



HAL
open science

Nécessité de l'approche multimodèle dans la modélisation des systèmes de traitement d'air

François Garde, Franck Lucas, Harry Boyer, Jean Brau

► To cite this version:

François Garde, Franck Lucas, Harry Boyer, Jean Brau. Nécessité de l'approche multimodèle dans la modélisation des systèmes de traitement d'air. IV^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, May 1999, Montréal, Canada. pp.1-6. hal-00768507

HAL Id: hal-00768507

<https://hal.science/hal-00768507>

Submitted on 21 Dec 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

NECESSITE DE L'APPROCHE MULTIMODELE DANS LA MODELISATION DES SYSTEMES DE TRAITEMENT D'AIR

François GARDE, Franck LUCAS, Harry BOYER
Université de la Réunion - Laboratoire de Génie Industriel
garde@univ-reunion.fr

Jean BRAU
INSA de Lyon. CETHIL - Equipe Equipement Thermique du Bâtiment

RÉSUMÉ

La modélisation des systèmes et le couplage bâtiment/systèmes permet de prédire la consommation et le dimensionnement de l'installation de climatisation. Malheureusement, les systèmes sont souvent dimensionnés pour des conditions extrêmes et leur fonctionnement réel atteint rarement 60% de la puissance pour laquelle ils ont été dimensionnés. Dans ce cas, les modèles horaires utilisés en thermique du bâtiment se révèlent peu précis car ils ne tiennent pas compte de la régulation et du temps de fonctionnement du système.

Nous nous proposons de présenter dans ce papier une approche multimodèle dans la modélisation des systèmes de traitement d'air. Trois modèles de systèmes ont été développés à différents niveaux de finesses et ont été intégrés dans un code de calcul thermo-aéraulique développé à l'Université de la Réunion. Le modèle le plus simple est un modèle horaire, le plus détaillé est un modèle à pas de temps réduit tenant compte à la fois de la régulation du système et de l'évolution en régime dynamique.

Une comparaison inter-modèle réalisée à différents taux de charge de climatiseur a permis de mettre en évidence la précision de chaque modèle.

1 LES MODÈLES DE SYSTEME DE TRAITEMENT D'AIR INTÉGRES AU CODE

1.1 Le code de simulation CODYRUN

CODYRUN [1] est un code informatique de simulation thermique de l'habitat, regroupant des aspects conception et recherche, et adapté aux différents types de climats. Ce logiciel multizone et multimodèle, intègre en particulier la ventilation naturelle et les transferts d'humidité. Développé sur PC en langage C sous l'environnement Windows, le produit bénéficie de toute l'interactivité nécessaire à un outil de conception (Multi-fenêtrage, souris...).

La modélisation des phénomènes physiques (transferts thermiques, aéraulique et d'humidité) est basée sur l'utilisation de modèles séparés. Le couplage de ces phénomènes est résolu numériquement à travers un schéma itératif. L'intégration des systèmes de traitement d'air (STA) est réalisée par des modèles supplémentaires permettant de déterminer les puissances sensibles et latentes à intégrer à chaque pas de temps dans les équations liées respectivement au noeud d'air et au bilan hydrique de la pièce considérée.

1.2 Modèle horaire – Modèle niveau 0

Le modèle 0 est un modèle horaire idéal qui détermine les charges sensibles et latentes nécessaires pour maintenir une température et une humidité relative fixées pour un pas de temps horaire. Le système est seulement modélisé par son efficacité frigorifique en régime nominal.

Ce modèle suppose que les échanges de puissances sensible et latente sont découplés et que son intégration est faite de manière idéale, le système devant répondre à une consigne à la fois en température et en humidité. Le système est seulement modélisé par son efficacité frigorifique supposée constante et prise au régime nominal.

Ce type de modèle est utilisé pour résoudre deux types de problèmes :

- *Dimensionnement d'installation et estimation des consommations*
Indépendamment de toute considération concernant le système de climatisation, il s'agit de déterminer la puissance sensible et la puissance latente à mettre en jeu pour maintenir une consigne de température et une consigne d'hygrométrie supposées connues. L'efficacité frigorifique permet de déduire les consommations mensuelles ou annuelles pour comparer différentes solutions techniques.
- *Approche système et étude de la dérive en température*
Les puissances sensibles et latentes sont connues, la température d'air et l'hygrométrie intérieure sont à déterminer. Si les besoins en puissance de la pièce sont supérieurs à la puissance disponible, le code détermine la dérive en température et en hygrométrie. Le système est alors caractérisé par ses puissance sensible et latentes (limitées), et son efficacité frigorifique constante.

1.3 Modèle niveau 1 - Modèle à pas de temps réduit

L'objectif de ce modèle est de reproduire le comportement d'un appareil de climatisation individuel en régime dynamique et en tenant compte de la régulation.

Nous ne pouvons pas par conséquent rester à un pas de temps de une heure pour la modélisation des cycles marche/arrêt. Nous avons donc adopté un pas de temps de 1 minute pour ce modèle ainsi que pour le modèle 2 qui sera présenté dans le paragraphe suivant.

Les caractéristiques principales du modèle 1 sont donc :

- Pas de temps réduit à une minute ;
- Prise en compte du régime dynamique du système au démarrage par une équation exponentielle du premier ordre [2], [3] ;
- Prise en compte de la régulation (zone morte de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$) ;
- En régime permanent, les puissances frigorifiques et absorbées sont égales aux caractéristiques de l'appareil en régime nominal. Le SHF (rapport entre la puissance frigorifique sensible et la puissance frigorifique totale fournie par le STA) et l'efficacité frigorifique sont donc constants.

1.4 Modèle niveau 2 - Modèle à pas de temps réduit

Ce modèle vise à représenter le fonctionnement d'un climatiseur individuel en régime permanent et en régime dynamique, en tenant compte d'une régulation Tout ou Rien. Contrairement au niveau 1, les caractéristiques de l'appareil (puissances frigorifiques totales, sensibles et absorbées) dépendent des conditions intérieures et extérieures.

Le modèle permet, connaissant certains points de fonctionnement de l'appareil, d'en déduire son fonctionnement en régime permanent quelles que soient les sollicitations intérieures et extérieures. Ce modèle est donc un modèle de régression basé sur des données constructeur.

Les caractéristiques principales du modèle 2 sont donc :

- Pas de temps réduit à une minute ;
- Prise en compte du régime dynamique du système au démarrage par une équation exponentielle du premier ordre [2], [3] ;
- Prise en compte de la régulation (zone morte de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$) ;
- En régime permanent, les puissances frigorifiques et absorbées dépendent des conditions intérieures (température et hygrométrie) et extérieures (température). Le SHF et l'efficacité frigorifique dépendent également des variations de ces conditions. Ce modèle est un modèle de comportement dont les équations de régression linéaires ont été déterminées à l'aide d'un tableau de données constructeur.

Il est à noter que les trois modèles sont décrits de manière détaillée dans [2].

2 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX POUR UN TAUX DE CHARGE FAIBLE

Une première approche expérimentale a eu lieu afin de déterminer la validité des modèles pour de faibles taux de charge. Le dispositif expérimental, constitué d'une cellule à échelle grandeur nature baptisée cellule LGI et d'un split-système, est décrit dans [4], [5] et [6]. Ce dispositif a d'ailleurs servi à valider non seulement le modèle d'enveloppe de la cellule mais également le couplage système-enveloppe dans certaines configurations.

Les résultats ont permis de faire une comparaison des modèles avec la mesure pour de faibles pas de temps. Cette comparaison a mis en évidence la nécessité d'ajuster certains paramètres dont nous avons besoin pour nos modèles tels que le temps de court-cycle, la détermination de la zone morte du régulateur du système et la détermination de la constante de temps pour la mise en régime du split-système [4], [5] et [6]. Par ailleurs, nous avons été obligé de tenir compte de l'anisotropie de l'air (réelle) qui n'est pas prise en compte dans les modèles horaires où la puissance frigorifique est instantanément transmise au nœud d'air. Pour tenir compte du temps de latence sur la température de consigne, la capacité de l'air a été multipliée par 7 [4].

Nous ne présentons ici que l'intégration au pas de temps horaire des résultats des modèles à pas de temps réduits. Cette intégration à l'heure est nécessaire pour permettre une comparaison avec le modèle niveau 0.

En ce qui concerne l'évolution de la puissance frigorifique totale (figure 1), les modèles 1 et 2 sous-estiment la puissance frigorifique réelle de 30% environ. Par contre, nous pouvons également observer les limites de la modélisation du modèle horaire avec une sous-estimation de la puissance frigorifique de plus de 50% pour le modèle 0.

Plusieurs raisons peuvent expliquer la sous-estimation de la puissance frigorifique par les modèles 1 et 2. Outre le fait que la puissance sensible n'est pas nulle après l'arrêt du compresseur, rappelons que ces modèles ont été ajustés pour tenir compte de l'effet de l'anisotropie de l'air et de l'écart entre la température de l'air intérieure et la température de reprise. En effet, la capacité thermique de la cellule est 7 fois plus importante que la capacité réelle. Ce « calage » semble donner des résultats satisfaisants au niveau de la modélisation de la température de l'air intérieur et de la puissance absorbée (figure 2), mais peut engendrer de mauvaises modélisations des puissances frigorifiques fournies par le système. C'est d'ailleurs là tout le problème de la modélisation des régimes transitoires. Une solution consisterait à brasser le volume d'air intérieur de la cellule pour homogénéiser les températures d'air et de reprise. Une étude récente [7], a d'ailleurs prouvé que la consommation frigorifique d'un climatiseur individuel pouvait être réduite de 40% si le volume d'air était brassé par un ventilateur plafonnier. L'inconvénient d'une telle solution serait de ne plus tenir compte de la spécificité d'une régulation sur la reprise d'air et sur le principe même de fonctionnement d'un split-système.

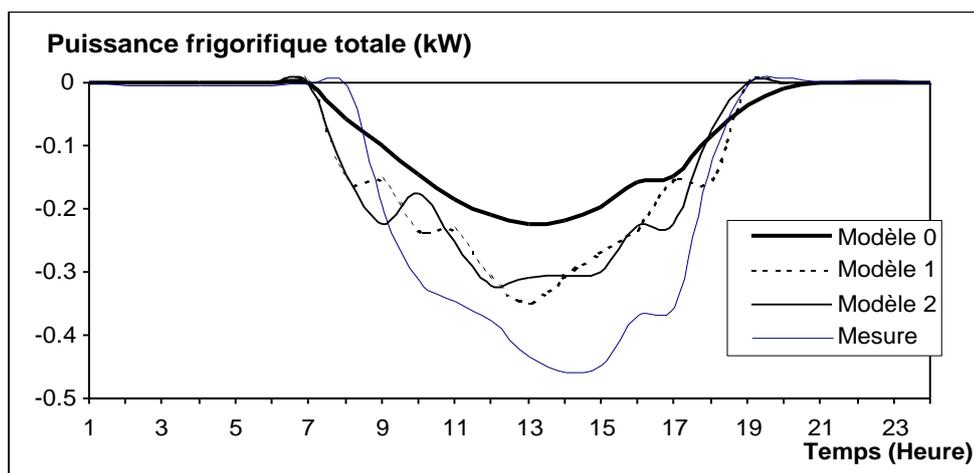


Figure 1 : Puissance frigorifique moyenne horaire (kW)
Comparaison des modèles 0, 1, 2 pour un pas de temps de 1 heure.

En ce qui concerne la modélisation de la puissance absorbée (figure 2), le modèle 2 est le plus précis avec une différence de 5% par rapport à la mesure. Le modèle 1 a tendance à surestimer de 25% la mesure. Le modèle horaire reste le modèle le moins précis avec une différence de 60% par rapport à la mesure.

Il est à noter également que l'efficacité frigorifique moyenne réelle (cf tableau 1) est bien en dessous de l'efficacité du système en régime nominal. Le modèle 2 se rapproche le plus de la valeur réelle.

Les résultats sur la puissance absorbée confirment les problèmes de modélisation que nous avons évoqués précédemment. Un modèle horaire ne peut modéliser convenablement un système de traitement d'air lorsque celui-ci régule de manière importante. L'utilisation de modèles à pas de temps réduits se révèle intéressante lorsque les systèmes sont sur-dimensionnés par rapport à la demande réelle du bâtiment et sont donc soumis à des cycles Marche/Arrêt importants.

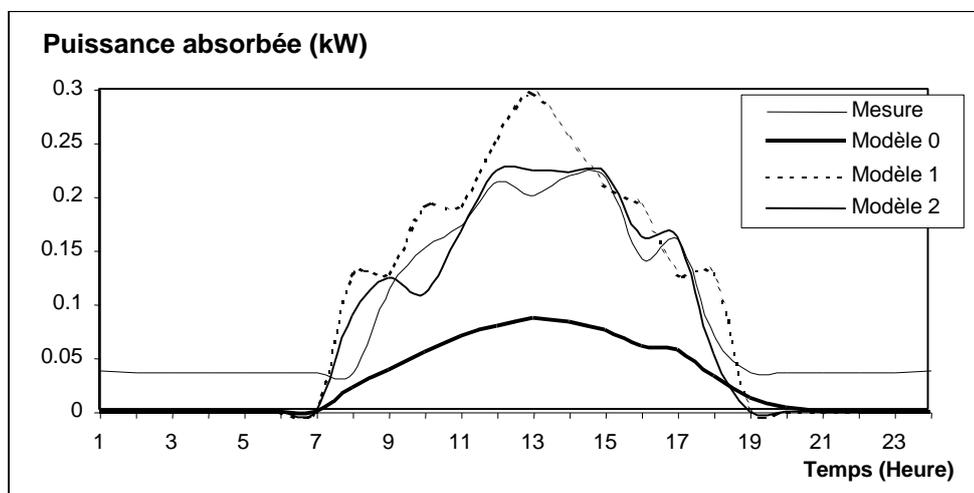


Figure 2 : Evolution de la puissance absorbée
Comparaison des modèles 0, 1, 2 pour un pas de temps de 1 heure.

La précision des résultats pour les modèles à pas de temps réduits se fait également sentir pour l'estimation de l'efficacité frigorifique moyenne journalière (tableau 1). L'efficacité mesurée est inférieure à celle donnée en régime nominal et qui est utilisée par le modèle horaire. De plus, de nombreux codes utilisent l'efficacité nominale pour l'estimation des consommations électriques du système étudié [8]. Or, il s'avère que cette méthode n'est pas précise au regard des résultats précédents. L'efficacité frigorifique est à la fois fonction des conditions extérieures mais également du taux de fonctionnement de l'appareil. Une modélisation plus fine consisterait dans un premier temps à utiliser un modèle horaire ou l'efficacité frigorifique dépendrait de la température extérieure par exemple, comme le fait Loveday [9], mais cela ne suffit pas car ce genre de modèle ne tient pas compte du régime dynamique de l'appareil. Dans ce cas, seul un modèle à pas de temps réduit peut estimer l'efficacité réelle de l'appareil en fonction de son taux de marche. Nous voyons ici l'importance du modèle 2 dans la précision des résultats.

Tableau 1 - Comparaison modèles/mesure pour un pas de temps horaire

	<i>Consommation électrique journalière(kWh)</i>	<i>Ecart modèle/mesure</i>	<i>Efficacité frigorifique moyenne</i>
<i>Mesure</i>	1.68		2.0
<i>Modèle 0</i>	0.68	- 60%	2.6
<i>Modèle 1</i>	2.09	+ 25%	1.2
<i>Modèle 2</i>	1.76	+ 5%	1.5

En conclusion, nous pouvons dire que ces premiers tests ont mis en évidence les limites d'un modèle horaire dans la modélisation des systèmes de traitement d'air car celui-ci ne tient pas compte de la régulation et du taux de marche du système. Les modèles à pas de temps réduits se révèlent plus précis malgré quelques problèmes de modélisation lors du régime transitoire de l'appareil. Toutefois, l'essai présenté ne reflète pas tout à fait la réalité dans la mesure où la puissance installée est 10 fois plus importante que les charges thermiques réelles de la cellule LGI. Le taux de marche moyen est en effet de l'ordre de 16%. En général, on peut considérer que le taux de marche moyen de ce genre d'appareil se situe plutôt aux environs de 60 %. D'autres expérimentations sont donc à prévoir pour des taux de marche plus importants.

Le paragraphe suivant se propose de présenter rapidement une comparaison inter-modèle pour des taux de marche plus importants, et variant de 20% à 100%. Nous avons voulu ainsi vérifier la précision de chaque modèle pour différents taux de marche, même si nous n'avons pas de résultats expérimentaux comme élément de comparaison.

3 COMPARAISON INTER-MODÈLE - INFLUENCE DU TAUX DE MARCHE

La section précédente a mis en évidence l'importance du taux de marche dans la précision des modèles 0, 1 et 2. Nous nous proposons de présenter une comparaison des trois modèles pour différents taux de marche du système de climatisation.

3.1 Méthodologie

Nous avons modélisé dans la cellule LGI des charges internes de manière à obtenir des taux de fonctionnement de 20%, 40%, 60%, 80% et 100%. La correspondance charges internes/taux de fonctionnement est résumée dans le tableau ci-dessous.

Tableau 2 - Correspondance charges internes/taux de marche

Charges internes		Taux de marche
<i>Sensibles (W)</i> <i>(100% convectif)</i>	<i>Latentes (W)</i>	(%)
0	0	20%
380	380	40%
700	700	60%
1150	1150	80%
1800	1800	100%

Le fichier météo utilisé est un fichier de sollicitations constantes pour avoir un taux de marche constant sur toute la période de modélisation.

Les simulations ont été conduites pour les trois niveaux de modélisation. Les comparaisons ont porté sur les énergies frigorifiques totales, sensibles, latentes ainsi que sur la consommation énergétique du système de traitement d'air.

Nous rappelons que la consigne en humidité pour l'évaluation des charges latentes par le niveau 0 a été fixée à 60%.

3.2 Résultats

Les résultats des simulations sont présentés par la figure 3. Ces résultats proviennent de l'intégration des puissances frigorifiques totales, sensibles et latentes ainsi que de la puissance absorbée sur l'ensemble de la journée. Les critères de comparaison sont donc des critères énergétiques journaliers.

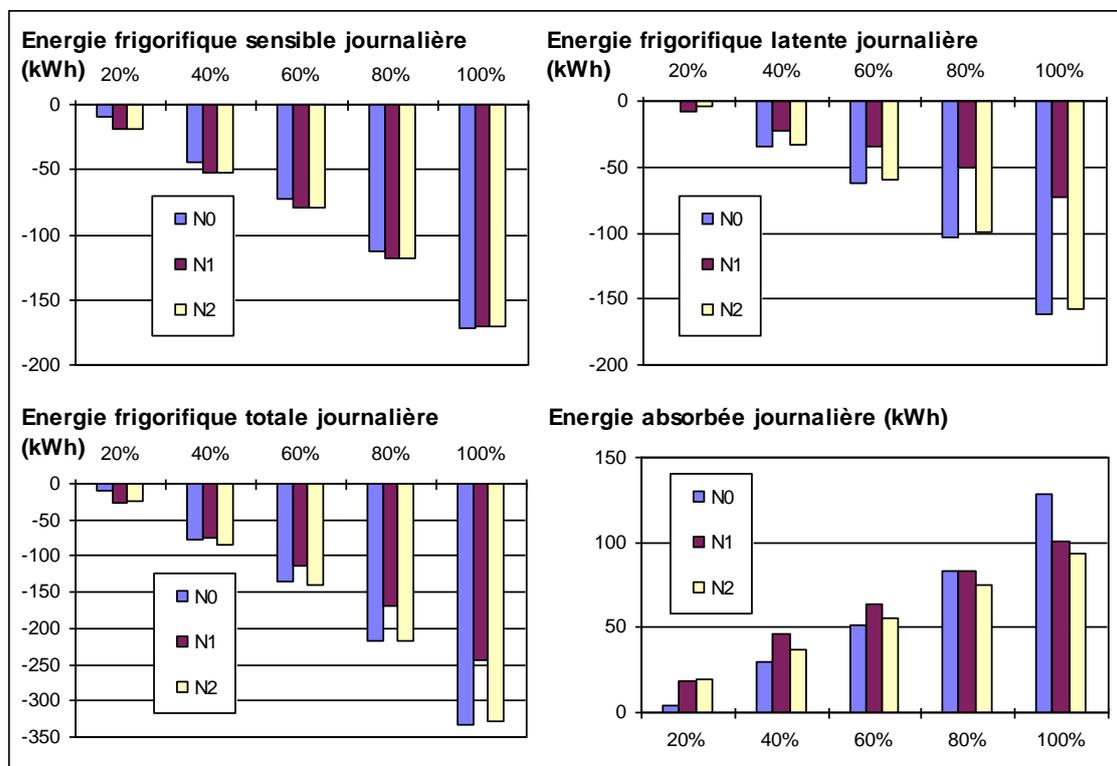


Figure 3 : Comparaison inter-modèle pour différents taux de marche

Les résultats montrent que le modèle 1 perd en précision pour l'estimation des charges énergétiques lorsque le taux de marche augmente. La différence par rapport au niveau 2 s'explique par une mauvaise prise en compte des charges latentes. Rappelons que le modèle 1 a un *SHF* constant et donc que la puissance latente délivrée par le modèle est constante en régime permanent. Les modèles 1 et 2 sont confondus pour des taux de charge faibles où la mise en régime du système prévaut sur les caractéristiques en régime permanent. Par contre, dès que le taux de marche est supérieur à 40%, le modèle 1 perd en précision, que ce soit pour l'estimation de l'énergie frigorifique totale délivrée par le système que pour l'énergie électrique consommée.

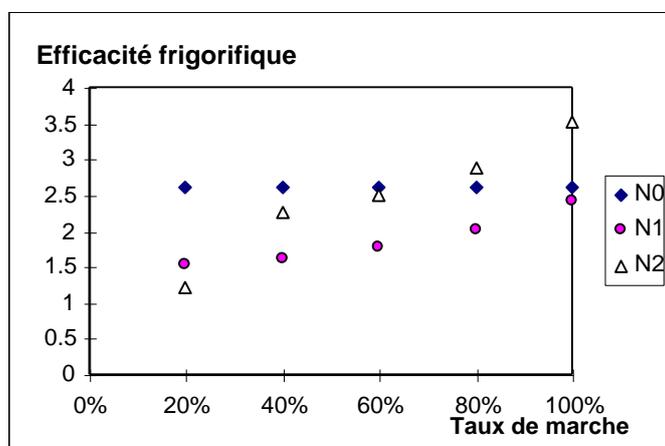


Figure 4 : Evolution de l'efficacité frigorifique pour différents taux de marche

Le modèle 0 et le modèle 2 ont des résultats similaires pour des taux de marche élevés pour l'estimation des consommations frigorifiques. Toutefois, le modèle 0 n'est pas fiable pour l'estimation de la consommation électrique. Celui-ci a tendance à sous-estimer la consommation électrique pour des taux de charge faibles et à surestimer lorsque le système s'approche du régime permanent.

La figure 4 confirme ces remarques en montrant l'évolution de l'efficacité frigorifique pour les trois modèles en fonction du taux de marche.

Nous voyons au travers de la figure 4 que le modèle 0 qui suppose une efficacité frigorifique constante ne peut se suffire d'une telle modélisation : la dépendance réelle de l'efficacité frigorifique vis à vis du taux de charge et des conditions intérieures et extérieures est en effet trop importante. Le modèle 2 traduit par contre parfaitement l'évolution de l'efficacité en fonction du taux de charge.

4 CONCLUSION

Le modèle 0 estime bien la consommation frigorifique mais l'hypothèse d'efficacité frigorifique constante induit des erreurs importantes pour l'estimation de la consommation électrique car cette grandeur dépend à la fois du taux de marche pour le régime dynamique et des conditions extérieures pour le régime permanent. Toutefois, ce modèle est un modèle horaire : le temps de calcul est donc faible.

Le modèle 1 permet de gagner en précision pour des taux de marche faible. Celui-ci permet de ne pas faire appel à un tableau constructeur. Par contre, ce dernier perd en précision dès lors que l'on dépasse des taux de marche de 40%.

Le modèle 2 reste le modèle le plus précis. Il permet de tenir compte à la fois de l'influence des conditions extérieures et intérieures en régime permanent, mais également du régime dynamique. Les résultats des différentes modélisations pour ce modèle sont très proches de résultats expérimentaux établis à partir d'autres climatiseurs individuels. Par contre, ce modèle fonctionne pour des pas de temps réduits (1 minute). Le temps de calcul est nécessairement plus important (60 fois plus que le modèle horaire).

Les premiers résultats issus à la fois de comparaisons expérimentales [4] mais également de comparaison inter-modèles montrent que les modèles à pas de temps réduits sont de bien meilleurs indicateurs pour la prédiction des consommations énergétiques, surtout lorsque le système étudié régule de manière importante. Le modèle horaire gagne en précision lorsque le système régule peu.

Par contre, la modélisation de l'efficacité frigorifique doit être améliorée et ne peut se suffire d'une valeur constante. Des modèles horaires existent [2], [3] mais nécessitent la connaissance ou l'estimation d'un facteur de correction qui est fonction du taux de marche. Nous voyons ici l'intérêt de l'aspect multi-modèle de notre code, dans la mesure où le niveau 2 pourrait estimer dans un premier temps l'efficacité frigorifique d'un système en fonction de son taux de marche. Dans un deuxième temps, le facteur de correction étant ainsi trouvé, il pourrait être intégré au niveau 0 et ainsi permettre une meilleure précision sur la consommation électrique du climatiseur tout en conservant la rapidité du temps de calcul.

5 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] BOYER, H., GARDE, F., GATINA, J.C., BRAU, J., « A multi-model approach to building thermal simulation for design and research purposes ». *Energy and Buildings*, 28, 1, pp. 71-79, (1998).
- [2] HAMEL, J., MERCADIER, Y. « Fonctionnement en régime transitoire des thermopompes et simulation thermique des bâtiments ». *SESCI Conference, Calgary, Canada*, p. 232-237, (1984).
- [3] O'NEAL D.L., Ph D., P.E., KATIPAMULA S., Ph D. « Performance degradation during on-off cycling of single -speed air conditioners and heat pumps : model development and analysis. » *Ashrae transactions - vol 97 - Part 2*, 316-323, (1987).
- [4] GARDE, F. « Validation et développement d'un modèle thermo-aéraulique de bâtiments en climatisation passive et active. Intégration multimodèle de systèmes ». *Thèse : Sci : Université de La Réunion*, (1997).
- [5] GARDE F., BOYER, H., PIGNOLET-TARDAN, F., LUCAS, F., BRAU, J. « Multiple model approach and experimental validation of a residential air-to-air heat pump ». *In proceedings of CLIMA 2000, Bruxelles*, (1997).
- [6] LUCAS, F., GARDE, F., BOYER, H., GATINA, J.C. « Validation expérimentale et ajustement de paramètres de modèles de système de traitement d'air ». *3ème colloque interuniversitaire franco-québécois, Toulouse*, (1997).
- [7] LIONNET, B., « Brasseurs d'air. Etude d'opportunité pour les DOM. Note interne EDF, Direction des Etudes et recherches », 42 p., (1996).
- [8] FLEURY, E., MILLET, J.R. Bâtiments tertiaires climatisés dans les DOM. Document d'application de la méthode Climadom. Rapport d'étude C.S.T.B n°96.078R, 50 p., (1996).
- [9] LOVEDAY, D.L., EWERS, R.A. « The cost effectiveness of heat pumps operated by a BEMS - A comparison of smart and standard control using dynamic simulation », in *proceeding of System Simulation in Buildings*, (1990).