

Modèles de sources d'air tempérées
intégrées au bâtiment

1. Introduction

Suite au choix d'un modèle de PAC pertinent pour l'évaluation de son comportement et de ses performances au sein d'un bâtiment, le présent chapitre s'attache à la description des modèles de sources d'air pouvant donner lieu au couplage avec la source froide d'une PAC.

Différents espaces ou dispositifs peuvent constituer des sources d'air dont la température est plus clémente que la température extérieure : (a) vide sanitaire; (b) combles, (c) véranda; (d) ventilation double flux; (e) capteur à air; (f) puits canadien; (g) façade double peau

Ce chapitre présente les modèles de ces différentes sources d'air tempérées.

2. Modèle d'enveloppe du bâtiment

2.1. Principes généraux de modélisation

Le modèle d'enveloppe du bâtiment est basé sur une méthode de modélisation assez classique qui consiste à décomposer le bâtiment en zones thermiques considérées à température homogène, puis en mailles sur lesquelles est réalisé un bilan thermique. L'ensemble des équations qui résultent du bilan d'énergie de chaque maille constitue un système d'équations différentielles qu'il faut résoudre à chaque pas de temps. Cette méthode, traditionnellement très coûteuse en temps de calcul, peut être simplifiée en ayant recours à une méthode de réduction de modèle appelée l'analyse modale. Cette opération de réduction aboutit à la formulation d'un système d'équations plus réduit, ne conservant que les composantes utiles dans la caractérisation du comportement dynamique de l'enveloppe du bâtiment.

Le modèle d'évolution thermique prend en compte les trois modes de transferts classiques dans un bâtiment: conduction, convection et rayonnement. Le bilan d'énergie sur une maille peut s'exprimer sous la forme générale :

$$\text{Variation temporelle d'énergie interne} = \text{Source interne de puissance} + \text{Puissance échangée par conduction} + \text{Puissance échangée par convection} + \text{Puissance échangée par rayonnement}$$

a) Transferts par conduction

Les transferts thermiques à travers les parois sont supposés unidirectionnels et perpendiculaires à ces parois. On utilise l'équation de Fourier dans le cas monodimensionnel :

$$\phi_{cond, j \rightarrow i} = \frac{\lambda}{e_{ij}} \cdot A_{ij} \cdot (T_j - T_i) \quad (66)$$

$\phi_{cond, j \rightarrow i}$	Flux thermique entrant dans la maille i à travers A_{ii}	[W]
λ	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
e_{ij}	Distance entre les mailles i et j	[m]
A_{ii}	Surface de contact entre les mailles i et j	[m ²]

b) Transferts par convection et rayonnement

Les transferts convectifs et radiatifs au niveau des surfaces des parois sont combinés dans un coefficient d'échange h_{ij} unique.

$$\phi_{ray+conv, j \rightarrow i} = h_{ij} \cdot A_{ij} \cdot (T_j - T_i) \quad (67)$$

$\phi_{ray+conv, j \rightarrow i}$	Flux thermique entrant dans la maille i à travers A_{ii}	[W]
h_{ij}	Coefficient de transfert thermique par convection et rayonnement	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Remarque :

Le choix d'un coefficient d'échange global intégrant à la fois les transferts convectifs et radiatifs implique que la température de zone n'est pas exactement la température de l'air. C'est une combinaison de la température de l'air et de la température des surfaces internes des parois constituant la zone. La température de la zone s'approche donc d'une température résultante qui peut être utilisée en simulation et constitue une approximation acceptable de la température de confort des locaux.

Comme les trois types de transferts sont présents en même temps dans une paroi, on peut les regrouper sous la forme :

$$\phi_{global, j \rightarrow i} = U_{ij} \cdot A_{ij} \cdot (T_j - T_i) \quad (68)$$

avec

$$U_{ij} = \frac{1}{1/h_{int} + \sum e_{ij} / \lambda + 1/h_{ext}} \quad (69)$$

U_{ii}	Coefficient de déperditions thermiques de la paroi	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
----------	--	---------------------------------------

2.2. Vide sanitaire

2.2.1. Principe de modélisation

Un vide sanitaire peut être considéré comme une zone à température homogène qui peut être modélisée par la méthode des volumes finis [NEUV1984], [PEUP1990], [PEUP1994]. Chaque paroi est décomposée en mailles sur lesquelles est écrit un bilan thermique. Le volume d'air du vide sanitaire constitue une maille unique. Dans ce cas, et pour les zones de hauteur moyenne, cette description est une bonne approximation de la réalité. Le modèle ne conviendrait plus pour des pièces de grandes hauteurs.

Le maillage est automatique et se fait selon des critères de composition de paroi (présence d'isolant ou non, et d'inertie). Le nombre de maille n est plus important dans les murs inertes que dans des cloisons légères. Prenons l'exemple des murs périphériques du vide sanitaire ou de la couche de terre constituant la première épaisseur de sol que l'on considère comme inerte. La température de l'air du vide sanitaire étant influencée par les faces internes de ces parois, il semble intéressant de définir des mailles plus fines au voisinage de cette surface interne. Les épaisseurs de mailles du mur sont ainsi reliées par une raison géométrique r . La première maille dispose d'une épaisseur e , la seconde $e \cdot r$, la troisième $e \cdot r^2$, etc. Une étude paramétrique sur divers types de murs a montré que trois mailles sont suffisantes pour obtenir des résultats proches d'une référence qui compte 20 mailles par parois. La valeur r est peu influente et une valeur de trois a été choisie. Ainsi les murs inertes du vide sanitaire sont découpés en trois mailles.

En résumé, dans le cas sans isolant, on place une maille dans les parois peu inerte, et 3 mailles dans les parois inertes, suivant une raison géométrique de 3. Il n'y a jamais de maille dans les isolants car leur capacité thermique est considérée comme négligeable par rapport à celle des autres matériaux. Un isolant est modélisé simplement par une résistance thermique mais sa capacité thermique est ajoutée à celle du ou des matériaux voisins. Dans le cas avec isolant, la partie située du côté intérieur par rapport à l'isolant est également divisée en 3 mailles. Pour la partie extérieure, une maille unique est suffisante. C'est le cas du plancher bas isolé en sous face. Par contre ce même plancher bas est modélisé par 3 mailles dans la zone habitée située au-dessus. Les modèles de zones sont ensuite connectés entre eux par des températures de surfaces appelées « températures équivalentes » car elles intègrent aussi le flux solaire absorbée. La sortie du modèle du vide sanitaire sert d'entrée au modèle de la zone située au-dessus et réciproquement.

La figure 72 illustre le maillage du vide sanitaire et les principaux échanges pris en compte lors de sa modélisation.

- Le bilan thermique sur la maille 1 que constitue le volume d'air est le suivant :

$$\rho_a \cdot C_a \cdot V_a \cdot \frac{dT_1(t)}{dt} = P_{RA} + U_{12} \cdot A_{12} \cdot (T_2 - T_1) + U_{15} \cdot A_{12} \cdot (T_5 - T_1) + U_{18} \cdot A_{12} \cdot (T_8 - T_1) + U_{111} \cdot A_{111} \cdot (T_{11} - T_1) \quad (70)$$

ρ_a	Masse volumique de l'air	$[kg.m^{-3}]$
C_a	Capacité calorifique de l'air	$[J.kg^{-1} . ^\circ C^{-1}]$
V_a	Volume d'air	$[m^3]$
P_{RA}	Puissance échangée par renouvellement d'air	$[W]$
A_{ij}	Surface d'échange entre les mailles i et j	$[m^2]$

Le coefficient U_{ij} de transferts thermiques inclut les résistances thermiques superficielles par convection et rayonnement et la part de conduction sur la demi maille.

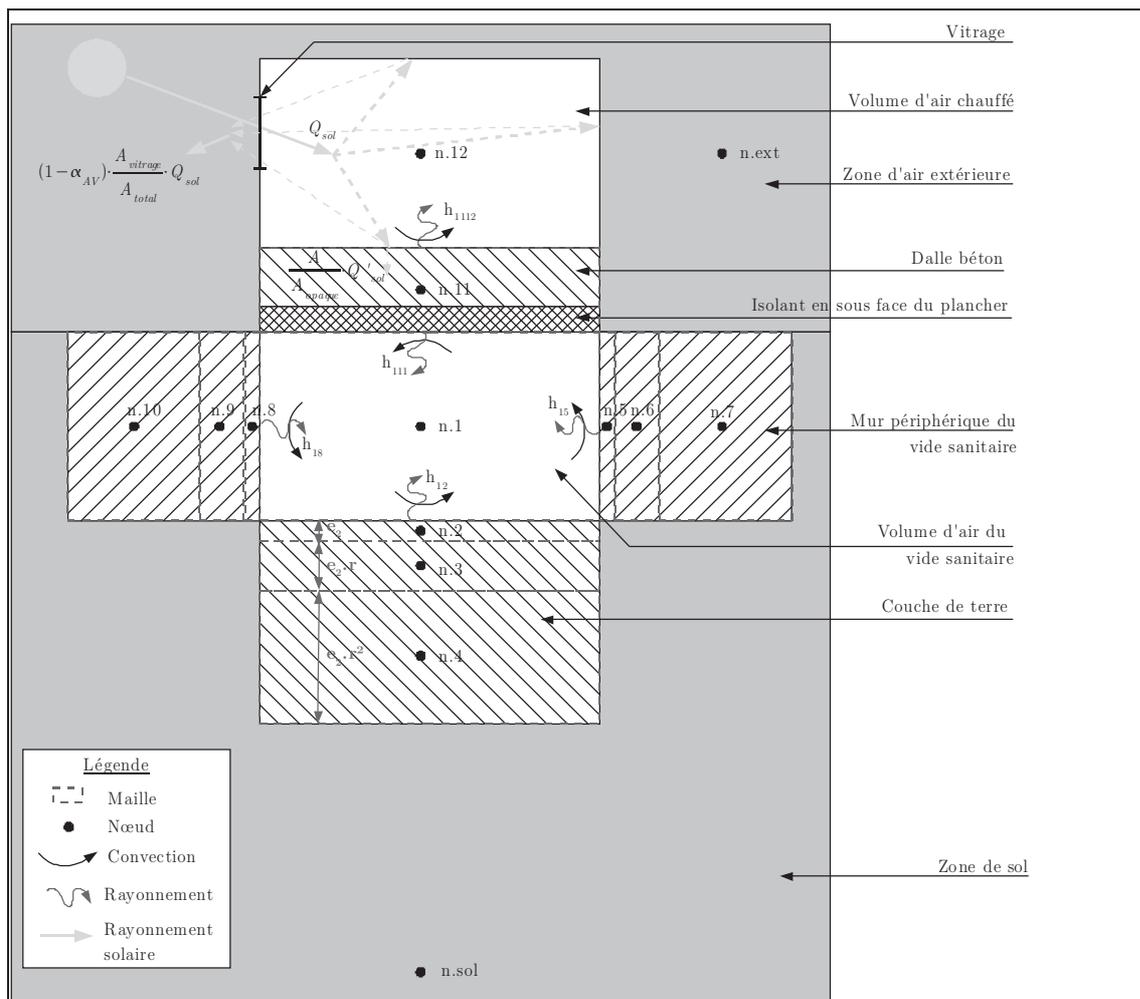


Figure 72: Maillage et bilan thermique du vide sanitaire

- Le bilan sur une maille extérieure en contact avec le sol telle que la maille 4 s'écrit :

$$\rho_t \cdot C_t \cdot e_2 \cdot r^2 \cdot A \cdot \frac{dT_4(t)}{dt} = U_{34} \cdot A \cdot (T_3 - T_4) + U_{4s} \cdot A \cdot (T_{sol} - T_4) \quad (76)$$

Le coefficient de transfert global entre la maille 4 et le sol s'écrit

$$U_{is} = \frac{1}{\frac{e_i}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{A_{is}}{UA_g}} \quad (77)$$

Avec :

$$UA_g \quad \text{Coefficient de transfert global avec le sol} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Ce coefficient de transfert prend en compte les échanges par conduction entre la face inférieure de la couche de terre et une maille de sol à 10 mètres de profondeurs, dont la température est supposée constante tout au long de l'année. Une conductivité thermique de $2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ est considérée.

- Le bilan sur la maille constituée du plancher bas, s'écrit

$$\rho_{pl} \cdot C_{pl} \cdot e_{11} \cdot A \cdot \frac{dT_{11}(t)}{dt} = U_{111} \cdot A \cdot (T_1 - T_{11}) + U_{1112} \cdot A \cdot (T_{12} - T_{11}) + \beta \cdot Q'_{sol} \quad (78)$$

$$\rho_{nl} \quad \text{Masse volumique du plancher bas} \quad [kg \cdot m^{-3}]$$

$$C_{nl} \quad \text{Capacité calorifique du plancher bas} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}]$$

Le dernier terme de l'équation 78 correspond au rayonnement solaire reçu par le plancher bas via les vitrages de la zone chauffée. β correspond à la part d'énergie solaire absorbée par la surface du plancher bas et transmise vers la maille.

Selon l'analogie électrique et par l'application du diviseur de courant à la surface de la paroi externe du plancher bas, β a pour expression :

$$\beta = \alpha \cdot \frac{A/A_{opaque}}{1 + h_{ij} \cdot \frac{e}{2 \cdot k}} \quad (79)$$

$$\alpha \quad \text{Facteur d'absorption du plancher} \quad [-]$$

Q'_{sol} est le flux solaire net restant dans la zone constituée par la maille 12. Il est considéré comme diffus et est distribué sur les différentes parois opaques de la zone au prorata des surfaces de ces parois et de leur facteur d'absorption. Son expression est la suivante :

$$Q'_{sol} = \underbrace{Q_{sol}}_{\text{flux entrant}} - \underbrace{Q_{sol} \cdot (1 - \alpha_{AV}) \cdot \frac{A_{\text{vitrage}}}{A_{\text{total}}}}_{\text{flux renvoyé vers l'extérieur}} \quad (80)$$

α_{AV}	Le facteur d'absorption moyen des parois de la zone	[-]
A_{vitrage}	Aire totale des vitrages de la zone	[m ²]
A_{total}	Aire totale des parois de la zone (opaque, vitrée, interne)	[m ²]
Q_{sol}	Rayonnement solaire global	[W.m ⁻²]

Q_{sol} est le rayonnement solaire global de la zone. Il regroupe l'ensemble des rayonnements solaires entrant par les différents vitrages de la zone.

Étant donnée la structure linéaire des équations du modèle de zone, l'ensemble des équations précédentes peut être formalisé sous forme d'un système matriciel.

$$\begin{cases} C \cdot \frac{d\vec{T}(t)}{dt} = A \cdot \vec{T}(t) + E \cdot \vec{U}(t) \\ \vec{Y}(t) = J \cdot \vec{T}(t) + G \cdot \vec{U}(t) \end{cases} \quad (81)$$

$\vec{T}(t)$	Vecteur ayant pour composantes les températures T_j aux différents nœuds de la discrétisation spatiale. Il est de dimension n .
C	Matrice diagonale ($n \times n$) des capacités calorifiques associées à la maille entourant chaque nœud.
A	Matrice carrée de dimension n contenant les termes d'échange entre les mailles.
$\vec{U}(t)$	Vecteurs des p sollicitations.
E	Matrice rectangle ($n \times p$) contenant les termes d'échange entre les mailles et les sollicitations.
$\vec{Y}(t)$	Vecteur des sorties que l'on souhaite observer.
J	Matrice qui relie les sorties aux températures de maille.
G	Matrice qui relie les sortie aux sollicitations.

La méthode de réduction par analyse modale est ensuite utilisée pour résoudre simplement le système d'équation matricielle 81 [BACO1984], [LEFE1988], [CHEN1989].

Le vecteur des températures peut se décomposer comme la somme d'un terme en régime permanent et d'un terme en régime dynamique. En régime permanent, la dérivée du vecteur des températures est nulle, ainsi la première équation du système 81

s'écrit :

$$\vec{T} = -A^{-1} \cdot E \cdot U(t) \quad (82)$$

Le vecteur se décompose comme la somme d'un terme en régime dynamique $T_0(t)$ et du terme en régime permanent de l'équation 82.

$$T(t) = T_0(t) - A^{-1} \cdot E \cdot U(t) \quad (83)$$

Le système d'équations matriciel devient alors :

$$\begin{cases} \frac{d T_0(t)}{dt} = C^{-1} A \cdot T_0(t) + A^{-1} \cdot E \cdot \frac{d U(t)}{dt} \\ Y(t) = J \cdot T_0(t) + (G - J \cdot A^{-1} \cdot E) \cdot U(t) \end{cases} \quad (84)$$

Le système d'équations matriciel peut être simple à résoudre si la dérivée de la température ne dépend que de cette même température, c'est-à-dire si la matrice formée par $C^{-1} \cdot A$ est diagonale. Cela est possible grâce à un changement de base. Le vecteur des températures $T(t)$ est transformé en un vecteur d'état $X(t)$ via une matrice passage P .

$$X(t) = P \cdot T(t) \quad (85)$$

Le système d'équations matriciel 84 s'écrit alors sous la forme :

$$\begin{cases} \frac{d X(t)}{dt} = F \cdot X(t) + B \cdot \frac{d U(t)}{dt} \\ Y(t) = H \cdot X(t) + S \cdot U(t) \end{cases} \quad (86)$$

F matrice diagonale des valeur propres λ_i . Les valeur propres inverses sont les temps caractéristiques du système qui peuvent s'écrire sous la forme $-1/\tau_i$, où τ_i représente l'une des constantes de temps qui traduisent le régime dynamique de la zone.

L'intérêt de cette mise en forme du système d'équation matricielle est double : le système est plus simple à résoudre, et il peut se réduire. En effet, certaines constantes de temps sont petites, et les termes du vecteur $X(t)$ atteignent leur régime permanent très rapidement. Certaines composantes n'affectent que très peu l'évolution des variables de sorties. On peut alors les négliger dans le calcul de la partie dynamique de $T_0(t)$. De plus, certaines constantes de temps reviennent plusieurs fois, notamment dans le cas de murs identiques. Il suffit alors d'utiliser un seul vecteur propre associé dont la valeur propre associée est légèrement supérieure à la valeur propre multiple.

On conserve ainsi les N plus grandes constante de temps différentes afin de réduire l'ordre du modèle. Les études de validation ont montré qu'un mode unique est

suffisant pour l'évaluation saisonnière des besoins de chauffage. Pour des temps de simulation plus court, trois modes sont nécessaires.

$$\begin{cases} \frac{d X_r \vec{(t)}}{dt} = F_r \cdot X_r \vec{(t)} + B_r \cdot \frac{d U \vec{(t)}}{dt} \\ Y \vec{(t)} = H_r \cdot X_r \vec{(t)} + S \cdot U \vec{(t)} \end{cases} \quad (87)$$

La méthode précédente permet d'obtenir un modèle réduit pour chaque zone thermique. La même méthode est appliquée à chacune des zones du projet. Pour obtenir le modèle global du bâtiment il faut coupler les modèles de zone entre eux à l'aide des variables de couplage [BLAN1987]. Ces variables de couplage sont les températures d'air équivalente de chacune des zones. Les vecteurs des sollicitations $U \vec{(t)}$ peuvent être décomposés en un vecteur des sollicitations extérieures et d'un vecteur de variables de couplage correspondant aux températures équivalentes de zone. A l'aide des modèles réduits de chacune des zones on forme un système global d'équations matricielles pour l'ensemble du bâtiment.

$$\begin{cases} \frac{d X_g \vec{(t)}}{dt} = F_g \cdot X_g \vec{(t)} + B_{g,1} \cdot \frac{d U_g \vec{(t)}}{dt} + B_{g,2} \cdot \frac{d Y_g \vec{(t)}}{dt} \\ Y_g \vec{(t)} = H_g \cdot X_g \vec{(t)} + S_{g,1} \cdot U_g \vec{(t)} + S_{g,2} \cdot Y_g \vec{(t)} \end{cases} \quad (88)$$

Ce système peut alors être intégré sur un pas de temps Δt donné. On peut ainsi obtenir les valeurs au pas de temps $(n+1) \cdot \Delta t$, noté $X_g^{n+1}(t)$, $Y_g^{n+1}(t)$ en fonction des valeurs de $X_g^n(t)$, $Y_g^n(t)$ du pas de temps $n \cdot \Delta t$.

Le système d'équations 88 devient :

$$\begin{cases} X_g^{n+1}(t) = \exp(F_g \cdot \Delta t) \cdot X_g^n(t) + W_{g,1} \cdot (U_g^{n+1} - U_g^n) + W_{g,2} \cdot (Y_g^{n+1} - Y_g^n) \\ Y_g^{n+1}(t) = H_g \cdot X_g^{n+1}(t) + S_{g,1} \cdot U_g^{n+1}(t) + S_{g,2} \cdot Y_g^{n+1}(t) \end{cases} \quad (89)$$

La matrice $\exp(F_g \cdot \Delta t)$ est une matrice diagonale dont les $i^{\text{ème}}$ coefficients sont de la forme $\exp(\tau_i \cdot \Delta t)$.

Les matrices $W_{g,1}$ et $W_{g,2}$ sont reliées respectivement aux matrices $B_{g,1}$ et $B_{g,2}$ par la relation :

$$W_i^j = \frac{\tau_i}{\Delta t} \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-\Delta t}{\tau_i}\right) \right) \cdot B_i^j \quad (90)$$

Pour résoudre le système 89, on remplace $X_g^{n+1}(t)$ dans la deuxième équation.

2.2.2. Limites et discussion

Il est difficile d'évaluer les débits de ventilation dans un vide sanitaire. Les vitesses d'air dépendent de la dépression naturelle entre intérieur et extérieur, et du trajet du flux d'air à l'intérieur du vide sanitaire. Les bouches de ventilation doivent assurer le balayage de l'ensemble du vide sanitaire, et leur implantation influence les échanges entre intérieur et extérieur.

Les échanges thermiques dans le sol sont complexes. Les champs de température sont tri-dimensionnelles et varient au cours du temps. La température extérieure et les coefficients de transfert de chaleur à la surface du sol varient également avec le temps.

Le type d'isolation et la structure des fondations, ainsi que leur géométrie introduisent un grand nombre de paramètres lors de la modélisation des pertes thermiques par le sol.

Les propriétés thermiques du sol varient d'une région à l'autre. Le sol est souvent hétérogène et composé d'éléments aux propriétés thermiques différentes.

Les mouvements d'humidité peuvent influencer les échanges thermiques. La neige peut se comporter comme une résistance thermique variant au cours du temps à la surface du sol. Au cours de l'hiver, l'eau contenue dans le sol peut alors geler. Dans ce cas, la chaleur latente de fusion qui traduit la chaleur libérée lors du passage de l'état liquide à l'état solide de l'eau doit être prise en compte. La conductivité thermique est également différente lorsque le sol est gelé ou non. La présence de nappe phréatique à proximité du système étudié peut avoir une grande influence dans les échanges thermiques par le sol. Dans ce cas, les effets de convection thermique dans le sol au-dessous de la nappe doivent être pris en compte [HAGE1986].

On comprend alors les difficultés de modélisation détaillée des transferts thermiques et hydriques dans un vide sanitaire, à la fois en contact avec le sol, en contact avec un espace chauffé, lieu de circulation d'air d'échange et de mouvement d'humidité.

2.2.3. Exemple d'application

Soit un vide sanitaire de 60 cm de hauteur situé sous une maison de 70 m² au climat de Trappes. Les murs périphériques sont en parpaing et le plancher bas de maison est isolé en sous-face avec des plaques de 20 cm de polyuréthane.

Il est alors possible d'observer la température de l'air à l'intérieur du vide sanitaire lors de la semaine la plus froide pour différents débits de renouvellement d'air imposé par un scénario de ventilation. On considère qu'à l'état non-perturbé le vide sanitaire est ventilé naturellement avec un taux de renouvellement d'air de 1 volume par heure. Cela correspond à un débit de 43 m³.h⁻¹ (figure 73).

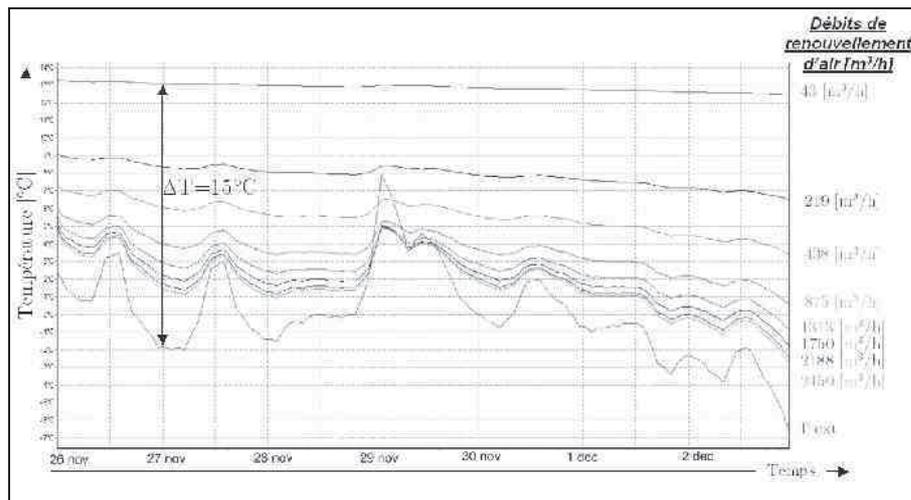


Figure 73: Évolution de la température d'un vide sanitaire au climat de Trappes pour différents taux de renouvellement d'air

Comme on pouvait s'y attendre, l'augmentation du débit de renouvellement dans le vide sanitaire fait baisser sa température. L'écart de température avec la température extérieure est de l'ordre de 15°C pour des débits de renouvellement faibles et de 2°C pour des débits correspondant au débit nécessaire au niveau de l'échangeur extérieur d'une PAC air-air d'une puissance nominale de 8 kW.

La diminution de la température du vide sanitaire, implique l'augmentation de l'écart de température entre le vide sanitaire et la zone chauffée, et donc une augmentation des besoins de chauffage. La figure 74 présente l'écart relatif des besoins de chauffage de la zone chauffée pour les différentes valeurs de débit de renouvellement d'air, par rapport à la maison de référence dont le renouvellement d'air du vide sanitaire est de 1 volume par heure.

On constate que même pour un plancher bas bien isolé on observe une augmentation de 4% à 7% des besoins de chauffage des locaux à chauffer.

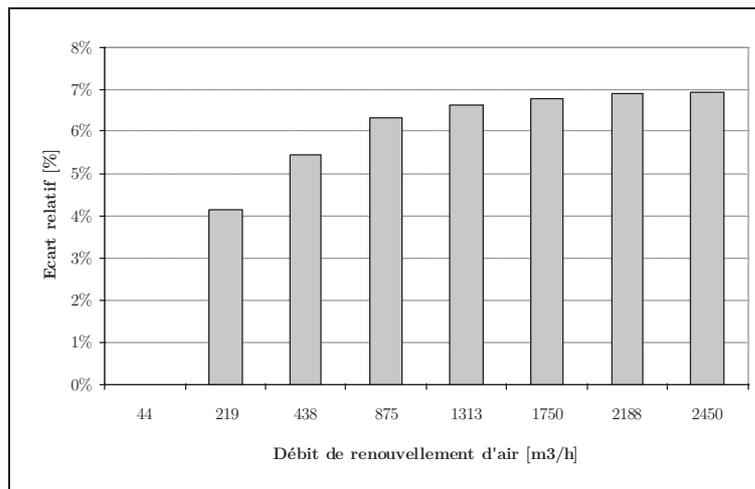


Figure 74: Écart relatif des besoins de chauffage de la zone chauffée par rapport au cas du vide sanitaire ventilé de façon naturelle à 1 volume par heure

Cette application illustre bien la problématique posée par le couplage de la source froide de la PAC avec une source d'air tempérée. Les débits d'air nécessaires au niveau de l'échangeur extérieur de la PAC implique nécessairement une augmentation du débit de renouvellement de la zone et donc une augmentation des besoins de chauffage de la zone chauffée.

Tout l'enjeu est de savoir si l'augmentation possible des performances de la PAC (grâce au couplage avec une source d'air tempérée) peut permettre de couvrir l'augmentation des besoins de chauffage et de réaliser des économies d'énergie.

2.3. Comble

2.3.1. Principe de modélisation

Un comble est modélisé comme une zone du bâtiment. La méthode présentée précédemment est utilisée pour discrétiser et établir le modèle de la zone. Les bilans sur chacune des mailles sont similaires à ceux présentés dans le cas du vide sanitaire. Seule différence, la maille extérieure de la toiture reçoit une certaine quantité de flux solaire, selon son inclinaison et son orientation. Si on considère que les éléments de toiture forment une composition de faible inertie, un maillage avec un seul nœud est alors possible. De même pour le plancher haut, si il est isolé sur sa face supérieure, le plancher est considéré comme une unique maille.

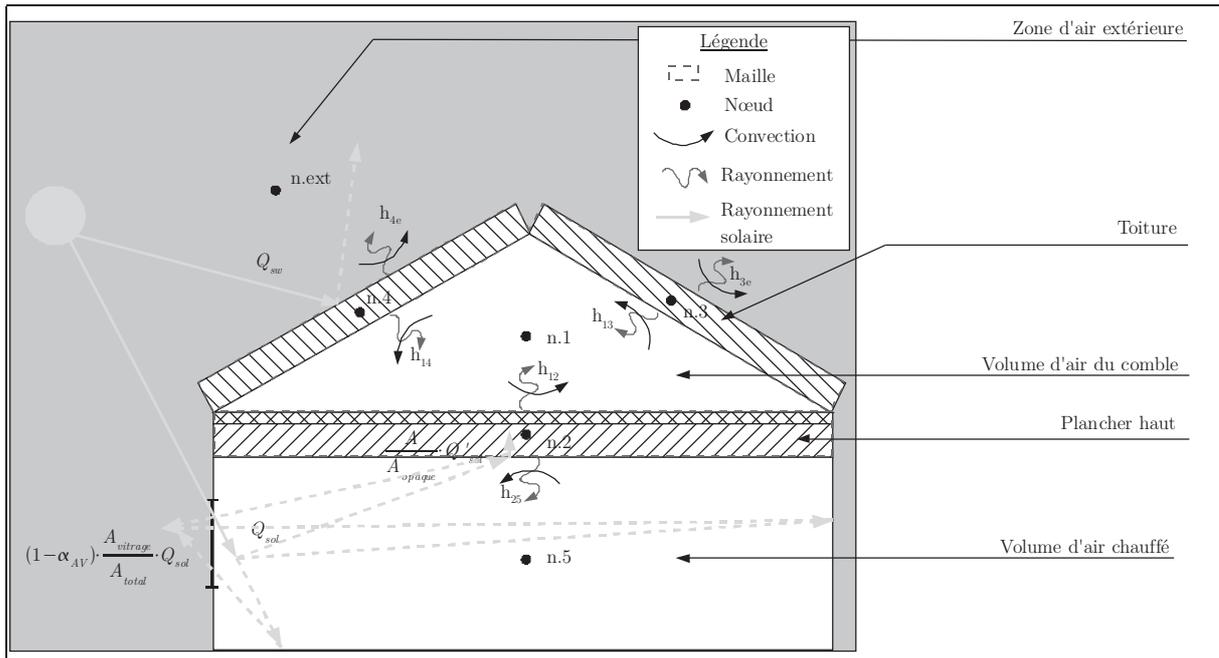


Figure 75: Maillage et bilan thermique du comble

Le bilan thermique sur la maille 4 recevant une partie du flux solaire s'écrit :

$$\rho_{tt} \cdot C_{tt} \cdot e_4 \cdot A \cdot \frac{dT_{11}(t)}{dt} = U_{14} \cdot A \cdot (T_1 - T_4) + U_{4e} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_4) + \alpha \cdot A \cdot Q_{sw} \quad (91)$$

Q_{sw} Rayonnement solaire incident sur un mur opaque [W.m⁻²]

α Facteur d'absorption de la paroi ou expression comme β (équation 72) [-]

2.3.2. Exemple d'application

Soit un comble perdu situé au dessus d'une maison chauffée, dont le plancher haut est isolé avec 20 cm de laine minérale. Il occupe un volume de 19 m³, sous une toiture non isolée, inclinée à 45° et orientée Nord/Sud. Un taux de renouvellement naturel par infiltration est considéré constant pour l'ensemble des variantes présentées et égale à 1 volume par heure. On observe à la figure 76, l'évolution de la température du comble au cours de la semaine la plus froide, au climat de Trappes, pour différentes isolations de la sous-face de la toiture.

L'augmentation de l'épaisseur d'isolation de la sous-pente de toit permet d'augmenter la température du comble. Ceci est vrai pour un débit constant. Mais on le verra lors des applications de couplage l'isolation de la sous-pente peut être gênante. Le couplage avec la source froide décharge le comble, et l'isolation de la sous pente peut être gênante lors de la recharge du comble par les apports solaires.

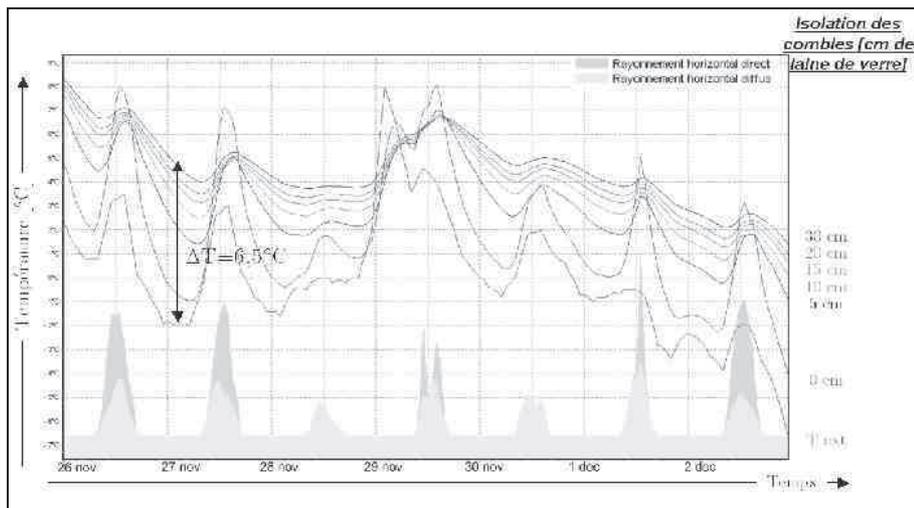


Figure 76: Évolution des températures intérieures du comble perdu d'un volume de 19 m^3 , en fonction de l'isolation de la sous-pente de toit au climat de Trappes

2.4. Véranda

2.4.1. Principe de modélisation

Comme pour les isolants, on ne place pas de maille dans un vitrage considéré comme peu inerte: la surface des vitres est grande par rapport à leur volume, et on suppose que le régime permanent est atteint rapidement dans ce type de composants. La résistance variable liée à l'usage des occultations est prise en compte au niveau de la simulation, en introduisant une puissance de chauffe équivalente à la diminution des déperditions.

Le flux solaire traversant les vitrages forme pour chaque zone une sollicitation unique, en prenant éventuellement en compte le pourcentage d'occultation donné par le scénario complété par l'utilisateur. Le facteur solaire ou taux de transmission τ_t à travers le vitrage varie en fonction de l'angle d'incidence γ . Le calcul de sa valeur est défini dans le cas d'un simple vitrage :

$$\tau_t = \tau_{tn} \cdot \cos(\gamma) \cdot (2,5 - 1,56 \cos(\gamma)) \quad (92)$$

Où

τ_{tn} Taux de transmission normale lorsque le flux solaire arrive perpendiculairement à la surface du vitrage.

Le rayonnement solaire transmis par les différents vitrages de la zone est globalisé dans un flux unique considéré comme diffus. Un facteur d'absorption moyen α_{AV} est calculé en tenant compte de toutes les parois de la zone, y compris la paroi interne. Une proportion $(1 - \alpha_{AV})$ est réfléchi par les murs et on suppose qu'une proportion

$(A_{\text{vitrage}} / A_{\text{totale}})$ est renvoyée hors de la zone à travers les vitrages.

Le flux solaire net Q'_{sol} restant dans la zone est alors donné par l'équation 70. Ce flux est considéré comme diffus et distribué sur les différentes parois en fonction de leur surface.

Une partie du flux pénètre jusqu'à la première maille de la paroi, le reste est cédé à la maille associée à l'air et au mobilier. Les proportions respectives sont calculées par un bilan thermique à la surface de la paroi.

La surface du sol autour du bâtiment influence le rayonnement solaire reçu par les parois, en réfléchissant une partie du rayonnement solaire. Le facteur de réflexion ou « albedo » est défini mois par mois pour tenir compte des variations saisonnières (avec ou sans neige par exemple).

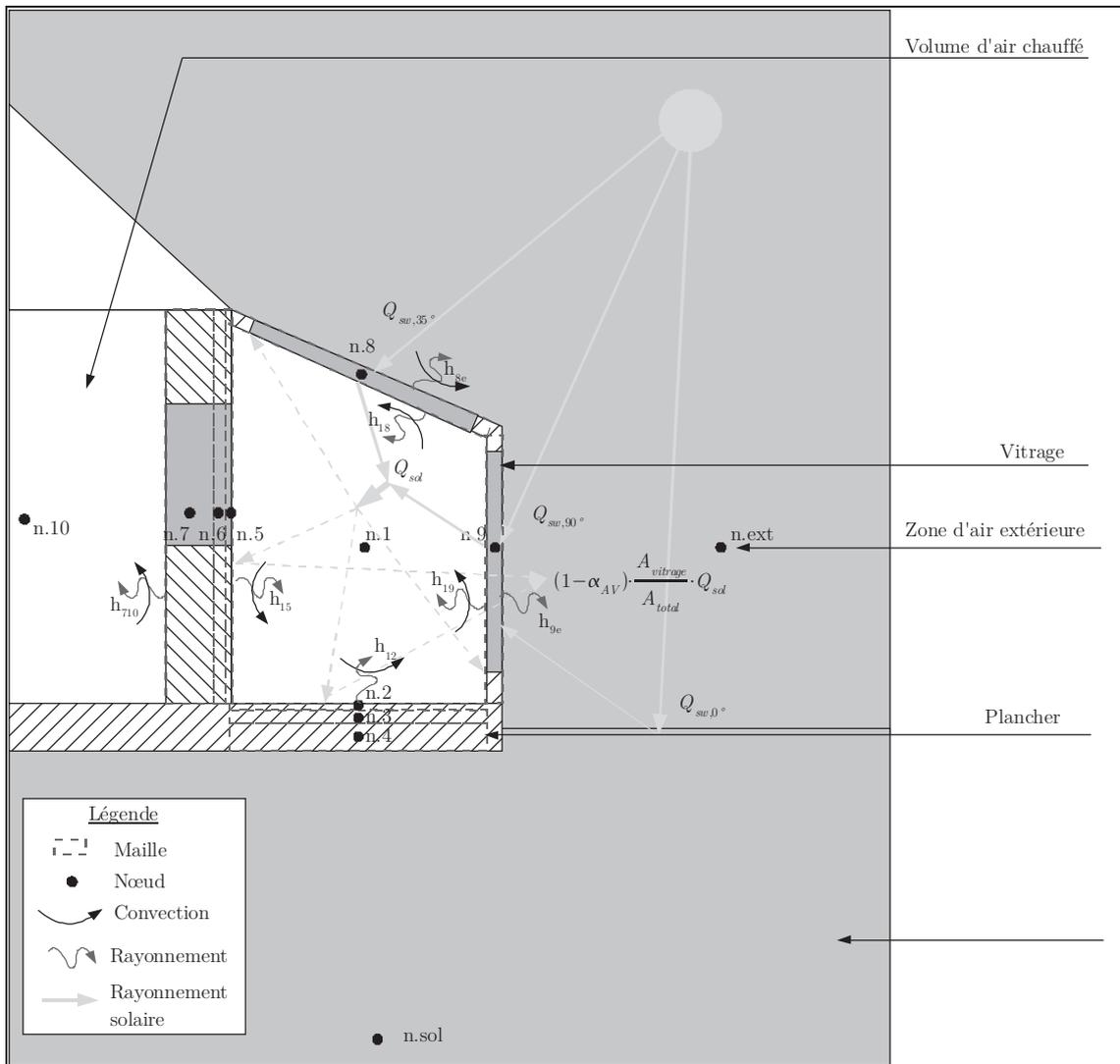


Figure 77: Maillage et bilan thermique de la véranda

L'environnement proche du bâtiment étudié (autres bâtiments, arbres, relief) peut constituer des masques, qui sont pris en compte dans le calcul du rayonnement solaire incident.

2.4.2. Exemple d'application

Soit une véranda de 20 m² accolée à une maison dont les murs sont isolés avec 10 cm de polystyrène expansé, et dont les fenêtres intermédiaires sont à isolation renforcée (double vitrage peu émissif à lame d'argon). Son orientation est double, disposant de deux parois entièrement vitrées, l'une exposée au Sud, l'autre exposée à l'Est et d'une toiture également entièrement vitrée, inclinée de 20° et orientée au sud. On considère peu d'infiltration d'air dans la véranda, avec un taux de renouvellement d'air de 0,2 volume par heure.

On observe (figure 78) la température de la véranda au cours de la semaine la plus froide, au climat de Trappes, pour différentes caractéristiques de vitrage constituant la véranda. Des écarts de 16°C entre la température du vide sanitaire et l'extérieur sont constatés pour une véranda constituée de double vitrage performant à faible émissivité.

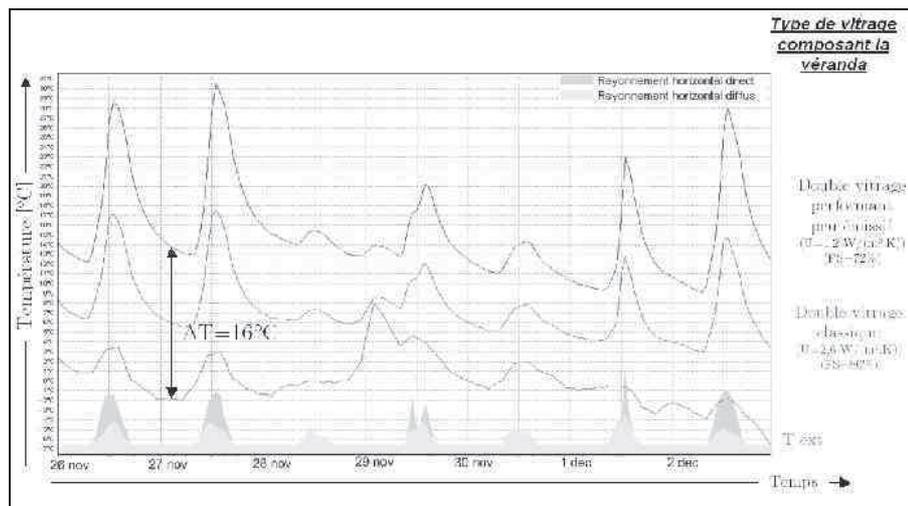


Figure 78: Évolution de la température de l'air d'une véranda de 20 m² orientée Sud/Est, au climat de Trappes

2.5. Capteur solaire hybride à air

2.5.1. Principe de modélisation

Ces systèmes sont également modélisés comme des zones thermiques, de la même manière que la véranda.

2.6. Échangeur double flux

2.6.1. Principe de modélisation

Il s'agit d'un échangeur statique qui permet de préchauffer l'air neuf de ventilation en récupérant la chaleur contenue dans l'air vicié. Seule la chaleur sensible est récupérée. L'air extrait reste un peu plus chaud que l'air extérieur, et peut donc être utilisé comme source tempérée.

La modélisation est simplifiée et considère une efficacité d'échangeur moyenne.

On considère que le débit massique d'air neuf insufflé est égal au débit d'air neuf extrait. Les fuites et les pertes de charges à travers le réseau de ventilation sont négligées.

$$\dot{m}_{ae,e} = \dot{m}_{ae,s} = \dot{m}_{an,e} = \dot{m}_{an,s} = \dot{m}_{ech} \quad (93)$$

$\dot{m}_{ae,e}$ Débit massique d'air extrait du logement, à l'entrée de l'échangeur double flux [kg.s⁻¹]

$\dot{m}_{ae,s}$ Débit massique d'air extrait du logement, à la sortie de l'échangeur double flux [kg.s⁻¹]

$\dot{m}_{an,e}$ Débit massique d'air neuf, à l'entrée de l'échangeur double flux [kg.s⁻¹]

$\dot{m}_{an,s}$ Débit massique d'air neuf, à la sortie de l'échangeur double flux [kg.s⁻¹]

\dot{m}_{ech} Débit massique d'air traité par l'échangeur double flux [kg.s⁻¹]

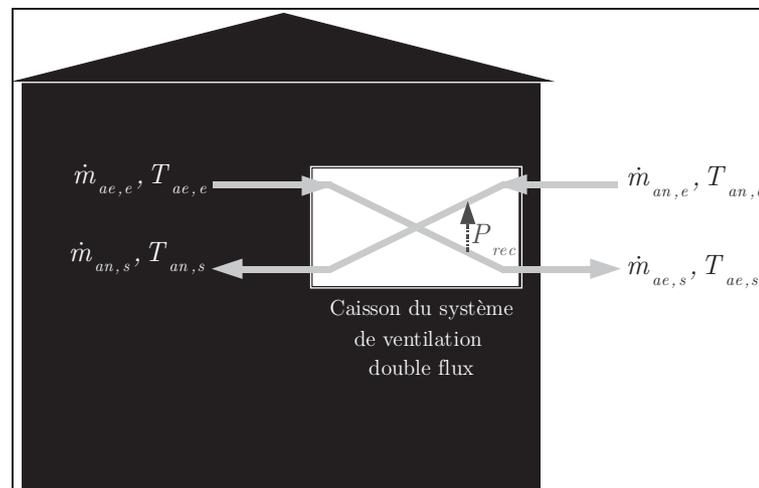


Figure 79: Schéma de principe d'un système de ventilation double flux

La puissance échangée P_{rec} entre le flux chaud et le flux froid s'exprime par :

$$P_{rec} = \dot{m}_{ech} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{ae,e} - T_{ae,s}) = \dot{m}_{ech} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{an,s} - T_{an,e}) \quad (94)$$

$T_{ae,e}$ Température de l'air extrait à l'entrée de l'échangeur double flux [°C]

$T_{ae,s}$	Température de l'air extrait à la sortie de l'échangeur double flux	[°C]
$T_{an,e}$	Température de l'air neuf à l'entrée de l'échangeur double flux	[°C]
$T_{an,s}$	Température de l'air neuf à la sortie de l'échangeur double flux	[°C]

L'efficacité de l'échangeur se définit comme le rapport entre la puissance récupérée et la puissance maximale théorique récupérable :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{P_{rec}}{P_{rec,max}} \quad (95)$$

P_{rec}	Puissance récupérée par l'air neuf	[W]
$P_{ech,max}$	Puissance théorique maximale récupérable	[W]

La puissance maximale théorique récupérable est la puissance qui serait récupérée par un échangeur idéal.

$$P_{rec,max} = \dot{m}_{ech} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{ae,e} - T_{an,e}) \quad (96)$$

L'efficacité de l'échangeur s'écrit alors :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_{ae,e} - T_{ae,s}}{T_{ae,e} - T_{an,e}} \quad (97)$$

Pour une efficacité d'échangeur donnée, la température de sortie de l'air extrait s'écrit :

$$T_{ae,s} = T_{ae,e} - \varepsilon_{ech} \cdot (T_{ae,e} - T_{an,e}) \quad (98)$$

Bien qu'une partie de la chaleur contenue dans l'air extrait soit transférée à l'air neuf entrant, la température de l'air extrait en sortie de l'échangeur double flux est supérieure à la température extérieure. Il est possible de se servir de cette source d'air tempérée pour alimenter la source froide d'une PAC air-air.

2.6.2. Limites et discussion

Le modèle présenté considère une efficacité d'échangeur moyenne au cours de l'année, alors qu'en pratique son efficacité varie au cours du temps en fonction des températures à ces sources, et de l'humidité de l'air. Ce modèle convient bien pour des bilans saisonniers et le calcul des besoins de chauffage annuel mais pourrait être amélioré pour avoir une meilleure idée des températures d'air en sortie de l'échangeur.

2.6.3. Exemple d'application

Soit un échangeur double flux en place pour assurer la ventilation d'une maison de 135 m². La température de consigne de chauffage est de 19°C. Elle assure un débit

d'extraction et de soufflage identique de 0,5 volume par heure. Ce qui correspond à un débit d'air de l'ordre de $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

On observe (figure 80) l'évolution de la température de l'air extrait à la sortie de l'échangeur double flux pour différentes valeurs d'efficacité moyennes de l'échangeur double flux.

L'air extrait de ventilation sera d'autant plus intéressant que l'efficacité de l'échangeur double sera faible. Du point de vue de l'utilisation de l'air extrait comme source froide d'une pompe à chaleur, il est sans doute plus intéressant d'utiliser l'air extrait d'une ventilation simple flux (qui correspond au cas où l'efficacité de l'échangeur est nulle), que l'air extrait d'une ventilation double flux quelle qu'elle soit.

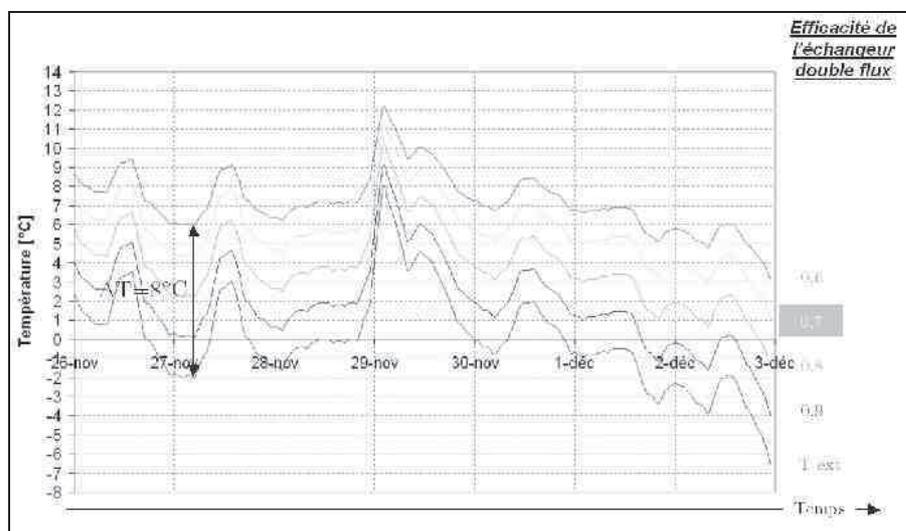


Figure 80: Évolution de température de l'air extrait à la sortie d'une ventilation double flux, pour différente valeur d'efficacité de l'échangeur, au climat de Trappes

2.7. Échangeur air-sol

2.7.1. Principe de modélisation

Le système d'échangeur air-sol⁴⁸ est utilisé pour limiter les puissances échangées par renouvellement d'air entre l'air extérieur et l'air intérieur des locaux, en été, comme en hiver. L'air extérieur est soumis à de fortes variations de température journalières et saisonnières. La température du sol à quelques mètres sous sa surface reste peu variable au cours de l'année. Elle est plus fraîche que la température extérieure en période estivale et plus chaude l'hiver. Un tube, de plusieurs dizaines de mètres de long, enterré à quelques mètres de profondeur peut servir d'échangeur entre le sol et l'air. L'été, l'air de ventilation peut être rafraîchi au contact de ce tube avant d'être insufflé dans les

48 Aussi souvent appelé, puits canadien, puits provençal, puits climatique.

locaux. Inversement, l'hiver, l'air peut être préchauffé pour limiter les déperditions par renouvellement d'air.

Dans le cadre de cette thèse, l'air de l'échangeur air-sol peut être utilisé pour alimenter directement ou indirectement la source froide d'une PAC. Avec une température plus douce au niveau de sa source froide, les performances saisonnières de la PAC peuvent être améliorées et sa consommation diminuée. Mais les performances du système global du couplage (PAC + échangeur air-sol) doivent intégrer la consommation du ventilateur supplémentaire pour faire circuler l'air et vaincre les pertes de charge à travers l'échangeur air-sol. Les gains sur les performances et la consommation de la PAC peuvent-ils couvrir la consommation supplémentaire du ventilateur de l'échangeur air-sol ? Des économies d'énergie sont-elles envisageables ?

Pour apporter des éléments de réponse à cette question, le modèle d'échangeur air-sol développé et implémenté par S. Thiers dans le logiciel *Pléiades+Comfie* [THIE2008] a été couplé au modèle de PAC présenté au chapitre 2. L'objet de cette partie concerne la présentation du modèle d'échangeur air-sol.

Le modèle échangeur air-sol est basé sur l'assemblage de deux modèles :

- un modèle thermique de sol calcule la température du sol à tout moment et en tout point ;
- un modèle thermique d'échangeur calcule la température à la sortie de l'échangeur en fonction de la température de l'air à l'entrée et des conditions aux limites imposés par le modèle de thermique de sol.

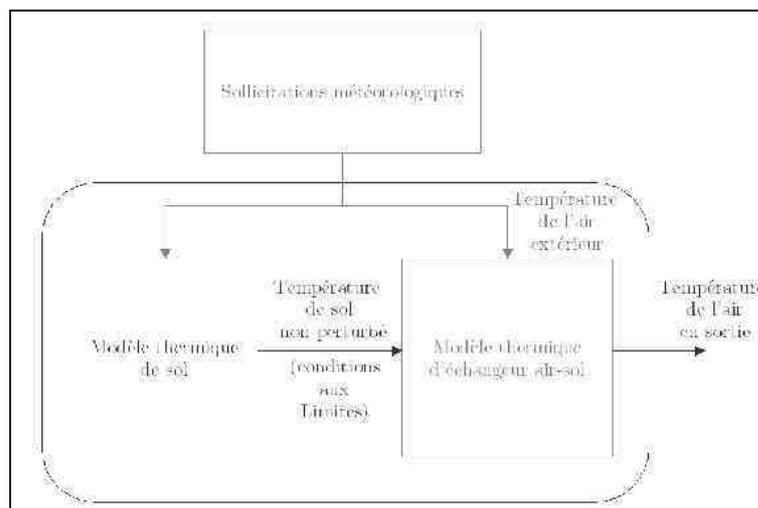


Figure 81: Schéma de principe du modèle d'échangeur air-sol

2.7.1.1. Modèle d'échangeur air-sol

Le modèle de sol précédemment présenté sert à établir les conditions aux limites du modèle d'échangeur air-sol, dont on présente les principales hypothèses ci-après.

Le modèle d'échangeur air-sol est basé sur la méthode des volumes finis. Ainsi, l'air, l'échangeur et le sol environnant sont découpés en mailles, sur lesquelles est réalisé un bilan thermique. Les températures et les caractéristiques physiques sont supposées uniformes dans chaque maille. L'échangeur air-sol parcourt le sol selon un plan supposé horizontal. Il est découpé en tronçons. Chaque tronçon est découpé en mailles cylindriques. Au total 4 mailles sont considérées pour chacun des tronçons :

- Une première maille cylindrique caractérise le volume d'air circulant dans le tronçon ;
- Une seconde maille tubulaire autour de la première caractérise l'ensemble du tube qui constitue l'échangeur air-sol ;
- Une troisième maille tubulaire entoure la maille du tube et caractérise le sol proche du tube. Elle a pour rôle la prise en compte des transferts par conduction et du stockage thermique du sol au voisinage du tube ;
- Une quatrième maille de sol entoure la troisième maille et correspond au sol plus éloigné du tube. Dans le cas où le système d'échangeur air-sol est constitué de plusieurs tubes positionnés proches les uns des autres, la quatrième maille est commune à chaque tube et prend en compte les interactions entre ces tubes. La surface extérieure de la quatrième maille constitue les limites du système dont les conditions sont imposées par le modèle de sol précédemment présenté (§ 2.7.1.1).

Comme pour le modèle d'enveloppe du bâtiment présenté au début du présent chapitre, un bilan thermique est réalisé sur chacune des mailles. Le modèle prend en compte :

- La circulation de l'air entre les mailles ;
- Les transferts convectifs entre la maille d'air et la maille de tube ;
- Les transferts conductifs entre les différentes mailles solides ;
- Les transferts conductifs entre la surface du sol libre et la surface extérieure de la seconde maille de sol ;
- L'inertie thermique dans chacune des mailles ;
- Les interactions par transferts conductifs entre les tubes dans le cas où ils sont suffisamment proches.

Le bilan sur la maille d'air est découplé du bilan sur les mailles solides. La résolution du système se fait de proche en proche. Le bilan sur la maille d'air permet le calcul de la température d'air à la sortie du tronçon. Une température moyenne d'air dans chaque tronçon est déduite et sert de sollicitation au bilan thermique des mailles solides.

L'ensemble des équations des mailles solides de chaque tronçon constitue un système d'équations qu'il est possible de mettre sous forme matricielle et de résoudre à chaque pas de temps :

$$C \cdot \frac{d\vec{T}(t)}{dt} = A \cdot \vec{T}(t) + E \cdot \vec{U}(t) \quad (99)$$

- C *Matrice diagonale des capacités thermiques des mailles du tube et du sol ;*
- $\vec{T}(t)$ *Vecteur ayant pour composantes les températures moyennes des différentes mailles de la discrétisation spatiale.*
- A *Matrice carré contenant les termes d'échanges entre les mailles.*
- E *Matrice carré contenant les termes d'échanges entre les mailles et les sollicitations*
- $\vec{U}(t)$ *Vecteurs des sollicitations contenant la température moyenne de l'air dans le tronçon et la température de sol sur la surface extérieure des mailles les plus éloignées du tube.*

Les étapes de la résolution du système matriciel des mailles solides sont identiques à celles de la résolution du système matriciel d'équations formé par la modélisation d'une zone du bâtiment, présenté en début de chapitre. La résolution de ce système permet le calcul des températures des mailles de tube et de sol pour chacun des tronçons. La température de l'air à la sortie du tronçon est utilisée comme entrée pour le tronçon suivant.

De proche en proche, on calcule la température d'air et la température des mailles solides de chaque tronçon, et ce jusqu'au dernier. La température d'air de sortie du dernier tronçon constitue l'air qui sera insufflé pour ventiler le bâtiment.

2.7.2. Limites et discussion

Le choix de certaines hypothèses, la nécessité de simplification des phénomènes et le choix de la méthode de résolution confèrent quelques limites au modèle. Il ne prend pas en compte:

- L'humidité de l'air et les changements d'état de la vapeur d'eau contenue dans l'air au moment de son passage dans les tubes ;
- La variation du débit d'air au cours de la simulation ;
- Les phénomènes d'évolution de la température du sol sur plusieurs années.

2.7.3. Exemple d'application

On considère un échangeur air-sol de 50 mètres de long et de 25 cm de diamètre en polyéthylène, enterré à 2 m de profondeur, dont le dimensionnement est prévu pour assurer le débit de ventilation hygiénique d'une maison individuelle de 135 m². Les débits associés sont de l'ordre de 210 m³.

On observe (figure 82) la température d'air à la sortie de l'échangeur air-sol pour différents débits d'air le traversant. Plus on augmente le débit d'air, plus sa température à la sortie est proche de la température extérieure.

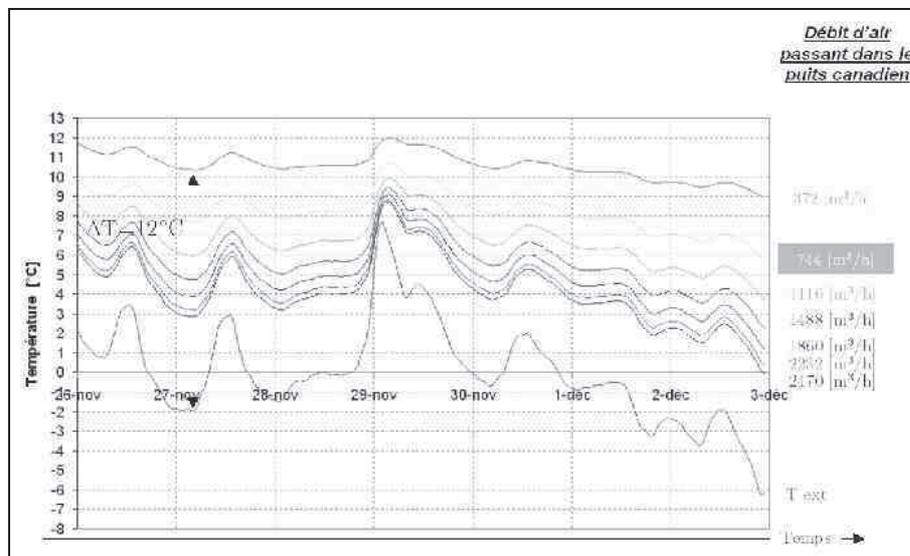


Figure 82: Évolution de la température d'air à la sortie de l'échangeur air-sol, en fonction du débit d'air passant à travers ce dernier, dans le climat de Trappes.

On observe (figure 83) l'évolution de l'air à la sortie d'un échangeur air sol dont on fait varier le nombre de tubes dans le sol, à débit d'air identique. Plus il y a de tubes enterrés, plus il y a d'échange avec le sol, plus la température à la sortie de l'échangeur est élevée.

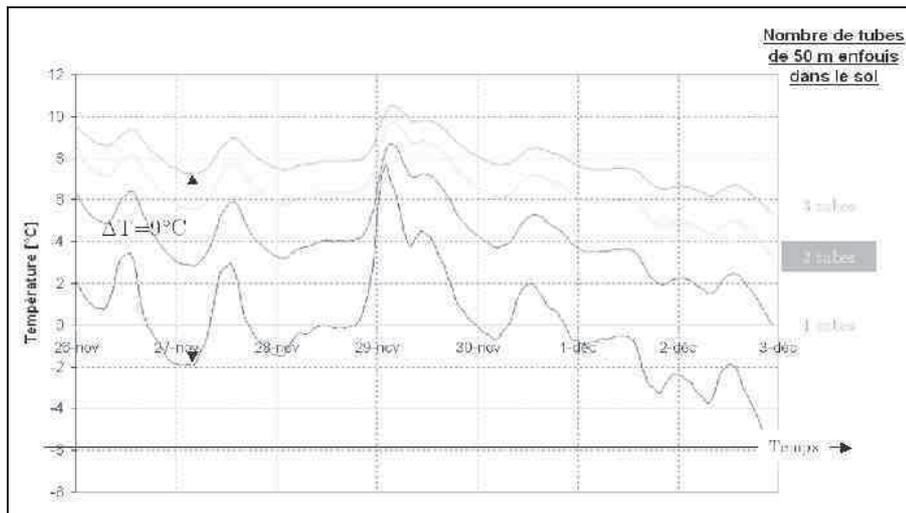


Figure 83: Évolution de la température à la sortie de l'échangeur air-sol en fonction du nombre de tubes enterrés dans le sol

3. Couplage des composants PAC/bâtiments

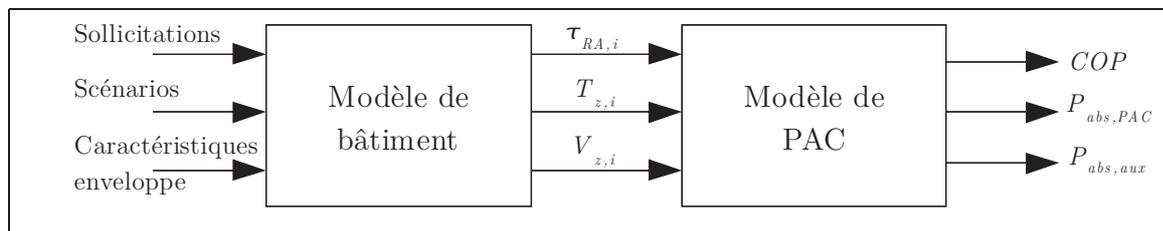


Figure 84: Couplage direct des modèles bâtiment/PAC sans perturbation

Au chapitre 1, deux configurations de mise en œuvre de PAC dans le bâtiment ont été proposées : le *couplage direct* et le *couplage indirect*. Le *couplage indirect* propose d'utiliser l'air tempéré de zones attenantes à la zone chauffée sans perturbation de leur comportement conventionnel (figure 84). Le comportement conventionnel correspond au comportement de la zone non perturbé, c'est-à-dire dans les conditions naturelles d'utilisation et de fonctionnement. Par exemple, dans les conditions non perturbées, une zone i est ventilée naturellement. On peut supposer son débit de renouvellement d'air égal à $\tau_{RA,i}$ volume par heure. Pour un volume de zone $V_{z,i}$, un débit total d'air égal à $\tau_{RA,i} \times V_{z,i}$ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ est susceptible d'être utilisé pour alimenter l'unité extérieure de la PAC. Un ventilateur supplémentaire est considéré pour acheminer l'air de la zone à l'unité extérieure de la PAC. Dans cette configuration, l'utilisation du comportement non perturbé des zones attenantes à la zone chauffée, n'implique aucune interaction entre le modèle de PAC et le modèle de bâtiment. La configuration de *couplage indirect*

laisse tout de même la possibilité de réguler de façon *tout ou rien* (figure 85) le débit de renouvellement d'air de la zone d'air tempérée en fonction de ses conditions de températures par rapport à la température extérieure. Lorsque la température de la zone est supérieure à $T_{ae} + \Delta T_{max}$, un ventilateur est enclenché pour assurer un taux de renouvellement d'air de $\tau_{RA,i} \times F$, qui alimentera l'unité extérieure de la PAC. Lorsque la température de la zone passe en dessous de seuil $T_{ae} + \Delta T_{min}$, la régulation coupe le ventilateur et le taux de renouvellement d'air revient au taux de renouvellement d'air conventionnel non perturbé $\tau_{RA,i}$.

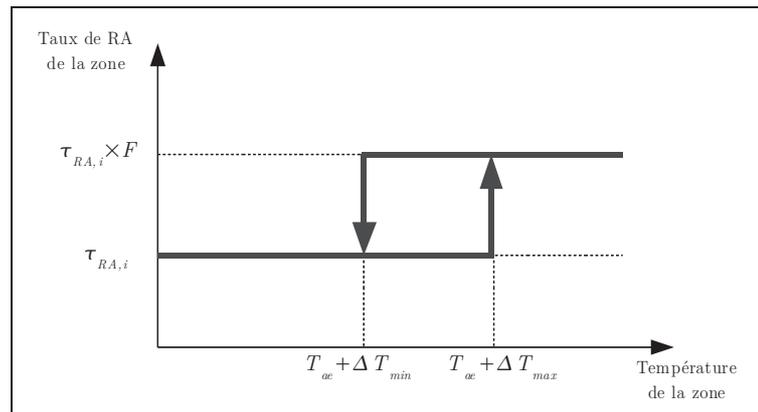


Figure 85: Régulation tout ou rien du taux de renouvellement d'air dans la configuration couplage direct

Dans le cas du *couplage direct* avec régulation du taux de renouvellement de la zone, le modèle de PAC pilote et impose le débit de renouvellement d'air de la zone (figure 75). Il y a alors une interaction entre le modèle de PAC et le modèle de bâtiment. Les pertes par renouvellement d'air sont recalculées par le modèle de PAC, et les sollicitations du modèle de bâtiment sont modifiées pour le calcul de la nouvelle température de zone. Il y a couplage entre la puissance thermique de renouvellement d'air imposé par le modèle de PAC et les températures de zones du bâtiment. L'augmentation du débit de renouvellement contribue à diminuer la température de zone d'air tempéré, et la puissance thermique de renouvellement d'air calculé à partir de la température de la zone. Des itérations sont nécessaires pour ajuster la température de la zone et des zones attenantes en fonction du taux de renouvellement d'air imposé par le modèle de PAC. L'algorithme de couplage entre le modèle de PAC et celui du bâtiment pour un pas de temps donné est présenté à la figure 88.

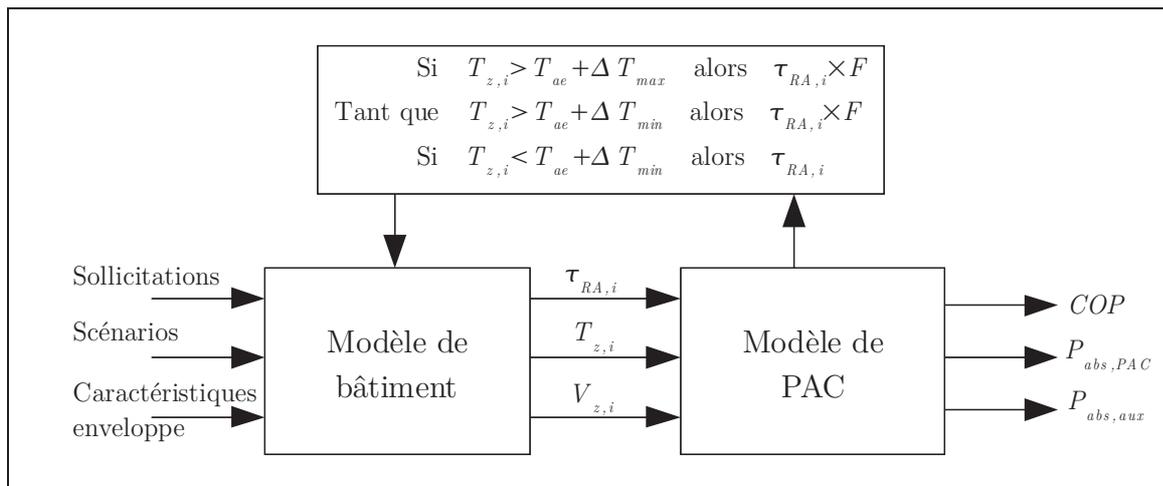


Figure 86: Configuration « couplage direct » des modèles bâtiment/PAC avec perturbation

Il en va de même pour la configuration *couplage direct*, où l'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur d'une zone du bâtiment.

Le taux de renouvellement d'air de la zone est imposé par le débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC pour son bon fonctionnement (figure 87). Ce débit est fonction du régime de fonctionnement de la PAC. Le régime de fonctionnement dépend du taux de charge partielle de la PAC, c'est-à-dire du rapport entre les besoins de chauffage à couvrir et la puissance calorifique à pleine charge délivrable par la PAC pour des conditions de températures aux sources données. Il y a là encore une interaction entre la puissance thermique de renouvellement d'air imposé par les conditions de fonctionnement de la PAC et le régime de fonctionnement de la PAC qui dépend lui-même de la température de la zone où se trouve son unité extérieure. L'algorithme de couplage suit également celui présenté à la figure 88.

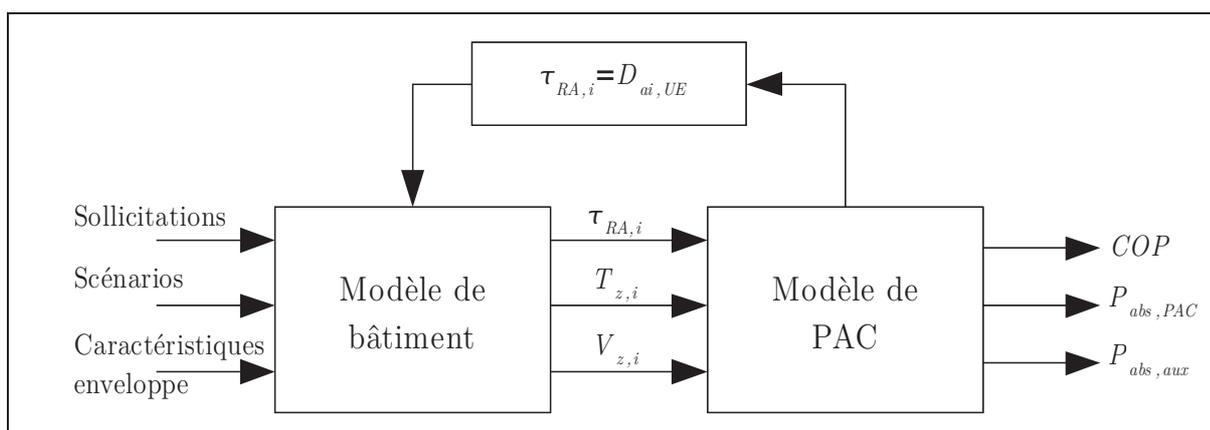


Figure 87: Configuration "couplage indirect" des modèles bâtiment/PAC

Dans le cas d'une configuration de *couplage indirect* avec perturbation ou de *couplage direct*, il est nécessaire de coupler la puissance thermique de renouvellement

d'air calculée par le modèle de PAC et le calcul des températures des zones du bâtiment. L'algorithme présenté à la figure 88 suit les grandes étapes suivantes :

Le vecteur de température de la zone à l'entrée du modèle de PAC est la moyenne arithmétique des températures entre l'itération j et $(j+1)$. Pour la première itération, on fixe $T_{z,i}^{n+1,0} = T_{z,i}^n$.

Le modèle de PAC calcule la différence $P_{RA,i}$ entre la puissance de renouvellement d'air dans les conditions non perturbée $P_{RAn,i}$ et la puissance de renouvellement d'air avec régulation $P_{RAr,i}$.

$$P_{RA,i} = P_{RAn,i} - P_{RAr,i} \quad (100)$$

avec :

$$P_{RAn} = \rho_{air} \cdot Cp_{air} \cdot \frac{(\tau_{RAn} \cdot V_{z,i})}{3600} \cdot (T_{z,i} - T_{ae}) \quad (101)$$

et

$$P_{RAr} = \rho_{air} \cdot Cp_{air} \cdot \frac{(\tau_{RAn} \cdot V_{z,i} \cdot F)}{3600} \cdot (T_{z,i} - T_{ae}) \quad (102)$$

Le modèle de PAC ajoute la puissance $P_{RA,i}$ aux sollicitations du modèle de bâtiment, qui recalcule le nouveau vecteur de température au pas de temps suivant.

L'ensemble de ces opérations est réalisée jusqu'à convergence de la température de la zone.

Une fois la convergence assurée le vecteur des températures au pas de temps suivant est donné par la moyenne arithmétique des températures au cours des deux dernières itérations.

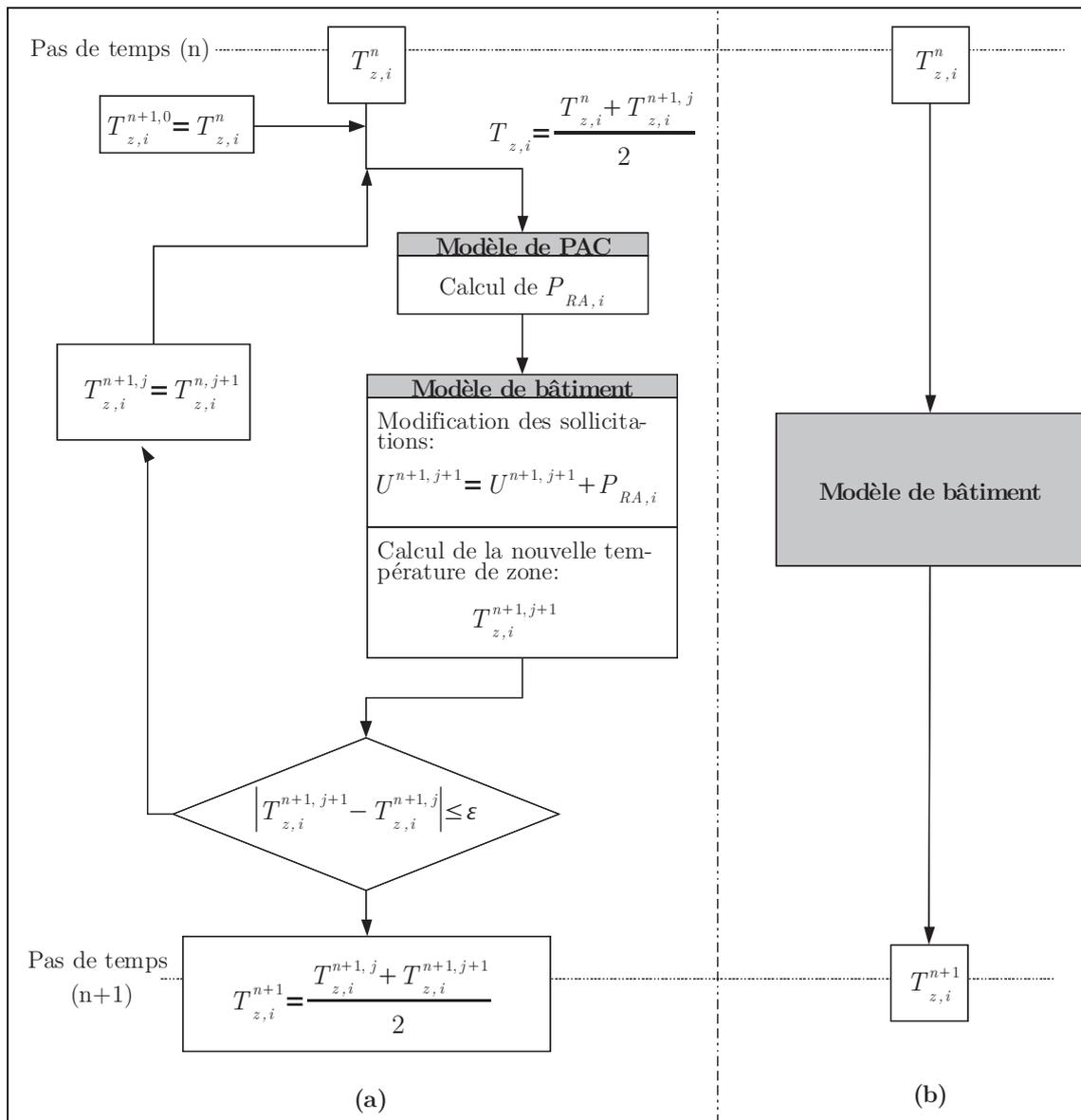


Figure 88: Algorithme : (a) Configurations de couplage direct et indirect avec perturbation du taux de renouvellement d'air ; (b) Sans perturbation.