



RAPPORT TECHNIQUE

MODÉLISATION D'UN RÉGULATEUR INNOVANT POUR MONOSPLIT GAINABLE INVERTER

	RAPPORT TECHNIQUE	AZ-TR-130115
	MODÉLISATION D'UN RÉGULATEUR INNOVANT POUR MONOSPLIT GAINABLE INVERTER	
	V1.4	15/01/2013



MODÉLISATION D'UN RÉGULATEUR INNOVANT POUR MONOSPLIT GAINABLE INVERTER

RÉDIGÉ PAR :	RÉVISÉ PAR :	EN COLLABORATION AVEC :
José Luis Gonzalez Espín Olivier Luminati AIRZONE – Département R&D AIRZONE – Département Projets	Dr José Manuel Cejudo Lopez Fernando Dominguez Muñoz Antonio Carrillo Andrés UNIVERSITÉ DE MÁLAGA – Département Energétique	Julien Caillet COSTIC

SOMMAIRE

1. <i>INTRODUCTION</i>	5
2. <i>DESCRIPTION DES MODÈLES DE CLIMATISATION ÉTUDIÉS</i>	7
2.1. SPÉCIFICATIONS DU SYSTÈME STANDARD	7
2.2. SPÉCIFICATIONS DU SYSTÈME RÉGULÉ	7
3. <i>MÉTHODOLOGIE</i>	9
3.1. HYPOTHÈSES	9
3.2. DESCRIPTION DU MODÈLE DE LA POMPE À CHALEUR À DÉTENTE DIRECTE	10
3.2.1. EFFETS DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HUMIDITÉ	11
3.2.2. EFFETS DU DÉBIT SUR LA CAPACITÉ TOTALE ET SENSIBLE	12
3.2.3. EFFETS DE LA CHARGE PARTIELLE ET DU DÉBIT SUR L'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE	13
3.3. MODÈLE DE DISTRIBUTION DE L'AIR	18
3.4. MODÈLE INTÉGRÉ EDIFICE – SYSTÈME DE CLIMATISATION	20
3.4.1. SYSTÈME STANDARD (NON RÉGULÉ PAR ZONES)	20
3.4.2. SYSTÈME RÉGULÉ	23
4. <i>ÉTUDE DE CAS</i>	24
4.1. DESCRIPTION DU BÂTIMENT	24
4.2. VILLES ÉTUDIÉES	25
4.3. UNITÉS DE CLIMATISATION CHOISIES	25
5. <i>RÉSULTATS</i>	26
5.1. EFFICACITÉ DES SYSTÈMES ÉTUDIÉS	26
5.2. EFFET DU TAUX DE CHARGE SUR L'ÉCONOMIE D'ÉNERGIE	28
5.3. OPTIMISATION DES STRATÉGIES DE CONTRÔLE SUR LA CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE	29
6. <i>CONCLUSIONS</i>	33
7. <i>RÉFÉRENCES</i>	34
8. <i>NOMENCLATURE</i>	35
9. <i>ANNEXES</i>	36

INDEX DES TABLEAUX

Tableau 1 : coefficients des courbes de comportement en température.....	11
Tableau 2 : coefficients des courbes de comportement du débit.....	12
Tableau 3 : résultats expérimentaux d'essais à charge partielle.....	13
Tableau 4 : valeurs paramétrées du COP	13
Tableau 5 : résultats expérimentaux d'essais à charge partielle.....	13
Tableau 6 : températures mensuelles minimales et maximales pour chacune des villes étudiées	25
Tableau 7 : caractéristiques nominales des pompes à chaleur simulées.....	25
Tableau 8 : analyse de la consommation électrique des systèmes étudiés	26
Tableau 9 : pourcentage d'heures de confort	27
Tableau 10 : analyse de la consommation énergétique des différentes stratégies de contrôle étudiées.	31
Tableau 11 : résumé des surfaces des murs et fenêtres	36
Tableau 12 : propriétés thermiques des matériaux de construction	36
Tableau 13 : profil d'occupation zone par zone	37
Tableau 14 : résumé des apports internes	37
Tableau 15 : résumé des charges thermiques du bâtiment étudié.....	37

INDEX DES FIGURES

Figure 1 : schéma d'un système standard	7
Figure 2 : schéma d'un système régulé	8
Figure 3 : courbe de comportement de la capacité en refroidissement et COP en réponse à différentes conditions intérieures et extérieures	12
Figure 4 : corrélations expérimentales du modèle empirique à charge partielle	14
Figure 5 : comportement à pleine charge selon la RT2012	16
Figure 6 : Diagramme de flux de la méthodologie de calcul d'un système inverter à détente directe.....	17
Figure 7 : schéma des points de mesure de pression.....	18
Figure 8 : calcul itératif du débit de soufflage de chaque zone.....	19
Figure 9 : (a) Diagramme de flux du système standard (b) Diagramme de flux du système régulé.....	22
Figure 10 : plan de l'appartement objet d'étude	24
Figure 11 : économie d'énergie potentielle d'un système régulé en comparaison avec un système standard	27
Figure 12 : nombre d'heures de fonctionnement des deux systèmes selon le taux de charge (ville de Paris).....	28
Figure 13 : Stratégie de contrôle de thermostat A – Comportement du PLR	30
Figure 14 : pourcentages d'économies d'énergie thermique et de puissance consommée des différentes stratégies de contrôle en comparaison avec un équipement standard.....	31
Figure 15 : utilisation moyenne de la protection solaire proposée dans [10].....	36
Figure 16 : nombre d'heures de fonctionnement annuelles pour un équipement régulé et standard	38

1. INTRODUCTION

La Directive 2010/31/UE du Parlement Européen relative à la performance énergétique des bâtiments, estime que le secteur du bâtiment (résidentiel et tertiaire) consomme 40% de l'énergie totale de l'Union Européenne, dont la moitié pour les seuls systèmes de chauffage et refroidissement. Ce secteur se trouve en phase d'expansion ce qui indique que sa consommation correspondante est en croissance constante. C'est pour cette raison que la réduction de la consommation énergétique des bâtiments représente une part prépondérante des mesures envisagées par l'Union Européenne pour diminuer sa dépendance énergétique et respecter ses engagements du Protocole de Kyoto. En particulier en France, la preuve de l'intérêt stratégique que représente la réduction de la consommation énergétique dans le bâtiment réside dans l'évolution de la Réglementation Thermique (2005, 2012) qui a vu l'introduction des labels de bâtiments à (Haute) Qualité Environnementale et Bâtiment Basse Consommation, proposant des objectifs de consommation globale de plus en plus réduits, avec en point de mire à court terme les bâtiments à Energie Positive (horizon 2020).

Dans le cadre d'applications résidentielles et de petit tertiaire, il existe habituellement deux types d'unités intérieures pour les équipements à détente directe : les unités intérieures gainables ou centralisées qui desservent plusieurs zones indépendantes et les unités intérieures individuelles non gainables (cassette, console, etc.) qui, comme leur nom l'indique, ne traitent chacune qu'une zone unique. De plus, pour chacun de ces équipements (individuel ou centralisé) le compresseur peut être à vitesse constante ou à vitesse variable (encore appelé compresseur « inverter »).

Afin d'adapter le fonctionnement de l'installation de chauffage et climatisation aux paramètres du bâtiment (degré d'occupation des zones, orientation des façades, isolement, etc.) et éviter toute surconsommation inutile, la réglementation thermique française impose l'utilisation d'un système de contrôle individuel par zone desservie. Ceci ne pose aucun souci dans le cadre d'unités intérieures individuelles puisque chacune d'entre elles dispose de son propre thermostat d'ambiance qui gère la consigne de la zone en question. Par contre, dans le cas d'une unité intérieure gainable centralisée, intégrer un système de zones permet de contrôler de façon indépendante la température de chaque pièce ; les thermostats situés dans chaque ambiance agissent sur des registres motorisés tandis que le ventilateur de l'unité intérieure est régulé afin de fournir le débit d'air requis. De plus, la puissance thermique restituée est ajustée en fonction de la température de l'air de reprise ; la température de soufflage est donc variable. Par conséquent, le système de régulation par zones intégré, d'une part améliore le confort au sein de l'installation puisque chaque thermostat de zone agit en fonction des changements de température qui interviennent dans la pièce où il se situe et, d'autre part, adapte le fonctionnement de l'équipement à l'occupation des zones. Cela résulte en une utilisation efficace de l'équipement de climatisation grâce à l'accroissement du nombre d'heures durant lesquelles l'unité travaille en régime de charge partielle [1] [2] [3].

Du point de vue commercial, l'unité gainable avec système de zones intégré est une alternative intéressante aux unités intérieures individuelles. En effet, l'installation de multiples unités intérieures individuelles suppose des coûts d'investissement et de maintenance plus élevés (filtres d'air, humidificateurs, etc.) qui peuvent être réduits en optant pour une unique unité gainable centralisée et son système de régulation par zone. Toutefois, si le nombre de vitesses de ventilation contrôlées n'est pas suffisant ou son ajustement non réalisé par un capteur de pression, la pression dans le réseau de gaines peut croître au point de provoquer des nuisances sonores. Ce problème peut être résolu en bypassant l'air de soufflage vers les gaines de reprise, mais fera travailler le système de climatisation hors de ses conditions de température nominales.

L'objectif de cette étude est de comparer les gains en termes de consommation énergétique d'un équipement inverter gainable avec système de régulation par zone intégré, face au même équipement standard (non régulé par zones).

Afin de comparer leurs efficacités énergétiques respectives, la façon la plus précise et la plus fiable serait de réaliser un suivi de deux bâtiments identiques situés au même endroit ; toutefois, avoir recours à la simulation informatique est également un moyen reconnu et très répandu. Par conséquent, ce rapport se centre sur l'évaluation de la simulation et la comparaison entre un système air-air régulé et standard (non-régulé par zones) dans un cadre résidentiel multizones, disposant de conditions

intérieures et extérieures identiques. Le logiciel de simulation de charges thermiques et d'analyse énergétique TRNSYS [4] [5] a été employé pour mener à bien cette étude.

La première partie de ce rapport décrit les systèmes de climatisation objets de l'étude. La deuxième partie présente la méthodologie et développe les modèles mathématiques adoptés. Elle se centre sur la validation des modèles proposés en comparant les résultats de simulations avec des données expérimentales. Enfin, les derniers chapitres décrivent les conditions de l'étude de cas et analysent les résultats obtenus.

2. DESCRIPTION DES MODÈLES DE CLIMATISATION ÉTUDIÉS

2.1. SPÉCIFICATIONS DU SYSTÈME STANDARD

Comme schématisé sur la Figure 1, la modélisation du système standard (non régulé par zones) consiste en un unique élément, à savoir une pompe à chaleur air-air à volume constant dont le contrôle est basé sur la température de la zone principale. En fonction de la différence entre cette température et la consigne de l'équipement, le système de contrôle de la pompe à chaleur choisit son mode de fonctionnement.

Par conséquent, la température de la zone contrôlée est maintenue dans les plages de confort établies tandis que les températures des autres pièces dépendent de l'évolution de leurs charges thermiques correspondantes. Ce système est donc approprié pour des installations dont les zones présentent des niveaux d'occupation et d'utilisation ainsi que des profils de charges thermiques similaires.

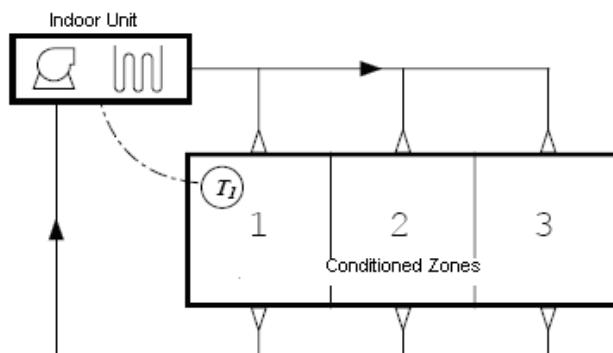


Figure 1 : schéma d'un système standard

2.2. SPÉCIFICATIONS DU SYSTÈME RÉGULÉ

Comme schématisé sur la Figure 2, la modélisation du système régulé est composée de deux éléments : une pompe à chaleur air-air et le système de régulation par zone. Un ensemble de thermostats électroniques et de registres motorisés contrôlés électroniquement ajustent la température dans chacune des pièces, transformant en pratique un système de climatisation centralisé unique en plusieurs petits systèmes au fonctionnement indépendant.

L'équipement de climatisation et le système de zones sont intégrés, ce qui signifie qu'ils échangent des informations de façon continue. En particulier, le système de régulation par zone est capable d'ajuster les commandes suivantes :

- > Mode de fonctionnement de l'équipement (Stop, Ventilation, Refroidissement, Chauffage).
- > Vitesse du ventilateur de l'unité intérieure selon le nombre de zones actives. La pompe à chaleur air-air modélisée dans cette étude possède deux vitesses de ventilation ; la petite vitesse est activée lorsque le nombre de zones en demande est inférieur à 50% du total des zones de l'installation.
- > Température de consigne de la pompe à chaleur selon les températures sélectionnées sur les différents thermostats du système de régulation par zone.

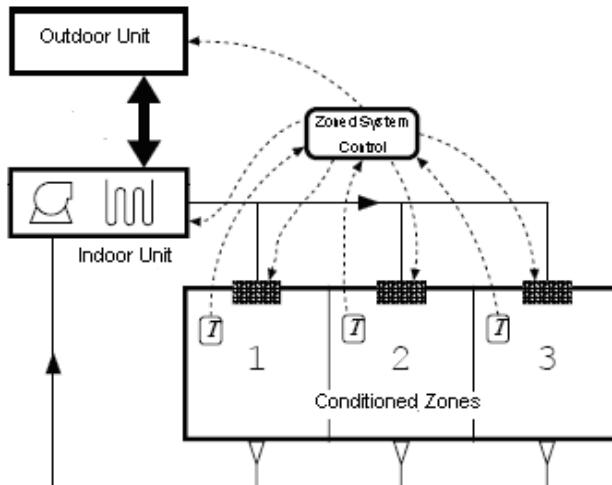


Figure 2 : schéma d'un système régulé

Tandis que la température de l'air de soufflage est contrôlée par l'unité de climatisation en fonction de la différence entre la température de l'air de reprise et la consigne de l'équipement, les registres de zone sont ajustés de façon individuelle selon la demande dans chaque zone. De plus, le système de régulation par zones intégré gère les températures des différentes pièces en faisant varier la température de l'air de soufflage et le débit d'air du ventilateur de l'unité intérieure.

Il est également possible d'ajouter au système de zones modélisé un registre de surpression ou bypass. Celui-ci agit lorsque le nombre de vitesses du ventilateur de l'unité intérieure est insuffisant et ne peut garantir que le débit d'air insufflé dans les zones en demande se maintienne dans les plages de fonctionnement du réseau de gaines. Toutefois, dans le cadre de cette étude, le registre bypass n'a pas été simulé.

Les principaux avantages du système de zones intégré pour le secteur résidentiel sont indiqués ci-dessous :

- > Il divise le logement en de multiples zones et permet d'atteindre la température spécifiée et le débit d'air requis dans chacune d'entre elles, sans affecter les autres.
- > Il économise de l'énergie en fermant les registres des zones non occupées. Le système de zones intégré optimise le fonctionnement de l'équipement en favorisant son travail à charge partielle. Comme décrit sur la Figure 5, le coefficient de performance de la pompe à chaleur augmente lorsque le taux de charge diminue.

D'un autre côté, les limitations à connaître sont les suivantes :

- > La charge thermique des zones occupées est plus importante en raison du transfert de chaleur depuis les zones non occupées, au travers des murs adjacents.
- > Le débit d'air traversant la batterie de l'unité intérieure est moindre. Comme indiqué sur la Figure 5, pour des conditions de charge partielle données, une réduction du débit d'air provoque une diminution du coefficient de performance.

3. MÉTHODOLOGIE

3.1. HYPOTHÈSES

Les hypothèses prises en compte lors de la simulation des différentes configurations sont indiquées ci-dessous :

1. Les pertes thermiques dans les gaines sont négligeables.
2. En mode refroidissement, lorsque la température de rosée de l'air entrant dans la batterie est supérieure à la température de l'air de soufflage à atteindre, l'évaporateur travaille en conditions humides. L'humidité relative de l'air sortant de la batterie est alors supposée être de 95%.
3. Toutes les zones sont supposées être en surpression, par conséquent la charge thermique due aux infiltrations d'air n'est pas prise en compte.
4. Il n'a été considéré aucun déplacement d'air entre les zones.
5. Les deux systèmes simulés disposent des mêmes scénarios de fonctionnement. Toutefois, le nombre d'heures de fonctionnement de chacun d'entre eux dépend de leurs hypothèses de contrôle.
6. La pompe à chaleur à détente directe ajuste automatiquement sa puissance thermique afin d'équilibrer la demande de l'édifice, ce qui implique la supposition de conditions de fonctionnement quasi-statiques. Ce comportement dynamique du système peut être approché par un ensemble de conditions de fonctionnement quasi-statiques, à condition que l'intervalle de temps de la simulation soit grand en comparaison avec le temps de réponse dynamique de l'équipement de climatisation [6].
7. L'intervalle de comptage est fixé à 15 minutes durant lesquelles les conditions climatiques sont invariables.
8. La consommation électrique du ventilateur de l'unité intérieure est négligeable. Par conséquent, nous considérerons que ses effets sont inclus dans la valeur des coefficients de performance indiqués par le fabricant dans le Tableau 7.
9. La consommation de l'équipement de climatisation en stand-by n'est pas prise en compte.

3.2. DESCRIPTION DU MODÈLE DE LA POMPE À CHALEUR À DÉTENTE DIRECTE

Les modèles mis en place simulent le fonctionnement d'une pompe à chaleur à détente directe inverter, travaillant dans des conditions variables. Ce modèle de comportement énergétique utilise des données correspondant aux conditions nominales corrigées par des courbes de variations de capacités sensible et totale, énergie électrique consommée et taux de charge, afin de déterminer le comportement de l'équipement à pleine charge et à charge partielle [7]. Par conséquent, la consommation électrique réelle de la pompe à chaleur à détente directe peut être obtenue à partir des courbes de comportement énergétique. Les équations principales sont indiquées ci-dessous :

Cooling Mode

$$Q_{tc} = Q_{tc,rated} \times TempMF_{TotCap} \times FlowMF_{TotCap}$$

$$Q_{sc} = Q_{sc,rated} \times TempMF_{SensCap} \times FlowMF_{SensCap}$$

$$EER = EER_{rated} \times TempMF_{EER}$$

Heating Mode

$$Q_{th} = Q_{th,rated} \times TempMF_{TotCap} \times FlowMF_{TotCap}$$

$$COP = COP_{rated} \times TempMF_{COP}$$

Les capacités sensible et totale dépendent de facteurs de modification en fonction de la température (*TempMF*) et du débit (*FlowMF*). Le coefficient de performance en conditions de pleine charge prend en compte l'effet de la température car l'effet du débit sera appliqué au modèle à charge partielle.

Les caractéristiques nominales de la pompe à chaleur air-air et leurs variations selon les conditions de l'air intérieur et extérieur sont fournies par le fabricant [8] [9]. Cependant, ces données ne prennent pas en compte les effets de la variation du débit d'air. De plus, il a été observé que le facteur de modification de la capacité sensible dû à la température proposé par le fabricant, basé sur la température de bulbe sec extérieure et la température de bulbe humide intérieure, ne reproduit pas de façon précise le comportement de l'unité.

Par conséquent, le modèle choisi utilise les courbes de comportement génériques définies par l'outil de simulation énergétique CALENER-VYP (logiciel officiel du Ministère espagnol de l'Industrie afin de déterminer l'efficacité énergétique d'un bâtiment) [15], tandis que les effets du débit sur la capacité totale et sensible ont été obtenus par l'intermédiaire d'essais expérimentaux.

3.2.1. EFFETS DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HUMIDITÉ

Les facteurs de modification en fonction de la température et de l'humidité sont des courbes biquadratiques qui dépendent de quatre variables : les températures de bulbe sec extérieure et intérieure (T_{odb} , T_{idb}) et les températures de bulbe humide intérieure et extérieure (T_{iwb} , T_{owb}). Le facteur de modification en fonction de la température de la capacité totale en refroidissement et du coefficient de performance sont des courbes biquadratiques comportant deux variables indépendantes : T_{odb} et T_{iwb} . Ainsi :

$$\begin{aligned} TempMF_{TotCap} &= a + b(T_{iwb}) + c(T_{iwb})^2 + d(T_{odb}) + e(T_{odb})^2 + f(T_{iwb})(T_{odb}) \\ TempMF_{EER} &= a' + b'(T_{iwb}) + c'(T_{iwb})^2 + d'(T_{odb}) + e'(T_{odb})^2 + f'(T_{iwb})(T_{odb}) \end{aligned}$$

Toutefois, le facteur de modification dû à la température de la capacité sensible est une courbe triquadratique comportant trois variables indépendantes : T_{odb} , T_{iwb} et T_{idb} . Ainsi :

$$TempMF_{SensCap} = a + b(T_{iwb}) + c(T_{iwb})^2 + d(T_{idb}) + e(T_{idb})^2 + f(T_{odb}) + g(T_{odb})^2$$

Enfin, le facteur de modification en fonction de la température de la capacité en chauffage et du coefficient de performance sont des courbes biquadratiques comportant deux variables indépendantes : T_{owb} et T_{idb} . Ainsi :

$$\begin{aligned} TempMF_{TotCap} &= a + b(T_{idb}) + c(T_{idb})^2 + d(T_{owb}) + e(T_{owb})^2 + f(T_{idb})(T_{owb}) \\ TempMF_{COP} &= a' + b'(T_{idb}) + c'(T_{idb})^2 + d'(T_{owb}) + e'(T_{owb})^2 + f'(T_{idb})(T_{owb}) \end{aligned}$$

Les coefficients des courbes de comportement utilisées sont listés dans le Tableau 1 :

Mode Refroidissement					Mode Chauffage				
	TempMF _{TotCap}		TempMF _{EER}		TempMF _{SensCap}		TempMF _{TotCap}		TempMF _{COP}
1	0.880785	1	1.96344	1	0.500602	1	0.814741	1	0.673314
T _{iwb}	0.0142476	T _{iwb}	8.7025e-3	T _{iwb}	-0.046438	T _{idb}	0	T _{idb}	0
T _{iwb} ²	5.5436e-4	T _{iwb} ²	1.25446e-4	T _{iwb} ²	-3.25e-4	T _{idb} ²	0	T _{idb} ²	0
T _{odb}	-7.55806e-3	T _{odb}	-0.051967	T _{idb}	0.069958	T _{owb}	0.0306826	T _{owb}	0.0552429
T _{odb} ²	3.30E-05	T _{odb} ²	4.58095e-4	T _{idb} ²	-3.4e-5	T _{owb} ²	3.23E-05	T _{owb} ²	5.35714e-5
T _{iwb} * T _{odb}	-1.9171e-4	T _{iwb} * T _{odb}	-4.87429e-4	T _{odb}	-0.013202	T _{idb} * T _{owb}	0	T _{idb} * T _{owb}	0
				T _{odb} ²	7.9e-5				

Tableau 1 : coefficients des courbes de comportement en température

3.2.2. EFFETS DU DÉBIT SUR LA CAPACITÉ TOTALE ET SENSIBLE

En plus des conditions extérieures et intérieures, les capacités en chauffage et refroidissement dépendent du débit d'air traversant la batterie. Ces courbes de modification de la capacité totale et sensible sont biquadratiques et comportent une unique variable indépendante : rapport entre le débit d'air traversant à tout moment la batterie et le débit d'air nominal.

$$FF = \frac{m_{actual}}{m_{rated}}$$

$$FlowMF_{TotCap} = a + b(FF) + c(FF)^2$$

$$FlowMF_{SensCap} = d + e(FF) + f(FF)^2$$

Ces courbes de modification sont normalisées et adoptent la valeur 1.0 lorsque le facteur FF est égal à 1.0. Par conséquent, elles s'appliquent uniquement aux systèmes de zones capables de faire varier le débit d'air traversant la batterie.

La Figure 3 représente les courbes de modification des capacités en fonction de la fraction de débit FF. Aussi bien la capacité en refroidissement qu'en chauffage à pleine charge diminuent jusqu'à 70% de leur valeur maximale lorsque FF atteint la valeur 0.4 (valeur minimale reproduite) :

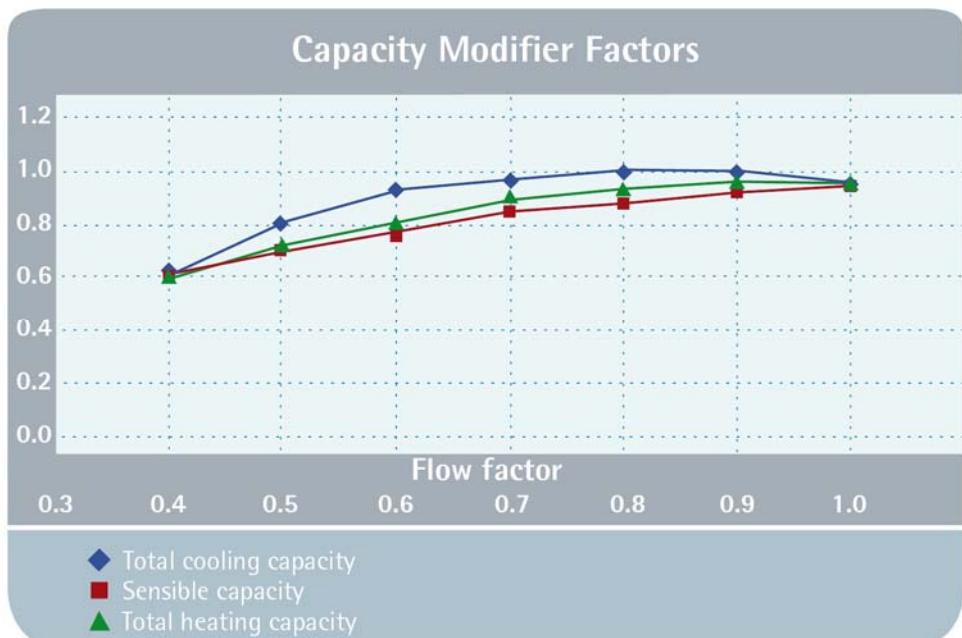


Figure 3 : courbe de comportement de la capacité en refroidissement et COP en réponse à différentes conditions intérieures et extérieures

Les coefficients des courbes expérimentales utilisées sont listés dans le Tableau 2 :

FlowMF _{TotCap}			FlowMF _{SensCap}		
Mode Refroidissement		Mode Chauffage			
1	-0.338175	1	-0.0333108	1	0.259178
FF	3.1928	FF	2.01808	FF	1.06264
FF ²	-1.85608	FF ²	-0.974429	FF ²	-0.32297

Tableau 2 : coefficients des courbes de comportement du débit

3.2.3. EFFETS DE LA CHARGE PARTIELLE ET DU DÉBIT SUR L'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE

3.2.3.1. Impact du débit d'air : résultats expérimentaux

En plus du débit d'air traversant la batterie, l'efficacité énergétique d'un équipement à détente directe inverter est également affectée par les besoins thermiques du bâtiment. Ce paramètre est habituellement défini en fonction du taux de charge (PLR), rapport entre la charge thermique de l'édifice et la capacité calorifique ou frigorifique disponible de l'équipement.

Ces deux effets, taux de charge et débit d'air, ont été reproduits expérimentalement en faisant travailler la pompe à chaleur air-air inverter avec des charges plus petites que sa capacité disponible, et ce sous différentes conditions de débits. Les résultats expérimentaux sont résumés dans le Tableau 3 :

FF=1			FF=0.7			FF=0.5		
PLR	COP	δCOP	PLR	COP	δCOP	PLR	COP	δCOP
0.49	3.02	± 0.3	0.68	2.88	± 0.2	0.78	2.69	± 0.1
0.55	2.97	± 0.3	0.87	2.64	± 0.4	0.89	2.57	± 0.3
0.76	2.78	± 0.2	1.00	2.31	± 0.3	1.00	2.18	± 0.2
1.00	2.16	± 0.3						

Tableau 3 : résultats expérimentaux d'essais à charge partielle

Selon la méthode de calcul de l'incertitude appliquée (racine de la somme des carrés ou RSS), la valeur du COP dans les conditions de pleine charge (PLR = 1) peut être supposée constante. Par conséquent, le comportement du modèle à charge partielle peut être paramétré en fonction du COP obtenu avec la plus haute vitesse de ventilation de l'unité intérieure (FF = 1).

Le rapport entre le coefficient de performance à charge partielle et le coefficient de performance à pleine charge (PLF) est indiqué dans le Tableau 4 :

FF=1		FF=0.7		FF=0.5	
PLR	PLF	PLR	PLF	PLR	PLF
0.49	1.40	0.68	1.33	0.78	1.25
0.55	1.38	0.87	1.22	0.89	1.19
0.76	1.29	1.00	1.07	1.00	1.01
1.00	1.00				

Tableau 4 : valeurs paramétrées du COP

Il existe une valeur limite du taux de charge à partir de laquelle une unité inverter se comporte de la même façon qu'une unité de type tout-ou-rien (PLR_{contmin}). Dans ce cas, le compresseur atteint sa vitesse de rotation minimale et, afin de maintenir un contrôle précis de la température, travaille comme un système on-off.

Selon les données expérimentales indiquées dans le Tableau 4, cette situation apparaît pour différentes valeurs de PLR en fonction du débit d'air. Les valeurs de PLR_{contmin} obtenues expérimentalement sont indiquées dans le Tableau 5 :

FF	PLR _{contmin}	PLF _{PLRcontmin_net}
1	0.49	1.4
0.70	0.68	1.33
0.50	0.78	1.25

Tableau 5 : résultats expérimentaux d'essais à charge partielle

Par conséquent, il existe deux plages de fonctionnement de l'équipement de climatisation à charge partielle. La procédure de calcul à charge partielle proposée est celle définie dans la RT2012 [14].

3.2.3.2. Modélisation

Nous détaillons ci-dessous la modélisation adoptée selon la valeur du PLR.

A. Fonctionnement dans la plage de modulation de vitesse, $PLR \geq PLR_{contmin}$

Le coefficient de performance à charge partielle (COP_{PLR_net}) est défini en fonction du PLR selon la formule suivante :

$$COP_{PLR_net} = COP_{pc_net} \times \left(1 + [PLF_{PLRcontmin_net} - 1] \times \frac{1 - PLR}{1 - PLR_{contmin}} \right)$$

$$P_{abs_PLR} = \frac{Q_{load}}{COP_{PLR_net}}$$

Où $PLR_{contmin}$ est la valeur minimale du PLR en régime de fonctionnement inverter, $PLF_{PLRcontmin_net}$ le facteur de charge partielle obtenu à partir de $PLR_{contmin}$ et COP_{pc_net} le coefficient de performance en conditions de pleine charge.

Comme indiqué dans le Tableau 5, les valeurs de $PLR_{contmin}$ et $PLF_{PLRcontmin_net}$ varient en fonction du débit d'air traversant la batterie. Par conséquent, afin de déterminer les coefficients de performance à chaque pas de temps, il est nécessaire de définir une corrélation entre $PLR_{contmin}$, $PLF_{PLRcontmin_net}$ et la vitesse d'air (FF). La Figure 4 montre la corrélation obtenue en utilisant les résultats expérimentaux listés dans le Tableau 5 :

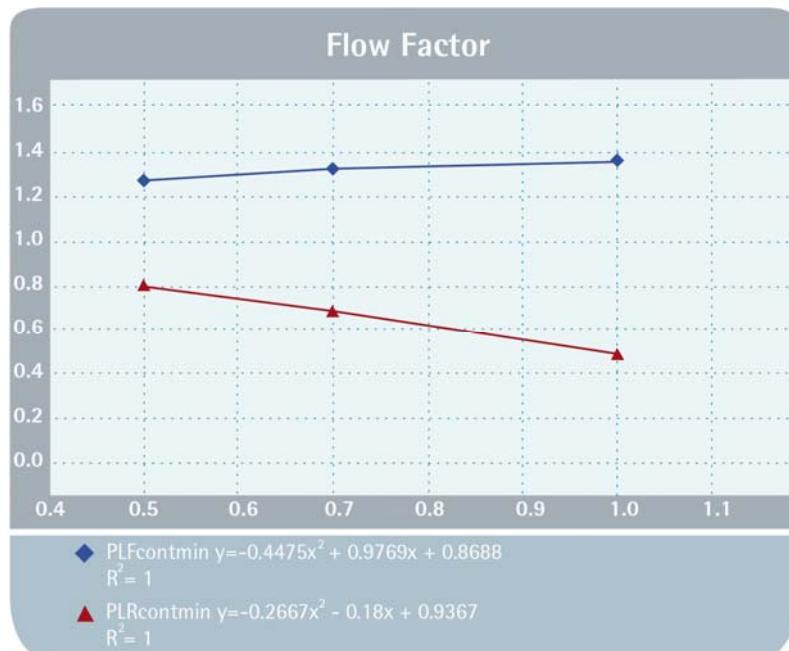


Figure 4 : corrélations expérimentales du modèle empirique à charge partielle

B. Fonctionnement en tout-ou-rien, si $PLR \leq PLR_{cont\min}$

D'un autre côté, le comportement d'une unité à détente directe disposant d'un contrôle tout-ou-rien est calculé en fonction de la consommation en puissance du compresseur (P_{com_PLR}) et de la consommation électrique associée à l'irréversibilité due aux cycles de marche-arrêt du compresseur (P_{compma_PLR}).

$$P_{abs_PLR} = P_{comp_PLR} + P_{compma_PLR}$$

P_{comp_PLR} varie linéairement en fonction du PLR entre les valeurs 0 et la consommation électrique du compresseur associée à la valeur minimale du PLR pour laquelle le compresseur travaille en régime inverter ($P_{comp_PLRcont\min}$). Toutefois, P_{compma_PLR} dépend de la fraction de l'intervalle de temps de simulation durant laquelle le système est allumé (PLR_{cycle}), et sa valeur est égale à 0 quand PLR est égal à 0 ou $PLR_{cont\min}$. La méthodologie de calcul est définie ci-dessous :

$$P_{comp_PLR} = P_{comp_PLRcont\min} \left(1 - \frac{PLR_{cont\min} - PLR}{PLR_{cont\min}} \right)$$

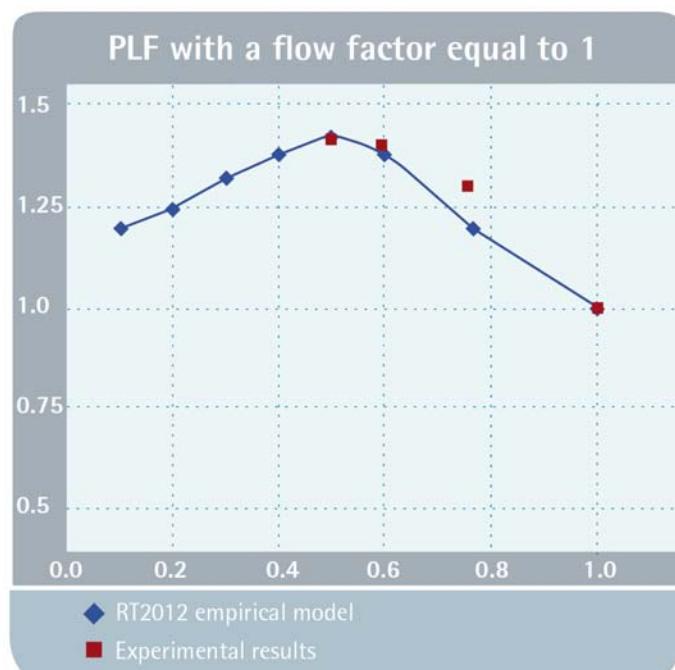
$$PLR_{cycle} = \frac{Q_{load}}{Q_{t,pc_net} \times PLR_{cont\min}}$$

$$P_{compma_PLR} = P_{comp_PLRcont\min} \left(\frac{Deq \times PLR_{cycle} \times (1 - PLR_{cycle})}{Dfou0} \right)$$

Où Deq et $Dfou0$ sont des constantes définies dans la RT2012 et dont les valeurs dans le cas de systèmes de climatisation sont respectivement 0.5 minute et 2 minutes.

3.2.3.3. Comparaison entre modèle expérimental et modèle empirique

La comparaison entre le modèle expérimental et du modèle RT 2012 est représentée dans les figures suivantes. Il apparaît que les deux modèles sont très similaires. Toutefois, la différence principale réside dans le fait que le modèle proposé par la RT2012 est linéaire tandis que le modèle expérimental est parabolique :



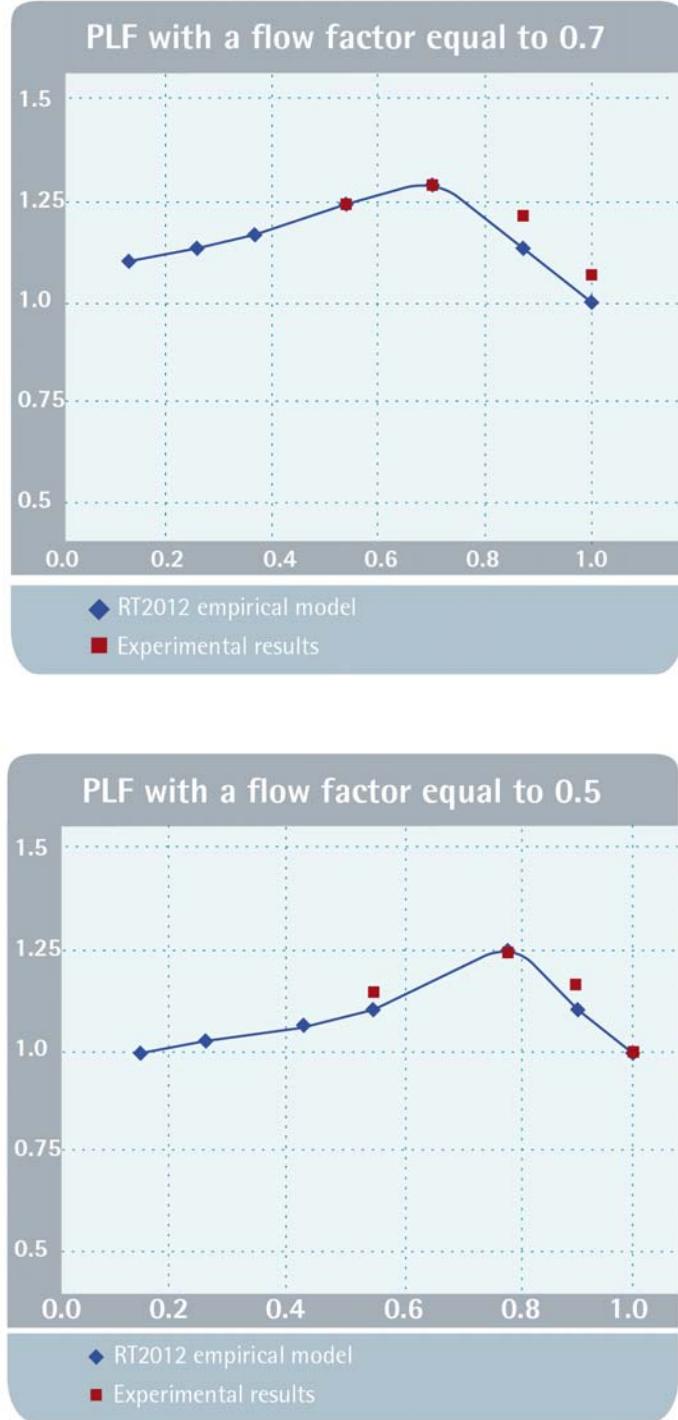


Figure 5 : comportement à pleine charge selon la RT2012

Par conséquent, le modèle proposé pour modéliser le système inverter à détente directe est un modèle hybride. Le modèle à pleine charge est basé sur les courbes expérimentales tandis que le modèle de charge partielle s'appuie sur la RT2012.

Le diagramme représenté en Figure 6 reprend la méthodologie de calcul adoptée :

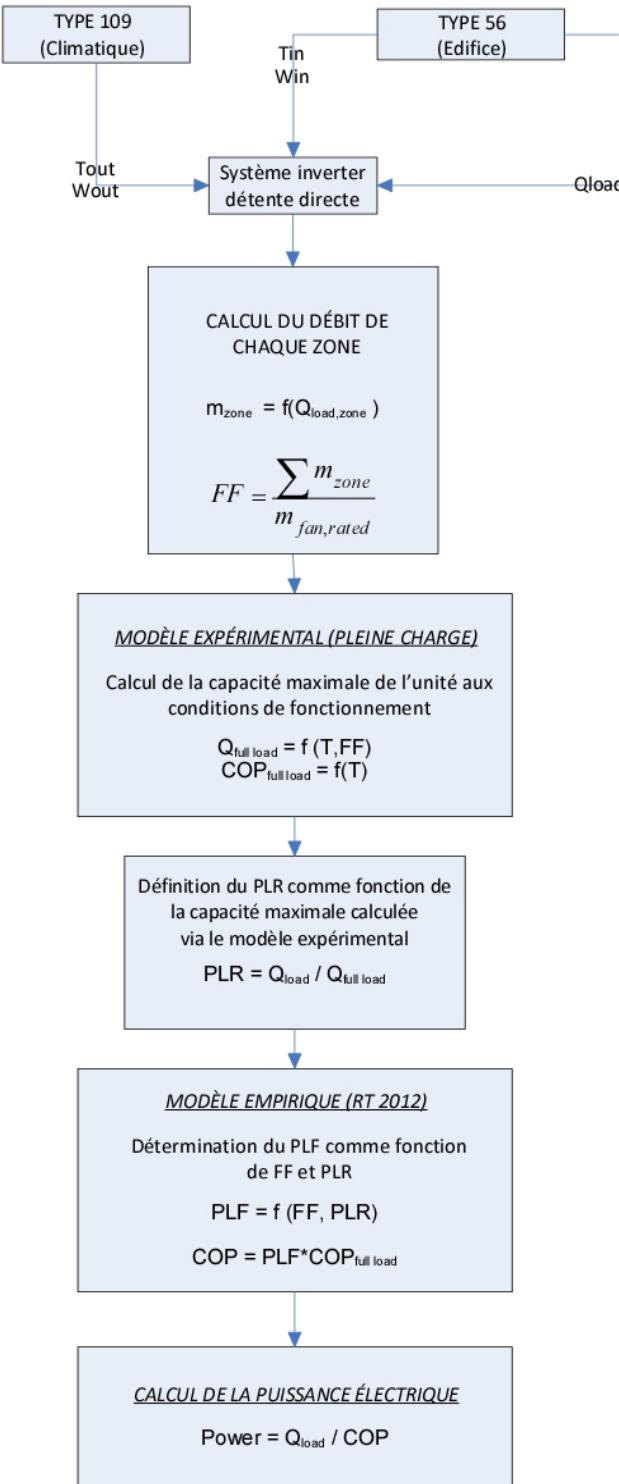


Figure 6 : Diagramme de flux de la méthodologie de calcul d'un système inverter à détente directe

3.3. MODÈLE DE DISTRIBUTION DE L'AIR

Etant donné que le contrôle du ventilateur de l'unité intérieure n'est pas idéal, une surpression est générée dans le réseau de gaines et par conséquent le débit de l'air dans les zones ne peut être supposé constant. Il a donc été nécessaire de définir un modèle de distribution de l'air basé sur le rapport entre la surface de sortie et la surface d'entrée de l'air au sein du plenum et le débit d'air de soufflage. La Figure 7 illustre les points de mesure de pression définis afin de déterminer les équations de perte de pression dans la batterie et dans le plenum de soufflage.

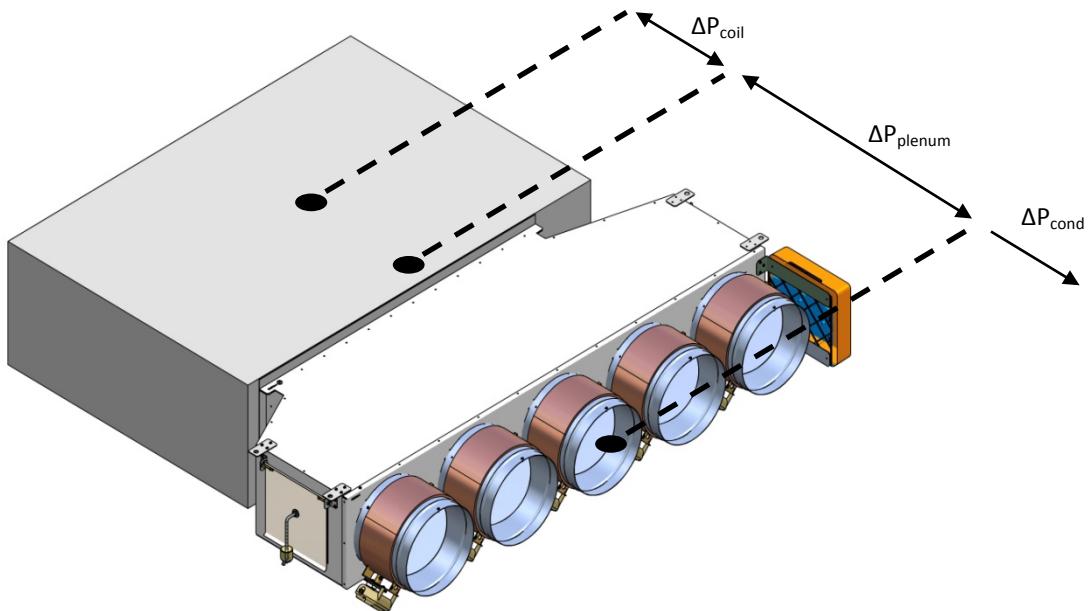


Figure 7 : schéma des points de mesure de pression

Les données expérimentales démontrent que la pression dynamique à l'intérieur de la batterie et du plenum est négligeable en comparaison avec la pression statique. Par conséquent, pour une valeur donnée du débit d'air du ventilateur, le débit de soufflage de chaque zone est calculé à partir des équations de conception du réseau de gaines définies en référence [11]. La procédure de calcul itérative est expliquée dans la Figure 8, où ΔP_{fan} est obtenu grâce aux courbes du ventilateur fournies par le fabricant [8] et f_{zone} est considéré constant et sa valeur calculée aux conditions de débit nominales.

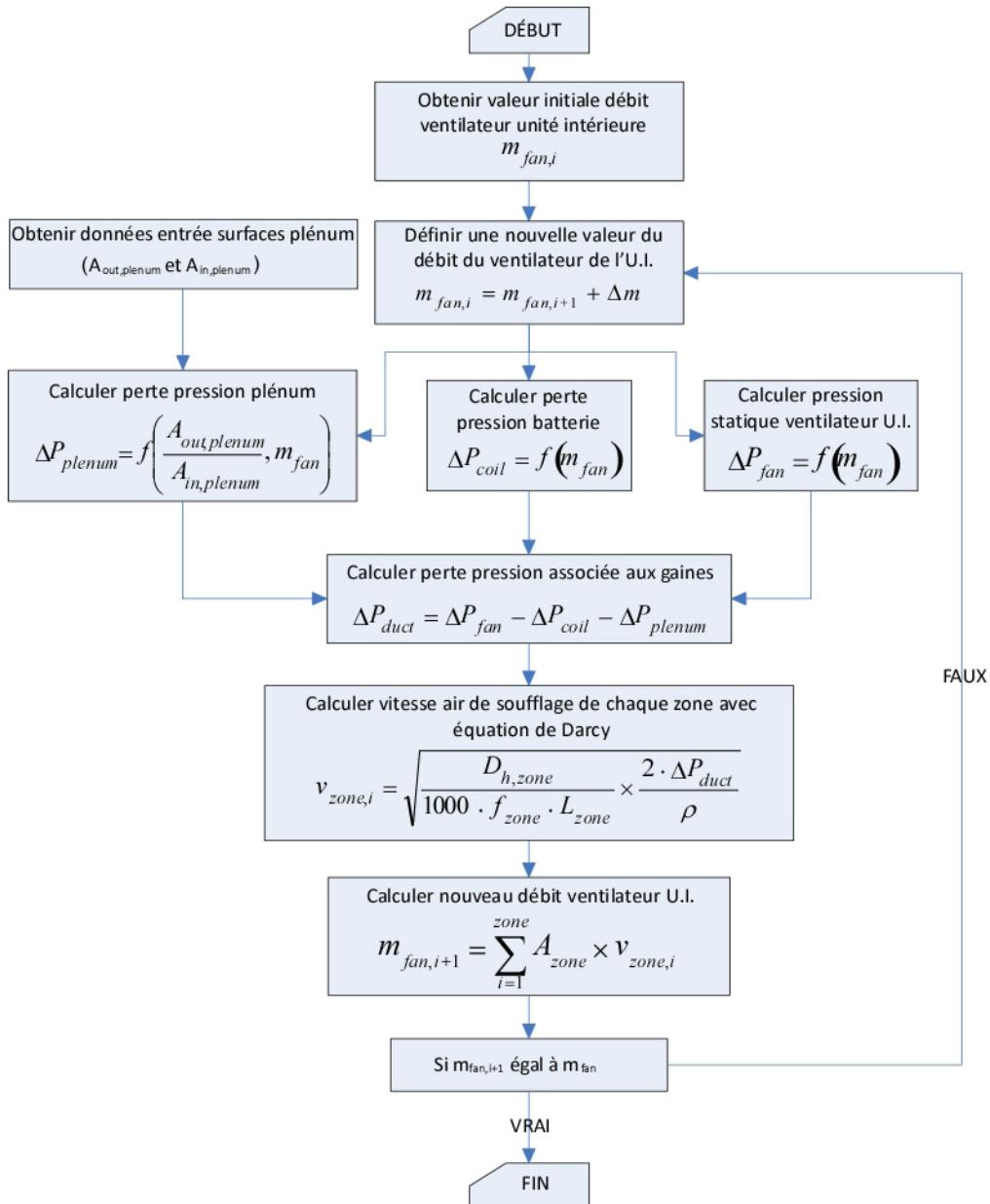


Figure 8 : calcul itératif du débit de soufflage de chaque zone

3.4. MODÈLE INTÉGRÉ EDIFICE – SYSTÈME DE CLIMATISATION

Le point le plus important de cette étude consiste à déterminer un modèle complet de pompe à chaleur à détente directe associée à l'édifice avec la même résolution temporelle. Il est nécessaire de contrôler la fréquence d'appel de ces deux entités durant l'intervalle de temps en cours. Cette information est très importante afin, d'une part, de garantir la stabilité de l'édifice dans les routines décrivant les systèmes de contrôle de la pompe à chaleur à détente directe et, d'autre part, d'éliminer les calculs non nécessaires au cours de chaque intervalle de temps.

3.4.1. SYSTÈME STANDARD (NON RÉGULÉ PAR ZONES)

Ce modèle comporte un ventilateur à débit constant, une batterie à détente directe et un compresseur inverter. Etant donné que le système est configuré pour servir différentes zones, son fonctionnement est contrôlé par un thermostat situé dans une unique zone dite de « contrôle ».

Tout comme pour le modèle du système régulé, la première étape de la modélisation du système standard (non régulé par zones) consiste à déterminer son mode de fonctionnement. Pour cela, nous supposons que la zone de contrôle consiste en un système de charge idéal. Par conséquent, s'il n'y a aucune demande de charge, la pompe à chaleur à détente directe sera éteinte durant cet intervalle de temps de simulation. Dans le cas contraire, le mode de fonctionnement de la pompe à chaleur à détente directe s'adaptera aux besoins en froid ou en chaud de la zone de contrôle.

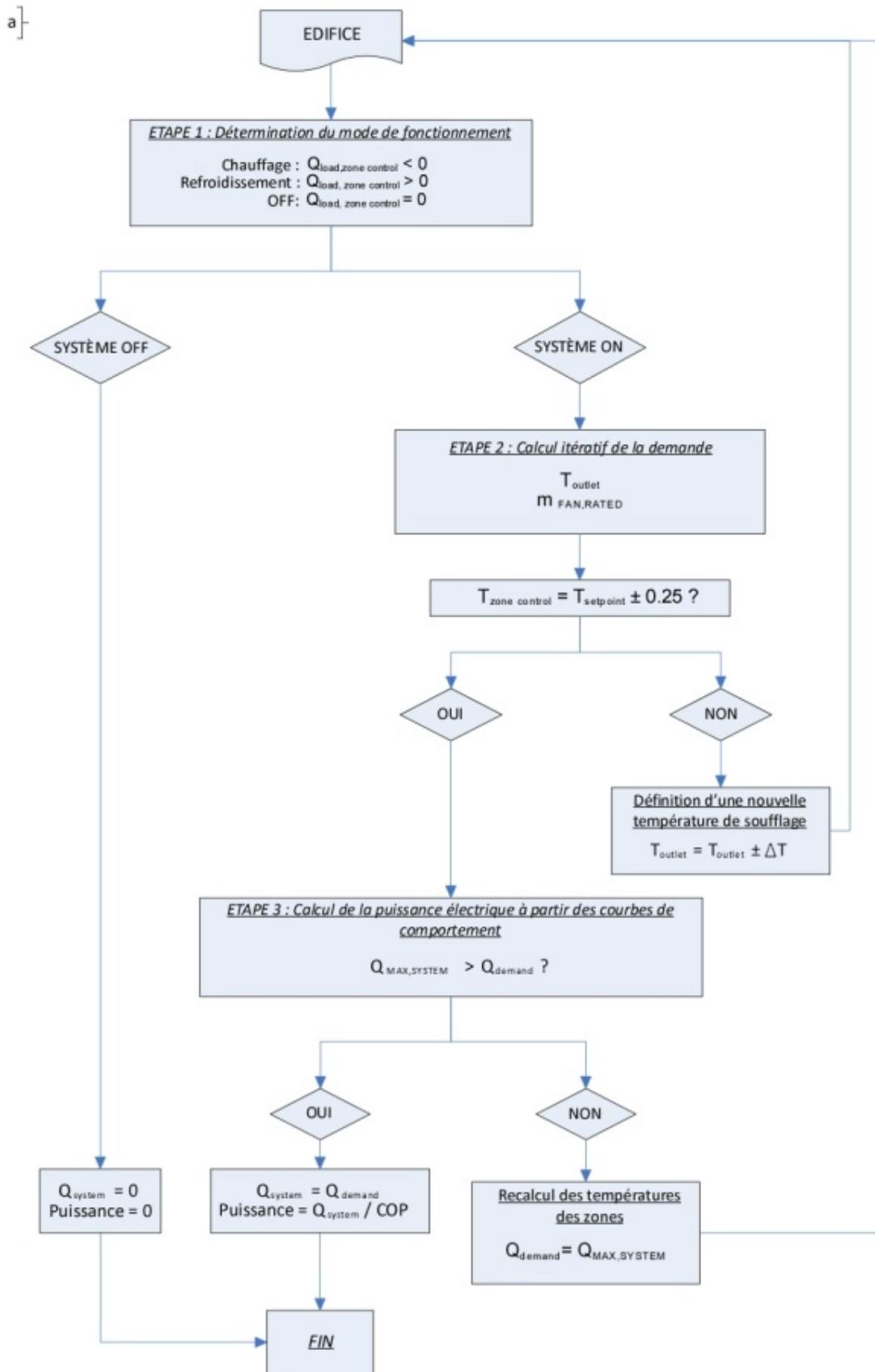
Par la suite, le modèle annule le système de charge idéal de la zone de contrôle et détermine la température de bulbe sec de soufflage de l'air de la pompe à chaleur. Pour cela, il fait appel à des calculs itératifs afin d'égaler la température de consigne de la zone de contrôle, la tolérance de convergence de température étant de 0.25°C. Etant donné que le débit d'air du ventilateur est constant, la demande de charge sensible de l'édifice peut être calculée selon la formule indiquée ci-dessous :

$$T_{inlet} = \frac{\sum_{i=1}^n m^i_{zone,rated} \times T^i_{zone}}{m_{fan,rated}}$$

$$Q_{sensible,demand} = m_{fan,rated} \times C_p \times (T_{inlet} - T_{outlet})$$

Une fois calculée la charge sensible du bâtiment, le modèle vérifie si la demande de charge sensible de l'édifice n'est pas supérieure à la charge sensible maximale fournie par la pompe à chaleur à détente directe aux conditions actuelles de fonctionnement. Finalement, la consommation électrique correspondante est calculée.

La Figure 9 représentée ci-dessous résume les diagrammes de flux des deux systèmes modélisés (régulé et standard) :



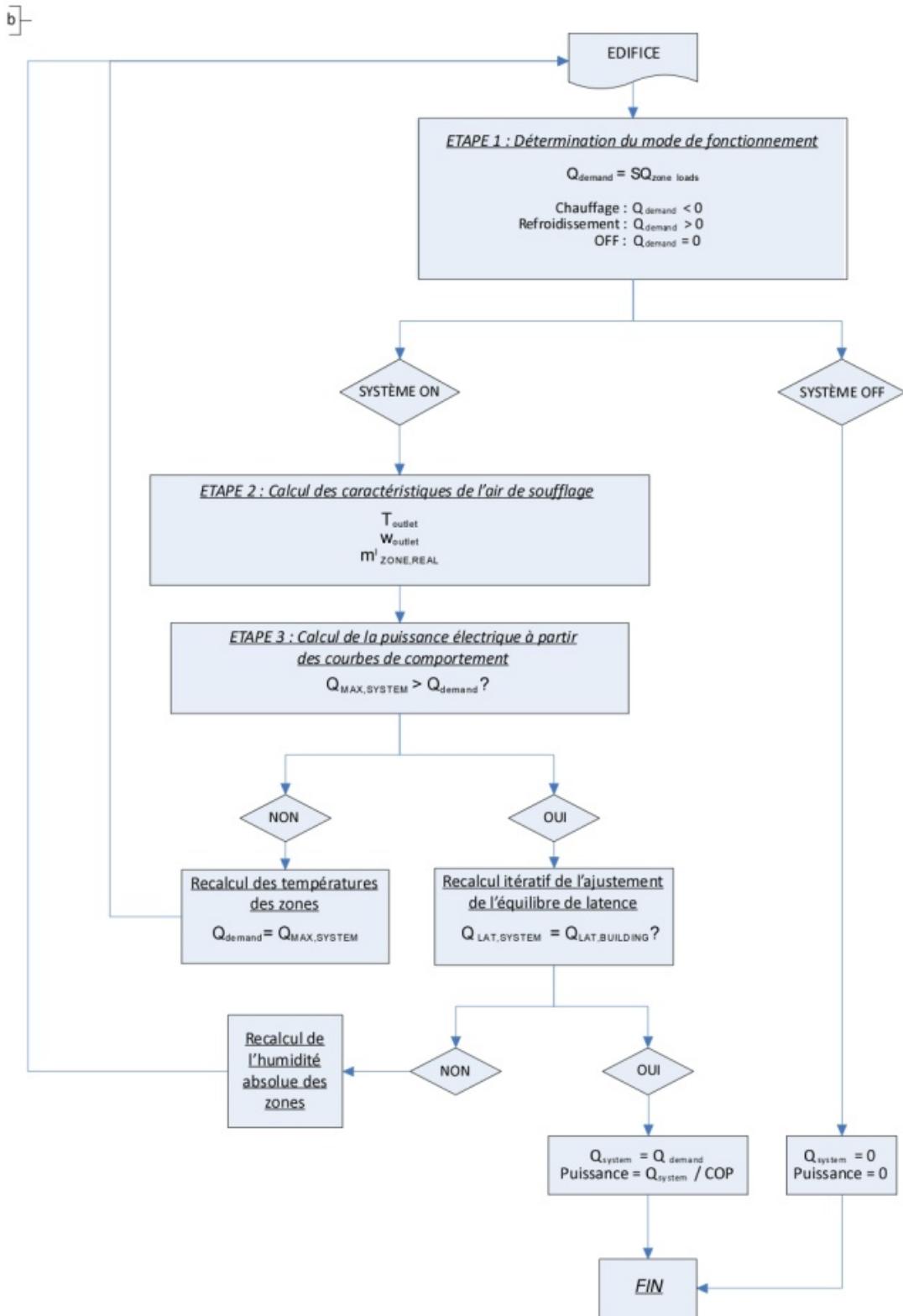


Figure 9 : (a) Diagramme de flux du système standard (b) Diagramme de flux du système régulé

3.4.2. SYSTÈME RÉGULÉ

L'unité régulée par un système de zones climatise une ou plusieurs zones. Cette unité intérieure est contrôlée par l'intermédiaire de thermostats placés dans chaque pièce qui agissent sur des registres tout-ou-rien afin de satisfaire les demandes en chauffage ou en refroidissement des zones. Le contrôle est géré par un système central qui décide du mode de fonctionnement de la pompe à chaleur après avoir reçu les informations de températures de consigne et ambiante de chaque zone.

La première étape dans la modélisation du système de zones consiste à obtenir la charge idéale en froid ou en chaud pour chaque pièce en se basant sur les températures de consigne des thermostats de zone. Les charges ainsi calculées sont utilisées pour déterminer les besoins totaux en chaud et froid pour l'ensemble des zones desservies par le système. En plus d'additionner les charges des zones, le système calcule le nombre de pièces en demande de refroidissement et celles en demande de chauffage. Ainsi, le système de contrôle et la vitesse de ventilation de l'unité intérieure sont basés sur le nombre maximal de zones en demande ou de froid ou de chaud. Lorsqu'un thermostat de zone détermine qu'il n'y a aucune demande en froid ou en chaud ou qu'il existe une inversion thermique dans la pièce, la température de la zone en question évolue librement. Enfin, s'il n'y a aucune demande dans aucune zone, le système s'éteint.

Une fois que la vitesse de ventilation de l'unité intérieure et le nombre de zones ouvertes ont été déterminés, le modèle calcule le débit d'air maximal de chaque bouche de soufflage selon la méthode présentée dans le paragraphe 3.3.

Par la suite, le modèle calcule une température de bulbe sec d'air de soufflage à atteindre, nécessaire pour que chaque bouche opère à son débit maximum. La température minimale à atteindre en mode refroidissement, et maximale en chauffage, est alors prise en compte comme température de bulbe sec de soufflage du système. Les autres bouches de soufflage devront donc être modulées afin de maintenir la température de bulbe sec dans la zone qu'elles desservent selon le scénario associé à leur thermostat.

$$T_{target}^i = T_{zone}^i + \left(\frac{Q_{zone}^i}{m_{zone,rated}^i \times C_p} \right); i = 1, n$$

$$T_{outlet} = MIN \text{ or } MAX (T_{target}^i); i = 1, n$$

$$m_{zone,real}^i = \frac{Q_{zone}^i}{C_p \times \Delta T}; i = 1, n$$

Des limites de température d'air de soufflage ont été spécifiées : température minimale de 3°C en mode refroidissement et maximale de 50°C en mode chauffage. La température de soufflage à atteindre est comparée à ces limites durant chaque intervalle de temps de simulation.

Finalement, le modèle obtient les propriétés de l'air intérieur et extérieur par l'intermédiaire du modèle du bâtiment et du fichier climatique et, à partir des courbes de comportement, détermine la puissance sensible maximale que la pompe à chaleur à détente directe peut fournir. Si celle-ci est supérieure à la charge sensible de l'édifice, l'intégration du bâtiment et de la pompe à chaleur s'achève pour cet intervalle de temps de simulation. Dans le cas contraire, la température de l'air des zones doit être recalculée en établissant que la charge sensible de l'édifice est égale à la puissance sensible maximale de la pompe à chaleur à détente directe dans les conditions de fonctionnement.

La dernière étape consiste à déterminer la consommation électrique de la pompe à chaleur à détente directe en suivant le modèle décrit dans le paragraphe 3.2.

4. ÉTUDE DE CAS

4.1. DESCRIPTION DU BÂTIMENT

Comme indiqué sur la Figure 10, un appartement multizones d'un étage a été utilisé afin de simuler les effets d'un système de zones intégré. Celui-ci est divisé en cinq zones thermiques pour une surface totale de 121 m² et une hauteur sous plafond de 2,5 m.

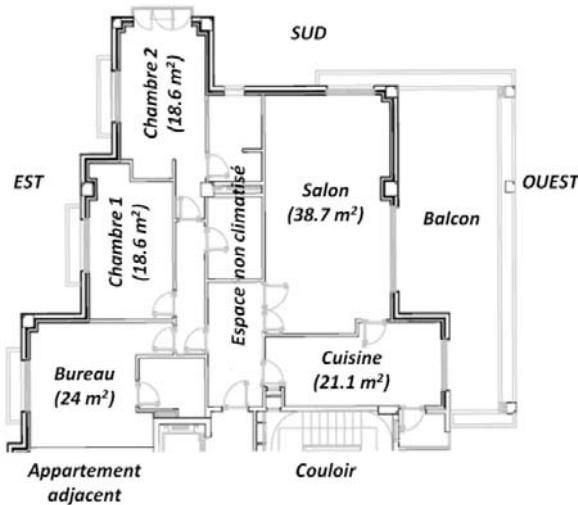


Figure 10 : plan de l'appartement objet d'étude

Les matériaux de construction ont été définis comme étant représentatifs du parc français existant. Un résumé des surfaces des murs et fenêtres est défini dans le Tableau 11 et les propriétés thermiques des matériaux de construction sont indiquées dans le Tableau 12, tous deux présentés en annexes.

De plus, certaines considérations ont été prises en compte afin de réduire la charge thermique du bâtiment :

- > Protection solaire externe modulée en fonction de la radiation totale de chaque façade, obtenue par l'intermédiaire du fichier climatique. En prenant en compte les hypothèses établies par Alessandrini (100 lumen/W) [10], le pourcentage de lumière artificielle est défini dans la Figure 15, présentée en annexes.
- > Utilisation d'une fenêtre à double vitrage efficace (4/16/4, $U = 1,4 \text{ W/m}^2$, $FS = 0,6$).

Quatre catégories d'apports de chaleur internes ont été prises en compte : occupation, éclairage, équipements électriques et ventilation [12] [13], résumés dans le Tableau 14 en annexes. Les taux de ventilation requis dans chaque zone ont été déterminés en se basant sur la réglementation française régulant la qualité de l'air dans l'édification, selon le nombre de zones de vie principales. L'activité des occupants a été considérée comme étant au repos et l'émission de chaleur correspondante a été fixée à 100 W par occupant [11]. Enfin, le profil d'occupation adopté dans le cadre du secteur résidentiel est défini dans le Tableau 13, lui-aussi en annexes.

L'intervalle de confort est le même pour toutes les zones climatisées et est défini autour de la consigne de 20°C en mode chauffage et 26°C en mode refroidissement. Cependant, durant la nuit est appliquée une température de réduit ; ainsi, de 23h00 à 7h00, les consignes en chauffage et refroidissement sont de 17°C et 28°C respectivement. De plus, si la température des zones en évolution libre se trouve dans l'intervalle de confort, leur demande thermique n'a aucune répercussion sur la demande totale du bâtiment.

4.2. VILLES ÉTUDIÉES

Trois villes ont été choisies :

- > Paris (latitude Nord : 48° 46' 39'' ; longitude Est : 2° 00' 09'') au climat océanique / continental.
- > Strasbourg (latitude Nord : 48° 35' 04'' ; longitude Est : 7° 44' 55'') au climat continental avec des étés chauds et des hivers rudes.
- > Nice (latitude Nord : 43° 42' 12'' ; longitude Est : 7° 15' 59'') au climat méditerranéen caractérisé par des hivers doux et humides et des étés chauds et secs.

Les températures mensuelles des trois villes sont résumées dans le Tableau 6 :

Ville	Temp. (°C)	Mois											
		Jan	Fév	Mars	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Déc
Paris	Max.	6.9	8.2	11.8	14.7	19	22.7	25.2	25	20.8	15.8	10.4	7.8
	Min.	2.5	2.8	5.1	6.8	10.5	13.3	15.5	15.4	12.5	9.2	5.3	3.6
Strasbourg	Max.	4.2	6.2	11.1	14.9	19.6	22.4	25.1	25	20.7	14.6	8.3	5.3
	Min.	-1	-0.7	2.2	4.6	9	12.1	13.9	13.6	10.3	6.6	2.3	0.3
Nice	Max.	12.9	13.4	14.9	16.5	20.1	23.6	26.6	27.2	24.3	20.6	16.3	13.8
	Min.	5.3	5.9	7.6	9.7	13.5	16.7	19.7	20	17	13.2	8.8	6.2

Tableau 6 : températures mensuelles minimales et maximales pour chacune des villes étudiées

4.3. UNITÉS DE CLIMATISATION CHOISIES

Les systèmes sont dimensionnés à partir du percentile 2,5% de la charge maximale du bâtiment au cours d'une simulation s'étalant sur une année. Le percentile 2,5% signifie que la charge du bâtiment considérée sera dépassée durant seulement 2,5% des jours de l'année. En effet, tandis qu'un système standard doit être dimensionné afin de couvrir la demande de toutes les zones de l'installation, le dimensionnement d'un système régulé doit prendre en compte le profil d'occupation. Les résultats des charges thermiques du bâtiment prises en compte dans le dimensionnement des équipements pour les trois villes étudiées sont résumés dans le Tableau 15 présenté en annexes. Comme indiqué précédemment, la charge maximale de l'édifice associée à un système standard est supérieure à celle d'un système régulé.

Les pompes à chaleur air-air de chaque système ont été choisies selon les données du fabricant afin de satisfaire les charges thermiques obtenues par l'intermédiaire du logiciel TRNSYS. Deux modèles différents ont été définis et leurs caractéristiques nominales sont résumées dans le Tableau 7. Par ailleurs, le Tableau 15en annexes affiche les informations des pompes à chaleur à détente directe utilisées pour chaque système et ville étudiée.

Spécifications	BQ60C	ZBQ71C
Capacité en refroidissement totale	5700 W	7100 W
EER	2.6	3.39
Ratio chaleur sensible	0.7	0.65
Capacité en chauffage totale	7000 W	8000 W
COP	2.8	3.85

Tableau 7 : caractéristiques nominales des pompes à chaleur simulées

5. RÉSULTATS

Toute une série de simulations ont été mises en place afin de comparer l'efficacité des systèmes de climatisation (avec et sans régulation), pour le même édifice et dans les trois villes précédemment évoquées : Paris, Strasbourg et Nice. Les résultats des simulations sont classés en trois catégories :

- (1) Efficacité du système évaluée au travers de la consommation électrique annuelle et du confort thermique.
- (2) Facteurs influant sur la consommation énergétique et le comportement des différents modèles.
- (3) Impact sur la consommation électrique des différentes stratégies associées aux thermostats du système régulé.

5.1. EFFICACITÉ DES SYSTÈMES ÉTUDIÉS

Etant donné l'hypothèse de négliger la consommation électrique du ventilateur de l'unité intérieure, la consommation électrique obtenue à partir des modèles de pompes à chaleur représente la consommation globale de l'équipement. Le Tableau 8 résume les résultats de la consommation électrique annuelle, du coefficient de performance et de l'énergie thermique fournie par chaque système de climatisation étudié dans les trois villes annoncées. Il apparaît clairement que le système de zones intégré sans bypass est le plus efficace du point de vue énergétique.

VILLE	SYSTÈME	Mode Refroidissement			Mode Chauffage		
		Q _{SYSTEM} (kWh)	Consommation électrique (kWh)	EER	Q _{SYSTEM} (kWh)	Consommation électrique (kWh)	COP
Paris	Régulé par zones	283	68	4.4	7203	2864	2.5
	Standard	244	53	4.7	9669	3713	2.6
Strasbourg	Régulé par zones	478	90	5.4	8204	2769	3.0
	Standard	472	80	5.9	10995	3612	3.0
Nice	Régulé par zones	2034	515	4.4	2037	651	3.1
	Standard	2368	588	4.4	3011	855	3.5

Tableau 8 : analyse de la consommation électrique des systèmes étudiés

L'économie d'énergie potentielle de l'équipement régulé en comparaison avec l'équipement standard est représentée sur la Figure 11. Un système standard consomme entre 19,2% et 22,6% plus d'énergie électrique qu'un équipement muni d'un système de zones intégré sans bypass, respectivement à Nice et Strasbourg.

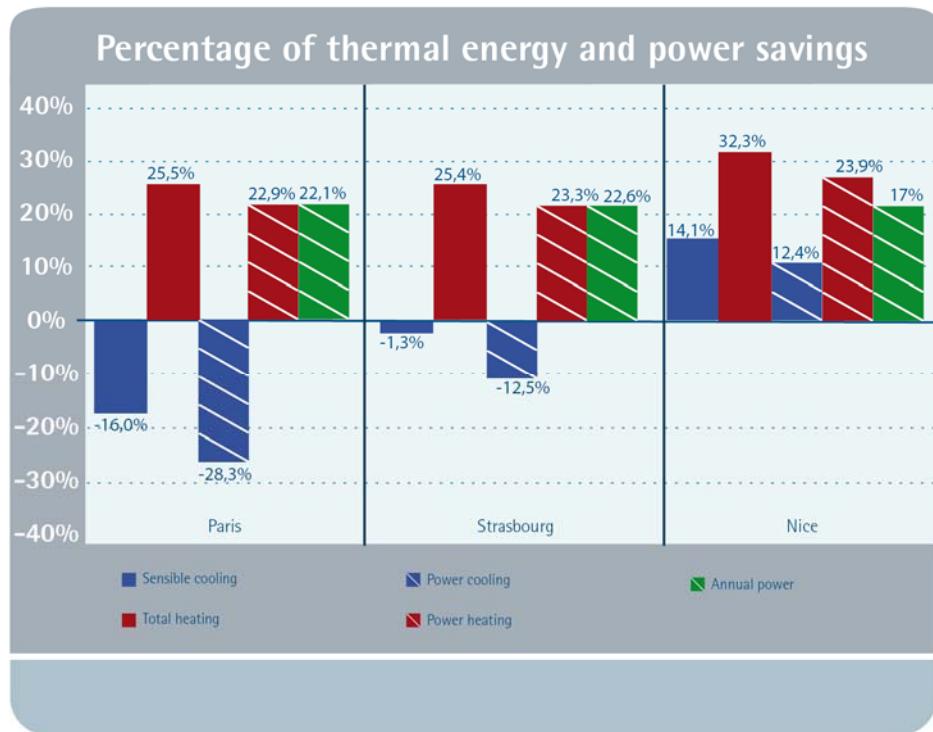


Figure 11 : économie d'énergie potentielle d'un système régulé en comparaison avec un système standard

Comme indiqué sur la Figure 11, l'économie d'énergie électrique du système de zones est légèrement inférieure à sa réduction d'énergie thermique fournie en comparaison avec un système standard. Donc la performance est réduite, ce qui est confirmé par les calculs effectués au Tableau 8.

En effet, cela confirme qu'un système de zones augmente les temps de fonctionnement à faible charge mais réduit légèrement le coefficient de performance de la pompe à chaleur.

Par conséquent, les résultats montrent qu'un système standard fait preuve d'une meilleure performance en conditions de charge partielle, et que la puissance électrique du système de zones est associée à la réduction d'énergie thermique.

Par ailleurs, une analyse de confort a été menée. Le confort thermique est défini comme le rapport entre le nombre d'heures durant lesquelles la température de chaque zone se trouve dans l'intervalle de confort, sur le nombre d'heures total durant lesquelles les zones se trouvent occupées et en demande thermique.

Le confort est évalué à partir d'une hystérésis d'un degré autour de la température de consigne. Le Tableau 9 indique que l'équipement sans système de zones obtient un confort thermique supérieur à 90% dans la seule zone de contrôle (dans le cas présent, le salon). Au contraire, l'équipement régulé, qui contrôle la température de façon indépendante dans chaque zone, obtient des pourcentages de confort élevés dans toutes les pièces.

Ville	Paris		Strasbourg		Nice	
	Régulé par zones	Standard	Régulé par zones	Standard	Régulé par zones	Standard
Salon	93.9%	94.8%	90.5%	92.9%	100%	99.1%
Cuisine	98.2%	11.5%	96.2%	10.8%	99.9%	20.3%
Chambre 1	97.9%	45.5%	96.7%	42.9%	100%	57.3%
Chambre 2	97.1%	61.7%	95.6%	62.3%	100%	34.1%
Bureau	79.6%	49.3%	74.8%	56.3%	100%	12.3%

Tableau 9 : pourcentage d'heures de confort

5.2. EFFET DU TAUX DE CHARGE SUR L'ÉCONOMIE D'ÉNERGIE

L'efficacité à charge partielle des systèmes étudiés joue un rôle significatif dans la consommation énergétique finale.

En effet, le régulateur par zone tend à optimiser le fonctionnement à faible charge ; le nombre d'heures de fonctionnement des deux systèmes selon le taux de charge est présenté en Figure 12.

Les profils de charge partielle présentent des différences dues aux conditions de fonctionnement et aux propriétés nominales des pompes à chaleur choisies dans chacun des deux cas.

Un équipement régulé par un système de zones intégré travaille moins longtemps à pleine charge ($PLR \geq 1$) qu'un équipement standard. Cependant, il travaille plus longtemps à des régimes de PLR bas, durant lesquels l'irréversibilité due aux cycles de marche-arrêt du compresseur réduit le coefficient de performance du système. Cet effet est en relation directe avec l'augmentation du nombre d'heures de fonctionnement associée au système de zones, visible sur la Figure 16 en annexes.

En raison des stratégies de contrôle appliquées, l'équipement régulé par un système de zones entre en fonctionnement dès qu'au moins une zone est en demande, ce qui fait travailler le système à des régimes de PLR bas.

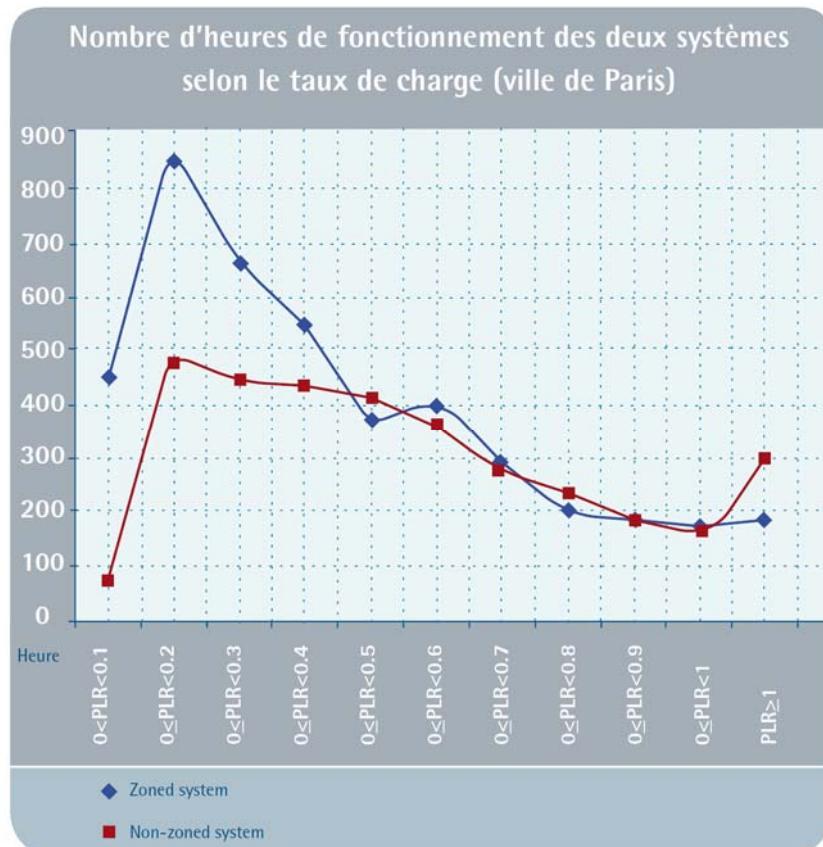


Figure 12 : nombre d'heures de fonctionnement des deux systèmes selon le taux de charge (ville de Paris)

5.3. OPTIMISATION DES STRATÉGIES DE CONTRÔLE SUR LA CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE

Les stratégies de contrôle du système de zones agissent sur la température de consigne de l'unité gainable. Ce paramètre est fixé par le système de zones et affecte directement la consommation électrique de l'équipement de climatisation. Pour rappel (section 2), le contrôle d'une unité de climatisation inverter est basé sur la comparaison entre la température de l'air de reprise et celle de consigne.

Dans cette partie, aucun réduit de nuit n'est utilisé.

Deux stratégies de contrôle du thermostat ont été testées en prenant en compte leur impact sur la température de consigne de l'unité gainable :

STRATÉGIE A

Son objectif est de maintenir la température de chaque zone desservie par l'unité gainable aussi proche que possible des valeurs de consigne tout en réduisant la consommation électrique du compresseur de l'équipement de climatisation. Les limites extrêmes de confort, 21°C en chauffage et 24°C en refroidissement, sont utilisées comme objectifs. Cependant, si la consommation électrique augmente, la température de consigne du gainable est modifiée afin de réduire cette consommation. Ainsi, la température de consigne en mode chauffage peut évoluer de 21°C à 19°C et de 24°C à 26°C en mode refroidissement. Le but de cette stratégie de contrôle est de faire travailler l'unité de climatisation avec le meilleur coefficient de performance possible. Comme indiqué sur la

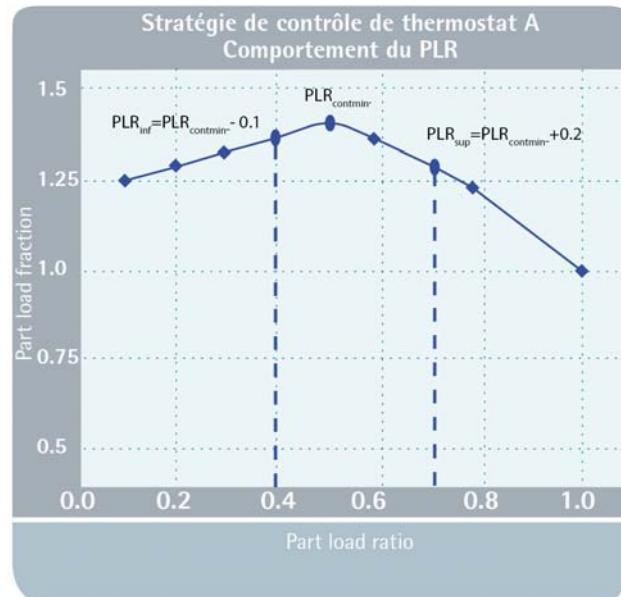


Figure 13, l'intervalle optimal de taux de charge est défini autour de la valeur $PLR_{continu}$, pour laquelle l'équipement atteint son coefficient de performance maximal.

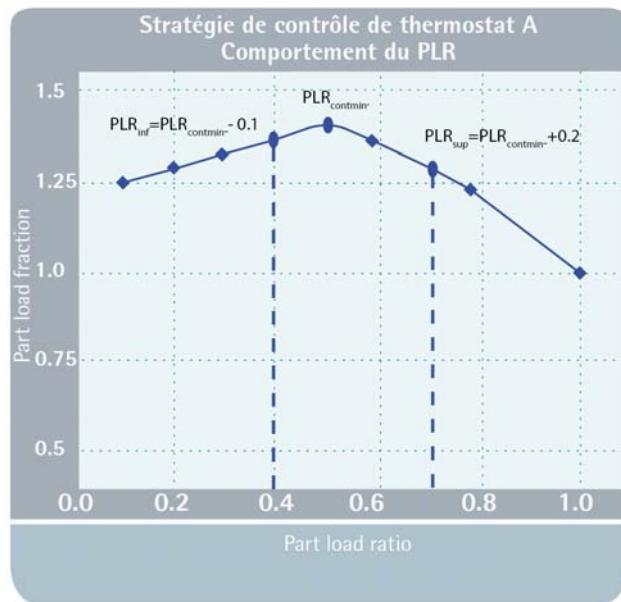


Figure 13 : Stratégie de contrôle de thermostat A – Comportement du PLR

Par conséquent, l'unité de climatisation sera amenée à travailler dans l'intervalle optimal de PLR en modifiant sa température de consigne de 19°C à 21°C en mode chauffage et de 24°C à 26°C en mode refroidissement. Toutefois, la température de consigne ne sera jamais inférieure à 19°C en chaud ou supérieure à 26°C en froid, même si pour cela l'unité de climatisation doit travailler dans un régime de PLR non optimal. De plus, si le taux de charge est inférieur à la limite basse de l'intervalle d'optimisation et la température de consigne a déjà été corrigée, celle-ci sera alors augmentée en mode chauffage ou diminuée en mode refroidissement, afin d'éviter des cycles de marche-arrêt du compresseur.

STRATÉGIE B

Indépendamment de la consommation électrique de l'unité de climatisation, la température de consigne est fixée à 19°C en mode chauffage et 26°C en mode refroidissement afin de respecter les limites proposées par la RT2012.

Dans le cadre de ces essais, le même appartement déjà défini dans la section 4 a été reconduit, sans toutefois prendre en compte la température de réduit nocturne. Les systèmes testés sont au nombre de quatre :

- (1) Equipement standard (non régulé par zone), températures de consigne de 21°C et 24°C en chauffage et refroidissement respectivement.
- (2) Equipement régulé par un système de zones intégré, températures de consigne de 21°C et 24°C en chauffage et refroidissement respectivement.
- (3) Equipement régulé par un système de zones intégré et stratégie de contrôle A.
- (4) Equipement régulé par un système de zones intégré et stratégie de contrôle B.

Le Tableau 10 résume les résultats obtenus en termes de consommation électrique annuelle, coefficient de performance et énergie thermique fournie par chacun des systèmes, dans le cadre des trois villes étudiées. La Figure 14 quant à elle représente le pourcentage d'énergie thermique fournie par chaque

système et les économies en consommation électrique associées en comparaison avec un équipement standard.

VILLE	SYSTÈME	Mode Refroidissement			Mode Chauffage		
		Q_{SYSTEM} (kWh)	Consommation électrique (kWh)	EER	Q_{SYSTEM} (kWh)	Consommation électrique (kWh)	COP
Paris	Régulé	753	191	4.3	9065	3521	2.6
	Régulé + Stratégie A	722	177	4.4	8652	3258	2.7
	Régulé + Stratégie B	294	71	4.3	6965	2790	2.5
	Standard	780	182	4.5	12802	4814	2.7
Strasbourg	Régulé	1125	214	5.5	10012	3321	3.0
	Régulé + Stratégie A	1092	206	5.6	9453	3022	3.1
	Régulé + Stratégie B	494	93	5.4	8024	2731	2.9
	Standard	1206	211	5.8	13954	4538	3.0
Nice	Régulé	3447	1014	4.1	3181	1020	3.1
	Régulé + Stratégie A	3210	821	4.5	3142	1008	3.1
	Régulé + Stratégie B	2203	539	4.5	1853	630	2.9
	Standard	4077	1068	4.3	4920	1395	3.5

Tableau 10 : analyse de la consommation énergétique des différentes stratégies de contrôle étudiées

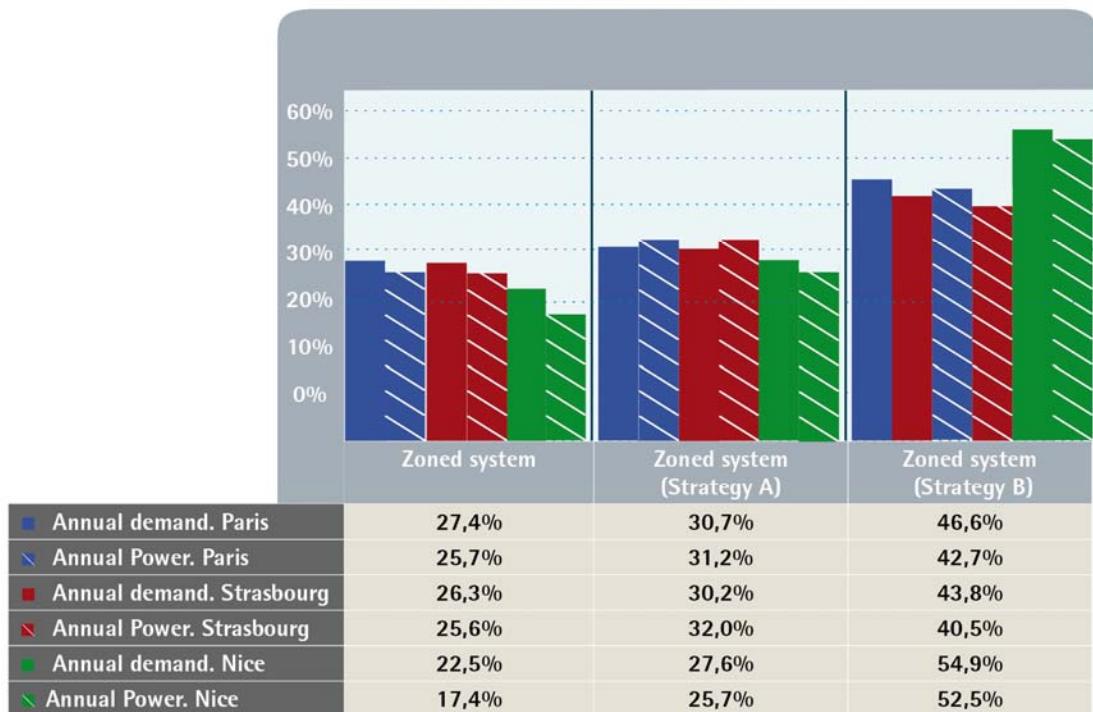


Figure 14 : pourcentages d'économies d'énergie thermique et de puissance consommée des différentes stratégies de contrôle en comparaison avec un équipement standard

Il apparaît donc qu'un équipement régulé par un système de zones intégré employant la stratégie de contrôle B est le plus efficace du point de vue énergétique. Il réduit de façon significative l'énergie thermique fournie par l'unité de climatisation en comparaison avec un équipement standard ou un équipement régulé par un système de zones intégré sans stratégie de contrôle. Cependant, son

coefficient de performance diminue car l'unité est finalement surdimensionnée et provoque des cycles de marche-arrêt du compresseur. En effet, l'équipement de climatisation a été choisi selon des températures de confort de 21°C et 24°C mais la stratégie de contrôle les modifie (19°C et 26°C) ce qui réduit considérablement l'énergie thermique requise. Au final, la stratégie B permet de consommer entre 40,5% et 52,5% moins d'énergie électrique qu'un équipement standard, et entre 20,1 et 42,5% moins qu'un équipement régulé sans stratégie de contrôle, selon la ville étudiée.

D'un autre côté, un équipement régulé par un système de zones intégré employant la stratégie de contrôle A réduit simultanément l'énergie thermique fournie par l'unité de climatisation et améliore son coefficient de performance en comparaison avec un équipement régulé par un système de zones intégré sans stratégie de contrôle. Les économies d'énergie réalisées se situent entre 7,5% et 10,1%. En comparaison avec un équipement standard, ces économies atteignent des valeurs comprises entre 25,7% et 32% selon la ville étudiée.

6. CONCLUSIONS

Dans cette étude, un nouveau modèle de stratégies de contrôle de pompe à chaleur gainable (avec et sans régulation par système de zones intégré) a été développé par l'intermédiaire d'un logiciel d'analyse énergétique dynamique. Une étude de cas a alors été réalisée afin d'évaluer les avantages de la régulation par système de zones en termes de consommation électrique et confort thermique. Ainsi, des conclusions ont été émises à partir des résultats des simulations :

1. Selon la localité étudiée, le système de zones intégré permet de réduire la consommation électrique de la pompe à chaleur d'entre 19,2% et 22,6% par rapport à un équipement standard.
2. Un système de zones intégré permet de réduire l'énergie thermique que la pompe à chaleur doit fournir afin de satisfaire la charge sensible du bâtiment. Cette réduction de la demande thermique repose clairement sur le profil d'occupation et est d'autant plus prononcée que le nombre de zones simultanément occupées diminue. De plus, il a été observé que dans des régions au climat tempéré (Nice), les économies d'énergie thermique sont plus significatives qu'à Paris ou Strasbourg par exemple.
3. En plus des économies d'énergie, le système de zones améliore le confort thermique du logement en comparaison avec un équipement standard. Le système de zones intégré, qui contrôle la température de chaque zone de façon indépendante, obtient des valeurs de confort supérieures à 90% dans toutes les pièces, tandis qu'un équipement standard n'obtient un tel confort que dans la zone de contrôle.
4. Le coefficient de performance de la pompe à chaleur dépend grandement de l'efficacité à charge partielle. Ainsi, il dépend de la capacité nominale de la pompe à chaleur, de ses variations vis-à-vis des conditions de fonctionnement et des caractéristiques de charge du bâtiment. Le système de zones tend à réduire légèrement le coefficient de performance.
5. Les stratégies de contrôle de la température de consigne de l'unité gainable ont un impact significatif sur la consommation énergétique. La stratégie B permet d'obtenir la meilleure efficacité énergétique ; dans ce cas, la valeur de consigne du thermostat du gainable est constamment corrigée et fixée à 19°C en mode chauffage et 26°C en mode refroidissement. La stratégie A quant à elle, qui est moins restrictive du point de vue du confort, permet toutefois d'économiser entre 25,7% et 32% en termes d'énergie électrique en comparaison avec un équipement standard, et entre 7,5% et 10,1% en comparaison avec un équipement régulé par un système de zones intégré sans stratégie de contrôle.

A noter que cette étude n'aborde pas d'autres points de comparaison non énergétiques à considérer tels que les coûts de mise en œuvre ou de maintenance, qui doivent toutefois être pris en compte par les ingénieurs chargés de la conception de l'installation. Cependant, elle a pour but de leur fournir des éléments à analyser afin d'évaluer les bénéfices du point de vue énergétique d'une pompe à chaleur régulée par un système de zones intégré.

7. RÉFÉRENCES

- [1] Dongliang Zhang, Xu Zhang, Jun Liu, Experimental study of performance of digital variable multiple air conditioning system under part load conditions, *Energy and Buildings* 43 (2011) 1175-1178.
- [2] YounCheol Park, Young Chul Kim, Man-Ki Min, Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 1607-1621.
- [3] Ernesto Bettanini, AlessioGastaldello, Luigi Schibuola, Simplified models to simulate part load performance of air conditioning equipments, Eighth International IBPS Conference, Eindhoven, Netherlands, 2003.
- [4] Klein S.A., Duffie J.A. Beckman W.A. y others, *Trnsys 16: A transient system simulation program. Programmer's guide*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [5] Klein S.A., Duffie J.A. Beckman W.A. y others, *Trnsys 16: A transient system simulation program. Multizone Building modelling with Type 56 and TRNBuild*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [6] Ir Jan Hensen, Application of modelling and simulation to HVAC systems, Energy Systems Research Unit (ESRU), University of Strathclyde, www.esru.strath.ac.uk.
- [7] US Departament of Energy, *Energy Plus v5.0 Engineering Reference*, University of Illinois of the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010.
- [8] DAIKIN Technical Document, Split Sky Air RZQ, DAIKIN Industries Ltd., 2008.
- [9] MITSUBISHI Technical and Service Manual, Mr Slim Split-type, heat pump air conditioners PUHZ, MITSUBISHI ELECTRIC, 2005.
- [10] Alessandirni J.M., Fleury E., Filfli S., Marchio D., Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés, Climamed, Lyon, France, 2006.
- [11] ASHRAE 2001, *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2001.
- [12] M.H. Hosni, B.W. Jones, H.Xu, Experimental result for heat gain and radiant convective split from equipment in buildings, *ASHRAE Transaction* 105 (2) (1999) 527-539.
- [13] M.H. Hosni, B.W. Jones, H.Xu, Total heat gain and split between radiant and convective heat gain from office and laboratory equipment in buildings, *ASHRAE Transaction* 104 (1A) (1998) 356-365.
- [14] La méthode de calcul Th-BCE 2012 a été développée par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, CSTB.
- [15] Calener VYP V.01 Technical document
<http://www.mineco.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/ProgramaCalener>

8. NOMENCLATURE

ABRÉVIATION	SIGNIFICATION
Q	Charge en refroidissement/chauffage, capacité (W)
TempMF_{TotCap}	Facteur de modification de la capacité totale en refroidissement/chauffage en fonction de la température
TempMF_{SensCap}	Facteur de modification de la capacité sensible en refroidissement en fonction de la température
TempMF_{EER}	Facteur de modification du coefficient de performance en refroidissement en fonction de la température
TempMF_{COP}	Facteur de modification du coefficient de performance en chauffage en fonction de la température
FlowMF_{TotCap}	Facteur de modification de la capacité totale en refroidissement/chauffage en fonction du débit
FlowMF_{SensCap}	Facteur de modification de la capacité sensible en refroidissement en fonction du débit
T	Température (°C)
PLF	Facteur de charge partielle
FF	Rapport entre le débit d'air traversant la batterie et le débit d'air nominal
PLR	Taux de charge
RTF	Pourcentage de temps de fonctionnement
COP	Coefficient de performance en mode chauffage
EER	Coefficient de performance en mode refroidissement
ΔP	Perte de pression (Pa)
A	Surface (m ²)
v	Vitesse de l'air (m/s)
D_h	Diamètre hydraulique (mm)
L	Longueur de gaine (m)
f	Coefficient de friction
C_p	Chaleur spécifique (kJ/kg K)
ρ	Densité de l'air (kg/m ³)
m	Flux massique (kg/h)
tc	Total Cooling (total refroidissement)
sc	Sensible Cooling (sensible refroidissement)
th	Total Heating (total chauffage)
o	Outdoor (extérieur)
i	Indoor (intérieur)
db	Dry Bulb (bulbe sec)
wb	WetBulb (bulbe humide)
sat	SATuratedmoist air (air humide saturé)
cond	CONDucto (gaine)
abs	ABSORbed (absorbé)
comp	COMPressor (compresseur)

9. ANNEXES

Paragraphe 4.1, Tableau 11 : surfaces des murs et fenêtres de l'appartement pilote.

Zone	Murs extérieurs (m ²)	Murs intérieurs (m ²)	Fenêtres (m ²)
Salon	32	33	7.2
Cuisine	13	35.5	1.4
Chambre 1	20.5	23.25	6.2
Chambre 2	19	26.75	3.1
Bureau	10.5	30.5	3.1

Tableau 11 : résumé des surfaces des murs et fenêtres

Paragraphe 4.1, Tableau 12 : propriétés thermiques des matériaux de construction employés lors de la simulation de l'appartement pilote

Matériaux	Epaisseur (mm)	Conductivité (W/m K)	Densité (kg/m ³)	Chaleur spécifique (J/kg K)
Mur Extérieur				
Ciment	130	0.58	1900	1000
Isolant	24	0.029	56	1220
Plâtre	12	0.72	1860	840
Mur Intérieur				
Plâtre	12	0.72	1860	840
Ciment	70	0.58	1900	1000
Plâtre	12	0.72	1860	840
Sol/Plafond				
Ciment	130	0.58	1900	1000
Isolant	60	0.029	56	1220
Plâtre	12	0.72	1860	840

Tableau 12: propriétés thermiques des matériaux de construction

Paragraphe 4.1, Figure 15 : utilisation moyenne de protection solaire afin de réduire la charge thermique du bâtiment.

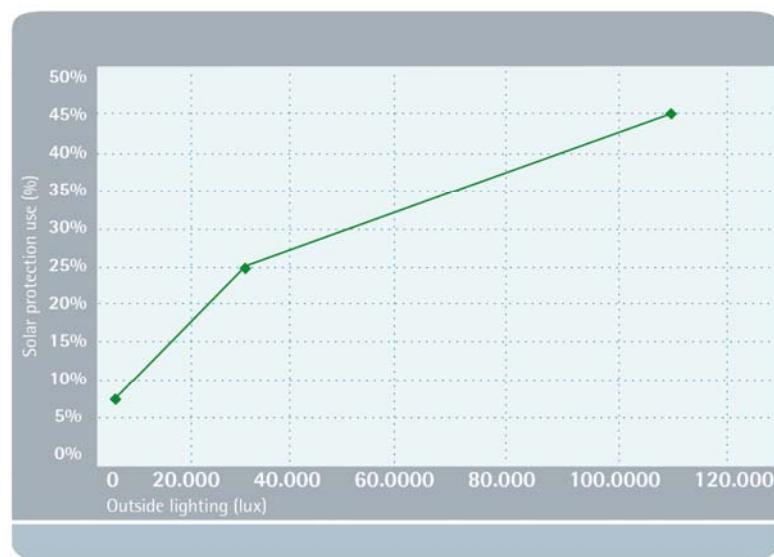


Figure 15 : utilisation moyenne de la protection solaire proposée dans [10]

Paragraphe 4.1, Tableau 13 : profil d'occupation adopté lors de la simulation de l'appartement pilote.

Heure	Salon		Cuisine		Bureau		Chambre 1		Chambre 2	
	Semaine	Week-end	Semaine	Week-end	Semaine	Week-end	Semaine	Week-end	Semaine	Week-end
0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
1	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
2	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
3	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
4	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
5	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
6	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2
7	0	0	2	2	0	0	1	1	1	1
8	1	1	2	2	0	0	1	1	0	0
9	0	1	0	2	0	0	0	1	0	0
10	0	2	0	1	0	0	0	1	0	0
11	0	2	0	1	0	0	0	1	0	0
12	2	2	1	1	0	0	1	1	0	0
13	2	2	1	1	0	0	1	1	0	0
14	0	2	0	1	0	0	0	1	0	0
15	0	2	0	1	0	0	0	1	0	0
16	0	2	0	1	0	0	0	0	0	0
17	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0
18	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
19	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
20	0	0	4	4	0	0	0	0	0	0
21	3	3	0	0	0	0	0	0	1	1
22	3	0	0	0	0	0	0	0	1	1
23	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2

Tableau 13 : profil d'occupation zone par zone

Paragraphe 4.1, Tableau 14 : résumé des apports internes pris en compte lors de la simulation de l'appartement pilote.

Zone	Puissance équipement (W)	Taux de ventilation (1/h)	Eclairage (W)	Nombre max. de personnes
Salon	216	0.6	193.5	3
Cuisine	910	2.1/5.7	155.6	4
Chambre 1	0	0.6	93	2
Chambre 2	0	0.6	93	2
Bureau	305	0.6	120	1

Tableau 14 : résumé des apports internes

Paragraphe 4.2, Tableau 15 : résumé des charges thermiques de l'appartement pilote selon les villes objets d'étude.

Ville	Système	Charge thermique						Unité de climatisation
		Percentil e 1%	Percentil e 2.5%	Percentil e 5%	Percentil e 1%	Percentil e 2.5%	Percentil e 5%	
Paris	Standard	7500	6600	5900	1800	1000	600	BQ60C
	Régulé	6700	5600	4800	1600	1000	600	BQ60C
Strasbourg	Standard	8600	7600	6800	2100	1500	900	ZBQ71C
	Régulé	7800	6400	5600	1900	1400	900	ZBQ71C
Nice	Standard	4200	3900	3400	3500	3100	2600	BQ60C
	Régulé	3300	2900	2400	3000	2700	2200	BQ60C

Tableau 15 : résumé des charges thermiques du bâtiment étudié

Paragraphe 5.2, Figure 16 : nombre d'heures de fonctionnement annuel de l'équipement, dans les cas régulé et standard.

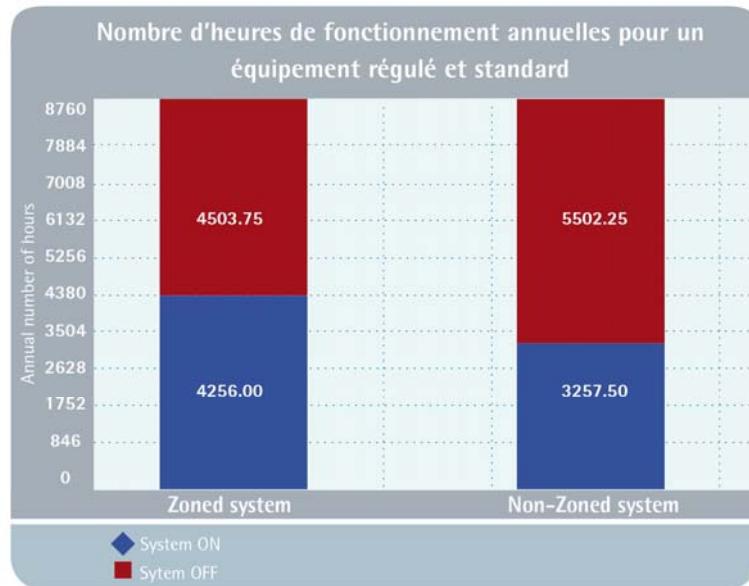


Figure 16 : nombre d'heures de fonctionnement annuelles pour un équipement régulé et standard



Airzone France
11 Avenue Michelet
93400 SAINT OUEN (France)
Tel:+33 144 041 567
Fax:+33 144 042 114
www.airzonefrance.fr

www.uma.es
www.costic.fr