

Etude des performances d'un système de ventilation hybride en France

Florence Cron

LEPTAB – Université de La Rochelle, Av. Michel Crépeau, 17042 La Rochelle Cedex 1

RESUME. Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'Annexe 35 de l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) « Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings ». Elle consiste à modéliser une salle de classe et à comparer les performances d'un système de ventilation hybride spécifique avec celles de systèmes mécaniques traditionnels en termes de confort thermique, de qualité de l'air vis-à-vis de la concentration en CO₂ et de consommations énergétiques. La ventilation hybride est ici une ventilation naturelle assistée d'un ventilateur avec une régulation sur la température et la concentration en CO₂. Cette étude, effectuée sur plusieurs villes de France, permet ainsi d'avoir quelques conclusions quant au potentiel d'un tel système hybride en fonction des principales caractéristiques du climat.

MOTS-CLÉS : ventilation hybride, stratégie de contrôle, performances énergétiques.

ABSTRACT. This study was carried out within the framework of the International Energy Agency (IEA) Annex 35 "Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings". It consisted in modeling a classroom and in comparing the performance of a specific hybrid ventilation system with more traditional mechanical systems in terms of thermal comfort, indoor air quality regarding to the CO₂ concentration and energy consumption. The hybrid ventilation was here a fan assisted natural ventilation with a temperature and CO₂ based control strategy. This study, performed for several French cities, allowed to outline some conclusions about the potential of such a hybrid system given the main climate characteristics.

KEYWORDS : hybrid ventilation, control strategy, energy performance.

1. INTRODUCTION

La ventilation hybride a suscité dernièrement beaucoup d'intérêt dans la conception des bâtiments de bureaux ou dédiés à l'enseignement. Le travail de l'Annexe 35 de l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) « Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings » a résulté en la publication d'un état de l'art (Annex 35, 2000) et d'un guide comprenant un CD-ROM (Heiselberg, 2002) qui traitent des principes de la ventilation hybride, de la conception, des méthodes analytiques, des stratégies de contrôle et des bâtiments pilotes existants.

Beaucoup d'outils sont disponibles pour estimer les performances d'un système de ventilation (Delsante et Vik, 2000) et une étude sur leur robustesse a été l'objet du travail de Delsante et Aggerholm (2002). Par ailleurs, Delsante et Aggerholm (2002) et Cron *et al.* (2002) ont comparé les résultats d'un système spécifique de ventilation hybride à ceux de systèmes plus classiques. Ces études ont été cependant limitées à deux ou trois villes européennes. Or le potentiel et les performances d'un système de ventilation hybride dépendent bien entendu du climat. Ainsi l'objectif de cette étude est d'étendre les simulations d'un système hybride à plusieurs villes et d'analyser le potentiel d'une telle ventilation en fonction du type de climat.

Ainsi nous présentons tout d'abord la pièce que nous souhaitons étudier numériquement, puis les modèles utilisés pour les simulations. Les résultats sont finalement analysés et étudiés afin de donner quelques premières conclusions quant aux performances d'un système de ventilation hybride spécifique selon le type de climat.

2. DESCRIPTION DE L'ETUDE

2.1. DESCRIPTION DE LA SALLE DE CLASSE

La salle de classe à simuler est supposée être située au premier étage d'un bâtiment de deux étages et entourée d'autres salles de classe aux mêmes conditions. Cette salle a une surface de 54 m² et une hauteur sous plafond de 3 m. La façade extérieure a une longueur de 9 m et comprend sur toute cette longueur une vitre de 1 m de haut composée d'un double vitrage (U égal à 2.7 W/(m².K)). Deux grilles d'entrée d'air se situent sur la façade et une bouche d'extraction d'air se trouve à l'opposé de la pièce. Les conditions limites extérieures sont prises à partir de fichiers météorologiques, sauf pour le taux de CO₂ qui est considéré constant et égal à 400 ppm. Une protection solaire est prise en compte dès que le rayonnement solaire incident total est supérieur à 200W/m².

Un instituteur et 24 élèves sont supposés être dans la salle de classe de 8h00 à 12h00 et de 13h00 à 15h00 du lundi au vendredi. Les mardis, seulement la moitié des élèves sont présents de 10h à 11h et ils n'ont pas classe de 14h00 à 15h00. De même, ils n'ont pas classe les mercredis après-midi. Les apports internes sont supposés être égaux à 10 W/m² pour l'éclairage et à 80 W par personne. La production de CO₂ par la respiration est, elle, supposée être de 18 l/h par personne.

Les heures de chauffage en mode normal sont de 7h00 à 15h00 du lundi au vendredi avec une température de consigne de 21 °C. Le reste du temps, la température de consigne en mode réduit est de 18 °C. Une batterie électrique préchauffe l'air neuf jusqu'à 18 °C.

2.2. SYSTEMES DE VENTILATION

Les infiltrations sont supposées constantes égales à 0.2 vol/h. L'aération par ouverture de fenêtre se produit lorsque les températures intérieure et extérieure sont toutes deux respectivement supérieures à 23 °C et 12 °C. La fenêtre se referme lorsque la température intérieure repasse en dessous de 21 °C. Le taux de renouvellement d'air par ouverture des fenêtres est de 4 vol/h indépendamment des conditions extérieures. Pendant le printemps et l'été, il peut y avoir du rafraîchissement nocturne si, durant la période de 22h00 à 7h00, la température intérieure dépasse 24 °C et si la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur est supérieure à 2 °C. Le rafraîchissement nocturne s'arrête à 7h ou quand la température intérieure atteint à nouveau 18 °C.

La ventilation est programmée pour fonctionner entre 8h et 15h du lundi au vendredi. Cette étude a pour but de comparer les performances d'un système de ventilation hybride avec celles de deux systèmes de ventilation mécanique plus traditionnels. Le premier système de ventilation mécanique (VM1) est un système simple flux avec un ventilateur d'extraction de 0.15 m³/s de puissance égale à 1000 W/(m³/s). Le deuxième système de ventilation mécanique (VM2) est un système à double flux avec un récupérateur de chaleur. Deux ventilateurs sont installés pour un débit de 0.15 m³/s et une puissance globale est de 2500 W/(m³/s). Le système de ventilation hybride (VH) est une ventilation naturelle assistée d'un ventilateur. L'extraction se fait par une cheminée de 4 m de haut pour augmenter l'effet de tirage thermique. L'ouverture des bouches d'entrée d'air et d'extraction ne dépend pas seulement de la programmation horaire mais aussi du taux de CO₂ dans la pièce. La première grille d'entrée d'air s'ouvre lorsque le CO₂ atteint 800 ppm, la deuxième pour 1000 ppm et finalement le ventilateur se met en marche quand le CO₂ atteint 1200 ppm. La régulation est de type on/off avec un différentiel de 100 ppm. Le ventilateur a une puissance très faible de 200 W/(m³/s). Pour les trois systèmes, les ventilateurs délivrent 0.15 m³/s pour ne pas dépasser 1200 ppm de CO₂. Le rafraîchissement nocturne est assuré grâce aux ventilateurs pour les trois modes de ventilation.

Les valeurs des coefficients Cp pour la prise en compte de l'effet du vent sont pris à partir du guide de l'AIVC (Liddament, 1996). Une interpolation est réalisée à partir de ces valeurs. Pour la cheminée, la valeur de -0.6 est retenue.

2.3. LOCALITES CHOISIES

Les simulations sont faites pour dix villes en France. La France est divisée en zones climatiques d'été et d'hiver et la réglementation fixe la période de chauffage du 1er octobre au 20 mai. Les degrés-jours de chauffage sont calculés sur la base de 18 °C et de 21 °C (Figure 1). Les degrés-jours de climatisation sont également donnés pour des températures extérieures supérieures à 26 °C. Nous avons aussi calculé les degrés-jours de rafraîchissement pour des températures comprises entre 21 °C et 26 °C (Figure 2).

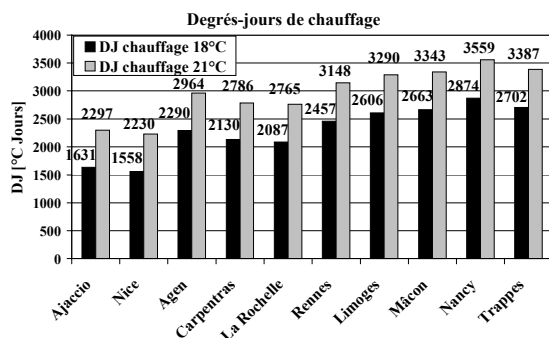


Figure 1 : Degrés-jours de chauffage pendant la période de chauffage

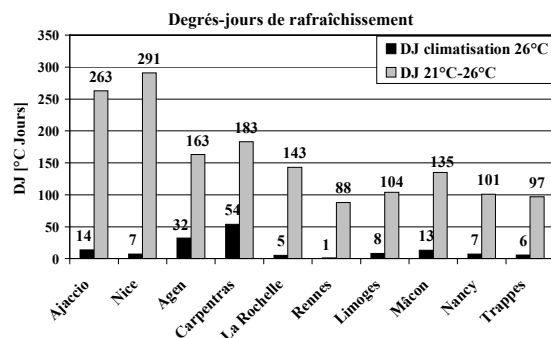


Figure 2 : Degrés-jours de climatisation et degrés-jours entre 21 °C et 26 °C (en dehors de la période de chauffage)

3. SIMULATIONS

Les simulations sont réalisées pour estimer la température d'air intérieur et la température résultante sèche, la qualité de l'air en termes de concentration de CO₂ ainsi que les consommations et performances énergétiques. SPARK est le solveur orienté objet que nous utilisons pour résoudre le problème aux équations différentielles et non linéaires. Les modèles ont été implémentés dans SPARK lors d'une précédente étude pour l'Annexe 35 (Cron et Inard, 2002) avec un pas de temps de 60 s.

3.1. MODELES AERAIQUES ET THERMIQUES

Une seule zone avec une variation hydrostatique de la pression a été considérée. Les équations de bilan de masse de l'air « pur » et du polluant pour une zone i avec n ouvertures sont données par :

$$\sum_{j=1}^n m_{as\,ji} - \sum_{j=1}^n m_{as\,ij} = 0 \quad [\text{Eq. 1}]$$

$$\sum_{j=1}^n m_{es\,ji} - \sum_{j=1}^n m_{es\,ij} + S_{es} = V \frac{d\rho_{es}}{dt} \quad [\text{Eq. 2}]$$

Pour la ventilation hybride, lorsque le ventilateur est arrêté, l'équation [Eq. 3] permet d'obtenir le débit à travers les bouches d'entrée et la cheminée en fonction des pertes de charges :

$$Q_{ji} = C(\Delta P)^{0.5} = C(P_j - P_i)^{0.5} \quad [\text{Eq. 3}]$$

avec $C = 0.053 \text{ m}^3/(\text{Pa}^{0.5} \cdot \text{s})$ pour chacune des entrées d'air et $0.088 \text{ m}^3/(\text{Pa}^{0.5} \cdot \text{s})$ pour la cheminée.

A partir de l'équation [Eq. 3], le débit massique est obtenu grâce à un coefficient de correction K_Q (Feustel et Rayner-Hooson, 1990) :

$$m_{as\,ji} = \rho_{ij} K_Q Q_{ji} = \rho_{ij} K_Q C (P_j - P_i)^{0.5} \quad [\text{Eq. 4}]$$

Avec $\rho_{ij} = \frac{\rho_i + \rho_j}{2}$ la masse volumique moyenne entre la zone i la zone j .

L'équation de bilan thermique s'écrit :

$$\sum_{j=1}^n (m_{as\,ji} c p_{as} + m_{es\,ji} c p_{es}) T_j - \sum_{j=1}^n (m_{as\,ij} c p_{as} + m_{es\,ij} c p_{es}) T + S_{es} c p_{es} (T_{es} - T) + P_{chauffage\ conv} + P_{charges\ conv} + \Phi_{conv} = (\rho_{as} c p_{as} + \rho_{es} c p_{es}) V \frac{dT}{dt} + c p_{es} V T \frac{d\rho_{es}}{dt} \quad [\text{Eq. 5}]$$

3.2. L'ENVELOPPE DE LA PIECE

La conduction à travers l'enveloppe du bâtiment est décrite à l'aide d'un modèle 2R-3C qui donne une bonne réponse à une sollicitation intérieure de haute fréquence (Rumianowsky *et al*, 1989).

Le rayonnement de grande longueur d'onde est calculé de la façon suivante :

$$\Phi_{netGLOe} = \varepsilon_e \sigma S_e \left(\frac{(1 - \cos \beta)}{2} (T_e^4 - T_{se}^4) \right) + \varepsilon_e \sigma S_e \left(\frac{(1 + \cos \beta)}{2} (T_v^4 - T_{se}^4) \right) \quad [\text{Eq. 6}]$$

Le rayonnement de courte longueur d'onde absorbé par la surface extérieure est calculé à partir du rayonnement solaire incident et des propriétés solaires de la surface.

Les coefficients de transfert thermique par convection à la surface extérieure sont calculés par :

$$h_{conve} = c + d U_{met}^n \quad [\text{Eq. 7}]$$

avec $c = 2.5$, $d = 3.5$ and $n = 1$ d'après Ferries (1980)

Un modèle de température radiante moyenne décrit les transferts de grande longueur d'onde à l'intérieur. La partie des apports internes et du chauffage émise par rayonnement est prise en compte dans le modèle. Pour une surface i , le transfert radiatif s'écrit :

$$\Phi_{netGLOi} = h_{rmi} S_i (T_{rm} - T_{si}) \quad [\text{Eq. 8}]$$

$$\text{avec} \quad h_{rmi} = 4\sigma \varepsilon_i \left(\frac{T_{si} + T_{rm}}{2} \right)^3 \quad [\text{Eq. 9}]$$

$$T_{rm} = \frac{\sum_{i=1}^n (h_{rmi} S_i T_{si}) + P_{chauffage\ rad} + P_{charges\ rad}}{\sum_{i=1}^n h_{rmi} S_i} \quad [\text{Eq. 10}]$$

A l'intérieur, le rayonnement solaire direct transmis par les vitrages est supposé être totalement incident sur le plancher. Une part est absorbée, l'autre réfléchi de façon diffuse. L'ensemble du rayonnement solaire diffus est ensuite absorbé au prorata des surfaces.

Les coefficients de transfert par convection au niveau des surfaces intérieures sont calculés par :

$$h_{convi} = a |T - T_{si}|^b \quad [\text{Eq. 11}]$$

où a et b sont donnés par Allard (1987)

La température résultante sèche est une approche simplifiée de détermination du confort thermique d'un occupant dans une pièce. Elle est obtenue par :

$$T_{rs} = \frac{h_{conv} T + h_{rm} T_{rm}}{h_{conv} + h_{rm}} \quad [\text{Eq. 12}]$$

où
$$h_{rm} = 4\sigma\epsilon \left(\frac{T_{rs} + T_{rm}}{2} \right)^3 \quad [\text{Eq. 13}]$$

et
$$h_{conv} = a \left| \frac{T - T_{rs}}{D} \right|^b \quad [\text{Eq. 14}]$$

h_{conv} est le coefficient de transfert par convection du globe, a et b sont des coefficients égaux à 1.4 et 0.25 respectivement et D est le diamètre du globe, soit 0.15 m.

4. ANALYSE DES RESULTATS ET DISCUSSION

4.1. CARACTERISTIQUES DES CLIMATS

Comme décrit dans Ghiaus et Allard (2002), deux températures d'équilibre sont calculées pour les systèmes mécaniques pour mieux représenter les besoins en chauffage, en rafraîchissement et en climatisation de la pièce (Figure 3). Ainsi du chauffage est nécessaire pour une température extérieure inférieure à 10.5 °C. Lorsque la température extérieure est comprise entre 12 °C et 16 °C, la fenêtre peut être ouverte ou fermée, en fonction des apports internes et solaires. Pour une température supérieure à 16 °C, la fenêtre est ouverte tout le temps pendant l'occupation. Dans ce cas, l'aération par ouverture de fenêtre peut rafraîchir la pièce, mais le confort thermique devient une préoccupation. Enfin, lorsque la température dépasse 26 °C, la climatisation devient nécessaire afin de garantir un confort thermique acceptable. Pour ces raisons la répartition annuelle de la température extérieure pendant l'occupation a été calculée et est donnée au Tableau 1.

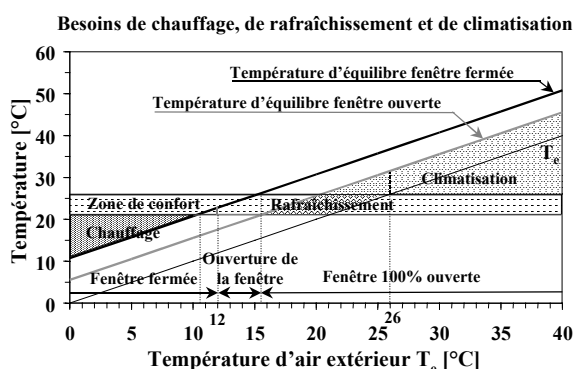


Figure 3 : Besoins de chauffage, de rafraîchissement et de climatisation pendant l'occupation de la pièce

Villes	12°C > Te	12°C ≤ Te < 16°C	16°C ≤ Te < 26°C	26°C ≤ Te
Ajaccio	17	34	46	3
Nice	25	30	45	0
Agen	50	19	27	4
Carpentras	44	17	33	6
La Rochelle	51	23	26	0
Rennes	59	22	19	0
Limoges	60	16	24	0
Mâcon	59	14	26	1
Nancy	62	14	23	1
Trappes	65	14	21	0

Tableau 1 : Répartition annuelle de la température de l'air extérieur pendant l'occupation (%)

On distingue ainsi différentes catégories de villes. Ajaccio et Nice sont les plus chaudes avec une température extérieure annuelle supérieure à 16 °C pendant plus de 45 % du temps d'occupation. La température extérieure est inférieure à 12 °C pendant moins de 25 % du temps d'occupation. Ce sont également les villes qui ont les degrés-jours de chauffage les plus faibles. Ensuite, Agen et Carpentras

ont moins fréquemment des températures extérieures supérieures à 16 °C, mais la répartition est différente. En effet, ces villes ont plus souvent des températures supérieures à 26 °C et moins souvent des températures comprises entre 16 °C et 26 °C. La définition de zones climatiques et les degrés-jours ne sont pas suffisants pour décrire le climat d'une région. En effet, Agen et la Rochelle sont par exemple dans les mêmes zones (H2 et Ec), mais La Rochelle est une ville plus fraîche puisque la température extérieure n'atteint jamais 26 °C. De même, bien que La Rochelle et Carpentras aient à peu près les mêmes degrés-jours de chauffage, la répartition annuelle de la température extérieure est différente. En fait La Rochelle et Rennes sont sur la côte ouest et bénéficient de l'influence océanique. Cela se traduit par une répartition à peu près égale entre les degrés-jours de rafraîchissement et de climatisation. Rennes a tout de même un été un peu plus frais que La Rochelle puisque sa valeur de degré-jours de rafraîchissement est plus faible. Finalement Limoges, Mâcon, Nancy et Trappes ont une température inférieure à 12 °C pendant environ 60 % du temps d'occupation et ont également les degrés-jours de chauffage les plus importants.

4.2. CONFORT THERMIQUE

Pour chaque ville, la température résultante sèche est un peu plus élevée avec le système de ventilation hybride qu'avec les systèmes mécaniques (Tableau 2).

Trs [°C]	Ajaccio	Nice	Agen	Carpentras	La Rochelle	Rennes	Limoges	Mâcon	Nancy	Trappes
VM1	24.3	24.2	24.4	25.9	24.8	23.8	24.3	24.1	23.8	23.9
VH	24.6	24.4	24.6	26.2	24.9	23.8	24.6	24.3	24	24

Tableau 2 : Température résultante sèche moyenne annuelle pendant la période d'occupation

En fait, pendant l'hiver, les forces motrices naturelles induisent un débit de ventilation plus important que celui des systèmes mécaniques, mais lorsqu'il fait plus chaud, le débit de la ventilation hybride est plus faible. Cela est dû à un tirage thermique plus faible, mais cela s'explique également par l'ouverture des fenêtres : en effet le taux de CO₂ étant raisonnable, l'une des deux bouches d'entrée d'air est fermée pour la ventilation hybride. Ainsi Carpentras, avec la température moyenne annuelle la plus élevée, a aussi la différence de température entre les deux systèmes la plus élevée. A l'inverse, Rennes a la température résultante sèche moyenne annuelle la plus faible et une différence négligeable entre les deux modes de ventilation.

4.3. CONCENTRATION DE CO₂

Il y a également une différence au niveau de la concentration moyenne de CO₂ entre les climats plus chauds et ceux plus froids. La valeur moyenne de CO₂ est plus élevée avec la ventilation hybride pour Ajaccio, Nice, Agen et Carpentras, mais reste en-dessous de 1000 ppm (Figure 4), alors que c'est l'inverse pour les autres villes. En effet, la ventilation hybride présente des débits plus faibles que ceux de la ventilation mécanique lorsqu'il fait chaud, donc on a un taux de CO₂ légèrement plus élevé.

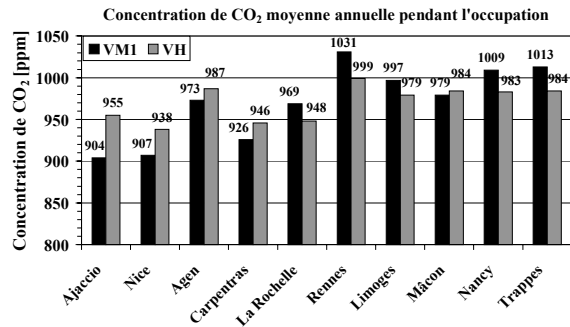


Figure 4 : Concentration moyenne annuelle en CO₂ pendant l'occupation

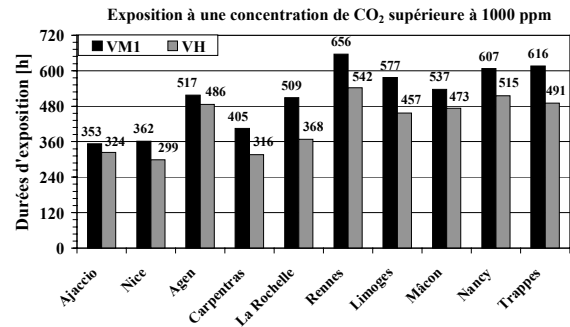


Figure 5 : Durées d'exposition à un taux de CO₂ supérieur à 1000 ppm

Ainsi, il y a des effets contraires entre l'ouverture de la fenêtre et le tirage thermique. Pour les quatre villes les plus chaudes, l'effet de l'ouverture de la fenêtre est prédominant. Pour Mâcon, la différence est insignifiante, pour les autres villes, c'est l'effet du tirage thermique qui est prépondérant. Mais, si la concentration moyenne en CO₂ est supérieure pour la ventilation hybride, le temps d'exposition à de fortes concentrations en CO₂ est plus faible pour toutes les villes (Figure 5). Ainsi la ventilation hybride, avec cette stratégie de régulation, a une meilleure qualité d'air intérieur qu'un système mécanique et indépendamment du climat.

4.4. CONSOMMATIONS ENERGETIQUES

La ventilation hybride permet, pour toutes les villes, de faire des économies d'énergie par rapport à la ventilation mécanique simple flux (VM1) (Tableau 3). Elle apporte en effet un débit de ventilation en fonction de la demande et permet ainsi de faire des économies d'énergie sur le chauffage et le préchauffage lorsqu'il n'y a pas d'occupation dans la salle. Il y a moins d'économies d'énergie pour les villes les plus froides car, comme on l'a vu, les débits de ventilation sont plus élevés en hiver.

Economies d'énergies	Chauffage VH/VM1	Préchauffage VH/VM1	Ventilateur VH/VM1
Ajaccio	27	27	92
Nice	21	16	92
Agen	11	14	94
Carpentras	24	12	93
La Rochelle	16	7	96
Rennes	11	7	98
Limoges	7	7	97
Mâcon	6	11	95
Nancy	5	8	97
Trappes	6	6	98

Tableau 3 : Economies d'énergie annuelles entre les systèmes VH et VM1 (%)

Villes	Ventilateur/préchauffage (VM1)	VH/VM1	VH/VM2
Ajaccio	41	-42	-28
Nice	36	-33	-14
Agen	17	-23	+31
Carpentras	24	-27	+27
La Rochelle	16	-19	+65
Rennes	12	-16	+58
Limoges	12	-15	+61
Mâcon	13	-16	+33
Nancy	11	-13	+44
Trappes	11	-13	+48

Tableau 4 : Consommations du ventilateur par rapport au préchauffage (VM1). Economies d'énergie entre VH, VM1, VM2

Le Tableau 4 confirme ces conclusions : Ajaccio et Nice ont en effet moins de préchauffage et plus de consommation au niveau du ventilateur que pour les autres villes. Ainsi, d'importantes économies d'énergie sont réalisées pour ces deux villes car d'une part le ventilateur a une faible consommation et

d'autre part il y a moins de besoins de chauffage et de préchauffage. Pour les autres villes, des économies sont réalisées avec la ventilation hybride par rapport au système mécanique simple flux (VM1), mais le système mécanique double flux avec récupérateur de chaleur (VM2) reste le plus performant énergétiquement.

Finalement les villes qui nécessitent le moins de préchauffage et de chauffage ont les meilleures performances énergétiques avec le système hybride étudié ici, alors que le système avec récupérateur de chaleur (VM2) est le plus performant pour celles qui requièrent de fortes consommations énergétiques pour le préchauffage.

5. CONCLUSIONS

Cette étude montre les performances globales d'un système de ventilation naturelle assistée d'un ventilateur et régulée sur la température intérieure et la concentration en CO₂. Le système hybride est nettement meilleur au niveau de la qualité de l'air intérieur car il évite des durées d'exposition à de fortes concentrations en polluant. Un inconvénient pourrait être la température résultante sèche, elle est en effet un peu plus élevée et peut atteindre les limites du confort thermique. Ce système spécifique de ventilation hybride permet de réaliser des économies d'énergie mais pas autant que le système mécanique avec récupérateur de chaleur, excepté pour les villes méditerranéennes. Les valeurs des degrés-jours ne sont pas à elles seules suffisantes pour estimer le potentiel d'un système de ventilation hybride.

Mais cette étude a été limitée à un seul système hybride. Il serait intéressant d'effectuer d'autres simulations avec d'autres stratégies de contrôle ou d'autres systèmes de ventilation hybride. Un autre travail intéressant serait d'élargir ces simulations à d'autres types de climats : humides, très froids ou très chauds. Ainsi il serait envisageable de dresser un atlas du potentiel et des performances de plusieurs systèmes hybrides.

REMERCIEMENTS

Cette étude, qui fait partie de l'Annexe 35 de l'IEA, a été financée par le Ministère de la Recherche et de la Technologie par l'attribution d'une bourse de thèse ainsi que par l'ADEME. L'auteur aimerait également remercier Ashok Gadgil et Dimitri Curtil (LBNL, USA) pour leur aide.

NOMENCLATURE

C_p	chaleur spécifique [J/(kg°C)]	β	angle entre le mur et un plan horizontal [°]
h	coefficient de transfert thermique [W/(m ² °C)]	ΔP	différence de pression [Pa]
m	débit massique [kg/s]	ε	émissivité GLO [-]
P	apports internes (système de chauffage ou charges internes) [W]	Φ	flux à la surface d'une paroi [W]
Q	débit volumique [m ³ /s]	ρ	masse volumique [kg/m ³]
S	surface [m ²]	σ	constante de Stephan-Boltzmann [W/(m ² .K ⁴)]
S_{es}	production interne de polluant [kg/s]		
t	temps [s]	Indices	
T	température [°C] ou [K]	as	air pur
U	vitesse du vent [m/s]	$conv$	convectif
V	volume de la zone [m ³]	e	extérieur
Symboles grecs		es	polluant
		GLO	grande longueur d'onde

<i>i</i>	intérieur ou zone <i>i</i>	<i>rad</i>	radiatif
<i>ij</i>	de la zone <i>i</i> à la zone <i>j</i>	<i>rm</i>	radiante moyenne
<i>j</i>	zone <i>j</i>	<i>rs</i>	résultante sèche
<i>met</i>	météorologique	<i>s</i>	surface
<i>net</i>	transfert net radiatif	<i>v</i>	voûte céleste

BIBLIOGRAPHIE

- Allard F. (1987). « Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées à grand nombre de Rayleigh », Thèse d'Etat, INSA de Lyon.
- Annex 35 2000. CD-ROM with the State of the Art of Hybrid Ventilation, IEA Annex 35.
- Cron F. et Inard C. (2002). « Hybrid Ventilation Simulation of Control Strategies – WG A1 input to first parameter study simulation in WG B7 », Technical report F7-081, IEA Annex 35.
- Cron F., El Mankibi M., Inard C. et Michel P. (2000). « Experimental and numerical analysis of a hybrid ventilated room », Proceedings of *The 8th International Conference on Air Distribution in Rooms*, Copenhagen, Denmark, 8-11 September 2002, p. 493-496.
- Delsante A.E. et Vik T.A. (2000). State-of-the-Art Report on Hybrid Ventilation, IEA Annex 35.
- Delsante A.E. et Aggerholm S. (2002). « The use of simulation tools to evaluate hybrid ventilation control strategies », IEA Annex 35 Technical Report.
- Ferries B. (1980). « Contribution à l'étude des enveloppes climatiques et aide à leur conception par micro-ordinateur », Thèse Doct.-Ing., INSA de Lyon.
- Feustel H.E. et Rayner-Hooson A., Ed (1990). « COMIS fundamentals », Technical report LBNL-28560, Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Ghiaus C. et Allard F. (2002). « Assessing climatic suitability to natural ventilation by using global and satellite climatic data », Proceedings of *The 8th International Conference on Air Distribution in Rooms*, Copenhagen, Denmark, 8-11 September 2002, p. 625-628.
- Heiselberg P., Ed. (2002). *Principles of Hybrid Ventilation*, IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Program Annex 35 : Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings.
- Liddament M.W. (1996). *A guide to energy efficient ventilation AIVC*, Coventry, UK.
- Rumianowski P., Brau J. et Roux J.J. (1989). « An adapted model for simulation of the interaction between a wall and the building heating system », Thermal performance of the exterior envelopes of buildings IV Conference, Orlando, USA.

