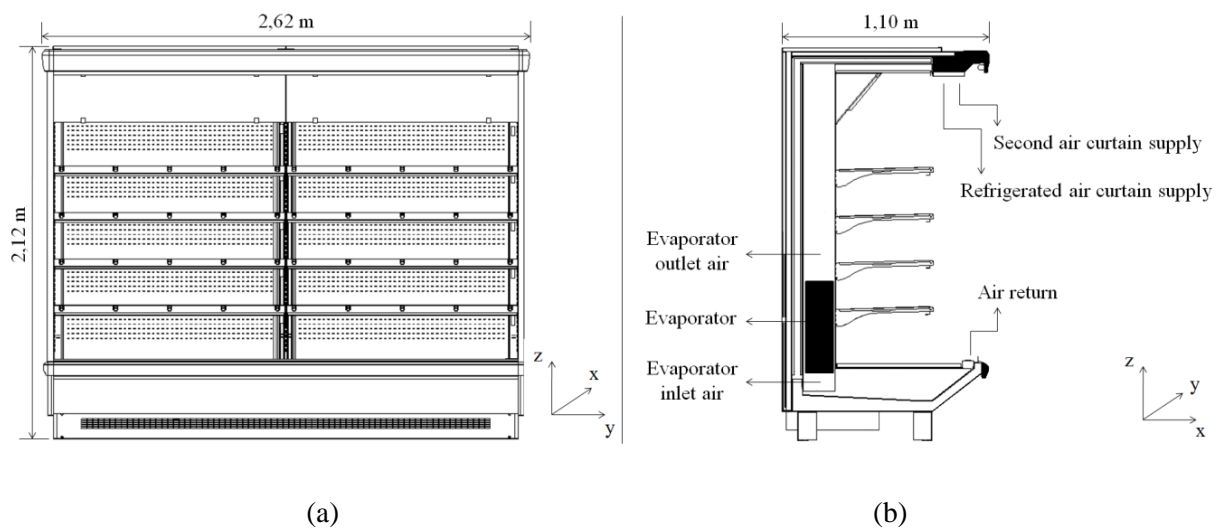


Figure 1 - Meuble vertical ouvert à double rideau d'air. (a) vue de face, (b) vue de côté



(a)

(b)

Figure 2 - Meuble lors des essais. (a) meuble chargé en produits. (b) représentation des volumes de contrôle virtuels.

3. Modèle mathématique

La chaleur récupérée à l'évaporateur, \dot{Q}_{Tot} , par le fluide frigorigène de débit masse \dot{m}_r , est déterminée par un bilan enthalpique entre l'entrée $h_{r,e}$ et la sortie, $h_{r,s}$ (équation 1). Des bilans sont également réalisés sur chaque volume de contrôle où circule l'air. Le débit masse d'air \dot{m}_a sur chaque VC est ainsi obtenu à partir d'un échantillonnage des mesures de vitesse. Les humidités spécifiques x_e^s et x_s^s aux entrées et sorties de l'évaporateur sont calculées à partir des valeurs moyennes des températures et humidités relatives de l'air. Ainsi, un simple bilan permet d'obtenir le débit d'eau condensée (équation 2). Cette équation est utilisée pour calculer le débit d'eau condensée pendant la période où la machine produit du froid, $\dot{m}_{e,Prod}$ et durant la période où elle est arrêtée pour le dégivrage, $\dot{m}_{e,Dég}$.

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}_r (h_{r,sor} - h_{r,ent}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a (x_{ent}^s - x_{sor}^s) \quad (2)$$

Nous avons aussi mesuré directement la quantité d'eau collectée lors du dégivrage $\dot{m}_{e,Exp}$. Cette quantité recouvre la glace formée pendant la production de froid, \dot{m}_g , et l'eau condensée pendant la phase de dégivrage. On peut en déduire ainsi la glace formée (équation 3).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{e,Exp} - \dot{m}_{e,Dég} \quad (3)$$

Pendant que la machine est en fonctionnement, la majeure partie de l'eau condensée correspond à la glace piégée sur l'évaporateur, \dot{m}_g , alors qu'une très faible partie est évacuée à l'état liquide, \dot{m}_{drain} , (équation 4).

$$\dot{m}_{drain} = \dot{m}_{e,Prod} - \dot{m}_g \quad (4)$$

A partir de ces bilans massiques, nous pouvons réaliser des bilans d'énergie et analyser les parts de chaleur sensible et latente échangées [4]. La variation d'enthalpie de l'air après passage sur

l'évaporateur est liée à son refroidissement et à la condensation de la vapeur d'eau (équation 5). Il est possible de calculer les flux correspondant à la condensation de la vapeur d'eau, au refroidissement de l'eau qui va congeler, à la congélation et au refroidissement de la glace formée (respectivement équations 6 à 9).

$$\dot{Q}_{a,Ref} + \dot{Q}_{e,Cond} = \dot{m}_a(h_{a,ent} - h_{a,sor}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{e,Cond} = \dot{m}_{e,Prod}L_{Cond} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{e,Ref} = \dot{m}_g C_{pe}(T_{bh} - T_{Cong}) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{e,Cong} = \dot{m}_g L_{Cong} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{g,Ref} = \dot{m}_g C_{pg}(T_{Cong} - T_g) \quad (9)$$

On peut en déduire la chaleur totale, la chaleur sensible (équation 10) et la chaleur latente échangées (équation 10 à 12).

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{Q}_{a,Ref} + \dot{Q}_{e,Cond} + \dot{Q}_{e,Ref} + \dot{Q}_{e,Cong} + \dot{Q}_{g,Ref} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{Sens} = \dot{Q}_{a,Ref} + \dot{Q}_{e,Ref} + \dot{Q}_{g,Ref} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{Lat} = \dot{Q}_{e,Cond} + \dot{Q}_{e,Cong} \quad (12)$$

4. Résultats et Discussion

4.1 Condensation et formation de glace

La condensation de la vapeur et la formation de glace sur les ailettes de l'évaporateur augmentent avec le taux d'humidité de l'air ambiant où la vitrine réfrigérée est placée. L'objectif était de quantifier ces valeurs pendant la phase de production de froid et pendant la phase de dégivrage. Le tableau 1 présente les résultats expérimentaux pour les classes climatiques n° 3 et n° 6.

Tableau 1 – Débits d'eau et de glace selon la condition climatique

Classe climatique	$\dot{m}_{e,Prod}$ [kg/24h]	$\dot{m}_{e,Dég}$ [kg/24h]	\dot{m}_{drain} [kg/24h]	\dot{m}_g [kg/24h]	\dot{m}_{Tot} [kg/24h]
N° 3	45,7	3,3	2,8	42,9	49,0
N° 6	66,4	5,5	7,5	58,9	71,9
Accroissement [%]	45	67	168	37	47

Ces résultats montrent la forte augmentation de la quantité d'eau condensée lorsque l'on passe de la classe climatique n°3 à la classe n°6. Ainsi, on observe notamment que la quantité totale d'eau condensée à l'évaporateur augmente de 47% et que la quantité de givre sur les ailettes augmente de 37%. Ces chiffres témoignent de l'influence notable des conditions climatiques sur le fonctionnement des évaporateurs et sur la formation de givre.

4.2 Distribution d'air et pertes de charge

La répartition de l'air est évaluée à deux moments distincts : juste après le dégivrage lorsque l'évaporateur est complètement propre et immédiatement avant le dégivrage. La distribution de l'écoulement d'air dans les cinq VC est représentée sur la figure 3.

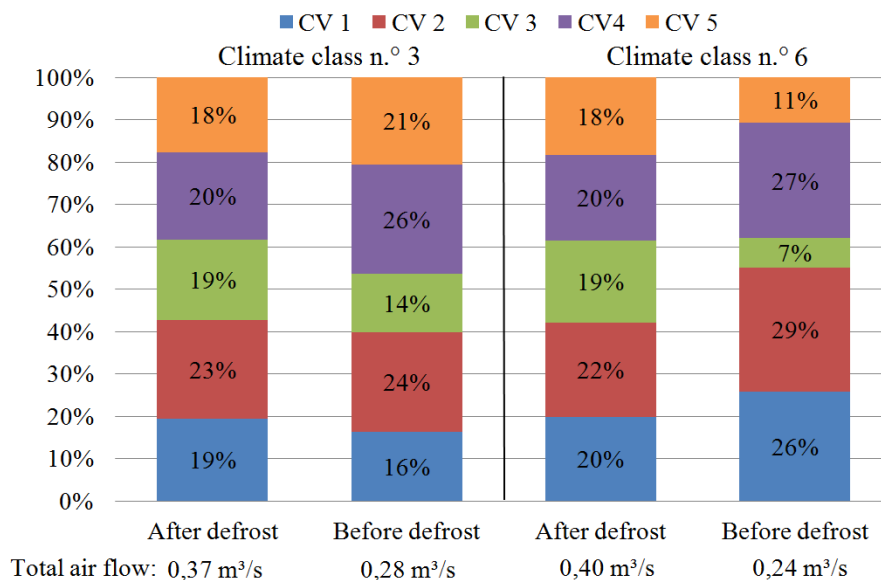


Figure 3 - Distribution de l'air dans les volumes de contrôle après et avant dégivrage

Il apparaît clairement que, après dégivrage, l'air est réparti de manière quasi homogène (environ 20% dans chaque VC) quelle que soit la classe climatique. On peut noter des valeurs légèrement plus faibles aux extrémités VC1 et VC5 à cause des frottements et au centre VC 3 où est située un élément de structure limitant le passage de l'air.

Juste avant le dégivrage, cette répartition est sensiblement différente à cause de la formation de glace. Le débit d'air circulant au centre est encore plus faible et on peut en conclure que le givre se forme préférentiellement dans cette région. Pour la classe climatique n° 6, la réduction est même très importante : seulement, 7% de l'air circulant sur l'évaporateur traverse cette région, contre 19% initialement. Cette réduction drastique suggère que la formation de givre augmente de manière

significative en fonction des conditions ambiantes. Le débit d'air en VC 2 et VC4 est plus important car la résistance à l'écoulement y est inférieure. Comme moins de givre s'y forme, ces zones deviennent des voies d'écoulement préférentiel.

Les mesures de débit d'air global indiquent une forte réduction de celui-ci à au cours de la période de production de froid, il diminue de 24% pour la classe climatique n° 3 et de 40% pour la classe climatique n° 6.

La figure 4 montre l'évolution des pertes de charge au cours du temps pour les deux classes climatiques. Pour la classe n° 6, les pertes de charge augmentent d'environ 33% au cours de la période de refroidissement, tandis que pour la classe n° 3 l'augmentation est d'environ 23%. Ces résultats confirment l'analyse précédente. A cause d'une plus grande formation de givre, il y a une plus forte réduction du débit d'air dans des conditions d'environnement chaud et humide. Le givre est responsable d'une augmentation de la résistance à l'écoulement l'air entre les ailettes du fait de la diminution de la section de passage. La réduction de la vitesse de l'air est le principal facteur de perte de capacité de refroidissement [8].

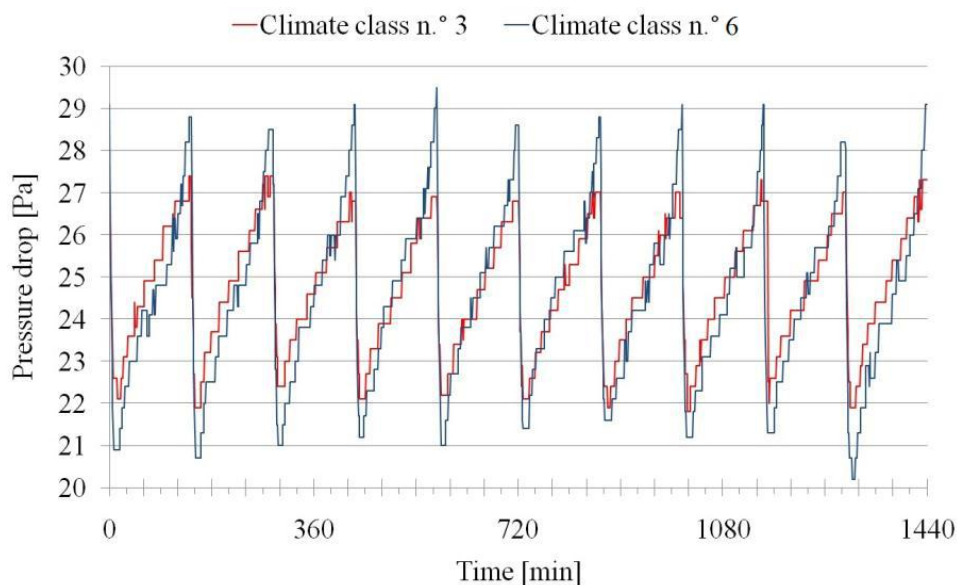


Figure 4 – Evolution des pertes de charge au cours du temps

4.3 Influence de la formation de givre sur les températures d'air

La figure 5 montre l'évolution de la température de l'air entrant et sortant de l'évaporateur pour les classes climatiques n° 3 et 6. Pour cette dernière, la température de l'air en sortie d'évaporateur est légèrement inférieure car un paramétrage différent est nécessaire pour maintenir la température maximale des produits en dessous de la limite de 5 °C.

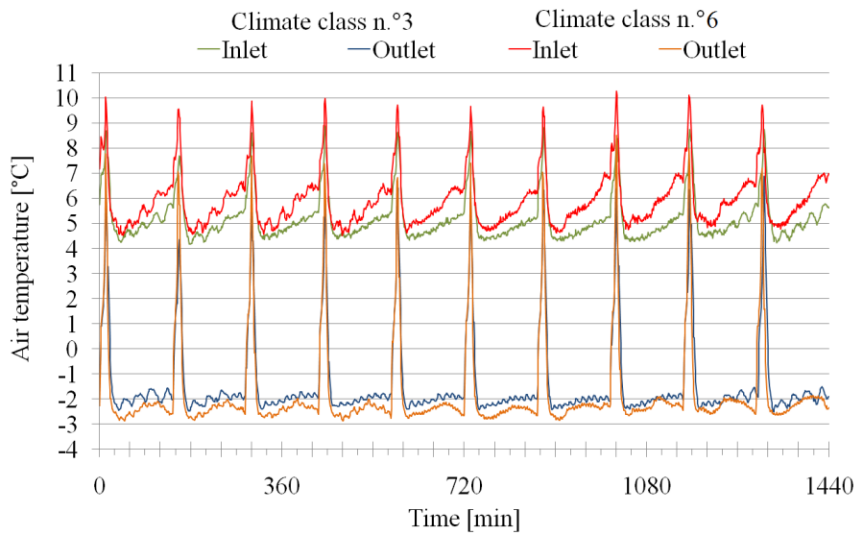


Figure 5 – Températures d'air en entrée et sortie d'évaporateur au cours du temps

La température de l'air et l'écart de températures entre l'air entrant et l'air sortant de l'évaporateur augmentent quand la période de dégivrage approche. Après le dégivrage, l'efficacité du transfert de chaleur à l'évaporateur est à son niveau maximum. Lorsque les ailettes se couvrent de givre, l'efficacité diminue, tout comme le débit d'air. Cette situation entraîne une perte de la capacité de refroidissement due à la réduction de l'efficacité du rideau d'air. Une plus grande quantité d'air extérieur est en effet être prise en charge par les ventilateurs. Puisque la température de l'air entrant dans l'évaporateur augmente, la formation de givre s'accroît. Ceci est d'autant plus important quand la température et l'humidité de l'environnement sont plus élevées (classe climatique n° 6). Comme la couche de givre formée est plus épaisse, la résistance au transfert de chaleur est accrue et rend plus difficile les transferts par conduction/convection entre les deux fluides.

4.4 Répartition des chaleurs échangées

Les flux de chaleur échangés ont été calculés pour les conditions climatiques (Figure 6)

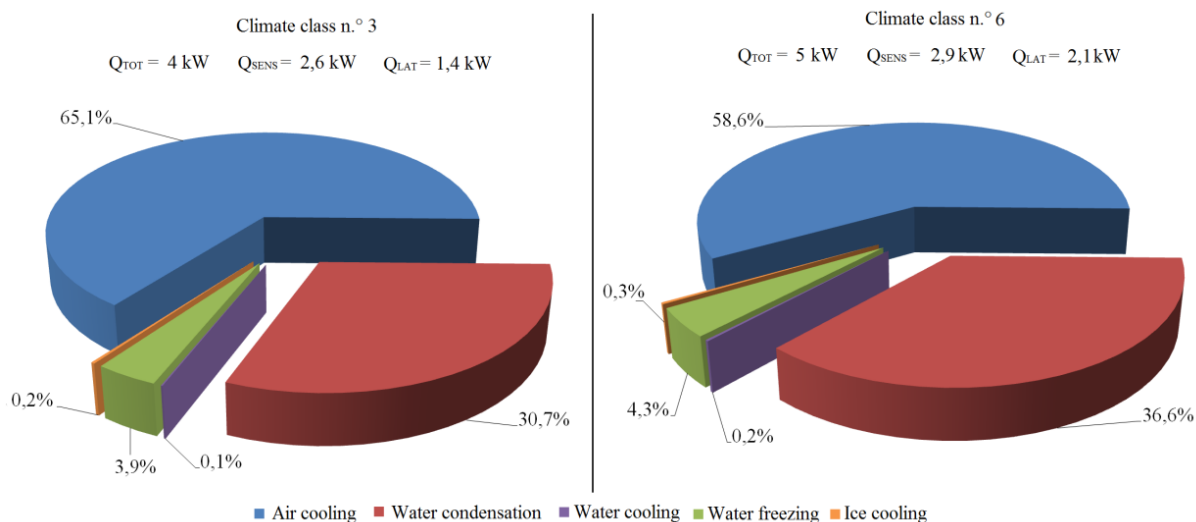


Figure 6 – Répartition des flux de chaleur

Au global, les besoins en froid sont supérieurs de 25% pour la classe climatique n° 6 par rapport à la n° 3. Dans la classe climatique n° 3, la chaleur latente (condensation et formation de la glace) représente 34,6% de la chaleur totale échangée dont une faible part liée à la formation de glace (3,9%). La chaleur sensible représente 65,4%, principalement pour le refroidissement de l'air.

Pour la classe climatique n° 6, la part de chaleur latente monte à 40,9% de la charge totale. La chaleur latente due à la formation de la glace représente 4,3% de la charge totale.

5. CONCLUSIONS

Cette étude expérimentale avait pour but d'analyser l'influence des conditions de l'air ambiant sur la formation de givre à la surface d'évaporateurs de vitrines réfrigérées. Les tests en chambre climatique ont été menés pour les conditions climatiques n° 3 et n° 6 (conditions plus sévères).

Les principales conclusions de cette étude sont :

- (1) la formation de givre affecte de manière significative la distribution d'air dans l'évaporateur en raison de sa formation irrégulière sur les ailettes;
- (2) le débit d'air qui circule dans le meuble se réduit au fil du temps en raison de la réduction de la section de passage pour l'écoulement de l'air et l'augmentation des pertes de charge;
- (3) cette réduction du débit d'air est néfaste aux échanges thermiques à l'évaporateur;
- (4) afin de maintenir les mêmes conditions pour la conservation des produits sous différentes conditions climatiques, il est nécessaire de modifier la température à laquelle l'air quitte l'évaporateur.

Le degré de protection offert par le rideau d'air doit ainsi être contrôlé;

- (5) les conditions climatiques influencent de manière significative la consommation d'énergie des équipements de réfrigération. En effet, les besoins frigorifiques totaux augmentent lorsque les

conditions climatiques deviennent plus défavorables. Ceci d'autant plus que l'augmentation de la part liée à la chaleur latente est supérieure à celle liée à la chaleur sensible;

(6) les charges thermiques dues au refroidissement de l'eau et de la glace ne sont pas significatifs.

REFERENCES

- [1] ASHRAE 2010, *ASHRAE Handbook: Refrigeration*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [2] ISO 23953-2 2005, "*Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions*", International Organization for Standardization.
- [3] Tassou S., Datta D. 1999, Influence of supermarket environmental parameters on the frosting and defrosting of vertical multideck display cabinets, *ASHRAE Transactions* 105(1): 491-496.
- [4] Faramarzi, R., Sweetser R., Henninger, R. 2000, Investigation of relative humidity impacts on the performance and energy use of refrigerated display cases, GAS Research Institute, *Final Report GRI-00/0084*.
- [5] Gaspar, P., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A. 2011, Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions, *Applied Thermal Engineering* 31(5): 961-969.
- [6] Mousset, S., Libsig, M. 2011, Energy consumptions of display cabinets in supermarket, *23rd International Congress of Refrigeration*, ID:282.
- [7] Kosar, D., Dumitrescu, O. 2005, Humidity Effects on Supermarket Refrigerated Case Energy Performance: A Database Review, *ASHRAE Transactions* 111(1): 1051-1060.
- [8] Aljuwayhel N., Reindl D., Klein S., Nellis G. 2008, Experimental investigation of the performance of industrial evaporator coils operating under frosting conditions, *Int. J. Refrig.* 31(1): 98-106.

Mots clés

Vitrine réfrigérée, givre, énergie