

MODÉLISATION DES COMPOSANTS D'UN SYSTÈME CVCA EXISTANT

Nassif Nabil
École de technologie supérieure
nnassif@mec.etsmtl.ca

Kajl Stanislaw
École de technologie supérieure
skajl@mec.etsmtl.ca

Sabourin Robert
École de technologie supérieure
robert.sabourin@etsmtl.ca

RÉSUMÉ

Les modèles des composants des systèmes CVCA sont, de plus en plus souvent, requis par différentes applications visant l'amélioration de l'efficacité énergétique de ces systèmes. On présente dans cet article les modèles de ventilateur, des volets et de serpentin froid d'un système existant. Les paramètres d'entrée de ces modèles proviennent, dans ce cas, soit des documents du manufacturier soit du monitoring. On présente aussi les résultats de validation de ces modèles en mettant en évidence les contraintes rencontrées tels que le manque et la précision de données mesurées provenant du monitoring.

Mots-clés: système CVCA, modélisation, validation, monitoring, serpentin froid, ventilateur, volets.

INTRODUCTION

L'opération des systèmes CVCA (chauffage, ventilation et conditionnement d'air) est pilotée par plusieurs boucles de contrôle indépendantes avec les paramètres de contrôle comme par exemple : la température d'alimentation, la pression statique dans la gaine d'alimentation, etc. Les points de consigne des paramètres de contrôle sont déterminés selon les règles spécifiques à chaque paramètre. Par conséquent, il se peut que les points de consigne ainsi déterminés ne fassent pas un ensemble optimal du point de vue de la consommation d'énergie. Pour amorcer la procédure d'optimisation, les modèles des composants du système CVCA sont requis. Le choix du type de modèle (dynamique, statique, etc.) dépend de l'application visée, mais il est préférable que les modèles des composants d'un système existant soient basés sur les paramètres mesurables ou facilement identifiables à partir de données du manufacturier. Les modèles ainsi développés pour un système CVCA peuvent être facilement adaptables à un autre système. C'est dans ce contexte que l'on présente dans cet article les modèles des composants d'un système VAV (volume d'air variable) existant tels le serpentin froid, les volets et le ventilateur. Les modèles sont validés avec les données provenant directement ou indirectement du monitoring réalisé dans un bâtiment universitaire.

MODÈLES DES COMPOSANTS

Tel qu'il est mentionné dans la section « Modèle du serpentin » les paramètres d'entrée pour ce modèle ne sont pas

mesurés, mais ils sont déterminés à partir des données enregistrées pendant le monitoring en utilisant les modèles du ventilateur, des volets et de la valve. C'est pour cette raison que le modèle du serpentin est présenté en dernier dans cet article.

MODÈLE DU VENTILATEUR

Description du modèle

Le modèle utilise les équations polynomiales de 4^{ième} ordre qui correspondent aux courbes du manufacturier de pression statique et d'efficacité. Il a été introduit en 1985 par Clark [1]. Il est aussi présenté dans HVAC 2 Toolkit [2] comme le modèle FANDET. Les variables non dimensionnelles sont les suivantes :

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot N \cdot d^3} \quad \Psi = \frac{\Delta P}{\rho \cdot N^2 \cdot d^2} \quad (1 \text{ et } 2)$$

$$\Psi = a_0 + a_1\Phi + a_2\Phi^2 + a_3\Phi^3 + a_4\Phi^4 \quad (3)$$

$$\eta_f = b_0 + b_1\Phi + b_2\Phi^2 + b_3\Phi^3 + b_4\Phi^4 \quad (4)$$

où les coefficients $a_0, a_1, \dots, b_0, b_1, \dots$ sont déterminés à partir des courbes du manufacturier.

\dot{m}	débit du ventilateur	m ³ /s
N	vitesse de rotation	tr/min
d	diamètre du ventilateur	m

ΔP	pression statique du ventilateur	Pa
ρ	densité de l'air	kg/m ³
\dot{W}_s	appel de puissance	kW
η_s	rendement du ventilateur	

L'appel de puissance \dot{W}_s est déterminé en appliquant :

$$\eta_f = \frac{m \cdot \Delta P}{\rho \cdot \dot{W}_s} \quad (5)$$

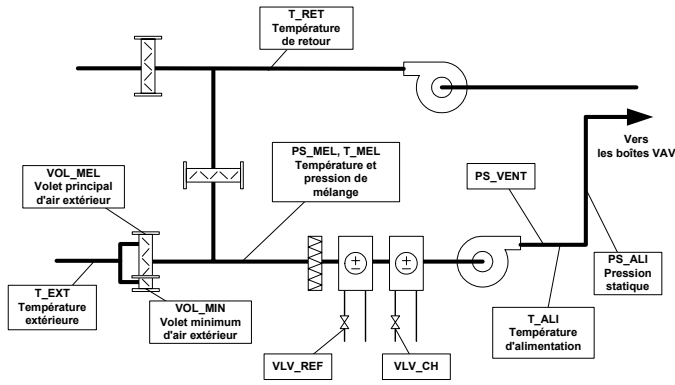


Figure 1 : Schéma du système VAV

Tel qu'il est déjà mentionné, certains paramètres ne sont pas mesurés pendant le monitoring. Par exemple, on enregistre la vitesse de rotation au lieu du débit d'air du ventilateur. Ce dernier est déterminé par le système de contrôle en appliquant les lois de ventilateur sans tenir compte, cependant, des particularités de l'opération d'un système VAV qui consiste à maintenir la pression statique constante dans la gaine d'alimentation. Nous avons donc fait la correction nécessaire pour remplir cette lacune. La figure 2 illustre l'impact de la correction que nous avons apportée sur le débit du ventilateur. Sans tenir compte de cette correction, le débit, pour une vitesse de rotation donnée, est déterminé et affiché par le système de contrôle selon la courbe « a » tandis qu'avec la correction il est déterminé selon la courbe « b », pour la même vitesse de rotation évidemment (\dot{Q}_{corr}). La correction est faite selon les équations 6 et 7 [3], où PS_ALI est la pression statique mesurée dans la gaine d'alimentation et \dot{Q}_{design} et $\Delta P_{vent,design}$ sont les données provenant du design.

$$\dot{Q}_{corr} = \sqrt{\frac{\Delta P_{vent,corr} - PS_ALI}{\Delta P_{vent,design} - PS_ALI}} * \dot{Q}_{design} \quad (6)$$

$$\Delta P_{vent,corr} = (PS_MEL) + (PS_VENT) + \Delta P_{gaine,corr} \quad (7)$$

La pression statique du ventilateur $\Delta P_{vent,corr}$ est déterminée selon la formule 7 en tenant compte des valeurs mesurées telles

que la pression de mélange PS_MEL et la pression à la sortie du ventilateur PS_VENT. La perte de pression entre ces deux points de mesures $\Delta P_{gaine,corr}$ est déterminée selon la formule 8, le coefficient c étant déterminé pour les conditions de design.

$$\Delta P_{gaine,corr} = c * \dot{Q}_{corr}^2 \quad (8)$$

La procédure itérative est appliquée pour calculer le débit corrigé. La figure 3 présente la différence entre le débit corrigé et celui fourni par le monitoring.

Si le débit du ventilateur \dot{m} et la vitesse de rotation N sont les valeurs mesurées, le modèle sert à calculer la pression statique et la puissance appelée du ventilateur. Dans le cas de notre monitoring, le modèle du ventilateur est appliqué en tenant compte de la vitesse de rotation N (mesurée) et le débit corrigé qui est déterminé selon la méthode présentée ci-dessus.

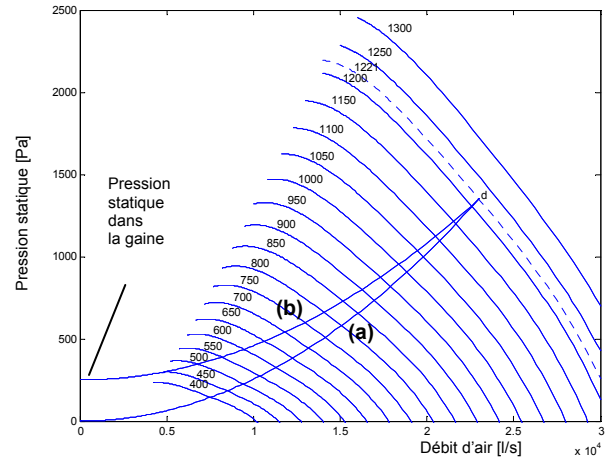


Figure 2 : Courbes de ventilateur et du système VAV avec la pression statique constante dans la gaine

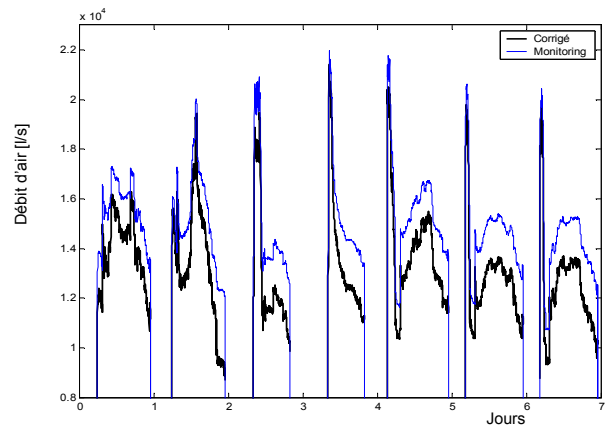


Figure 3 : Débit du ventilateur corrigé et débit fourni par le monitoring

Validation du modèle

Dans ce chapitre on présente deux comparaisons. Dans la première, on compare les résultats obtenus par le modèle FANDET avec le débit du système déterminé comme la somme des débits enregistrés par les boîtes VAV raccordées à ce système, selon la formule suivante :

$$\dot{Q}_{\text{ventilateur}} = \sum \dot{Q}_{\text{boîtes VAV}} \quad (9)$$

La figure 4 montre cette comparaison. L'erreur relative n'est que de 2.9 % ce qui confirme la nécessité de la correction mentionnée ci-dessus et une bonne précision du modèle.

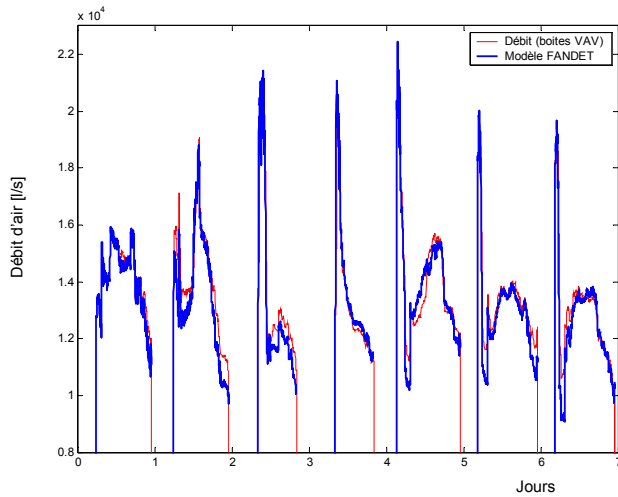


Figure 4 : Débits obtenus par le modèle FANDET et selon les boîtes VAV

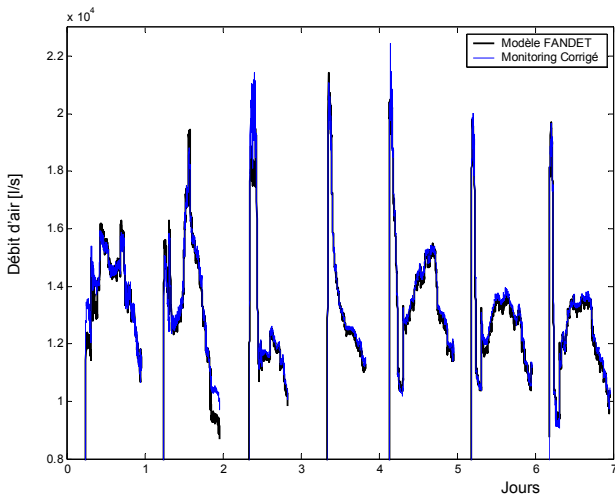


Figure 5 : Débit du ventilateur corrigé et débit obtenu par le modèle FANDET

La deuxième comparaison concerne le débit du ventilateur obtenu par le modèle FANDET et le débit du ventilateur du monitoring corrigé en tenant compte des paramètres mesurés : (i) la vitesse de rotation du ventilateur, (ii) la pression statique dans la gaine d'alimentation PS_ALI et (iii) la pression de

mélange PS_MEL. La comparaison ainsi obtenue, pour la période du 25 au 31 juillet 2002, est présentée sur la figure 5. L'erreur relative moyenne pour cette validation n'est que 1.3%, ce qui démontre une bonne précision du modèle FANDET. Il faut quand même souligner que pour y parvenir les équations polynomiales doivent être bien établies selon les données du manufacturier.

MODÈLE DES VOLETS

Description du modèle

Il y a plusieurs méthodes pour déterminer le débit d'air frais dans un système existant. Certains systèmes, par exemple, sont équipés d'une station de mesure permettant de mesurer le débit minimum d'air frais. Cependant, dans les systèmes VAV, pour surveiller la qualité d'air dans les zones critiques, il est aussi nécessaire de connaître le débit d'air frais pendant le mode d'opération en refroidissement gratuit. Bilan d'énergie et de masse appliqué au mélange d'air frais et de retour n'est acceptable que lorsque l'écart absolu entre les températures de l'air frais et de mélange ou de retour est de plusieurs degrés celsius. Ce constat n'est pas précis parce que cet écart est spécifique pour chaque système à cause de la précision et de l'emplacement des sondes de température [4]. Par ailleurs cette remarque s'applique aussi à la méthode utilisant le bilan de CO₂. Dans le modèle présenté ici, le débit d'air frais (\dot{Q}_{ext}) est déterminé par la formule suivante :

$$\dot{Q}_{ext} = C * \Delta P_{volets}^c \quad (9)$$

où les coefficients C et c sont obtenus en tenant compte des données du manufacturier et ΔP_{volets} est la perte de pression à travers des volets déterminée à partir de la pression de mélange PS_MEL.

Validation du modèle

Pour valider le modèle, on utilise les données du monitoring tels la température de mélange T_MEL, le débit du ventilateur \dot{Q}_{corr} et les températures de l'air frais T_EXT et de retour T_RET. Le volet comporte deux sections : (i) la section d'air frais minimum comportant une pale VOL_MIN et (ii) la section principale comportant quatre pales VOL_MEL. La validation a été faite pour trois modes d'opération du système :

- ouverture à 100% des deux sections – comparaison avec le débit du ventilateur
- ouverture minimale de la section de minimum d'air frais – comparaison avec les données du manufacturier
- ouverture variable (refroidissement gratuit) – comparaison avec la méthode de bilan d'énergie et de masse en respectant l'écart de température mentionné ci-dessus.

La figure 6 présente la comparaison obtenue pour le 4 décembre 2001 lorsque le système fonctionnait en mode de

refroidissement gratuit. Selon Schroeder [5], la précision de la méthode de bilan d'énergie, appliquée pour déterminer le débit d'air frais, est d'environ 6 %, si la température extérieure est de 20 à 30 °C inférieure à celle de l'air de retour et si la fraction d'air extérieur est de 40%. Pendant le 4 décembre, le jour choisi pour cette comparaison, la fraction d'air extérieur a été plus élevée tout en respectant les températures extérieure et de retour. La précision de la méthode pourra donc être encore plus élevée que celle mentionnée ci-dessus. L'erreur relative obtenue pour la période présentée sur la figure 6 est de 5 %. La figure 7 présente la comparaison obtenue pour la période du 3 au 5 mai 2002 lorsque le système fonctionnait à 100 % d'air frais. L'erreur relative pour cette période est de 4 %. La validation pour le mode de fonctionnement avec le minimum d'air frais a été réalisée selon les données du manufacturier et de design. L'ouverture des volets était donc de 20 % et l'erreur relative déterminée pour la période de trois jours est de 1.8 %.

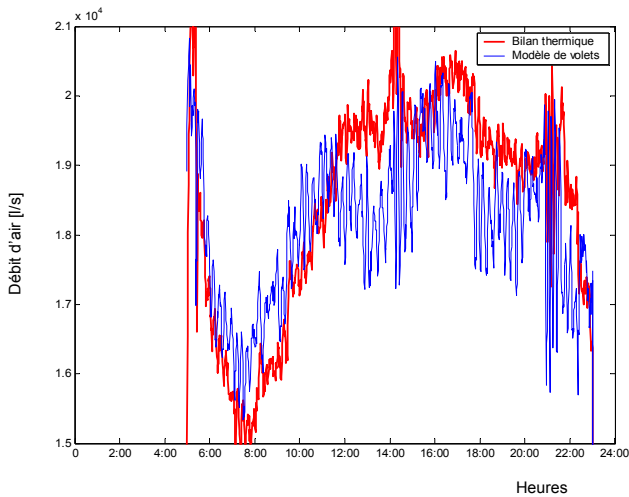


Figure 6 : Débits d'air frais obtenus par le bilan d'énergie et par le modèle

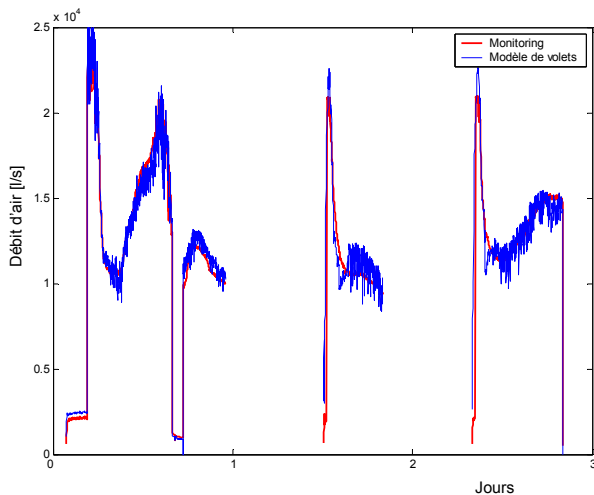


Figure 7 : Débit d'air frais (100%) obtenu par le modèle et débit du ventilateur corrigé

MODÈLE DU SERPENTIN FROID

Description du modèle

Le modèle d'un serpentin froid doit tenir compte de la complexité du transfert de chaleur qui est réalisé en présence du changement de phase. Dans l'article, on utilise deux modèles : (i) simplifié (CCSIM) et (ii) détaillé (CCDET) présentés dans [2]. Dans le modèle simplifié CCSIM, le coefficient de transfert de chaleur (UA) est calculé pour les conditions de design (à partir de données du manufacturier) et considéré comme constant pour les autres conditions d'opération. Si la condensation se produit dans le serpentin, les calculs sont réalisés pour les régimes entièrement sec et entièrement humide. On compare les résultats obtenus pour ces deux régimes et on considère comme la valeur finale celle qui est la plus élevée. Dans le modèle détaillé CCDET, le coefficient de transfert de chaleur (UA) est calculé pour les conditions spécifiques d'opération. Dans l'article [9] le modèle CCSIM est modifié pour faire varier le coefficient UA mais cette modification n'est pas la même que dans le modèle CCDET. Dans l'article [10] les modifications permettent aussi la simulation du serpentin en utilisant différents fluides de travail. Le modèle détaillé CCDET permet de faire le calcul en tenant compte de l'opération du serpentin partiellement humide, mais il exige les données détaillées sur le serpentin [7]. Les variables des modèles à l'entrée du serpentin sont : (i) la température et le débit de l'eau glacée et (ii) le débit, la température sèche et l'humidité de l'air. Dans le système existant dont le schéma est présenté sur la figure 1, les paramètres mesurés sont les suivants : la température de l'eau glacée, la température et l'humidité de l'air extérieur et de l'air de retour ainsi que la température de l'air d'alimentation. Les paramètres d'entrée manquants ont été déterminés en utilisant les modèles de volets et du ventilateur présentés dans cet article. Le modèle du ventilateur sert à déterminer le débit d'air tandis que le modèle des volets sert à déterminer le débit d'air frais. Ce dernier est utilisé, en appliquant le bilan d'énergie, pour déterminer la température et l'humidité de l'air à l'entrée du serpentin. La température de mélange T_{MEL} n'est pas prise en considération, même si elle est mesurée, à cause de la précision insuffisante. Vu que le débit de l'eau glacée n'est pas mesuré tandis que l'ouverture de la valve de contrôle de l'eau glacée VLV_REF est connue, le modèle du serpentin est couplé au modèle de cette valve basé sur les données du manufacturier. Le modèle de la valve utilisé est présenté dans les articles [6] et [11]. Il sert à calculer le débit actuel de l'eau glacée en tenant compte de l'ouverture de la valve x qui est un paramètre mesuré ainsi de l'autorité de la valve qui est déterminée à partir des données de design. Le débit ainsi déterminé est utilisé dans le modèle du serpentin qui peut servir à analyser son comportement en faisant varier les variables du modèle tel que présenté, par exemple, dans l'article [8]. Dans cet article, sur la figure 8, on ne présente que la variation de la température de l'air à la sortie du serpentin en fonction de l'ouverture de la valve pour différents débits d'air exprimés comme le

pourcentage du débit de design. Les paramètres d'entrée utilisés dans ces calculs sont les suivants :

- Débit d'air de design 23 m³/s
- Débit d'eau de design 37.98 l/s
- Température sèche de l'air à l'entrée 27.77 °C
- Température humide de l'air à l'entrée 20 °C
- Température de l'eau à l'entrée 7.22 °C

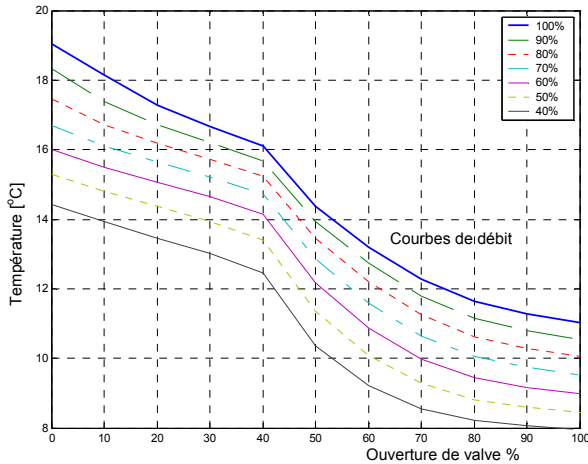


Figure 8 : Variation de la température de l'air à la sortie du serpentin

Validation du modèle

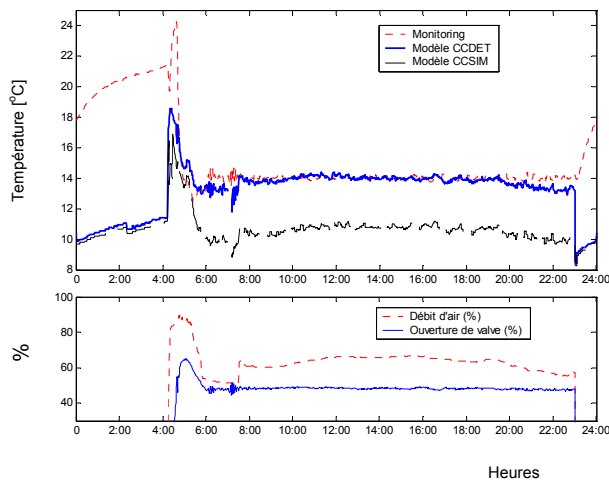


Figure 9 : Comparaison des températures de l'air d'alimentation obtenus par les modèles et par le monitoring pour le 29 juillet

Tel que mentionné précédemment, le paramètre enregistré pendant le monitoring est la température d'alimentation mesurée à la sortie du ventilateur au lieu de celle à la sortie du serpentin. Par conséquent, pour les fins de la validation, la température à la sortie du serpentin obtenus par le modèle doit être ajustée en tenant compte du réchauffement de l'air dans le

ventilateur et dans la gaine entre le serpentin et le point de mesure. La méthode de calcul de ce réchauffement a été validée par les données du monitoring enregistrées lorsque ni le serpentin froid ni le serpentin chaud n'étaient en opération. La validation du modèle de serpentin est donc réalisée en comparant les températures de l'air d'alimentation obtenues par le monitoring et par le modèle, mais cette dernière est basée sur la température à la sortie du serpentin et le réchauffement dans le ventilateur et dans la gaine. La figure 9 présente la comparaison des températures de l'air d'alimentation pour la journée du 29 juillet 2002. Il est évident que le modèle détaillé CCDET est plus précis que le modèle simplifié CCSIM. Les erreurs relatives déterminées pour cette comparaison sont de 1.8 et 23 % respectivement pour le modèle CCDET et CCSIM. Le 29 juillet peut être considéré comme un jour représentatif pour le comportement du serpentin lorsque l'opération de la valve de l'eau glacée VLV_REF est stable.

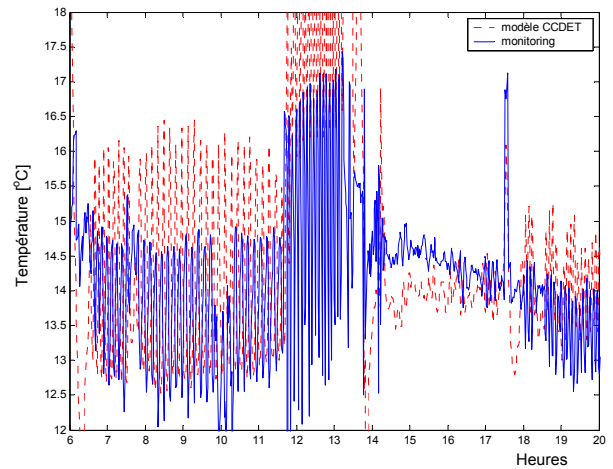


Figure 10 : Comparaison des températures de l'air d'alimentation pour le 25 juillet

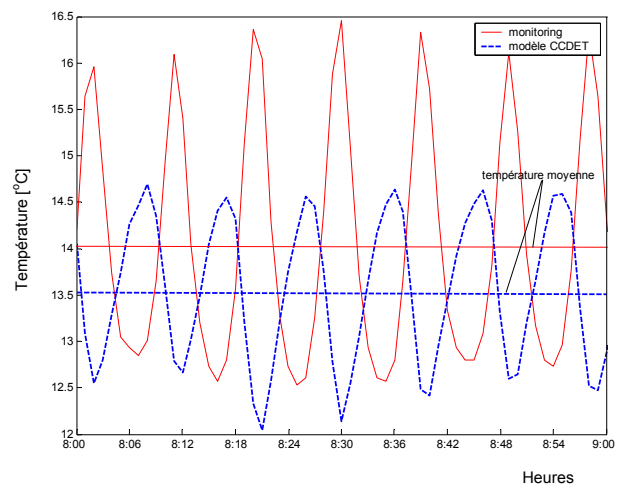


Figure 11 : Comparaison des températures de l'air d'alimentation pour le 25 juillet de 8h00 à 9h00

Il est à noter que la stratégie de contrôle utilisée souvent dans les systèmes CVCA peut mener à une opération instable des valves de contrôle de l'eau glacée VLV_REF et de l'eau chaude VLV_CH ainsi que des volets [4]. Vu qu'un modèle dynamique modéliserait mieux une telle opération [6], il est donc intéressant de faire la comparaison pour une période d'opération instable en utilisant le modèle CCDET qui est un modèle statique. La figure 10 présente cette comparaison pour le 25 juillet 2002. Afin de démontrer davantage l'impact de cette instabilité sur les résultats de comparaison, la figure 11 montre un agrandissement relatif à une heure d'opération. On peut constater que l'amplitude des variations de température obtenues par le modèle est plus faible que de celles enregistrées. De plus, un certain décalage peut être observé entre les données enregistrées et obtenues par la simulation. Les températures moyennes pour cette période sont quand même assez proches étant de 13.5 et 14°C respectivement pour le modèle CCDET et le monitoring.

CONCLUSION

Les modèles des composants des systèmes CVCA sont requis de plus en plus souvent pour les nouvelles procédures de contrôle ou les procédures de détection de fautes. Les modèles présentés dans cet article seront utilisés, par exemple, dans la procédure d'optimisation de l'opération d'un système CVCA. Si les modèles sont requis pour une application en temps réel, les ajustements doivent être parfois effectués pour tenir compte des particularités du système existant. La modélisation des composants présentée dans cet article met en évidence les difficultés rencontrées pendant une telle modélisation comme par exemple, la nécessité de corriger le débit du ventilateur ou l'utilisation des modèles de valve et des volets pour valider le modèle du serpent in froid.

La précision du modèle de ventilateur FANDET est de 1.3 % par rapport au débit corrigé du ventilateur et 2.9% par rapport au débit déterminé comme la somme des débits enregistrés par les boîtes VAV. Dans le cas d'un monitoring où les données proviennent du système de contrôle et le débit au lieu d'être mesuré est déterminé à partir de la vitesse de rotation, il faut s'assurer que le débit est correctement calculé. L'erreur peut être assez importante et peut influencer la validation du modèle.

La validation du modèle des volets est réalisée en tenant compte des trois modes d'opération du système VAV : ouverture à 100%, ouverture au minimum d'air frais de même que le mode de refroidissement gratuit. Même si l'erreur relative est faible, respectivement de 5, 1.8 et 4 %, seul la validation avec le débit mesuré peut donner les résultats précis. Cependant, la station de mesure de débits d'air frais ou du ventilateur est relativement cher et on la trouve rarement dans les systèmes existants.

La validation du modèle de serpent in froid a été réalisée en utilisant les paramètres provenant indirectement du monitoring. Ils ont été déterminés à partir des autres paramètres mesurés en utilisant les modèles du ventilateur, des volets et de la valve. L'erreur relative calculée pour une période d'opération stable est de 1.8 % et 23 % respectivement pour un modèle détaillé et simplifié de serpent in. La précision du modèle est plus faible pendant la période d'opération instable.

REFERENCES

- [1] CLARK, D.R., Building Systems and Equipment Simulation Program *HVACSIM+* – User's Manual, National Bureau of Standards and Technology, Washington, DC, (1985).
- [2] BRANDEMUEL, M.J., GABEL, S., et ANDERSEN, I., A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation. Published for ASHRAE by Joint Center for Energy Management, University of Colorado at Boulder, (1993).
- [3] YORK INTERNATIONAL, AIRPAK, Air Handling Units, Fan Tables, Form 100.09-EG1 (100) et Form 100.09-EG1.1 (100).
- [4] KAJL, S., KENNÉ, J-P., PAQUIN, L., DAIGLE, M., Amélioration des performances des systèmes CVCA : approche basée sur le monitoring, *soumis au 6^e Colloque interuniversitaire franco-québécois*, Québec, Canada, (2003).
- [5] SCHROEDER, C.C., KRARTI, M., et BRANDEMUEHL, M.J., Error Analysis of Measurement and Control Techniques of Outside Air Intake Rates in VAV Systems. *ASHRAE Transaction*, 106 (2): pp. 26-37, (2000).
- [6] LEBRUN, J., et BOURDOUXHE, J.P., Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipments. Prepared for ASHRAE by Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège, (1996).
- [7] HVAC Systems and Equipment, ASHRAE Handbook, *American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers*, Atlanta, USA, (1999)
- [8] CHUAH, Y.K., HUNG, C.C., et TSENG, P.C., Experiments on the Dehumidification Performance of a Finned Tube Heat Exchanger. *Int. J. HVAC&R Research*, vol. 4 (2): pp. 167-178, (1998).
- [9] MORISOT, O., MARCHIO, D., et STABAT, P., Simplified Model for the Operation of Chilled Water Cooling Coils Under Nonnominal Conditions. *Int. J. HVAC&R Research*, vol. 8 (1): pp. 135-155, (2002).
- [10] RABEHL, R.J., MITCHELL, J.W., BECKMAN, W.A., Parameter Estimation and the Use of Catalog Data in Modeling Heat Exchangers and Coils. *Int. J. HVAC&R Research*, vol. 5 (1): pp. 3-17, (1999).
- [11] Valve and Actuator Manual 977, Engineering data Book Vb1, Johnson Control, Inc. Code No LIT-347Vb, (1994).