

Applications et étude des différentes
possibilités de couplage

1. Introduction

Le chapitre 2 a permis le choix et l'amélioration d'un modèle de PAC air-air existant en vue de son intégration dans le modèle de bâtiment Comfie. Il intègre la modélisation du comportement de ces PAC dans leur fonctionnement à pleine charge, et à charge partielle dans les conditions aux sources nominales et non-nominales. Le modèle de givrage a été amélioré en vue de prendre en compte l'influence de l'humidité relative de l'air sur les performances du système. La modélisation de l'influence de l'humidité dans les plages de températures hors givrage a également fait l'objet d'une amélioration. Un modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure a également été proposé en vue de prendre en compte les variations de débit au niveau de l'unité extérieure en fonction du taux de charge lorsque les systèmes de PAC étudiées sont équipées de compresseurs contrôlés par inverter. Les résultats du modèle de PAC à pleine charge ont été validés par rapport au modèle de PAC air-air détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Le modèle à charge partielle est basé sur des résultats de tests de l'institut de recherche suédois SP, qui propose une série de points de fonctionnement à charge partielle sur plus d'une vingtaine de PAC air-air. Le modèle de dégivrage a été paramétré par rapport aux résultats de plusieurs travaux de la littérature. On dispose ainsi d'un modèle global, sensible aux principaux paramètres influençant la consommation et les performances des PAC air-air. Il a été implémenté en langage Pascal dans le modèle de bâtiment Comfie qui permet le calcul des performances saisonnières de ces systèmes dans leur mise en œuvre conventionnelle, mais également couplés à des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment.

Le chapitre 3 contient une présentation de l'ensemble des modèles de sources d'air tempérées utilisé dans ce chapitre à des fins de couplage avec la source froide du modèle de PAC sélectionné. Le couplage entre le modèle de bâtiment et le modèle de PAC y est également présenté. Ce modèle est nécessaire pour prendre en compte la perturbation des débits de renouvellement d'air lors du couplage de la source froide de la PAC et des sources d'air tempéré. Le modèle d'humidité de l'air ajouté au modèle de bâtiment y est également détaillé. Pour chacune des sources d'air tempéré une étude de sensibilité a permis de mettre en avant les paramètres primordiaux venant influencer le comportement dynamique de chacune d'entre elles, ainsi que des zones chauffées adjacentes. Ainsi la température des zones dépendent principalement : (a) du débit de renouvellement d'air ; (b) des caractéristiques constructives ; (c) de la région climatique, et de l'orientation.

Le chapitre 4 a utilisé le modèle global d'enveloppe + PAC pour étudier le comportement et les performances de ces systèmes couplés à une source froide d'air idéale. On entend par idéale, une source dont la température est augmentée d'un écart

constant par rapport à la température extérieure. Ce chapitre a également été l'occasion d'étudier l'influence du dimensionnement des PAC sur leur performance saisonnière. Plusieurs paramètres influençant le comportement du système de PAC ont pu être mis en avant : (a) la technologie et le type de régulation (marche-arrêt ou inverser) ; (b) le dimensionnement (c) la région climatique qui influence à la fois la température de la source froide et les besoins de chauffage, et donc la puissance délivrée par la PAC.

Tous ces paramètres ont été étudiés de façon dé耦lée sans tenir compte des interactions possibles entre le modèle d'enveloppe et le modèle de PAC. Le présent chapitre propose une série d'applications sur le couplage des sources d'air tempérées avec la source froide d'une PAC air-air. Les différents modèles utilisés dans ces applications ont été présentés aux chapitres précédents.

Les deux types de configurations envisagées au chapitre 1 font l'objet de plusieurs applications séparées en deux points étudiés l'un après l'autre dans la suite du présent chapitre :

- Le *couplage indirect* : l'unité extérieure de la PAC est située à l'extérieur et sa source froide est alimentée par divers sources d'air tempérées par l'intermédiaire d'un réseau de distribution et de ventilateurs supplémentaires. Les débits sont contrôlés soit par une régulation tout ou rien, soit par le ventilateur de l'unité extérieure de la PAC.
- Le *couplage direct* : l'unité extérieure de la PAC est placée directement à l'intérieur d'une zone, et le débit de renouvellement d'air de la zone est contrôlé par le débit du ventilateur de l'unité extérieure de la PAC

Le nombre de paramètres et de couplages qu'il est possible de réaliser est élevé. Il faut à la fois faire le choix de la source, de la technologie de pompe à chaleur, du dimensionnement, du type de couplage, ou encore de la région climatique. Une vision globale de l'ensemble des paramètres est proposée à la figure 118.

Une sélection de ces configurations est étudiée dans le présent chapitre. Elles s'appliquent à l'étude de cas d'une maison individuelle ancienne ayant subi une série d'améliorations au niveau de son enveloppe. La géométrie et les caractéristiques constructives après réhabilitation restent figées pour les différentes configurations.

Le chapitre commence par l'étude de la réhabilitation d'une maison individuelle de constructeur dans le climat de Trappes. Cette maison construite avant la première réglementation thermique a subi depuis plusieurs améliorations. L'étude retrace l'ensemble des états par lesquels est passée la maison, jusqu'à sa dernière réhabilitation datant de 2007. Pour les besoins de l'étude, la maison après réhabilitation est réutilisée et complétée par certains systèmes (véranda, capteurs à air, façade double peau,

échangeur air-sol) en vue d'étudier plusieurs configurations de couplage avec la source froide d'une PAC air-air.

S'en suit l'étude des configurations de couplage indirect, puis direct, pour des versions mono-sources et multi-sources. La sensibilité sur la région climatique est étudiée pour quatre climats français : (a) Nancy (climat tempéré continental) ; (b) Trappes (climat tempéré continental) ; (c) Rennes (climat tempéré océanique) ; (d) Nice (climat méditerranéen).

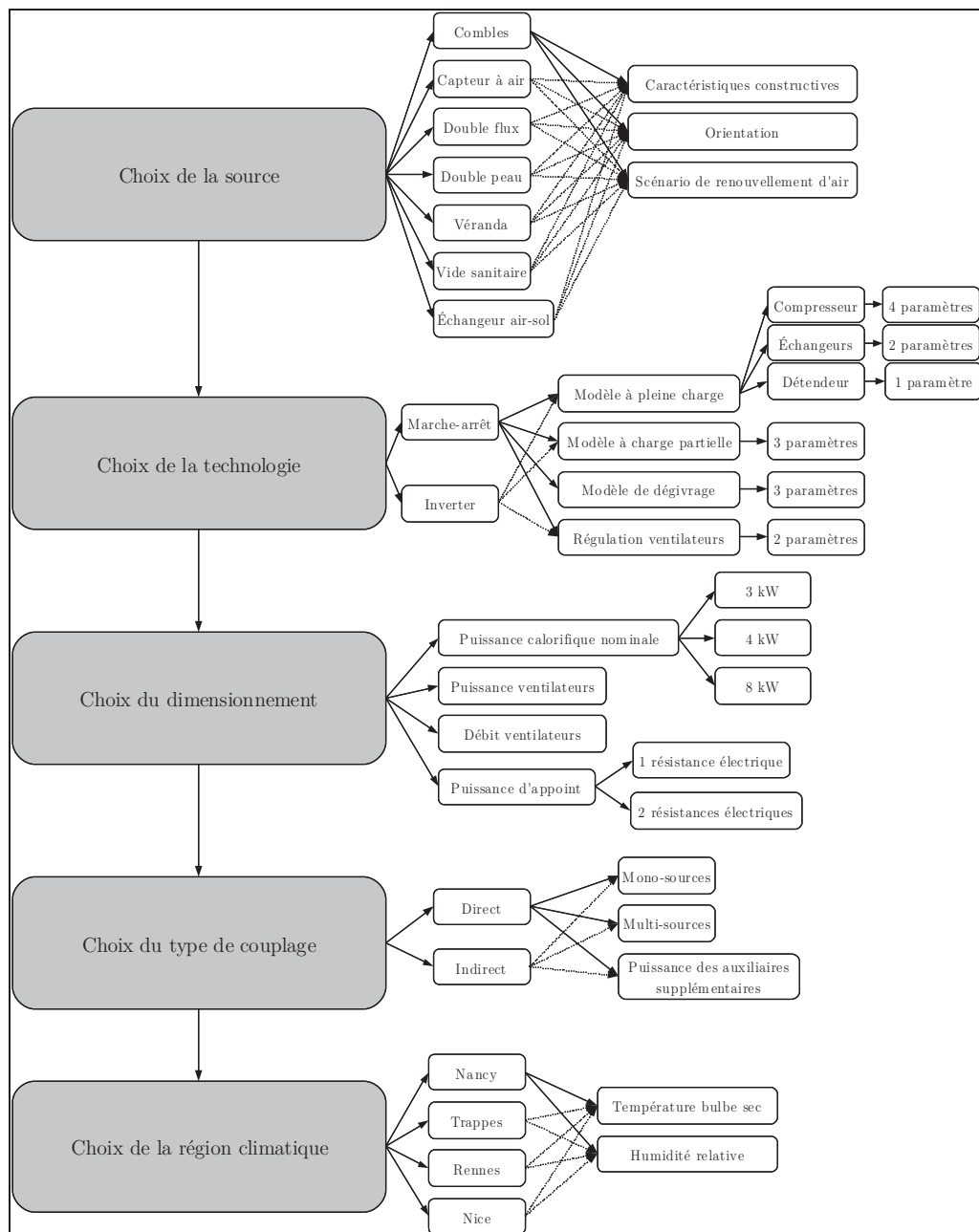


Figure 118: Vision globale des paramètres pour chaque simulation

2. Étude de cas

2.1. Présentation

Une maison de constructeur a été choisie pour cette étude. A l'origine il s'agissait d'une maison de plain pied construite sur vide sanitaire d'une surface habitable initiale de 70 m². Le procédé de construction est à ossature métallique habillée à l'extérieur par des petites dalles minces de béton et à l'intérieur par une cloison de doublage, avec interposition d'une lame d'air, caractéristique d'une construction industrielle. Elle était équipée d'une chaudière fioul à air pulsé, de fenêtres à simple vitrage, et la ventilation du logement se faisait de façon naturelle. Depuis sa construction en 1971, plusieurs agrandissements et améliorations sont venus la compléter :

- 1982 : Extension en « L » (en pointillés figure 121), en construction traditionnelle (parpaing et briques) ;
- 1987 : Isolation des murs extérieurs de l'enveloppe par injection de billes de polystyrène (PSE) dans le vide d'air séparant les dalles minces de béton des plaques de plâtre intérieures ;
- 1987 : Remplacement des vitrages, passage du simple au double vitrage classique ;
- 1987 : Changement de système de production de chauffage : mise en place de convecteurs électriques ;
- 1997 : Isolation des combles par déroulement de 20 cm de laine de roche ;
- 1999 : Installation d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) ;
- 2007 : Réhausse et changement de pente pour aménagement des combles (figure 122), isolation par l'extérieur, mise en place d'une VMC double flux et installation d'une PAC air-air avec soufflage en plénum.

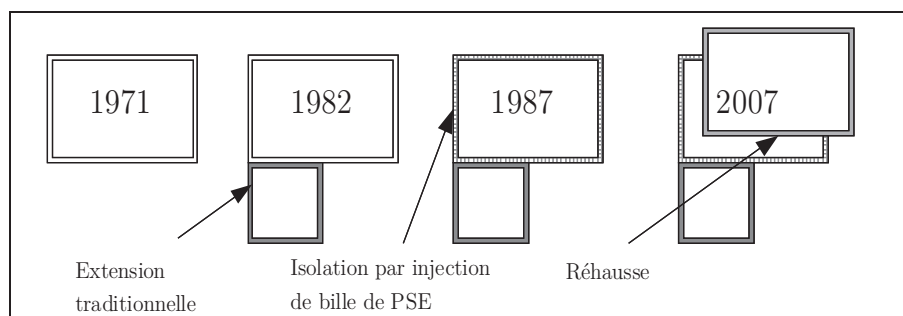


Figure 119: Évolution de l'état énergétique du cas d'étude au cours du temps

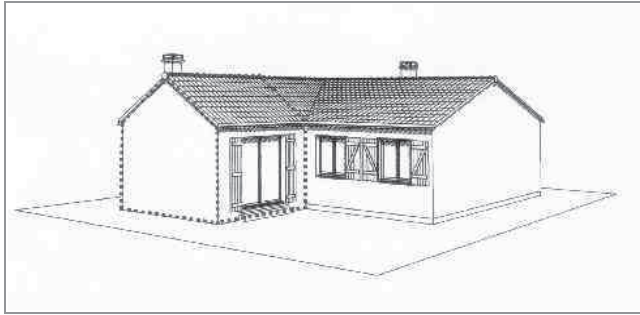


Figure 121: Maison avant réhabilitation (1999) –
Extension datant de 1982 en pointillés.

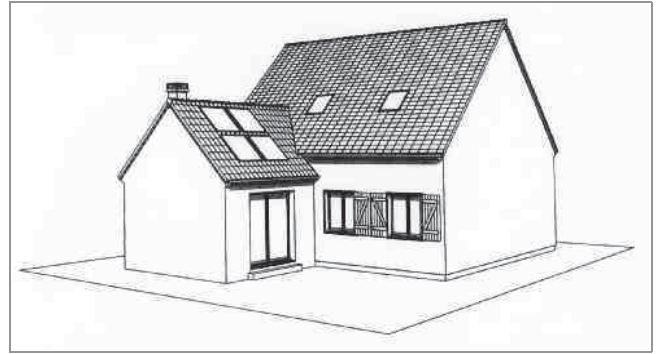


Figure 120: Maison après réhabilitation (2007)

Elle dispose après agrandissement de 4 chambres, d'un séjour/salon, d'une cuisine et de deux salles de bains pour une surface habitable totale de 135 m².

Pour les besoins de l'étude le modèle d'enveloppe de la maison après réhabilitation est complété d'une véranda et de capteurs à air exposés au Sud et à l'Est.

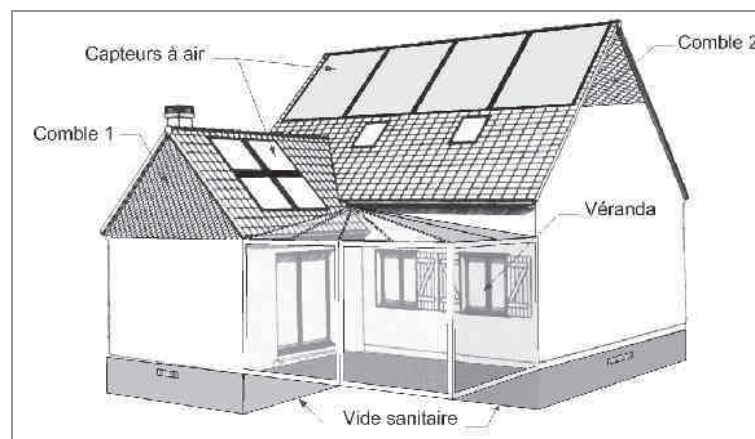


Figure 122: Cas d'étude après réhabilitation

Le détail de la géométrie, des caractéristiques constructives des parois, du volume des sources d'air tempérées, et des scénarios d'occupation est présenté aux paragraphes suivants.

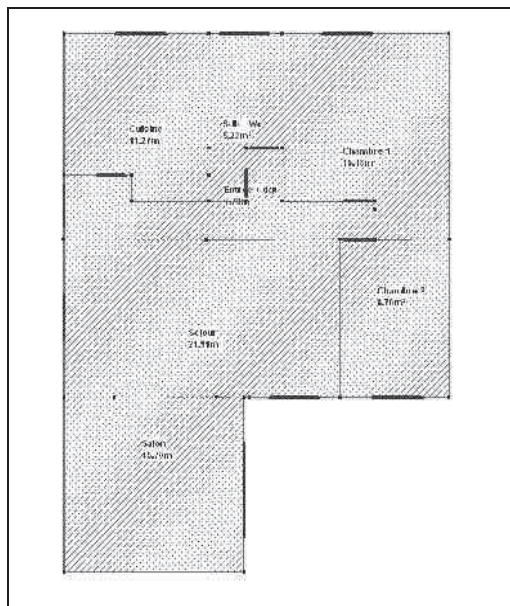
2.2. Modélisation de l'enveloppe avec Pléiades+Comfie

2.2.1. La Géométrie

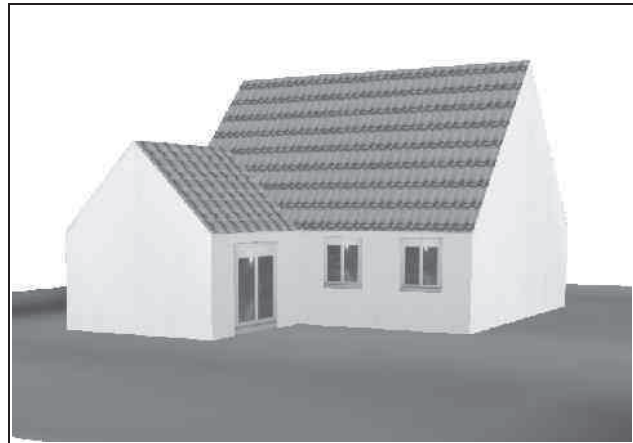
Les pièces chauffées sont regroupées dans une unique zone considérée comme thermiquement homogène. Les combles perdus, le vide sanitaire, la véranda, la façade double peau, et les capteurs à air sont modélisés comme des zones thermiques non chauffées.

Les plans 2D sont d'abord saisis avec le logiciel Alcyone, permettant une

visualisation 3D du projet. La géométrie est ensuite exportée vers le logiciel Pléiades+Comfie pour définir le modèle d'enveloppe.



(a)



(b)

Figure 123: Saisie graphique avec le logiciel Alcyone

2.2.2. Les caractéristiques constructives

On considère la maison existante avant réhabilitation, comme la maison de 1999. La maison après réhabilitation correspond à la maison de 2007.

2.2.2.1. Avant rénovation

État initial, 1971, la maison est de forme rectangulaire et dispose d'une surface habitable de 70 m². Les caractéristiques thermiques des parois de l'enveloppe sont données au tableau 23 et 24.

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global ⁵⁰ U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Mur extérieur RDC	Dalle béton (4,5 cm) + lame d'air (8 cm) + polystyrène expansé (2cm) plâtre (5 cm) + structure acier.	19,5	1,05
Plancher sur vide sanitaire	Dalle béton (20 cm)	20	2,2
Plafond combles	Laine de roche (5 cm) + plâtre (1,3 cm)	6,3	0,68
Cloisons intérieures légères	Plâtre (1,3 cm) + brique creuse (5 cm) + Plâtre (1,3 cm)	7,6	2,1

Tableau 23: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe avant rénovation, 1971

Désignation	Menuiserie	FS _g ⁵¹	U _g ⁵² [W.m ⁻² .K ⁻¹]	U _f ⁵³ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	% vitrage	FS _{moyen} ⁵⁴	U _{moyen} ⁵⁵ [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Fenêtres	Simple vitrage, menuiserie bois	0,9	4,95	2,4	66	0,59	4,08
Portes-fenêtres	Simple vitrage, menuiserie bois	0,9	4,75	3	63	0,57	4,1
Portes extérieure	Bois	-	-	-	-	-	5

Tableau 24: Caractéristiques thermiques des menuiseries avant rénovation, 1971

En 1987, la maison s'agrandit avec une extension en « L » de 15 m². Les murs extérieurs de la partie existante sont isolés par insufflation de bille de polystyrène dans la lame d'air de 8 cm. Les fenêtres sont également remplacées.

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global ⁵⁶ U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Mur extérieur RDC isolé	Dalle béton (4,5 cm) + bille polystyrène expansé (8 cm) + polystyrène expansé (2cm) + plâtre (5 cm) + structure acier.	19,5	0,34
Mur extension	Parpaing béton (15 cm) + Polystyrène expansé (6cm)	21	0,53

Tableau 25: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe avant rénovation, 1987

⁵⁰ Le coefficient de transfert thermique global d'une paroi intègre les échanges thermiques superficiels intérieurs et extérieurs

⁵¹ FS_g: facteur solaire de la vitre seule

⁵² U_g (glass): coefficient de transfert thermique de la vitre seule

⁵³ U_f (frame): coefficient de transfert thermique du cadre seul

⁵⁴ FS_{moyen}: facteur solaire moyen (vitre + cadre)

⁵⁵ U_{moyen}: coefficient de transfert thermique moyen (vitre + cadre), parfois appelé U_w (window)

⁵⁶ Le coefficient de transfert thermique global d'une paroi intègre les échanges thermiques superficiels intérieurs et extérieurs

Désignation	Menuiserie	FS _g	U _g [W.m ⁻² .K ⁻¹]	U _f [W.m ⁻² .K ⁻¹]	% vitrage	FS _{moyen}	U _{moyen} [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Fenêtres	Double vitrage, menuiserie PVC	0,72	2,8	1,8	62	0,5	2,42
Portes-fenêtres	Double vitrage, menuiserie PVC	0,72	1,9	1,7	60	0,5	1,84
Portes extérieure	Bois massif	-	-	-	-	-	3,5

Tableau 26: Caractéristiques thermiques des ouvrants avant rénovation ; 1987

En 1999, le plancher des combles est isolé avec 20 cm de laine de roche. Une VMC est installée.

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Plafond combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19

Tableau 27: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe deuxième rénovation, 1999

2.2.2.2. Après rénovation

En 2007, la maison est agrandie et dispose de combles aménagés. Les murs extérieurs du rez-de-chaussée sont isolés par l'extérieur.

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Panneau sandwich	Polyuréthane (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre (1,3 cm) + structure acier	18,3	0,19
Mur extérieur isolé par l'extérieur	Polyuréthane (8 cm) + Mur extérieur RDC	27,5	0,16
Plancher intermédiaire	Panneau OSB (2,2 cm) + laine de verre (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	23,5	0,19
Plafond combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19

Tableau 28: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe troisième rénovation

Désignation	Menuiserie	FS _g	U _g [W.m ⁻² .K ⁻¹]	U _f [W.m ⁻² .K ⁻¹]	% vitrage	FS _{moyen}	U _{moyen} [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Fenêtres	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie PVC	0,72	1,1	2	85	0,61	1,24
Porte-fenêtre	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie PVC	0,72	1,1	2	80	0,61	1,24
Velux	Double vitrage, lame argon, menuiserie PVC	0,23	1,2	2,4	85	0,2	1,38
Porte extérieure	Bois isolante performante	-	-	-	-	-	0,8

Tableau 29: Caractéristiques thermiques des ouvrants avant rénovation

2.2.2.3. Ponts thermiques

Dans le cas de la maison avant travaux de 1971, les ponts thermiques sont considérés comme négligeables. Pour la maison après isolation des murs par insufflation de billes de polystyrène, les ponts thermiques sont considérés forfaitairement sur l'ensemble des liaisons entre parois verticales avec une valeur de $0,7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, ce qui correspond à des ponts thermiques non traités. Cette valeur est ramenée à $0,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour des murs extérieurs isolés par l'extérieur. De ce cas, les fenêtres ont été ramenées dans le plan de l'isolant, réduisant les ponts thermiques des entourages de fenêtres, considérés alors comme négligeables.

2.2.3. Les sources d'air tempérées

2.2.3.1. Le vide sanitaire

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Plancher sur vide sanitaire	Dalle béton (20 cm)	20	2,2
Murs périphériques	Parpaing (20cm)		
Sol	Terre, une couche d'un mètre est modélisée	1	

Tableau 30: Caractéristiques constructive du vide sanitaire

2.2.3.2. Les combles

Dans la variante rénovée, les caractéristiques constructives des combles sont les suivantes.

Désignation	Composition	Épaisseur [cm]	Coefficient de transfert thermique global U [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
Plancher combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19
Panneau sandwich	Polyuréthane (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre (1,3 cm) + structure acier	18,3	0,19
Toiture	Toiture en ardoise (2 cm)	2	6,6

Tableau 31: Caractéristiques constructives des combles

2.2.3.3. La véranda

La véranda d'une surface de 17 m² est exposée plein sud.

Désignation	Menuiserie	FS _g	U _g [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]	U _f [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]	% vitrage	FS _{moyen}	U _{moyen} [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
Vitrage	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie aluminium	0,72	1,1	3	80	0,58	1,48

Tableau 32: Caractéristiques thermiques des menuiseries troisième rénovation

2.2.3.4. Les capteurs à air et façade double peau

Désignation	Menuiserie	FS _g	U _g [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]	U _f [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]	% vitrage	FS _{moyen}	U _{moyen} [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
Vitrage	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie aluminium	0,72	1,1	3	80	0,58	1,48

Tableau 33: Caractéristiques thermiques des menuiseries troisième rénovation

2.2.3.5. L'échangeur air sol

Un échangeur air-sol est conventionnellement dimensionné pour rafraichir ou préchauffer l'air de ventilation du logement. Il est dimensionné pour assurer le débit de renouvellement d'air hygiénique de celui-ci. Dans notre étude, le volume chauffée est de 420 m³. On suppose que l'échangeur air-sol est dimensionné pour assurer le débit de ventilation hygiénique de 0,5 volume par heure, soit 210 m³.h⁻¹.

On fait le choix d'un échangeur air-sol de 50 m de longueur, et 20 cm de diamètre placé à 1,5 mètre de profondeur.

2.3. Les scénarios d'utilisation du bâtiment

2.3.1. Scénario d'occupation

On suppose que la maison est occupée par 4 occupants de façon intermittente. Chaque occupant représente une source de chaleur d'une puissance moyenne supposée de 80 W. On se ramène à un nombre d'occupant par mètre carré de surface habitable afin d'appliquer le même scénario à chaque niveau de la rénovation. Le nombre d'occupant avant et après rénovation est le même.

	SHAB [m ²]	Nombre d'occupant par mètre carré [Occ.m ⁻²]
Avant réhabilitation	85	0,05
Après réhabilitation	135	0,03

Le scénario d'occupation est le suivant:

- 100% d'occupation de 18h à 7h;
- 50% de 11h à 13h;
- 25% de 7h à 11h et de 13h à 18h;

Dans cette configuration les occupants libèrent 43,95 kWh/semaine. Sur la saison de chauffe qui s'étend du 1er octobre au 20 mai, soit 33 semaines, les apports internes dus aux occupants sont de l'ordre de 1500 kWh.

2.3.2. Scénario de puissance dissipée

Le scénario de puissance dissipée considère que l'énergie dissipée par l'ensemble des systèmes consommateurs d'énergie intérieurs (éclairage, électroménager) s'élève à environ 1500 kWh sur la saison de chauffe (1er octobre au 20 mai, soit 33 semaines). Cette hypothèse correspond à un logement plutôt économe, soit une consommation électrique annuelle de 2000 kWh dont les trois quarts constituent des apports de chaleur. La valeur de la puissance dissipée (tableau ci-dessous) est considérée constante à chaque heure de simulation.

	SHAB [m ²]	Puissance dissipée [W.m ⁻²]
Avant réhabilitation	85	3
Après réhabilitation	135	2

2.3.3. Scenario de consigne de chauffage

Le scénario de consigne de chauffage est fixé à 19°C constant tout au long de la saison de chauffe. Le tableau 34 présente les DJU₁₈ associés à chaque région climatique.

Climat	DJU ₁₈ Comfie pour la saison de chauffe
Nancy	3024
Trappes	2704
Rennes	2000
Nice	1359

Tableau 34: DJU pour les différents climats étudiés

2.3.4. Scénario de ventilation

2.3.4.1. Locaux chauffés

Avant rénovation, la maison est ventilée par le système de VMC. Un taux de renouvellement d'air global moyen est supposé égale à 0,7 volume par heure (0,6 volume par heure assuré par le système de ventilation et 0,1 volume par heure par infiltrations d'air et défauts d'étanchéité).

Après rénovation, la maison est équipée d'une ventilation double flux. On considère que le débit de renouvellement assuré par le système double flux est de 0.5 vol/h avec une efficacité de 85%, plus un renouvellement d'air dû aux infiltrations de 0.1 vol/h avec une efficacité nulle. Ces hypothèses permettent d'établir un rendement moyen du système de ventilation double flux de 71%, et un débit de renouvellement d'air total de 0.6 vol/h.

2.3.4.2. Sources d'air tempérées

Les sources d'air tempérées modélisée en tant que zones disposent d'un débit naturel de renouvellement d'air de leur ambiance par infiltration. Dans les situations non perturbées (sans couplage avec la PAC), les taux de renouvellement d'air pour chacune des sources sont donnés au tableau suivant.

	Taux de renouvellement d'air [volume.h ⁻¹]
Vide sanitaire	1
Comble perdu	1
Véranda	0,2
Capteur à air	10

La véranda est considérée comme neuve, avec des infiltrations d'air faible.

2.3.5. Scénario d'occultation

On fait l'hypothèse qu'en plein été, les occupants baissent leurs volets de 8h à 20h, réduisant le facteur solaire de 70%. La résistance thermique additionnelle est négligée.

2.4. Modélisation des équipements

2.4.1. Chaudière fioul et convecteurs électriques

Pour le calcul des consommations avant réhabilitation les hypothèses de rendements de production du système de chauffage sont données au tableau suivant. Les données proviennent de la méthode de diagnostic de performance énergétique 3CL.

Système	Rendement d'émission	Rendement de distribution	Rendement de génération	Rendement de régulation	Rendement moyen saisonnier
Chaudière fioul	0,92	0,95	0,6	0,95	0,5
Convecteurs électrique	0,98	1	1	0,95	0,93

Les hypothèses pour la chaudière fioul correspondent à une chaudière fioul ancienne.

2.4.2. Pompe à chaleur

2.4.2.1. Dimensionnement

La consommation et les performances saisonnières du système de PAC sont calculées avec le modèle présenté au chapitre 2. A chaque climat correspond une puissance de PAC déterminée selon la méthode de dimensionnement couramment utilisée par les bureaux d'étude (chapitre 1, § 4.3). Un choix est effectué parmi les tables de puissances calorifiques à pleine charge établi à partir du modèle détaillé de l'ORNL.

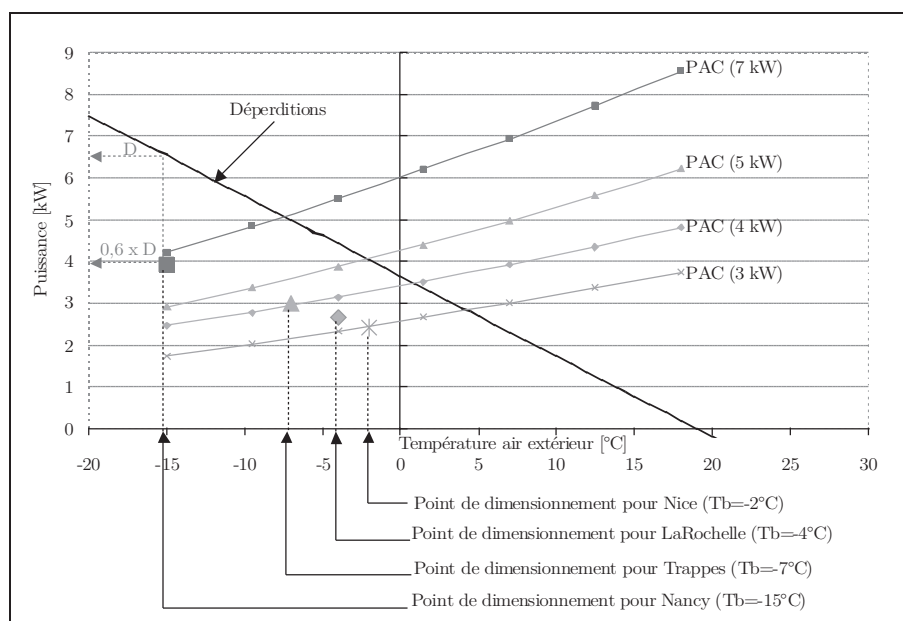


Figure 124: Sélection de la puissance calorifique des PAC selon le climat

La figure 124 présente le choix de la puissance calorifique des PAC en fonction des déperditions de la maison réhabilitée et du climat. Pour chacune des régions climatiques, les puissances calorifiques nominales et les puissances d'appoint sélectionnées sont présentées au tableau suivant. Le dimensionnement de la PAC contraint alors les débits d'air au niveau de l'unité extérieure pour assurer le bon fonctionnement du système. Ils sont également indiqués au tableau 35.

	Puissance nominale	Puissance de l'appoint [kW]	Puissance nominale ventilateur UI [W]	Puissance nominale ventilateur UE [W]	Débit nominal d'air au niveau de l'UE [m ³ .h ⁻¹]
Nancy	7 kW	2 x 2,5	230	140	2700
Trappes	5 kW	2 x 1,5	166	100	1900
Rennes	4 kW	2 x 1,5	130	80	1500
Nice	3 kW	2 x 1,5	100	60	1200

Tableau 35: Dimensions nominales de la PAC en fonction de la région climatique

Dans le cas de PAC contrôlées par marche-arrêt, on suppose le débit du ventilateur constant et égal au débit nominal indiqué dans le tableau 35.

2.4.2.2. Modèle à pleine charge

Le modèle à pleine charge est celui de Jin et Spitler [JIN2002a], [JIN2002b], présenté

au chapitre 2. Les paramètres des composants de la PAC (compresseur, échangeurs, détendeur) sont identifiés, via la méthode d'optimisation de Nelder-Mead et des tables de puissances à pleine charge établies à partir du modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Plusieurs jeux de paramètres sont proposés en annexe F pour la modélisation de PAC de différentes puissances nominales, allant de 3 kW à 8 kW.

2.4.2.3. Modèle à charge partielle

Le modèle à charge partielle traduit le comportement de la PAC (compresseur + ventilateurs) pour des régimes de fonctionnement à charge réduite. Lorsque la puissance délivrée par la PAC est supérieure aux besoins, celle-ci adapte sa puissance soit par une suite de cyclage de marche et arrêt, soit par adaptation de la vitesse de rotation du compresseur dans le cas de PAC équipées d'inverter. Deux modèles distincts sont utilisés dans les applications de ce chapitre. Le premier caractérise le comportement des PAC contrôlés par marche-arrêt, et est basé sur le modèle de [HEND2000] (chapitre 4, §4.3.1, équations 23 à 25).

Le second caractérise les PAC contrôlées par inverter se base sur les travaux de [MARC2000] (chapitre 2, §4.3.2, équations 26 à 30) et une série de résultats issus des tests effectués de l'institut suédois SP sur plus d'une vingtaine de PAC air-air du marché suédois.

Les courbes caractéristiques de ces deux modèles sont données aux figures suivantes.

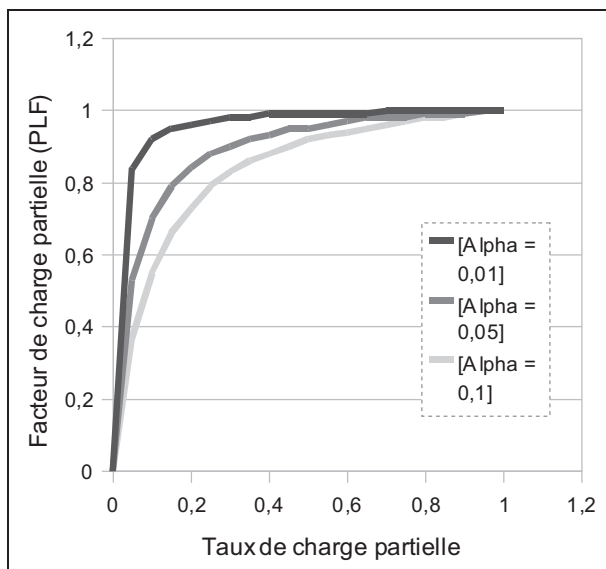


Figure 125: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielles pour les PAC contrôlée par marche-arrêt

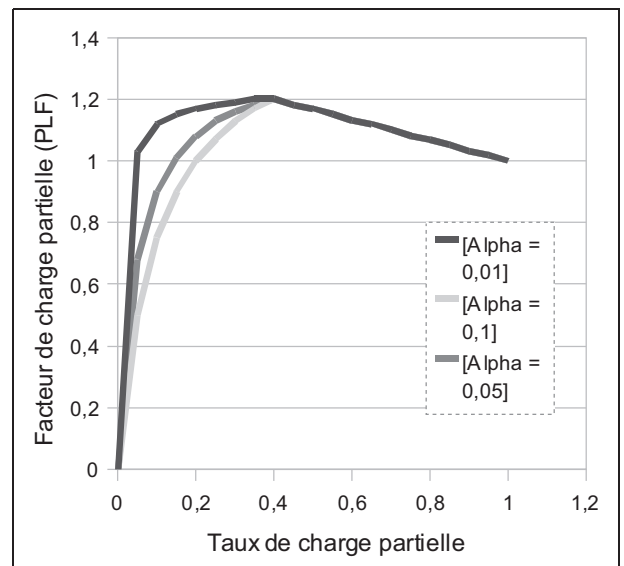


Figure 126: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielle pour les PAC contrôlées par inverter

2.4.2.4. Modèle de dégivrage

Le modèle de dégivrage est une proposition de modèle basée sur une compilation des travaux de la littérature [MILL1982], [KAYG1996], [SCHI2000]. Un coefficient de dégradation est appliqué au modèle de puissance calorifique et au COP (compresseur + ventilateurs) à pleine charge en fonction de l'humidité relative de l'air entrant au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Ce coefficient traduit une dégradation moyenne de la puissance calorifique et du COP (compresseur + ventilateurs) au cours de plusieurs cycle de givrage et dégivrage de l'échangeur de l'unité extérieure de la PAC.

Les paramètres du modèle utilisé dans la suite du chapitre sont précisés ci-dessous. Une illustration de comportement de ce modèle est présentée à la figure 127.

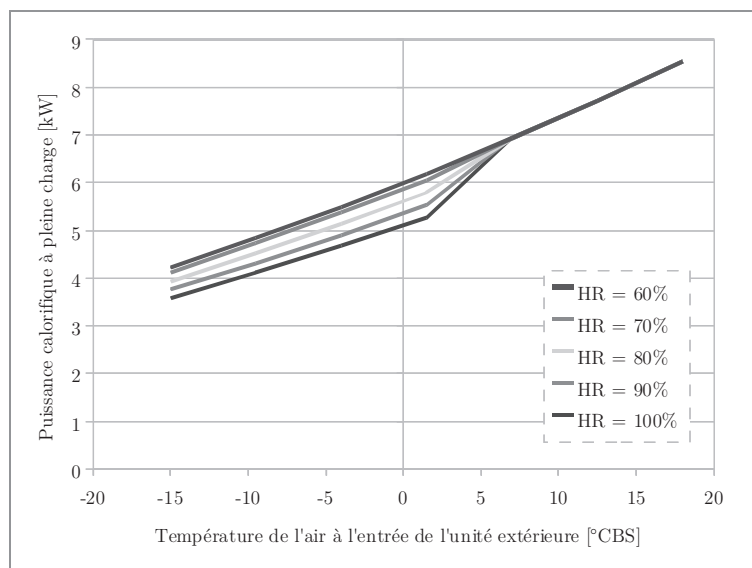


Figure 127: Évolution de la dégradation due au cycle de givrage/dégivrage en fonction de l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'unité extérieure de la PAC

2.4.2.5. Modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure

Le modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure est celui proposé à partir des données issues des catalogues constructeurs. Ce modèle suppose une évolution linéaire du débit délivré par le ventilateur de l'unité extérieure entre le débit minimum et le débit nominal (chapitre 2, §5.4)

2.4.2.6. Ventilateurs supplémentaires

L'étude de certaines variantes de couplage nécessite la prise en compte de ventilateurs supplémentaires pour acheminer l'air d'une zone tempérée à la source froide la PAC. L'évaluation de ces consommations se fait par l'intermédiaire d'un ratio

exprimant la puissance électrique absorbée par le ventilateur en fonction du débit volumique déplacé. Deux catégories de ventilateurs sont envisagées : standard et économe. Leurs caractéristiques sont données au tableau suivant.

	Puissance absorbée [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Ventilateur standard	0,25
Ventilateur économe	0,1

2.5. Résultats et performances

La maison étudiée a connu différents états de performance énergétique au cours de sa durée de vie. Cette partie expose les résultats des simulations effectuées avec le modèle d'enveloppe Comfie et le modèle de PAC choisi au chapitre 2.

Les résultats sont présentés à la fois en kWh.an⁻¹ et en kWh.m⁻².an⁻¹, car les changements de surfaces habitables viennent perturber l'impact réel d'une amélioration de l'enveloppe sur les besoins et sur les consommations. Une diminution des besoins en kWh.m⁻².an⁻¹ peut être constatée alors qu'en réalité les besoins augmentent globalement en kWh.an⁻¹. Par exemple entre 1971 et la réhabilitation de 2007, les besoins de chauffage en kWh.m⁻².an⁻¹ ont été divisés par presque quatre alors que les besoins de chauffage en kWh.an⁻¹ n'ont même pas été divisés par deux.

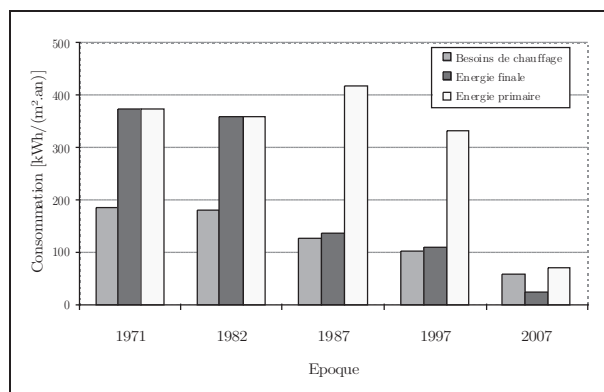


Figure 128: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison ramenée par mètre carré habitable

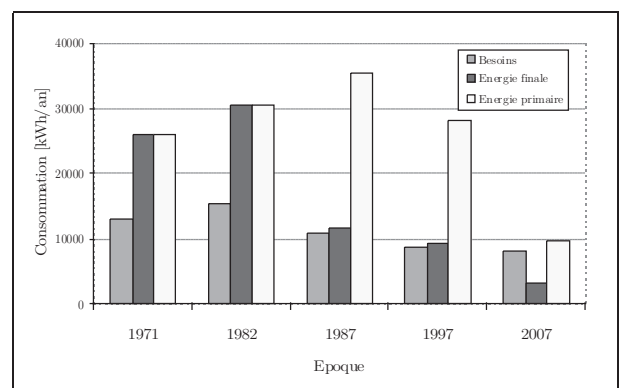


Figure 129: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison

On peut remarquer l'influence du recours à l'énergie électrique par convecteurs électriques sur les consommations en énergie primaire.

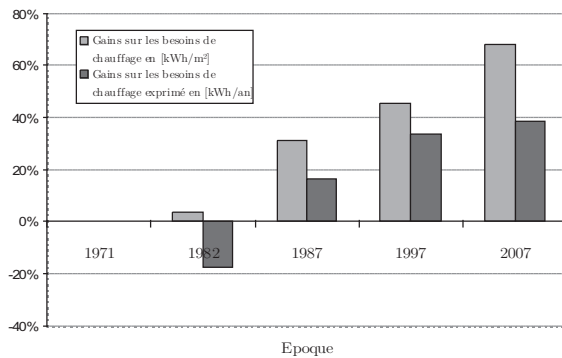


Figure 131: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

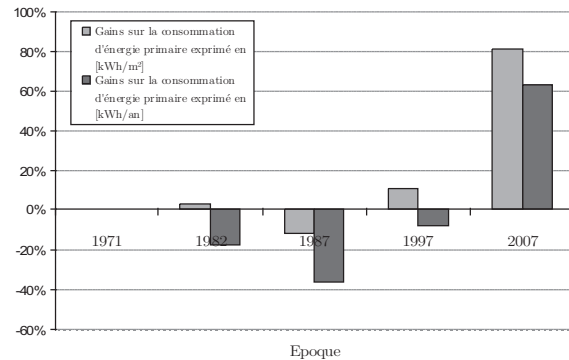


Figure 130: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

3. Système de PAC

Que ce soit en couplage direct ou indirect, la PAC régulée en marche -arrêt est pénalisée par ses performances et par son débit d'air au niveau de l'unité extérieure. On préférera les PAC de technologie inverter au marche-arrêt, bien que certaines configurations étudiées plus tard dans ce chapitre étudieront parfois les deux types.

4. Couplages indirects

Le principe du couplage indirect est d'acheminer de l'air tempéré provenant de zones thermiques ou de systèmes intégrés au bâtiment par l'intermédiaire d'un réseau de distribution équipé de ventilateurs supplémentaires jusqu'à la source froide de la PAC. Le réseau est supposé idéal, isolé, sans déperditions thermiques en vue d'évaluer les températures maximales récupérables. L'échauffement de l'air à travers les ventilateurs est pris en compte. La source froide de la PAC correspond alors à un mélange d'air provenant de l'ensemble des sources d'air tempéré, complété par de l'air extérieur si la somme des débits acheminés via les différentes sources n'est pas suffisante pour le bon fonctionnement de la PAC. La température de la source froide, alors plus clémente, permet à la PAC de fonctionner de façon plus performante en vue de limiter sa consommation saisonnière. Cependant, des ventilateurs supplémentaires consommateurs d'énergie entrent en compte dans l'évaluation des performances globales du système.

Les gains sur la consommation de la PAC peuvent-ils couvrir la consommation des ventilateurs supplémentaires et aboutir à des économies d'énergie de l'installation globale ?

Pour répondre à cette question, deux variantes sont envisagées :

- (a) Le débit d'air provenant de chacune des sources est plafonné au débit de

renouvellement d'air naturel de chacune d'entre elles. Cette variante a pour avantage de ne pas perturber le comportement thermique de la zone chauffée, le taux de renouvellement d'air des zones adjacentes étant non perturbé.

- (b) Le débit d'air provenant des sources est contrôlé par une régulation tout ou rien en fonction des conditions de température aux sources par rapport à la température extérieure (chapitre 3, §3, figure 14)

Ces variantes sont analysées dans le cas mono-source et multi-sources.

4.1. Mono-source

On l'a vu au chapitre 4, la hausse de la température de la source froide peut engendrer des gains sur la consommation et les performances d'une PAC. Ces gains sont difficiles à prévoir et sont fonction de l'écart de température entre la source et l'extérieur, et des conditions extérieures auxquelles se produit cet écart.

Cette partie s'attache à évaluer l'intérêt énergétique du couplage indirect avec des sources d'air tempéré uniques.

4.1.1. Vide sanitaire

La comparaison de la consommation et les performances du système PAC + appoint ont été évaluées dans le cas réhabilité avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. En guise de référence le tableau ci-dessous fournit les consommations et les performances globales du système dans sa mise en œuvre conventionnelle pour les différents climats.

	BCH	PCALO	C_PAC	C_APPT	C_AUX	C_TOT	COP_PAC	COP_PA C+APPT	COP_PAC +APPT+A UX
Nancy	6809	7788	2937	24	0	2961	2,65	2,63	2,63
Trappes	5614	6413	2280	58	0	2338	2,81	2,74	2,74
Rennes	4268	4822	1547	252	0	1799	3,12	2,68	2,68
Nice	1496	1712	489	6	0	495	3,5	3,46	3,46

Tableau 36: Performance et consommation de la PAC installée de façon conventionnelle

BCH : Besoins de chauffage de la maison

PCALO : Énergie thermique délivrée par la PAC au cours de la saison de chauffe

C_PAC : Consommation de la PAC (compresseur + ventilateurs)

C_APPT : Consommation de l'appoint

C_AUX : Consommation des auxiliaires supplémentaires

C_TOT : Consommation totale de l'installation (PAC + appoint + auxiliaires

supplémentaires)

COP_{PAC} : Coefficient de performance de la PAC (compresseur + ventilateurs)

$COP_{PAC+APPT}$: Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC et de l'appoint

$COP_{PAC+APPT_AUX}$: Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC, de l'appoint et des auxiliaires supplémentaires.

4.1.1.1. Variante (a)

Le débit naturel de renouvellement d'air du vide sanitaire dépend du vent (vitesse et orientation) et des écarts de température par rapport à l'extérieur. L'évaluation précise de ce débit pose un certain nombre de problèmes : par exemple il est difficile de connaître la vitesse et la direction du vent sur le site même, les mesures étant effectuées dans une station météorologique éloignée. Ce calcul n'étant pas encore pris en compte dans le modèle d'enveloppe du bâtiment, un taux moyen de renouvellement d'air égal à 1 volume par heure est considéré constant tout au long de l'année.

Les variations de température à l'intérieur du vide sanitaire dépendent des échanges de chaleur avec le sol environnant, et le bâtiment lui-même. Le plancher bas du cas d'étude après réhabilitation n'est pas isolé. Pour les besoins de l'étude et afin de limiter au maximum les échanges de chaleur avec l'espace chauffé (chapitre 1, § 5.1.1.1 à 5.1.1.4), le couplage indirect est étudié avec une isolation de 20 cm de polyuréthane en sous-face du plancher bas.

Le volume du vide sanitaire est égal 44 m^3 . En considérant un taux de renouvellement d'air moyen de 1 volume par heure, le débit maximum disponible et pouvant être acheminé vers l'échangeur de l'unité extérieure dans la variante (a) est égal à $44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ce débit est faible par rapport au débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure (tableau 35). Il est fonction du dimensionnement de la PAC et de la région climatique considérée, mais également de la technologie de PAC considérée. Un système équipé d'un compresseur contrôlé par inverter régule le débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure en fonction du taux de charge. Selon certaines données constructeurs le débit d'air nominal peut être réduit d'un peu plus de la moitié.

Selon les dimensions et la technologie de la PAC, le débit d'air disponible via le vide sanitaire représente entre 1 % et 7% du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. L'air manquant est complété par de l'air extérieur. Il en résulte une température de mélange relativement proche de la température extérieure, comme illustré aux figures 132 et 133.

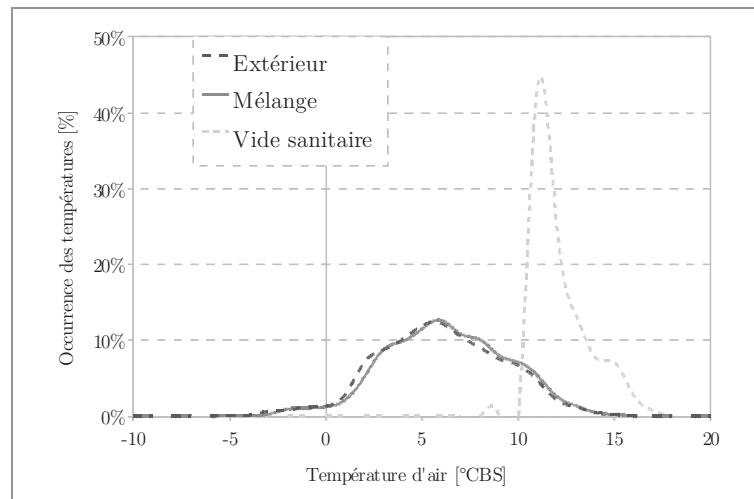


Figure 132: Occurrence des températures au climat de Trappes pour le couplage indirect PAC/vide sanitaire non perturbé.

L'occurrence des écarts de températures avec l'extérieur (figure 133) montre que la température de mélange entrant dans l'unité extérieure de la PAC, est au plus supérieure de 1°C à la température extérieure. Les gains à attendre de ce couplage sont donc réduits.

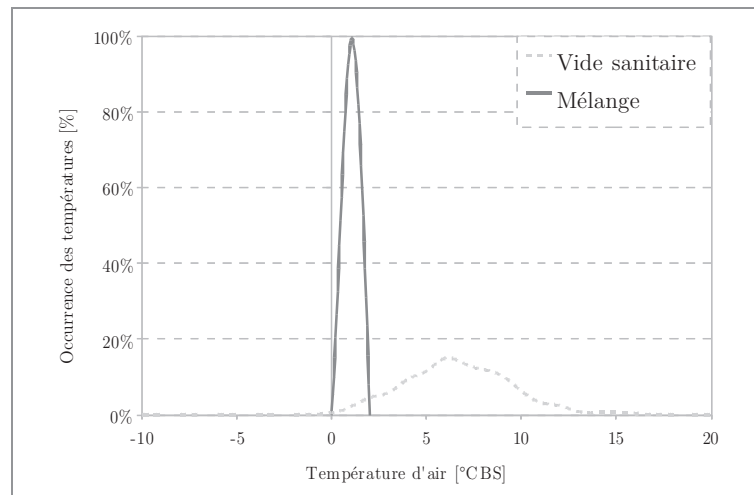


Figure 133: Occurrence des écarts de températures entre le vide sanitaire et l'air extérieur, et la température de mélange et l'air extérieur.

Comme on l'a vu au chapitre précédent, une augmentation de 1°C constant peut permettre une réduction de la consommation de 1 et 15 %, selon la température à laquelle cet écart se passe. Cette réduction peut sous certaines conditions s'avérer insuffisante pour couvrir la consommation du ventilateur supplémentaire. La figure suivante présente l'ensemble des points pour lesquels la température du vide sanitaire est supérieure à la température extérieure. On remarque que la température du vide

sanitaire est parfois inférieure à la température extérieure, du fait de l'inertie thermique du sol, créant un déphasage entre les températures. Sur l'ensemble de ces points, seule une partie d'entre eux remplit les conditions qui permettent une réduction suffisante de la consommation de la PAC pour couvrir la consommation de l'auxiliaire supplémentaire. Cet ensemble de point varie en fonction de la qualité du ventilateur supplémentaire.

Dans la configuration (a) si la température du vide sanitaire est supérieure à celle de l'air extérieur, le ventilateur supplémentaire fait circuler $44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ d'air jusqu'à l'unité extérieure. Dans le cas d'un ventilateur standard, une puissance de 11 W est nécessaire à chaque heure de couplage, et une puissance de 4,4 W dans le cas d'un ventilateur économe.

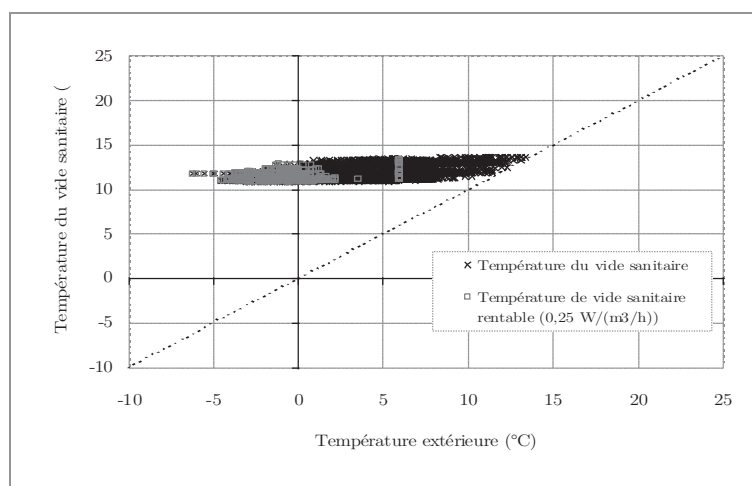


Figure 134: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur standard

Dans le climat de Trappes, sur les 3860 heures de fonctionnement de la PAC, on chiffre à 1957 heures, soit 50%, le temps de couplage avec le vide sanitaire rentable du point de vue énergétique avec un ventilateur standard (figure 134), et 2451 heures, soit 63%, avec un ventilateur économe (figure 135).

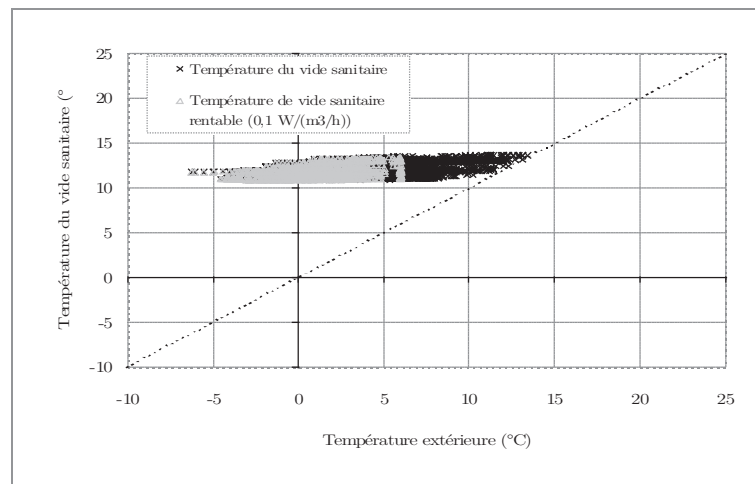


Figure 135: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur économe

Globalement pour les différentes régions climatiques, le couplage permet de réduire de quelques pourcents la consommation du système global (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires). Pour Nancy (figure 136-a), une diminution de 2% de la consommation globale est constatée, contre une économie de 6% au climat de Rennes (figure 136-c). Pour chaque région climatique on constate une réduction notable du recours à un appoint électrique (figure 137) : de 20% à Rennes, et 65% à Nice. Cette réduction reste insuffisante par rapport à la consommation de la PAC seule pour aboutir à des économies d'énergie significatives.

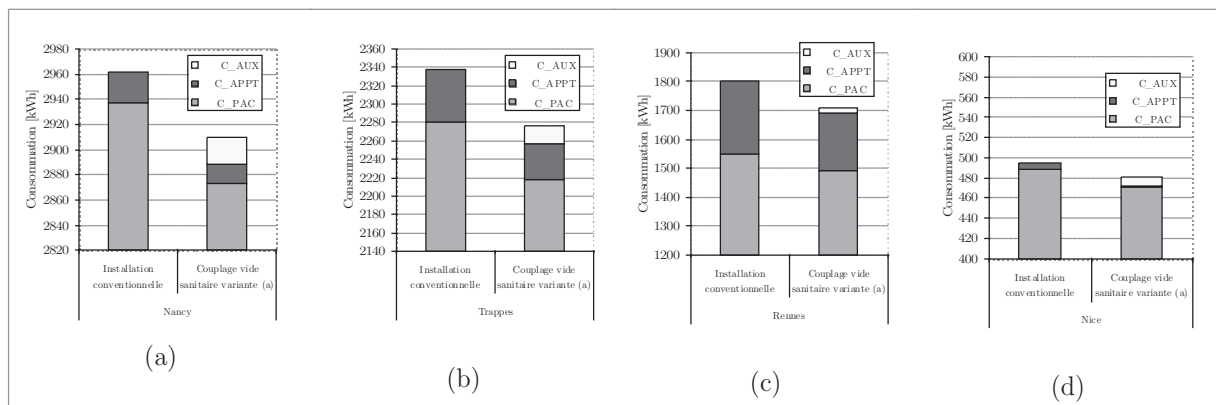


Figure 136: Impact sur la consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a) - Sensibilité sur les régions climatiques

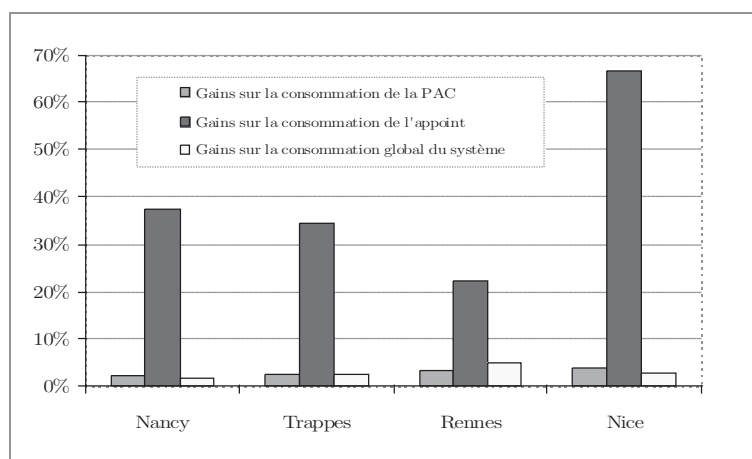


Figure 137: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

Un constat similaire est possible au niveau des performances du système. Le COP de la PAC (compresseur + ventilateurs) est augmentée de 2% à 4% selon la région climatiques (figure 138). Le COP global incluant l'appoint et le ventilateur supplémentaire est augmenté de 2% à 5%.

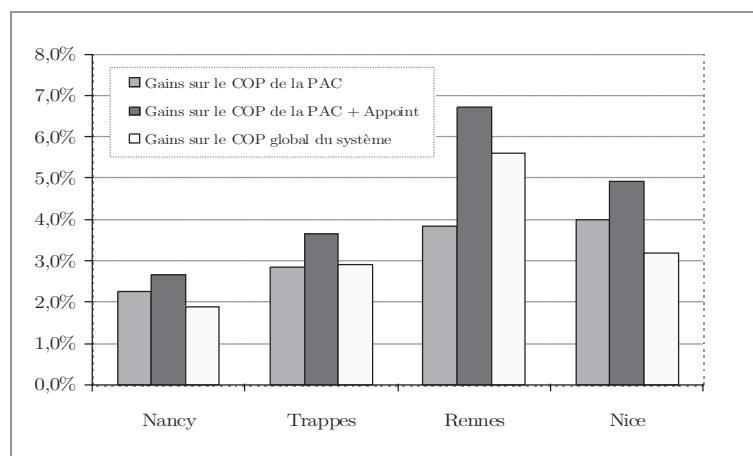


Figure 138: Gains sur les performances du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

4.1.1.2. Variante (b)

Dans la variante (b), le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire n'est plus constant tout au long du couplage. Si l'écart de température entre le vide sanitaire et l'air extérieur est suffisamment élevé, une régulation déclenche le ventilateur supplémentaire afin d'acheminer la totalité du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. La régulation stoppe le ventilateur supplémentaire si la température de la source tempérée repasse en dessous d'un certain seuil.

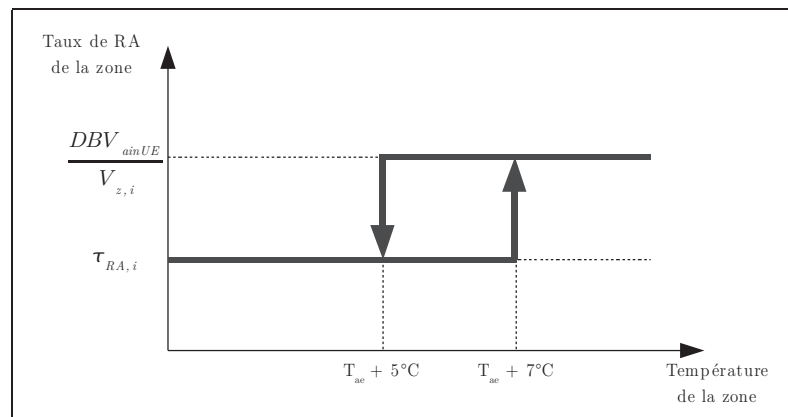


Figure 139: Scénario de déclenchement du ventilateur supplémentaire - Variante (b)

Les paramètres du modèle de régulation du ventilateur supplémentaire utilisé pour les simulations de la variante (b) sont présentés figure 139. Le déclenchement du ventilateur s'effectue lorsque la température du vide sanitaire est supérieure de 7°C à la température de l'air extérieur. Son arrêt est contrôlé lorsque la température redescend sous le seuil des 5°C d'écart avec la température extérieure.

Selon les dimensions de la PAC et donc de la région climatique, les débits d'air nécessaires au niveau de l'unité extérieure augmentent drastiquement le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire. Dans le cas de Trappes, celui-ci est multiplié par 20 pour les débits les plus faibles et par 40 pour les débits maximaux.

La première conséquence de ce couplage est un abaissement de la température du vide sanitaire par rapport à son état non perturbé, et par conséquent une augmentation des besoins de chauffage. La figure 140, présente l'influence de ce couplage sur les besoins de chauffage de la zone chauffée, avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. Une augmentation de 2 à 5 % est constatée selon la région climatique.

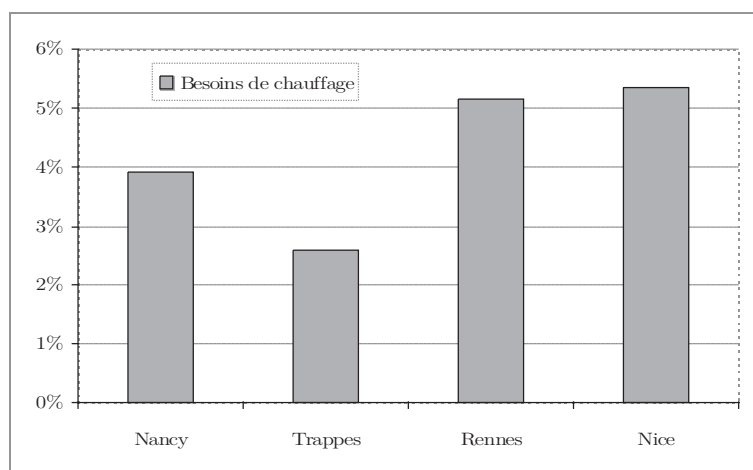


Figure 140: Augmentation des besoins de chauffage par rapport à l'installation conventionnelle - Couplage PAC + Vide sanitaire - Variante (b)

Du point de vue de la consommation et des performances globales du système (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires), les résultats sont similaires aux résultats de la variante (a) avec une réduction plus prononcée de la consommation de l'appoint (voir une suppression complète des besoins d'appoint)

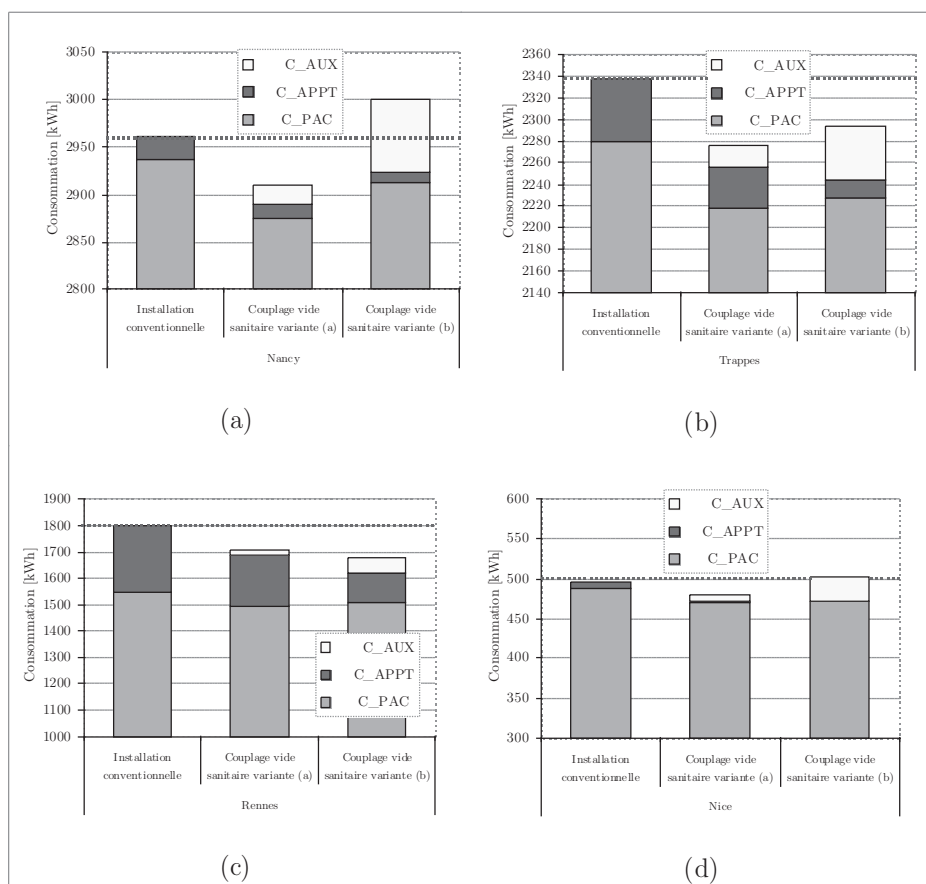


Figure 141: Consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

Le couplage indirect avec régulation tout ou rien du ventilateur supplémentaire permet ainsi une réduction globale de la consommation du système de quelques pourcents dans le meilleur des cas. Dans le cas de Nancy et Nice, on constate que ce couplage n'est pas intéressant. Le système global consomme plus que le système installé de façon conventionnelle (figure 141-a et 142).

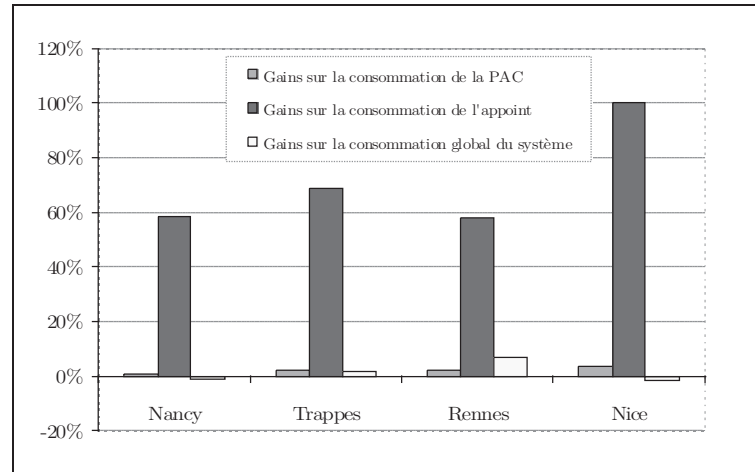


Figure 142: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

L'intérêt énergétique dépend de plusieurs paramètres dont le dimensionnement de la PAC. Le dimensionnement contraint le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure pour son bon fonctionnement. Compte tenu de la puissance de dimensionnement de la PAC pour Nancy, les débits nécessaires au niveau de l'évaporateur sont compris entre $1300 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ et $2700 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. Lors du couplage cela se traduit par une consommation excessive du ventilateur supplémentaire par rapport aux gains sur la consommation apportés par le couplage.

Une étude de sensibilité sur le débit d'air acheminé par le ventilateur extérieur lors du couplage (figure 143) montre qu'il existe un débit optimal permettant de minimiser la consommation globale du système.

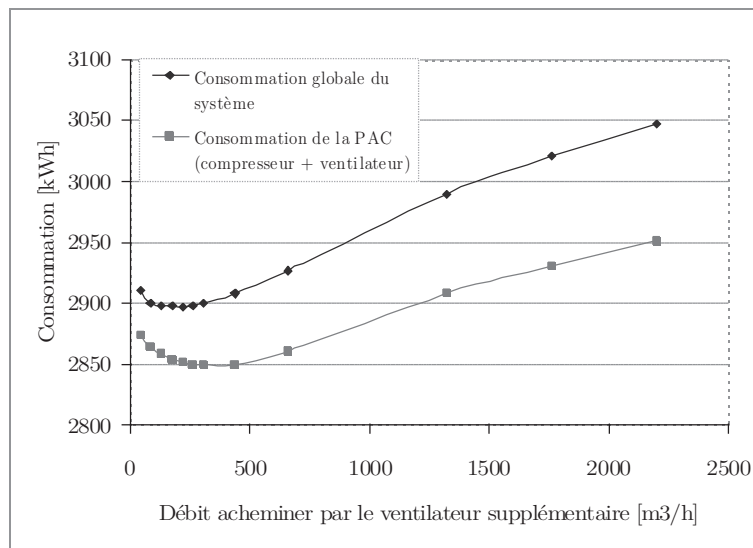


Figure 143: Évolution de la consommation du système en fonction du débit acheminé par le ventilateur supplémentaire

Ainsi dans notre cas d'étude, il est plus intéressant d'acheminer un faible débit d'air (de l'ordre de 200 à 300 m³.h⁻¹) en provenance du vide sanitaire et de compléter le reste avec de l'air extérieur; que de vouloir fournir la totalité de débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure directement en provenance du vide sanitaire.

Le débit d'air transporté par le ventilateur extérieur n'est pas le seul paramètre pouvant être optimisé. On constate par une étude de sensibilité sur les critères de déclenchement et d'arrêt de la régulation du ventilateur supplémentaire qu'une amélioration du bilan global est possible. Ainsi, limiter le déclenchement du ventilateur supplémentaire pour les températures de source les plus importantes permet de diminuer la part d'énergie consommée par le ventilateur supplémentaire (figure 144).

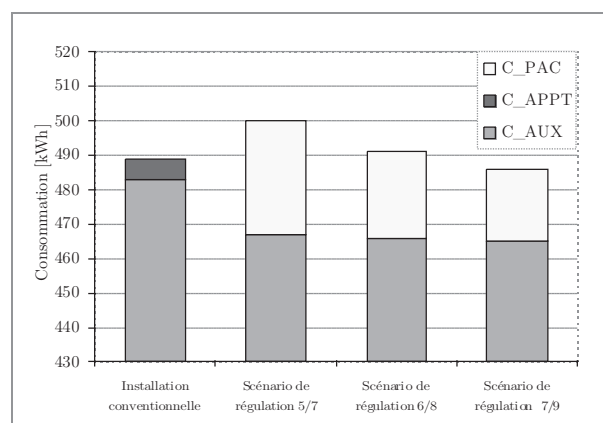


Figure 144: Analyse de sensibilité du scénario de régulation du ventilateur supplémentaire sur la consommations globale du système, au climat de Nice

4.1.1.3. Conclusions

Le couplage indirect avec le vide sanitaire sans perturbation du débit d'air de la source permet une économie de 2% à 6% de la consommation globale du système dans les conditions les plus favorables: une PAC correctement dimensionnée, un réseau de distribution idéal, et un ventilateur supplémentaire de haute performance énergétique.

Dans la variante de couplage avec perturbation du débit de renouvellement d'air de la source par régulation tout ou rien du débit fourni par le ventilateur supplémentaire, permet également d'effectuer des économies dans certaines conditions de débits et de paramètre de régulation.

Pour chacune des variantes, il est possible de réduire considérablement la part des consommations de la PAC et de l'appoint. La consommation du ventilateur supplémentaire (même économe) vient contrebalancer l'ensemble des gains obtenus grâce à l'augmentation de la température de la source froide de la PAC si sa régulation n'est pas optimisée. Un débit trop important tend à épuiser rapidement la source. Une étude plus approfondie permettrait d'optimiser l'ensemble des paramètres de régulation.

Compte tenu des résultats précédents issus de simulations effectuées avec une série de paramètres plutôt favorables, il semblerait qu'une mise en œuvre réelle de ce type de couplage soit difficilement intéressante du point de vue énergétique.

4.1.2. Combles, véranda, capteur à air

Le couplage indirect avec un comble, une véranda ou un capteur à air semble avoir peu d'intérêt. Les apports de ces sources sont faibles, et ne contribuent que très partiellement à améliorer les performances de la PAC. Ceci est principalement dû au déphasage entre les apports solaires et les besoins de chauffage. A titre d'exemple, la figure 145 présente le couplage indirect « non régulé » et « régulé » de ces sources. On rappelle que le couplage « non régulé » consiste à transférer uniquement le débit de renouvellement d'air « non perturbé » (le même que dans une configuration conventionnelle sans PAC) de la source vers la source froide de la PAC. Le couplage indirect « régulé », consiste à ne déclencher le ventilateur supplémentaire que lorsque les conditions de températures remplissent les conditions de régulation définies par l'utilisateur. Pour les variantes étudiées, la condition de déclenchement de la régulation est un écart de 7°C entre la source et la température extérieure et la condition d'arrêt est un écart de 5°C, selon le schéma de la figure 139.

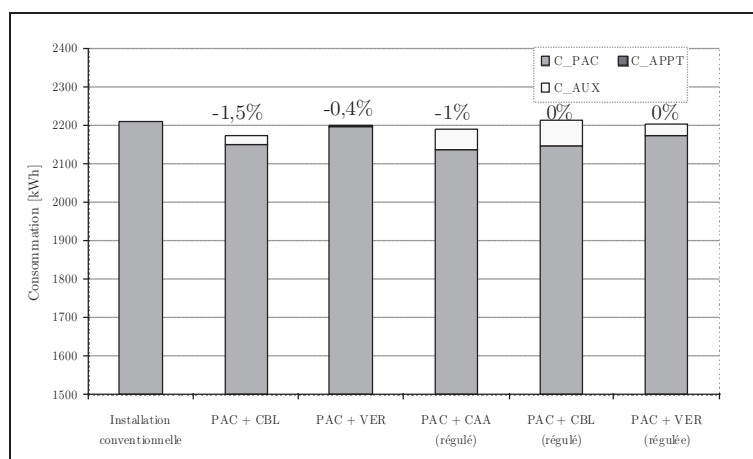


Figure 145: Couplage indirect avec comble (CBL), véranda (VER) et capteur à air (CAA) en mode « régulé » et « non régulé » pour le climat de Nancy

Ainsi le couplage indirect avec ces sources implique une consommation trop importante des ventilateurs supplémentaires, le rendant inintéressant.

4.1.3. Ventilation double flux

Le système de ventilation double flux avec récupération de chaleur transfère la chaleur de l'air vicié à l'air neuf entrant par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Si on pouvait récupérer la totalité de la chaleur contenue dans l'air vicié avec un échangeur parfait, la température de l'air vicié à la sortie de l'échangeur double flux serait à la température extérieure, et il n'y aurait alors aucun intérêt de récupérer la chaleur à cette sortie. Or l'efficacité d'un système de ventilation double flux varie à chaque instant en fonction des températures de ses entrées. Le modèle utilisé est un modèle simplifié (chapitre 3, §2.6) considérant une efficacité moyenne sur l'année. On considère par la suite un échangeur double flux d'une efficacité moyenne de 75%, qui assure un taux de renouvellement d'air de 0,5 volume par heure. D'autre part on considère dans le cas de la réhabilitation un taux d'infiltration d'air dû au défaut d'étanchéité de 0,1 volume par heure. On récupère en sortie de l'échangeur un débit de près de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Les résultats suivants correspondent au couplage indirect avec la sortie du système de ventilation double flux. La ventilation double flux apporte près de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en permanence. Ce débit d'air est complété et mélangé par un débit d'air extérieur pour assurer le débit nécessaire à la PAC pour son bon fonctionnement. Les résultats suivants n'intègrent pas la consommation des ventilateurs de la ventilation double flux. Le système de ventilation est considéré comme déjà en place et n'entre pas dans le bilan global des consommations du système de production de chauffage. On observe (figure 146) les effets du couplage de la source froide de la PAC avec le système de

ventilation double flux sur la consommation globale du système de production de chauffage.

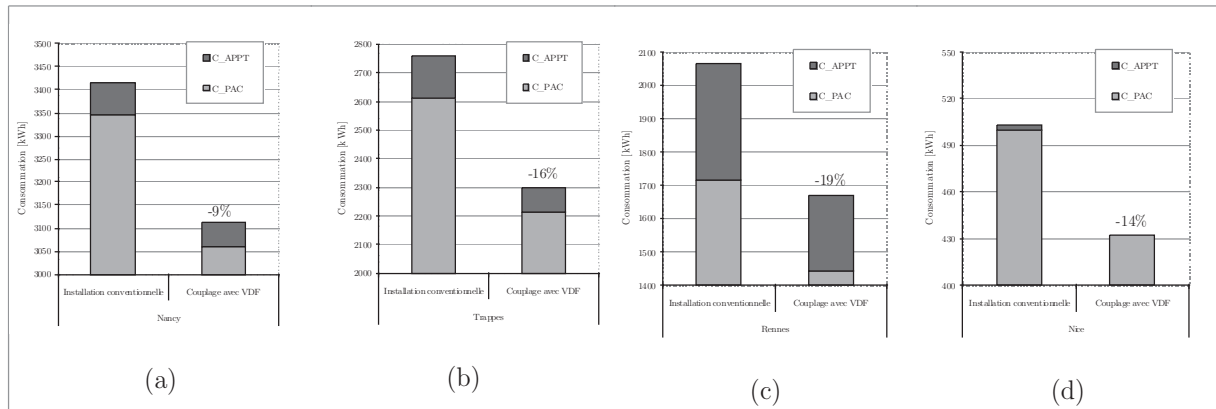


Figure 146: Consommation globale lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux (VDF) - PAC inverter

Qui dit gains sur la consommation globale, dit également gains sur les performances de la PAC. La figure 147 présente le gain sur la consommation, les performances de la PAC seule, et les performances globales du système (intégrant l'énergie d'appoint) pour différents climat. Des gains sur les performances de la PAC de 9% sont constatés à Nancy, et 19% à Rennes.

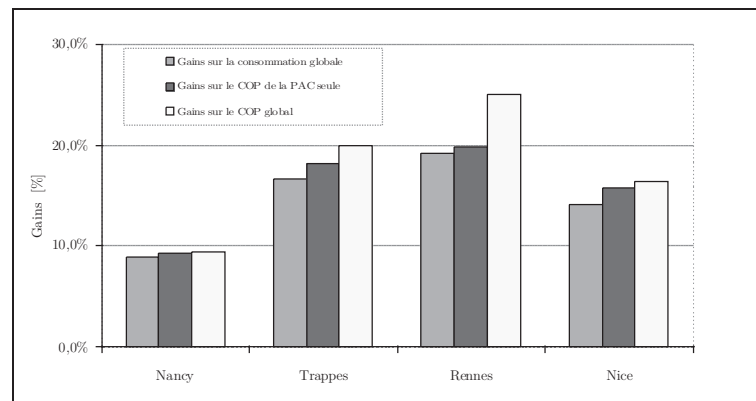


Figure 147: Performance du système global lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux - PAC inverter.

L'influence de la ventilation double flux est moindre pour Nancy, car les dimensions de la PAC imposent des débits importants au niveau de l'unité extérieure de l'ordre de $2700 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ contre par exemple des débits de l'ordre de $1200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour Nice. Ainsi à régime de fonctionnement égal, il faut plus d'air extérieur pour compléter l'air en provenance de la ventilation double flux à Nancy que pour les autres régions, donc une contribution moindre sur la saison de chauffe.

4.1.4. Échangeur air-sol

Les hypothèses du modèle d'échangeur air-sol ont été explicitées au paragraphe 2.2.3.5. Dans un premier temps, cette partie s'attache à comparer la consommation ventilation + chauffage de différentes configurations du système de ventilation et de l'échangeur air-sol ou du système de chauffage et de l'échangeur air-sol. Les échangeurs air-sol dédiés à la ventilation ne sont pas spécialement conçus et dimensionnés pour être couplés à la source froide d'une PAC air-air. Dans un second temps, on évaluera donc l'intérêt du couplage de la source froide d'une PAC avec des échangeurs air-sol dimensionnés pour fournir des débits adaptés.

Est-il plus intéressant de coupler le puits canadien directement au système de ventilation ou à la source froide de la PAC ?

Le tableau 37 présente la première série de combinaisons de systèmes étudiée pour le climat de Trappes. Elle concerne le couplage indirect de l'échangeur air-sol avec une maison équipée d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) simple flux. Les variantes ont été étudiées pour deux systèmes de PAC : l'une de puissance nominale de 8 kW, l'autre de 5 kW. Les hypothèses concernant la consommation des ventilateurs sont également précisées dans le tableau ci-dessous. Dans le calcul de la consommation du ventilateur de ventilation, on considère qu'il fonctionne 24h/24h tout au long de l'année, de même lorsque l'échangeur air-sol est dédié à la ventilation. Pour le calcul de la consommation du ventilateur supplémentaire lors du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide la PAC, on considère que ce ventilateur n'est mis en route que lorsque la PAC est en marche, et que le débit est adapté aux besoins de la PAC.

Les résultats de la consommation globale comprennent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et des auxiliaires supplémentaires (figure 148). On observe que selon les dimensions de la PAC, le renouvellement d'air via l'échangeur air-sol permet d'économiser entre 11% et 21% de la consommation globale. Ce gain est plus prononcé dans le cas de la PAC de 5 kW, qui a grandement recours à de l'énergie d'appoint dans la cas de l'installation conventionnelle. La ventilation par l'échangeur air-sol diminue les besoins de la maison réduit ainsi drastiquement le recours à l'appoint.

	Système de ventilation	Système de chauffage	Ventilateur ventilation [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	Ventilateur supplément aire [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Variante 1	VMC classique	PAC air-air (8 kW)	0,1	-
Variante 2	Ventilation par échangeur air-sol (EAS)	PAC air-air (8 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,2
Variante 4	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,22
Variante 5	VMC classique	PAC air-air (5 kW)	0,1	-
Variante 6	Ventilation par EAS	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 7	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,2
Variante 8	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,22

Tableau 37: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC simple flux - PAC inverter

On constate (toujours figure 148) que le couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC est moins efficace que le couplage précédent. Il permet d'économiser entre 2% et 12 % de la consommation globale selon les hypothèses du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Deux variantes ont été étudiées, la première où l'échangeur air-sol apporte 210 m³.h⁻¹ au niveau de la source froide de la PAC⁵⁷, et la seconde⁵⁸ 500 m³.h⁻¹. L'impact est également plus prononcé pour la PAC de 5 kW, car sa moindre puissance implique des débits inférieurs au niveau de l'unité extérieure. Ainsi la température de mélange de l'air en provenance de l'échangeur air-sol et de son complément (air extérieur) est plus élevée dans le cas de la PAC de 5 kW (débit nominal 1900 m³/h⁻¹) que dans le cas de la PAC de 8 kW (débit nominal 3100 m³/h⁻¹). Dans le cas de la PAC de 8 kW alimentée par un débit de 500 m³.h⁻¹ en provenance de l'échangeur air-sol, les gains de performances et de consommation de la PAC seule ne sont pas suffisants pour couvrir la consommation du

⁵⁷ Ce débit correspond au débit hygiénique lorsque l'échangeur air-sol est utilisé pour ventiler.

⁵⁸ Ce débit correspond au débit maximal conseillé dans un tube de 50 m et 20 cm de diamètre, correspondant à des vitesses d'air de 4 m.s⁻¹.

ventilateur supplémentaire.

Dans le cas d'une maison équipée d'une VMC simple flux, il semble plus rentable d'utiliser directement l'échangeur air-sol pour la ventilation du logement que de le coupler avec la source froide de la PAC. On peut cependant constater qu'une PAC de 5 kW couplée à un échangeur air-sol consomme autant d'énergie qu'une PAC de 8 kW installée de façon conventionnelle.

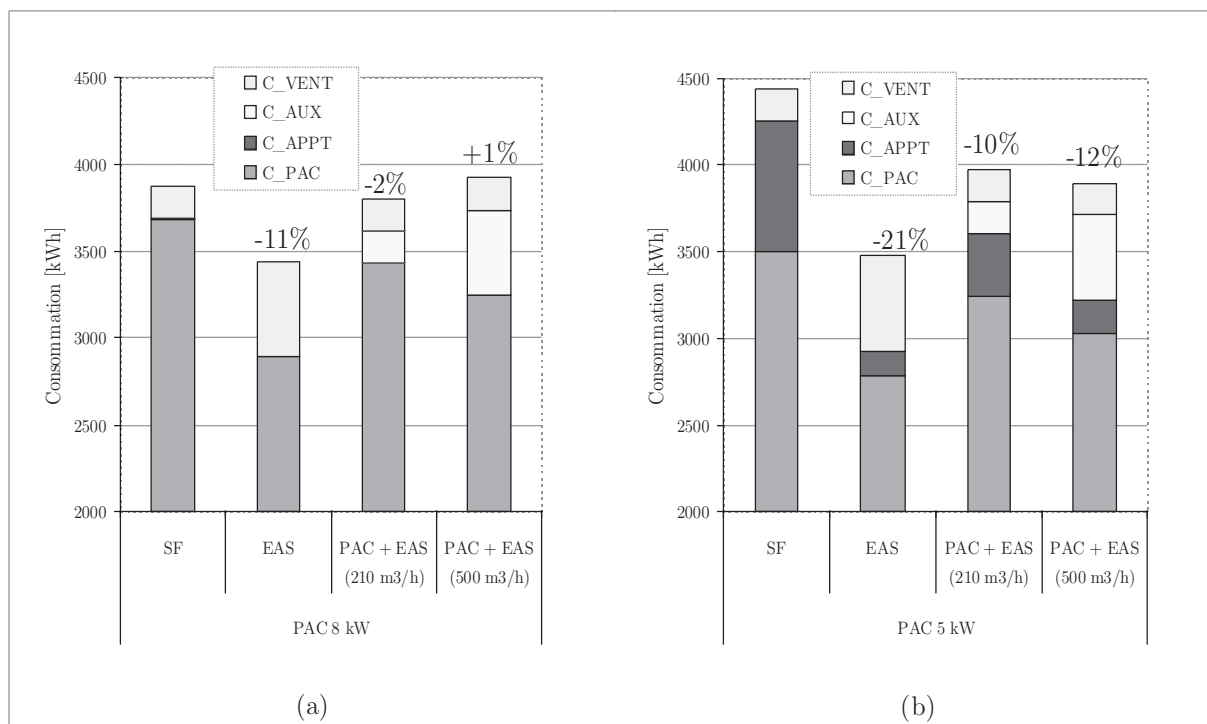


Figure 148: Couplage indirect de l'échangeur air-sol (EAS) dans le cas d'une maison équipée d'une ventilation simple flux (SF) - PAC inverter 8 kW (a), et 5 kW (b)

Le tableau suivant présente la seconde combinaison de systèmes. La maison étudiée est équipée cette fois-ci d'une ventilation double flux. Il s'agit de savoir quel est le meilleur couplage de l'échangeur air-sol. Est-il plus intéressant de le mettre en série avec l'échangeur double flux de la ventilation ou alors de le coupler à la source froide de la PAC air-air ? La dernière variante ne concerne pas l'échangeur air-sol mais uniquement le couplage de la sortie de la ventilation double flux vers la source froide de la PAC.

	Système de ventilation	Système de chauffage	Ventilateur ventilation [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	Ventilateur supplémentaire [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Variante 1	Ventilation double flux (VDF) (75%)	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction, 0,1 pour le soufflage	-
Variante 2	VDF + EAS en série (210 m ³ .h ⁻¹)	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	0,2
Variante 4	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	0,22
Variante 5	VDF	PAC air-air (4 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	-
Variante 6	VDF	PAC air-air (5 kW) + sortie de VDF (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	-

Tableau 38: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC double flux - PAC inverter

Les résultats concernant l'ensemble des variantes sont présentés à la figure 149. Ils intègrent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et le ventilateur supplémentaire dans le cas du couplage avec la source froide de la PAC.

Ainsi la mise en série de l'échangeur air-sol et de la ventilation double flux permet de faire une économie minime de l'ordre de 1%. Le couplage permet une diminution des besoins de chauffage et donc de la consommation de la PAC seule, mais pas suffisamment pour couvrir la consommation du ventilateur de l'échangeur air-sol inclus dans la consommation C_VENT.

Il semble qu'il soit plus judicieux de coupler l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Ce couplage permet de diminuer clairement la consommation de la PAC seule, mais la consommation du ventilateur supplémentaire réduit les gains attendus.

La variante 5 concerne le dimensionnement de la PAC à 4 kW, dans le but d'évaluer l'influence d'une diminution de la puissance de la PAC. On constate que la consommation (compresseur + ventilateurs) de la PAC de 4kW est moindre que celle de 5 kW, mais la nécessité d'une énergie d'appoint pour la plus petite PAC vient contrebalancer les gains sur la consommation de la PAC.

La variante 6 qui couple la sortie du système de ventilation double flux avec la source froide de la PAC permet de s'affranchir de la consommation d'un ventilateur supplémentaire ce qui le rend plus avantageux que tous les autres. Au climat de Trappes, un gain de 14,5% sur la consommation globale est observé.

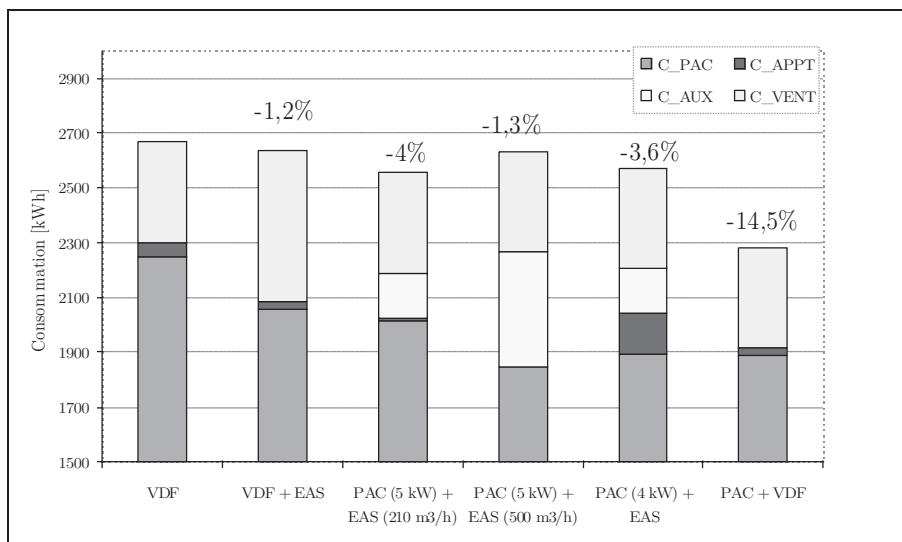


Figure 149: Couplage indirect de l'échangeur double flux, et combinaison avec une ventilation double flux ou une PAC - PAC inverter 5 KW

On l'a vu dans l'application précédente, l'échangeur air-sol tel qu'il est dimensionné pour assurer la ventilation du logement n'est pas adapté au couplage avec la source froide d'une PAC air-air. Les débits transportés par l'échangeur air-sol sont bien inférieurs aux débits nécessaires au niveau de l'évaporateur de la PAC : faire circuler des débits d'air de l'ordre de 1500 à 3000 m³.h⁻¹ dans un tube de 50 mètres de long et de 20 cm de diamètre entrainerait des vitesses d'air de l'ordre de 24 m.s⁻¹, et des pertes de charge très grandes..

Il est alors possible de dimensionner l'échangeur air-sol, non plus pour satisfaire les débits de ventilation hygiénique mais pour apporter le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Deux options sont possibles pour réduire les vitesses d'air dans l'échangeur : (a) augmenter le diamètre de l'échangeur ; (b) diviser l'échangeur en plusieurs tubes.

Un première série de simulation a concerné l'influence de la longueur et du débit passant à travers l'échangeur air-sol sur la performance du couplage dans chacune des régions climatique.

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [m ³ .h ⁻¹]	Ventilateur EAS [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	
			Standard	Économe
Variante 1	50	250	0,2	0,1
Variante 2	50	500	0,2	0,1
Variante 3	100	250	0,25	0,13
Variante 4	100	500	0,25	0,13

Tableau 39: Variantes de couplage indirect (série 1) avec l'échangeur air-sol

La figure 150 présente les résultats du couplage direct avec l'échangeur air-sol au climat de Nancy. Des résultats similaires sont observés pour les autres climats. On constate que l'ensemble des couplages permet d'éliminer le recours à l'appoint. Les gains sur la consommation de la PAC dépendent de la longueur de l'échangeur air-sol et du débit d'air qui y circule. Ainsi la variante 2 équipée d'un échangeur air-sol de 50 mètres avec un débit de 500 m³.h⁻¹ équipé d'un ventilateur économe, est plus intéressante que la variante 3 équipée d'un échangeur air-sol de 100 mètres de long avec un débit de 250 m³.h⁻¹.

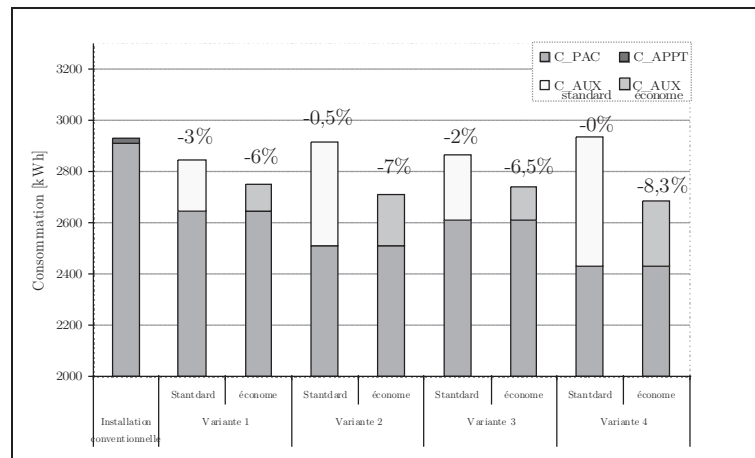


Figure 150: Couplage indirect avec l'échangeur air-sol (série 1) - PAC inverter pour le climat de Nancy

On observe les meilleurs gains pour la variante 4 équipée d'un ventilateur économe, avec une diminution de la consommation globale d'un peu plus de 8%.

Une seconde série de configuration a concerné le couplage de la source froide de la PAC avec des échangeurs air-sol spécialement dimensionnés pour des débits d'air de la PAC. L'ensemble des variantes étudiées sont rappelées dans le tableau suivant :

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [m ³ .h ⁻¹]	Ventilateur EAS [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	
			Standard	Économe
Variante 1	1 tubes de 50 m	250	0,2	0,1
Variante 2	2 tubes de 50 m	500	0,2	0,1
Variante 3	4 tubes de 50 m	1000	0,2	0,1
Variante 4	6 tubes de 50 m	1500	0,2	0,1
Variante 5	8 tubes de 50 m	2000	0,2	0,1
Variante 6	10 tubes de 50 m	2500	0,2	0,1

Tableau 40: Variantes de couplage indirect (série 2) avec l'échangeur air-sol

Les résultats de ces simulations sont présentés à la figure 151. On constate que l'augmentation du débit en provenance de l'échangeur air-sol diminue la consommation de la PAC jusqu'à atteindre une asymptote. On constate très peu de différence entre les gains sur la consommation de la PAC pour les variantes 4, 5 et 6. Une diminution de 25% de la consommation de celle-ci est observée.

En fonction du type de ventilateur utilisé (standard ou économe) et du débit en provenance de l'échangeur air-sol, le couplage est plus ou moins intéressant. On constate que plus le ventilateur est consommateur d'énergie, plus le débit optimal de couplage est faible. Ainsi pour le ventilateur standard, le couplage est optimal pour un débit de 250 m³.h⁻¹. Alors que pour le ventilateur économe, ce débit se situe vers 1000 m³.h⁻¹.

La variante 3 avec un ventilateur économe permet 10% d'économie sur la consommation du système global (PAC + ventilateurs supplémentaires), une augmentation de 3% est observée pour le même couplage avec un ventilateur standard.

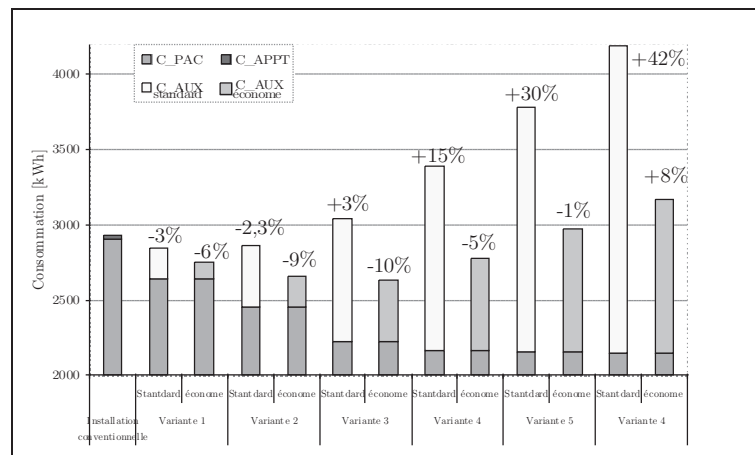


Figure 151: Couplage indirect avec l'échangeur air-sol (série 2) - PAC inverter au climat de Nancy

Le couplage indirect avec l'échangeur air-sol peut s'avérer intéressant par une combinaison optimale entre la consommation du ventilateur et le débit en provenance de l'échangeur air-sol. On notera que les dimensions des échangeurs air-sol associées à certains débits ne sont pas adaptées à la problématique de la réhabilitation.

4.2. Multi-sources

Les couplages indirects *mono-source* précédents montrent le réel potentiel énergétique de certaines sources (vide sanitaire, air extrait, puits canadien) et l'inefficacité d'autre (combles, véranda, capteur à air). Les couplages simultanés de sources au potentiel énergétique élevé avec des sources au potentiel moindre n'a pas grand intérêt et renvoie vers des résultats proches de ceux observés pour les sources les plus intéressantes.

L'inefficacité de certains couplages est principalement due à la surconsommation des ventilateurs supplémentaires même si ceux-ci sont économes. Le couplage direct permet de s'affranchir de ces consommations supplémentaires et de rendre les couplages plus intéressants. C'est l'objet de la partie suivante.

5. Couplages directs

Le principe du couplage direct consiste à s'affranchir de l'utilisation d'un ventilateur supplémentaire pour acheminer de l'air jusqu'à l'unité extérieure de la PAC en plaçant directement l'unité extérieure dans la zone servant de source d'air tempéré. Le débit de renouvellement d'air de cette zone est alors adapté au débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure.

Comme pour l'étude des couplages indirects, cette partie est divisée en deux. La première traite du couplage direct de la source froide de la PAC avec des sources uniques : vide sanitaire, comble et véranda. La seconde concerne le couplage direct de ces mêmes sources complétées par un couplage indirect provenant de sources déjà présentées précédemment: ventilation double flux, capteur à air, façade double peau, ou échangeur air-sol.

5.1. Mono-source

Trois sources d'air tempéré sont étudiées dans cette partie : le vide sanitaire, les combles et la véranda. L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur de ces zones. L'étude est faite pour les différentes régions climatiques : Nancy, Trappes, Rennes et Nice.

5.1.1. Vide sanitaire

Le plancher bas de la maison est isolé avec 20 cm de polyuréthane. L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur du vide sanitaire. On considère que l'ensemble de l'air une fois passé à travers l'échangeur de l'unité extérieure est rejeté hors du vide sanitaire.

Plusieurs séries de simulations ont été réalisées en fonction de la technologie de la PAC (marche-arrêt ou inverter) et en fonction de la région climatique.

Les résultats pour les PAC contrôlées par inverter (figure 152) et celles contrôlées par marche-arrêt (figure 153) sont présentés. On constate que le couplage direct avec le vide sanitaire élimine les besoins d'une énergie d'appoint, peu importe la technologie et la région climatique. Le couplage est bénéfique tant pour les performances que pour que les consommations.

Du point de vue de la consommation globale (PAC + Appoint), des économies sont observées pour chacune des technologies, avec des gains plus prononcés pour les PAC contrôlées par inverter allant de 4% à 20% selon la région climatique. La différence entre les technologies s'explique d'une part par leur performance intrinsèque (les PAC contrôlées par inverter ont de meilleures performances dans leur fonctionnement à

charge partielle), et d'autre part par la régulation de la vitesse de rotation du ventilateur (la vitesse est variable pour les PAC contrôlées par inverter et constante pour les PAC marche-arrêt). Le vide sanitaire est alors beaucoup plus sollicité dans le cas des PAC contrôlées par marche-arrêt.

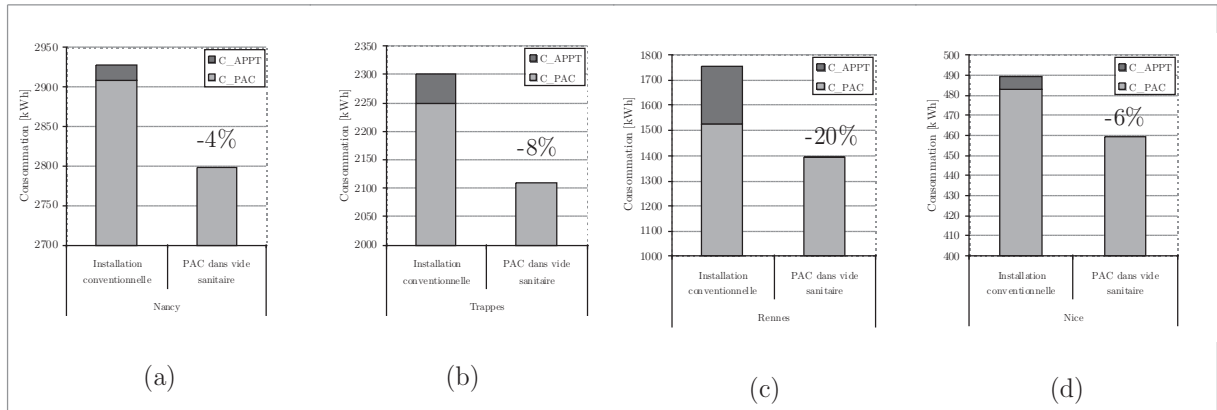


Figure 152: Consommation globale lors du couplage direct avec le vide sanitaire - PAC inverter

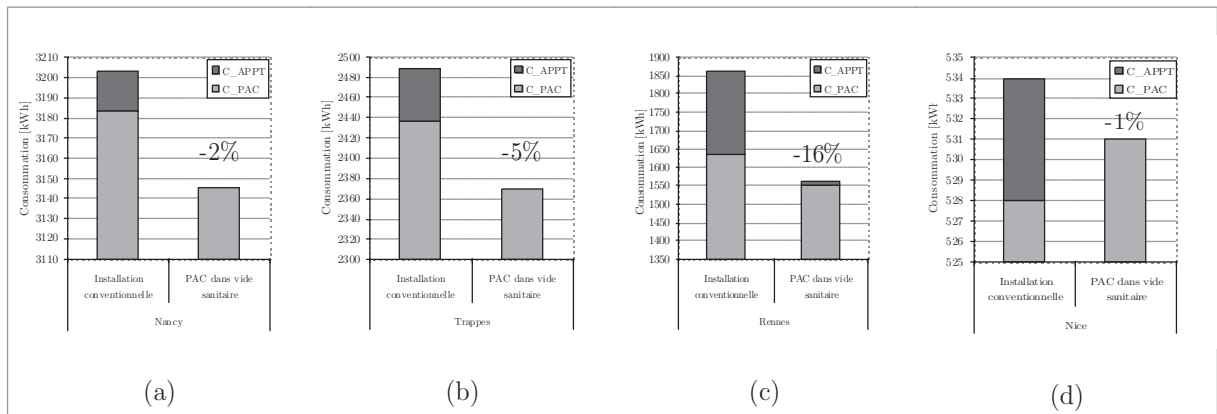


Figure 153: Évolution de la consommation globale lors du couplage direct avec le vide sanitaire - PAC marche-arrêt

On constate également des gains conséquents sur les performances de la PAC seule et de la PAC plus appoint. La figure 154 montre les gains sur le COP de la PAC seule contrôlée par inverter. Ils varient entre 10% et 18% selon la région.

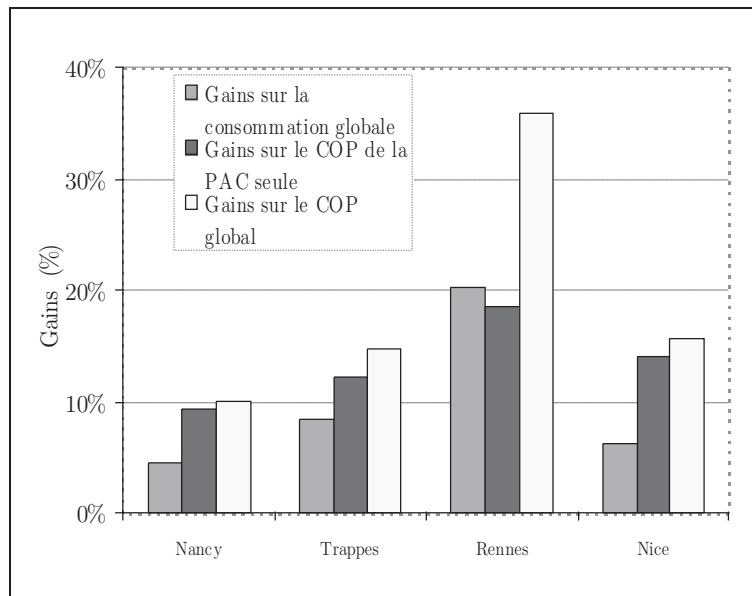


Figure 154: Gain sur la consommation et les performances du système - Couplage direct avec le vide sanitaire - PAC inverter

Les gains observés sont liés d'une part aux températures plus clémentes dans le vide sanitaire, ce qui implique un fonctionnement plus performant du système, et d'autre part à une réduction de la dégradation due au givrage et dégivrage de l'évaporateur. On observe une déformation de la courbe d'occurrence des températures (figure 155) : les températures du vide sanitaire sont moins fréquentes en dessous de 0°C que la température extérieure, mais plus fréquente entre 3°C et 10°C . Cela a pour conséquence une réduction de la dégradation des performances dues au givrage et dégivrage de l'évaporateur (figure 156) et une augmentation de la puissance calorifique délivrable par la PAC (figure 157).

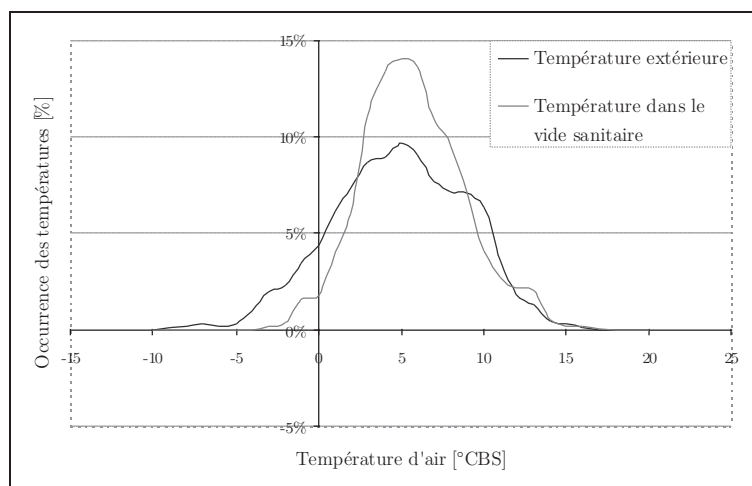


Figure 155: Occurrence des températures au climat de Nancy - Couplage direct avec le vide sanitaire - PAC inverter

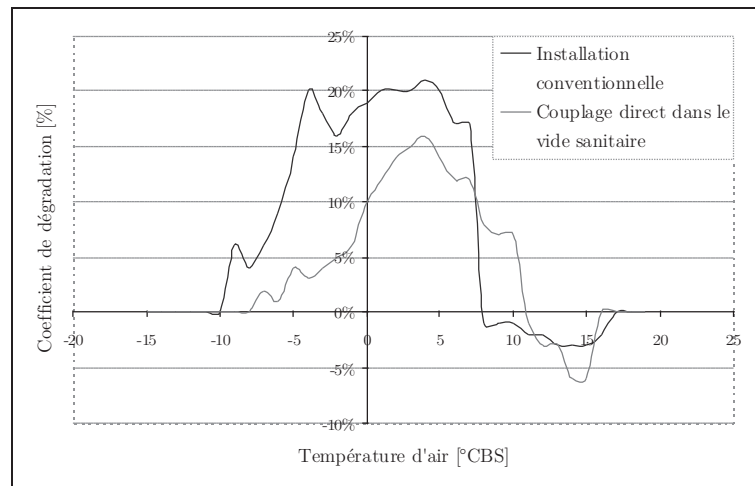


Figure 156: Coefficient moyen de dégradation dû au givrage/dégivrage sans et avec couplage direct avec le vide sanitaire au climat de Nancy - PAC inverter

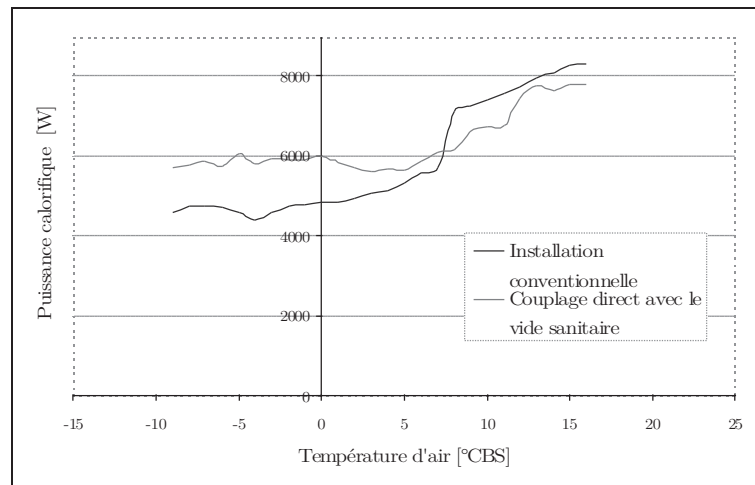


Figure 157: Puissance calorifique à pleine charge moyenne avec dégivrage - Couplage direct vide sanitaire pour le climat de Nancy - PAC inverter

Une étude de sensibilité sur le dimensionnement de la PAC au climat de Nancy montre qu'il est possible de remplacer le système dimensionné par les méthodes conventionnelles par un système de puissance nominale réduite (figure 158). Toute chose égale par ailleurs, une PAC d'une puissance nominale de 4 kW couplée de façon directe au vide sanitaire consommerait autant d'énergie qu'une PAC de 7 kW installée à l'extérieur. On constate qu'en dessous de 4 kW, la PAC de 3 kW n'est plus intéressante car elle a recours à une grande quantité d'énergie d'appoint.

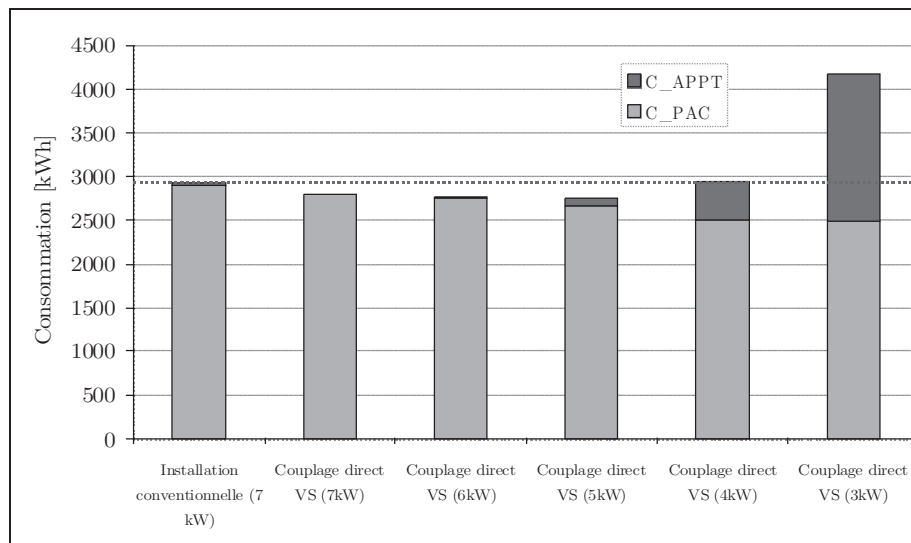
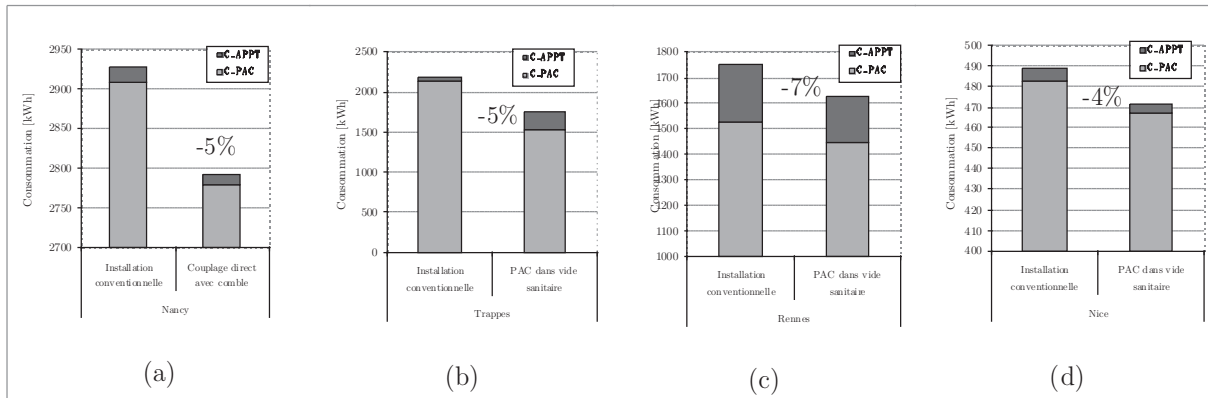


Figure 158: Impact des dimensions de la PAC sur la consommation globale du système lors du couplage direct avec le vide sanitaire

5.1.2. Comble

Le couplage direct avec les combles permet le même type d'observation que pour le vide sanitaire avec une tendance moins marquée. Les PAC contrôlées par marche-arrêt montrant peu d'intérêt pour ce couplage, seuls les résultats concernant les PAC contrôlées par inverter sont présentés.



Contrairement au couplage direct avec le vide sanitaire, le couplage avec le comble permet de diminuer faiblement le recours à l'appoint, mais ne permet pas de s'en passer. Une raison simple à cela est que le recours à l'appoint se fait pour les températures les plus froides de l'hiver qui sont atteintes la nuit. Ainsi le comble ne peut assister la PAC la nuit, ce qui explique cette faible diminution du recours à l'appoint.

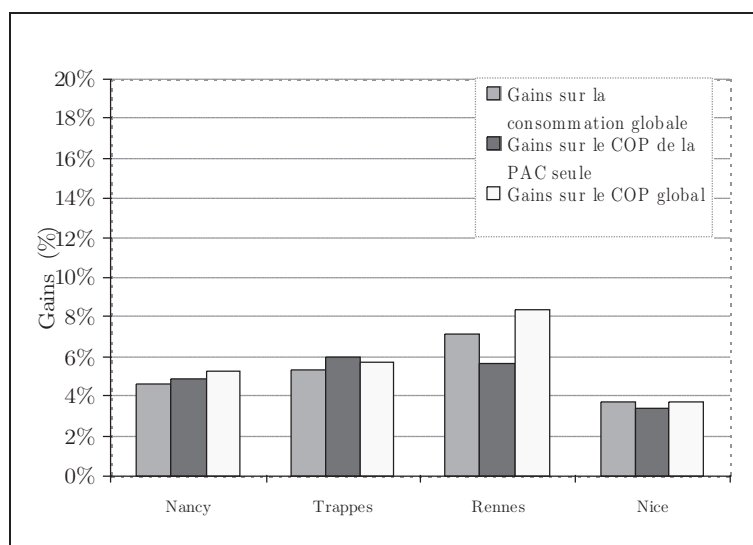


Figure 159: Gains sur les performances et la consommation pour les différents climats - Couplage direct avec le comble - PAC inverser

On a pu constater au chapitre 3 dans la partie consacrée au modèle de comble que pour un débit de renouvellement d'air naturel donné, plus il y a d'isolant sous la toiture, plus la température du comble est élevée. Bien que l'épaisseur d'isolant ait une influence sur la température du comble dans son fonctionnement non perturbé, c'est-à-dire sans couplage et avec un renouvellement d'air naturel, le constat n'est pas le même lorsque la PAC est couplée de façon directe avec le comble. En effet, l'unité extérieure de la PAC en place dans le comble augmente son taux de renouvellement d'air, abaisse sa température, et épuise progressivement la source constituée par le comble. Cette source peut se recharger grâce au rayonnement solaire. Or la mise en place d'isolant sous la toiture, bloque une partie du rayonnement solaire incident sur la toiture, et donc la part retransmise par conduction, puis convection et rayonnement à l'intérieur du comble. On observe lors du couplage direct de la PAC avec le comble, que moins il y a d'isolation en sous face de la toiture, meilleurs sont les gains en performance et en consommation (figure 160).

Remarque : Les observations précédentes sont vraies dans le cas d'un comble seul. Dans le cas d'un comble équipé de capteurs à air, l'isolation de la sous-face de la toiture est primordiale pour tirer parti au maximum des apports insufflés par le capteur.

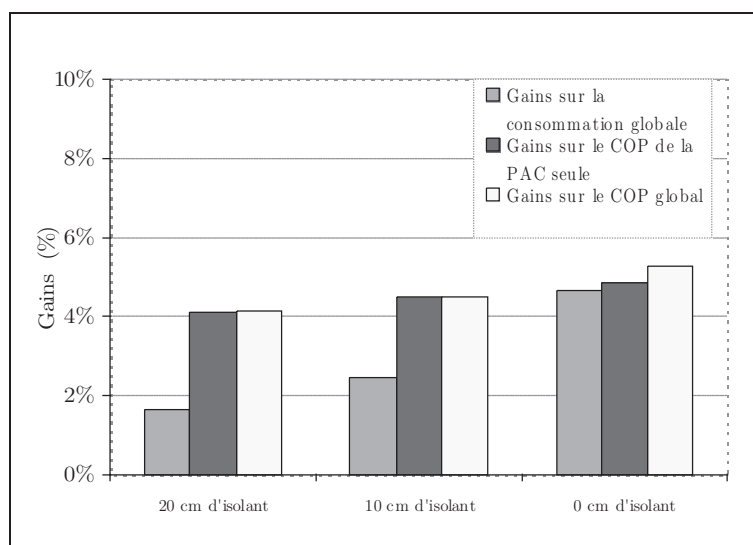


Figure 160: Gains sur les performances et la consommation en fonction de l'épaisseur d'isolant en sous face de toiture - Couplage direct avec le comble - PAC inverter au climat de Nancy

Dans le cas d'étude proposé, le plancher des combles est peu inerte (20 cm de laine de verre et plaque de plâtre). Dans le but d'étudier l'influence d'un plancher plus lourd, en béton par exemple, une série de simulations a été effectuée avec un plancher en béton isolé en sous-face, pour plusieurs épaisseurs de dalle. On observe que la dalle de béton peut permettre de stocker une partie des apports solaires lorsque la PAC ne fonctionne pas, et permettre des gains de performance et de consommation lors de la restitution de la chaleur.

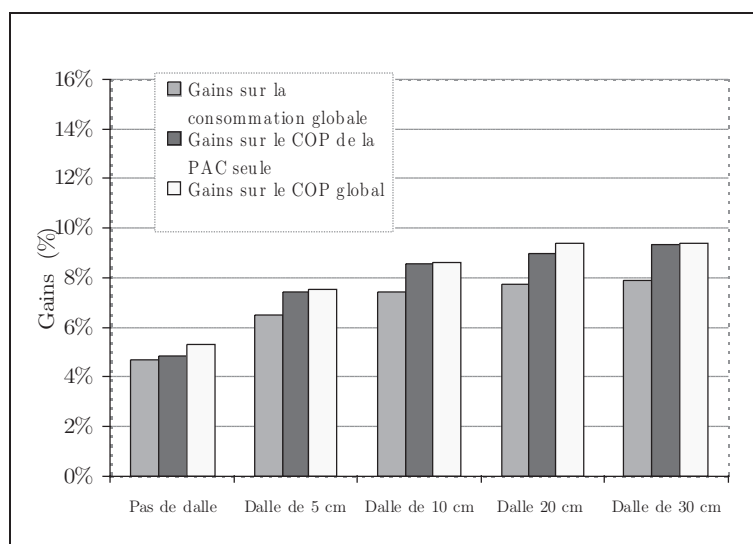
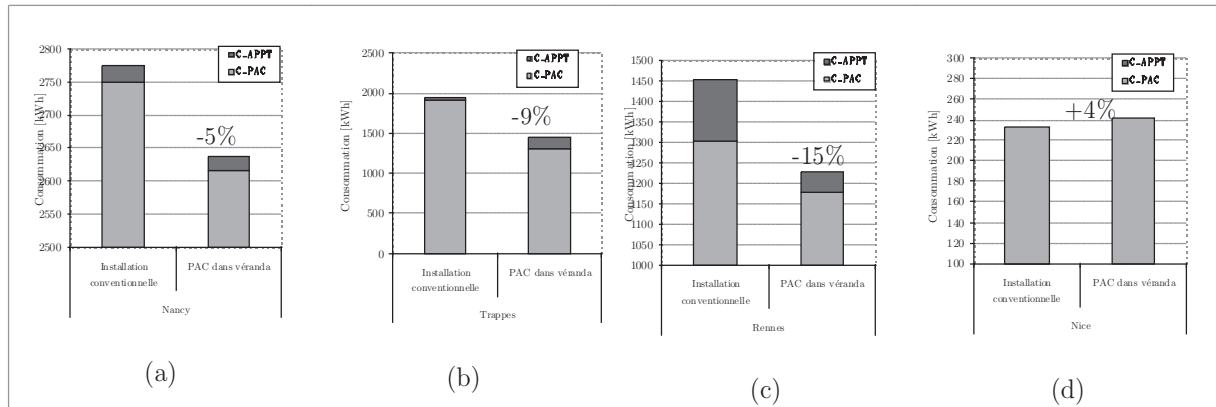


Figure 161: Gains sur les performances et la consommation en fonction de l'épaisseur de la dalle de béton formant le plancher - Couplage direct avec le comble - PAC inverter au climat de Nancy

Une optimisation des caractéristiques constructives des combles et du dimensionnement de la PAC permettrait sans doute des gains sur les consommations hivernales de l'ordre de 5% à 10%.

5.1.3. Véranda

Comme pour les combles, la véranda capte le rayonnement solaire en journée. Il y a un déphasage total entre ce que peut apporter la véranda la journée, et les besoins de chaleur maximaux qui surviennent la nuit.



Le couplage direct avec la véranda s'avère inintéressant pour le climat de Nice. La PAC fonctionne peu de temps pour assurer les besoins de chauffage majoritairement la nuit. Cela augmente les besoins de chauffage au cours de ces périodes les plus froides et aboutit à un bilan négatif.

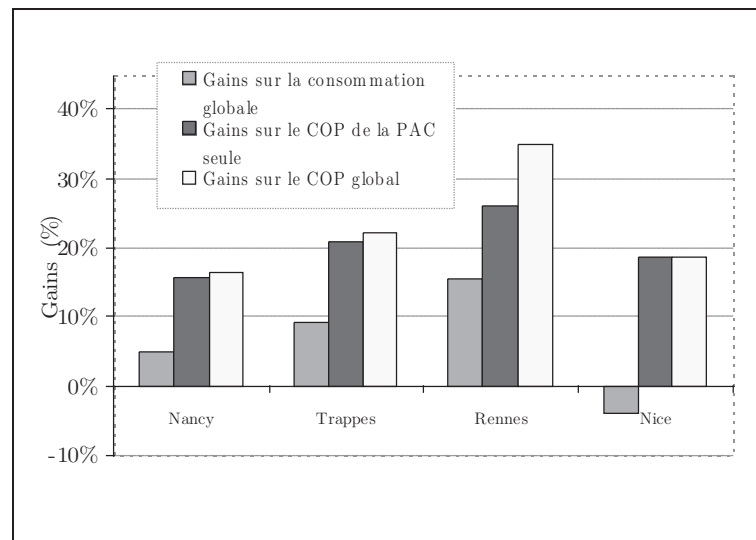


Figure 162: Gains sur les performances et la consommation globale du système pour différents climats - Couplage direct avec la véranda - PAC inverter

L'influence de la taille de la véranda sur les gains de performances et de consommations a cependant été étudié. On observe que plus la véranda est grande, plus

le couplage direct est efficace.

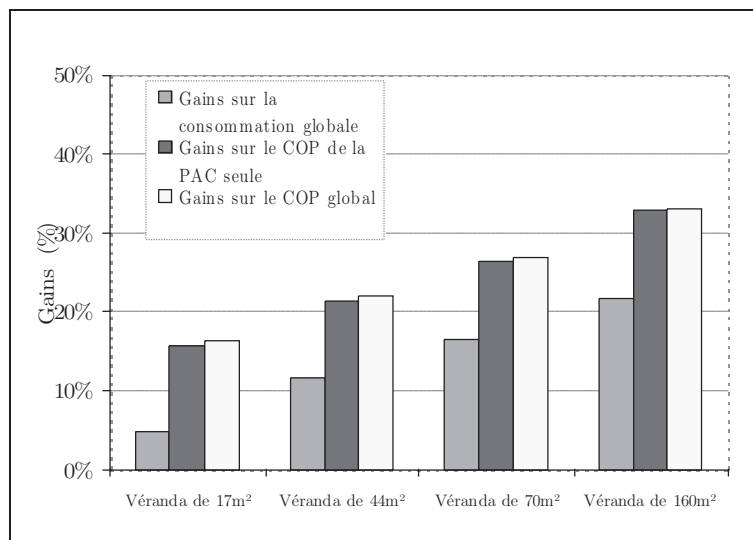


Figure 163: Gains sur les performances et la consommation en fonction de la taille de la véranda - Couplage direct avec la véranda - PAC inverter

5.2. Multi-sources

Cette dernière partie s'attache à l'étude des mêmes sources que précédemment, mais associées entre elles. Il s'agira de la sortie de la ventilation double flux et/ou de l'échangeur air-sol pour le vide sanitaire. On étudiera le capteur à air, la véranda, et également la sortie de la ventilation double dans le cas du couplage des combles.

5.2.1. Vide sanitaire + puits canadien + ventilation double flux

L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur du vide sanitaire, et le système est assisté par le rejet de l'air en provenance du système de ventilation double flux et/ou de l'échangeur air-sol. Les couplages indirects supplémentaires avec la ventilation double flux et l'échangeur air-sol sont étudiés l'un après l'autre, puis en association.

La ventilation double flux assure un taux de renouvellement hygiénique amenant à environ $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ le débit d'air vicié soufflé dans le vide sanitaire.

L'échangeur air-sol utilisé est un échangeur dimensionné pour la ventilation hygiénique du logement. Il apporte également un débit de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ dans le vide sanitaire.

Les résultats du couplage avec le vide sanitaire plus la ventilation double flux sont présentés à la figure 164. On constate que l'apport de l'air de la sortie de la ventilation double flux permet un gain non négligeable sur la consommation globale du système quelque soit le climat. La figure 164 fait à la fois apparaître le couplage direct avec le

vide sanitaire seul (VS) et le couplage avec le vide sanitaire et la ventilation double flux (VDF). Le couplage avec les deux sources permet d'économiser entre 11% et 27% de la consommation du système de chauffage selon le climat.

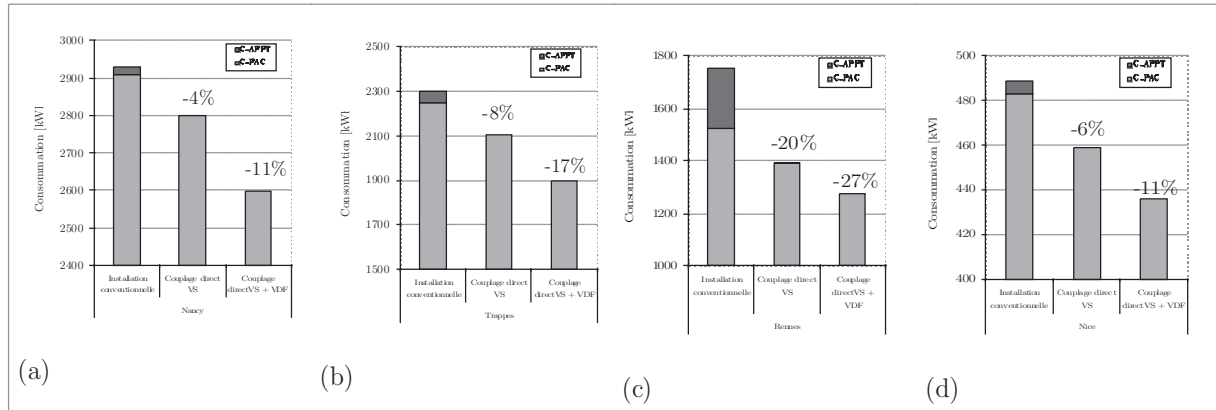


Figure 164: Couplage direct vide sanitaire (VS) + ventilation double flux (VDF) pour différents climats - PAC inverter

Les résultats du couplage avec le vide sanitaire et l'échangeur air-sol sont présentés à la figure 165. Deux technologies de ventilateurs de l'échangeur air-sol (EAS) ont été étudiées : l'un économe ($0,1 \text{ W.m}^{-3}.\text{h}^{-1}$), l'autre standard ($0,2 \text{ W.m}^{-3}.\text{h}^{-1}$).

Les gains sur la consommation de la PAC seule sont moindres que pour le couplage avec la ventilation double flux. On constate que le bilan sur la consommation globale dépend grandement du type de ventilateur supplémentaire utilisé. Par exemple au climat de Nancy, l'utilisation d'un ventilateur économe permet une économie de 5% par rapport à l'installation conventionnelle, alors qu'elle n'est que de 1% avec un ventilateur standard. Au climat de Nice, la configuration avec l'échangeur air-sol est toujours moins intéressante que le couplage directe avec le vide sanitaire seul.

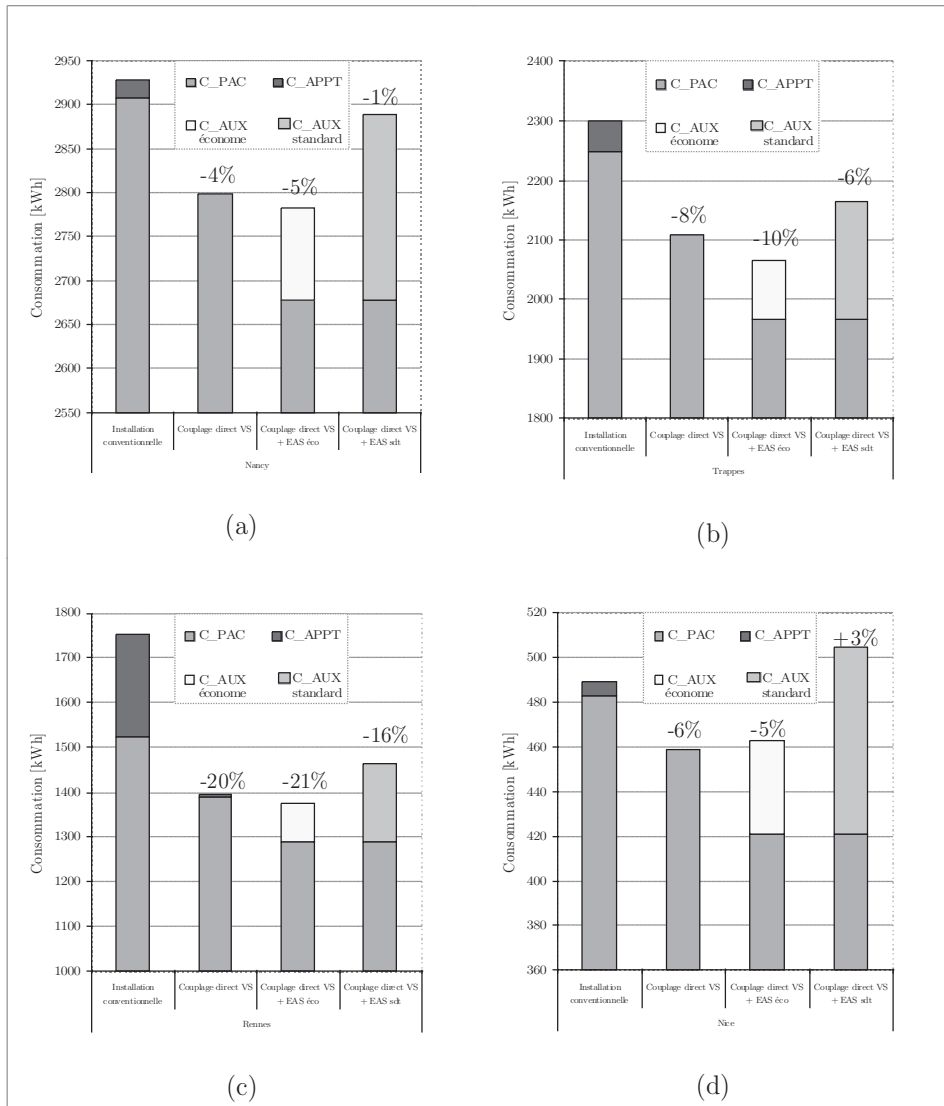


Figure 165: Couplage direct vide sanitaire (VS) + échangeur air-sol (EAS) pour différents climats - PAC inverter

Le couplage cumulé du vide sanitaire avec la ventilation double flux et l'échangeur air-sol a également été étudié. Le débit insufflé par chacune des sources indirectes est de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ce qui réduit le débit de renouvellement d'air provenant de l'extérieur.

Les gains observés sur la consommation globale sont meilleurs dans le cas du couplage cumulé de la ventilation double et de l'échangeur air-sol que pour chacune des sources prises séparément. Pour le couplage avec un ventilateur économe, globalement des économies d'énergie allant de 11% à 27% sont observés selon le climat (figure 166).

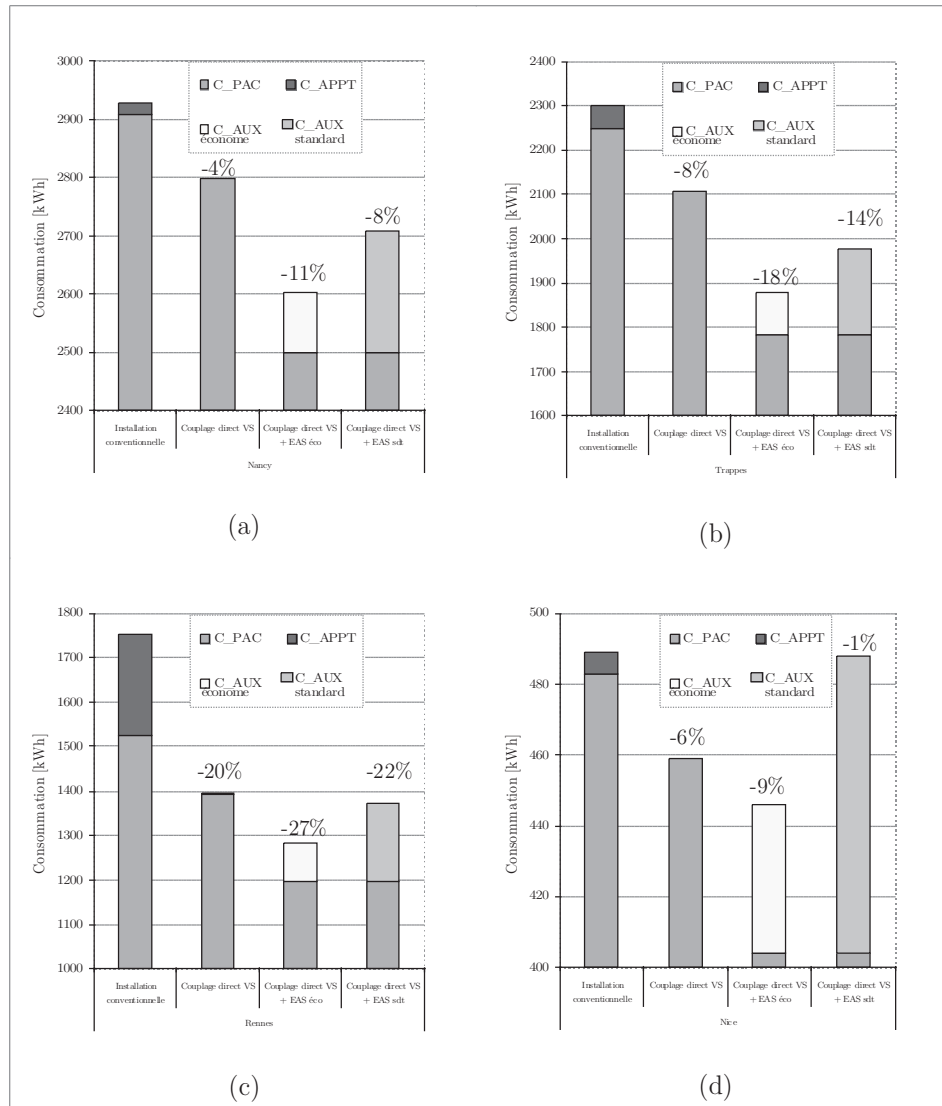


Figure 166: Couplage direct vide sanitaire (VS) + ventilation double flux (VDF) + échangeur air-sol (EAS) pour différents climats - PAC inverter

5.2.2. Combles + Capteurs à air + véranda + ventilation double flux

Une seconde série de simulations concerne le couplage multi-sources avec un couplage direct dans le comble. On étudie l'impact séparé puis cumulé du couplage indirect avec la ventilation double flux, la véranda ou le capteur à air.

Les résultats du couplage direct avec le comble et le capteur à air sont présentés à la figure 167. On y observe l'impact du choix du ventilateur supplémentaire du capteur à air. Un capteur à air muni d'une ventilateur économe permettrait entre 5% et 15% d'économie d'énergie selon la région.

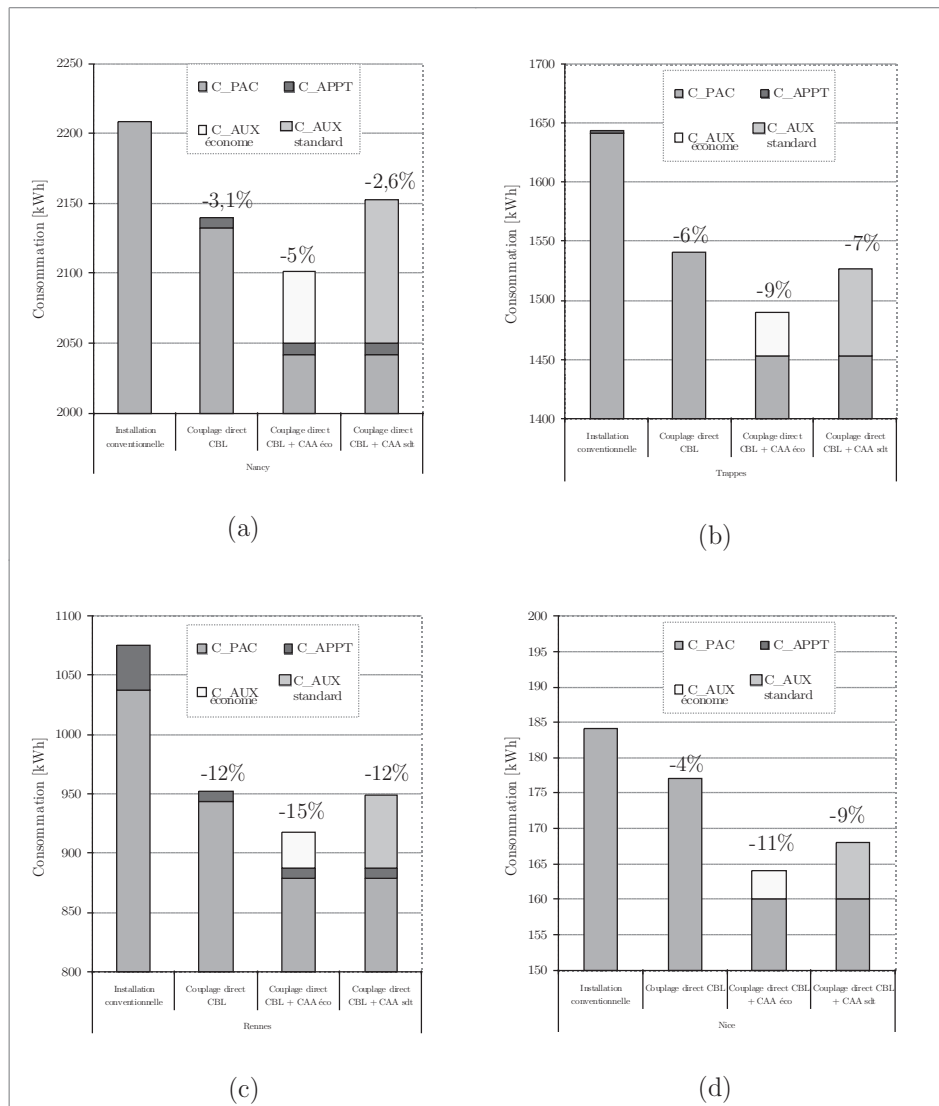


Figure 167: Couplage direct comble (CBL) + capteur à air (CAA) pour différents climats - PAC inverter

Les résultats du couplage direct avec le comble, le capteur à air et la ventilation double flux sont présentés à la figure 168. On considère pour ces simulations le cas le plus favorable avec un ventilateur économe pour le capteur à air. Dans cette configuration des économies d'énergie de 12% à 23% sont évaluées selon la région.

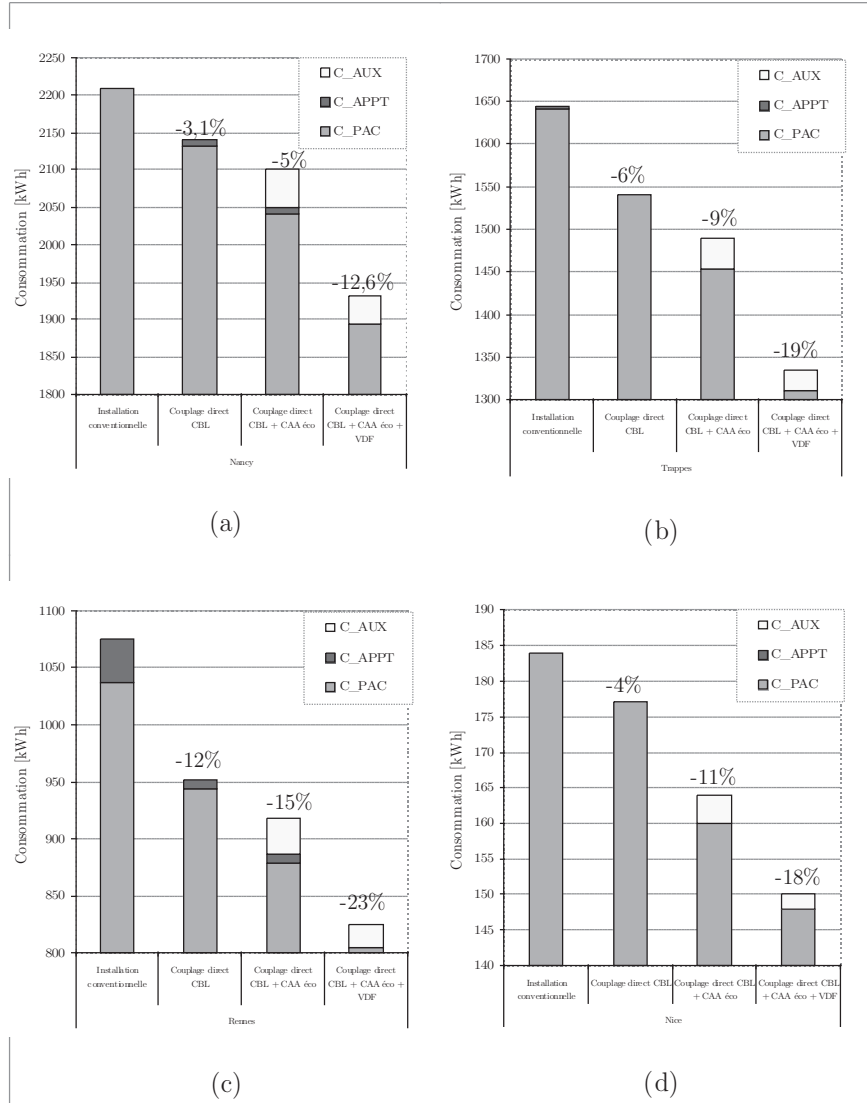


Figure 168: Couplage direct comble (CBL) + capteur à air (CAA) + ventilation double flux (VDF) pour différents climats - PAC inverter

Des couplages similaires avec le comble ont été réalisés avec la véranda seule. Les premiers résultats montrent que le couplage du comble avec la véranda (figure 169) comme source supplémentaire ne semble pas intéressante par rapport à une installation conventionnelle, et à une installation en couplage direct avec le comble seul. Deux effets sont la cause de l'augmentation des consommations : le tirage de l'air de la véranda diminue sa température et augmente les besoins de chauffage de la zone chauffée. La véranda ne peut recharger le comble au moment où les besoins de chauffage sont les plus importants, c'est-à-dire la nuit. La véranda joue un rôle de capteur solaire passif, mais contrairement au capteur à air situé sur la toiture, la zone de la véranda est directement en contact avec la zone chauffée, ce qui contribue à l'augmentation des besoins de chauffage lorsque de l'air est sous-tiré de la véranda. Dans la configuration étudiées, le mur entre la véranda et la maison est isolé avec 10 cm de polystyrène, et les

fenêtres intermédiaires sont en double vitrage peu émissif. On constate alors que même isolé, ce type de couplage semble inefficace.

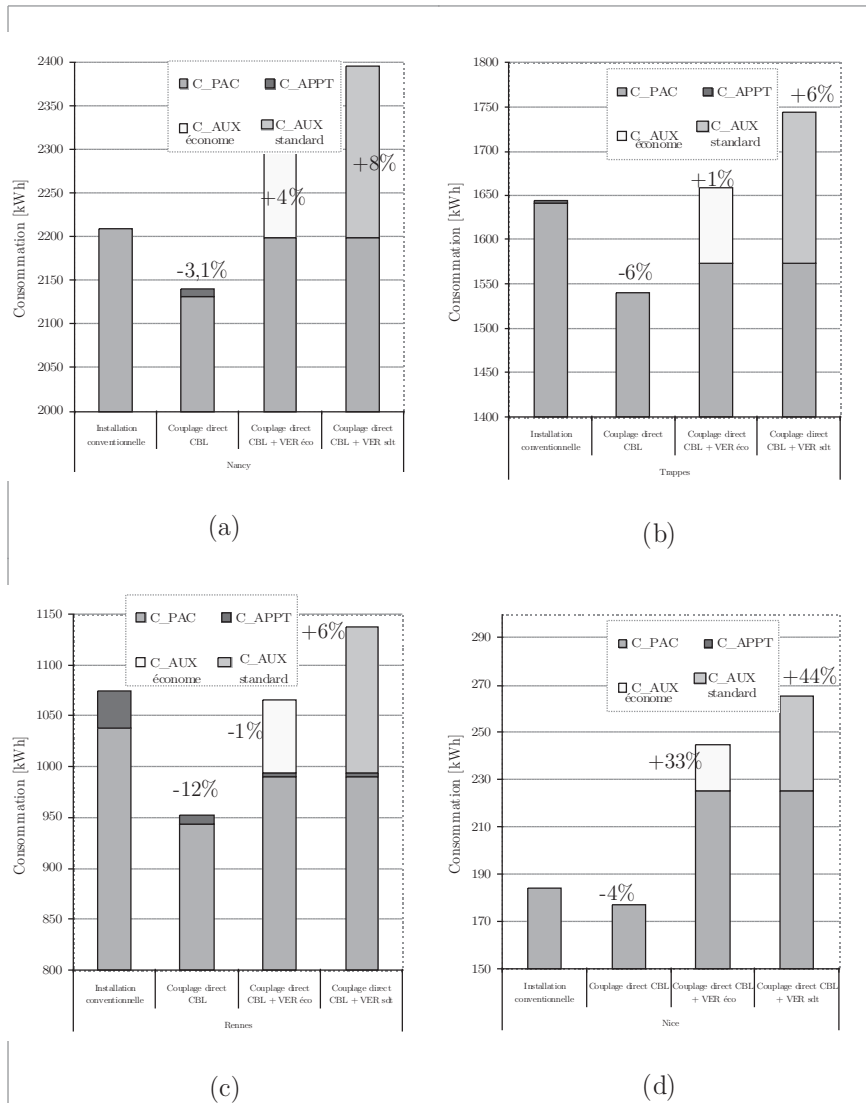


Figure 169: Couplage direct comble (CBL) + véranda (VER) pour différents climats - PAC inverter

6. Conclusions

Ce chapitre d'application utilise le modèle de PAC et les modèles de sources d'air tempérées présentés aux chapitres précédents dans l'étude de différentes configurations de couplage avec la source froide d'une PAC air-air.

Les configurations étudiées se divisent en deux catégories : le couplage indirect (avec la nécessité de ventilateurs supplémentaires), et le couplage direct (l'unité extérieure est placée directement à l'intérieur d'une zone tempérée). Pour chacune des configurations, des couplages mono-source et multi-sources sont proposés afin d'étudier leur impact sur les consommations et les performances globales de l'installation.

Les résultats présentés dans ce chapitre montrent que les couplages indirects sont clairement désavantagés par la consommation des ventilateurs supplémentaires. Ces configurations permettent des économies d'énergie dans les conditions de couplage les plus favorables (ventilateur économe et optimisation du débit transféré de la source). On a pu constater qu'il existe un débit optimal, souvent beaucoup plus faible que celui nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC, pour obtenir les gains les plus intéressants. Ainsi la meilleure solution n'est pas de transférer la totalité du débit nécessaire au niveau de la source froide mais seulement une partie de celui-ci, afin de limiter la décharge de la source. De trop gros débits font chuter drastiquement la température de la source, et épuisent rapidement la source d'air tempérée. Il est préférable de sous-tirer moins afin de permettre un équilibre entre la charge et le stockage.

En réalité, la mise en place de couplage indirect semble difficile : le réseau de distribution doit être mis en œuvre de façon optimale afin de limiter les pertes de charges et donc la consommation du ventilateur supplémentaire. Un système de régulation serait également nécessaire pour contrôler la répartition des débits en direction de la source froide de la pompe à chaleur.

La configuration en couplage direct semble beaucoup plus prometteuse avec des économies d'énergie non négligeables. Elle s'affranchit de l'utilisation de ventilateurs supplémentaires permettant de valoriser un maximum les gains sur les performances et la consommation de la PAC fonctionnant avec une température de source froide plus clémente. On préférera les zones de gros volume et constituées de matériaux inertes afin de pouvoir stocker une partie des apports lorsque la PAC n'est pas en fonctionnement.

Cette série d'applications aura permis de constater que le dimensionnement de la PAC et la région climatique jouent des rôles prépondérants dans la bonne réussite du couplage. Il est difficile de comparer deux maisons identiques, l'une située à Nice et l'autre à Nancy. Ces deux maisons disposent de deux PAC de puissance nominale

différentes qui n'auront pas forcément le même comportement, puisque les variations des écarts de température peuvent être très différentes d'une région à l'autre. Cependant on a pu constater pour chacune des configurations que le couplage semble plus approprié dans les régions plutôt froides.

Des travaux expérimentaux mériteraient d'être effectués sur le sujet pour mieux comprendre les phénomènes et vérifier les tendances d'économies d'énergie.