



HAL
open science

Étude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments

Fabio Munaretto

► **To cite this version:**

Fabio Munaretto. Étude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014. Français. NNT : 2014ENMP0011 . pastel-01068784

HAL Id: pastel-01068784

<https://pastel.hal.science/pastel-01068784>

Submitted on 26 Sep 2014

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

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

École doctorale n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité « Énergétique »

présentée et soutenue publiquement par

Fabio MUNARETTO

le 07 février 2014

Étude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments

Directeur de thèse : **Bruno PEUPORTIER**

Maître de thèse : **Alain GUIAVARCH**

JURY

M. Christophe MÉNÉZO, Professeur, CETHIL, INSA de Lyon	Rapporteur
M. Gilles FRAISSE, Professeur, LOCIE, Polytech'Annecy-Chambéry	Rapporteur
M. Laurent MORA, Maître de Conférences, TREFLE, Université Bordeaux 1	Examinateur
M. Étienne WURTZ, Directeur de Recherche CNRS, LEB, CEA-INES	Président
Mme Françoise THELLIER, Professeur, PHASE, Université Toulouse 3	Examinatrice
M. Pierre TITTELEIN, Maître de Conférences, LGCgE, Université d'Artois	Examinateur
M. Bruno PEUPORTIER, Maître de Recherche, CES, MINES ParisTech	Directeur
Mme Alkistis PLESSIS-MOUTAFIDOU, Docteur, CERIB	Invitée

THÈSE

« Les nations sont possédées de la folle ambition de perpétuer leur propre mémoire par la quantité de pierre taillée qu'elles laissent derrière elles. Et si l'on consacrait autant d'efforts à polir et adoucir les mœurs ? Un peu de bon sens serait aussi mémorable qu'un monument haut comme la lune. Je préfère voir les pierres rester à leur place. La grandeur de Thèbes était une grandeur vulgaire. Plus raisonnable est le mur de pierre qui délimite le champ d'un honnête homme, que la Thèbes aux cent portes qui s'est égarée loin du vrai but de la vie. [...] Presque toutes les pierres taillées par une nation s'en vont seulement garnir sa tombe. Elle s'enterre vivante. Quant aux pyramides, elles n'ont rien d'admirable, sinon qu'on ait pu trouver autant d'hommes assez avilis pour consacrer leur vie à construire une tombe destinée à quelques ambitieux écervelé, qu'il eût été plus sage et plus viril de noyer dans le Nil, avant de jeter son cadavre en pâture aux chiens. »

Henry D. Thoreau, *Walden*, 1854.

Remerciements

Sans toutes les personnes qui m'ont accompagné tout au long de cette singulière expérience, pour m'engager alors que je provenais d'une modeste école d'ingénieur, pour me recadrer lorsque je m'égarais, pour m'épauler quand j'étais bloqué, pour me changer les idées quand j'en avais besoin, ce manuscrit ne serait pas ce qu'il est aujourd'hui, et pour cause...

Lorsque je suis arrivé à l'école des Mines passer l'entretien pour ce stage sur l'inertie thermique, qui aura constitué la rampe de lancement de cette thèse, je me souviens encore avec acuité le sentiment d'humilité qui s'est emparé de moi quand je suis arrivé dans cet imposant bâtiment, face à la figure de l'un des fondateurs de COMFIE. A l'époque, je voyais ce petit logo de l'école des MINES au lancement du logiciel et me disais souvent quand il ne marchait pas « Mais que font-ils aux MINES?! ». Je suis maintenant en mesure de répondre très précisément à cette question : des doctorants s'activent à améliorer l'état de la connaissance, brique après brique, à leur niveau et à l'échelle temporelle qui est la leur : 3 ans qui filent comme un vélo à turboréacteur! Tout cela avec un grand monsieur pour les guider et qui est toujours là pour eux, même si son agenda est aussi chargé que celui d'un président de la république! Merci donc infiniment à mon directeur de thèse, Mr Bruno PEUPORTIER de m'avoir fait confiance et d'avoir dirigé les recherches d'une CIFRE décidément pas comme les autres. Derrière le directeur, il y a les maîtres : merci à Alain GUIAVARCH, Stéphane THIERS et plus récemment Patrick SCHALBART d'avoir passé toutes ces demi-journées éparées à m'aider. Je n'oublie pas les développeurs d'IZUBA énergies qui m'ont aidé lorsque je m'engouffrais dans des impasses informatiques : Renaud MIKOLASEK, Jean-Louis SENEGAS ainsi que les nombreux scientifiques et leurs conseils avisés : Bertrand IOOSS, Marc SANCANDI, Andrea SALTELLI, Marion HILLER, Joel NEYMARK, Paul STRACHAN, Alain NEVEU, Arnaud JAY, Clara SPITZ et Adrien BRUN.

Je suis tombé dans la marmite de la thermique du bâtiment en pays savoyard un peu par hasard. Ce qui me faisait rêver depuis le début du lycée, c'était les énergies renouvelables. Et puis, j'ai redécouvert à Polytech'Savoie le triptyque énergétique du bon

REMERCIEMENTS

sens : sobriété, efficacité & énergies renouvelables. C'était évident, il s'agissait avant tout de se faire les ascètes des besoins thermiques, et le bâtiment était et reste un des meilleurs champs d'application de cette philosophie. Certains de mes professeurs m'ont gentiment poussé dans cette marmite. Il se trouve que sur les sept personnes qui composent mon jury, quatre d'entre elles font partie de ces professeurs. Je profite donc de cet espace de liberté pour exprimer toute ma gratitude à Gilles FRAISSE (premiers cours de thermique du bâtiment en première année!) et Christophe MÉNÉZO (premiers cours sur l'analyse modale, dont je ne savais pas à quel point ils allaient m'être utiles par la suite!), mes deux rapporteurs de thèse, mais aussi à Etienne WURTZ, président d'IBPSA France et examinateur de cette thèse (je me souviens de cette fameuse visite de la maison I-DM de la plateforme INCAS en deuxième année d'école, là encore je ne pouvais pas imaginer que quelques années de ma vie allaient être consacrées à sa voisine : la maison I-BB!). Bien entendu, je n'oublie pas Pierre TITTELEIN, qui me dispensait des TD mémorables en deuxième année d'école (notamment celui sur les fenêtres pariéto-dynamiques!) et qui a accepté d'être un de mes examinateurs. Les autres examinateurs du jury ne seront pas en reste, je les ai croisés à de nombreuses reprises au cours de réunions de projets de recherche, d'écoles d'été (ou de printemps... en Corse), de conférences ou de pots de thèse et ont aussi participé à la maturation de cette thèse : Françoise THELLIER que j'aurais voulu connaître davantage, toulousain que je suis et que je resterai (malheureusement je n'ai pas eu l'occasion de dispenser les quelques journées de cours d'éco-conception qui auraient pu y participer); Laurent MORA avec qui j'ai pu partager une réunion plénière dans le projet ANR FIABILITE dont les problématiques étaient très proches des miennes. Merci à toutes ces personnes qui m'inspirent et qui contribuent toutes à faire progresser la connaissance dans notre domaine.

Une thèse est un douloureux accouchement qui dure plus que de raison. J'aurais préféré donner naissance à une thèse poids plume en deux ans plutôt qu'un pavé de 300 pages en trois ans et des poussières, malheureusement, je crois avoir une fâcheuse propension à pousser le bouchon le plus loin possible, j'en veux pour preuve la date à laquelle j'ai envoyé ce manuscrit à mes courageux rapporteurs en guise de cadeau de Noël (vendredi 20/12/2013) et pour une soutenance prévue début février... A ce titre, je tiens à m'excuser le plus platement du monde pour ce cadeau empoisonné et l'influence malheureuse et non intentionnelle que j'ai pu avoir sur leurs fêtes de fin d'année.

Ces travaux de recherche n'auraient pas pu se concrétiser sans le Centre d'Études et de Recherche de l'Industrie du Béton qui a financé cette thèse. Je tiens à vous remercier, Mme Alkistis PLESSIS-MOUTAFIDOU et Mr Bernard BARTHOU de la latitude que vous m'avez accordée pendant ces trois ans. Je ne pensais pas initialement qu'un doctorant

CIFRE pouvait avoir autant de degrés de liberté. J'ai bon espoir qu'une application plus pratique de ma thèse se concrétise dans un avenir proche.

Et tous ces collègues de travail qui nous entourent, comment ferait-on pour travailler s'ils n'étaient pas là pour nous accompagner aux pauses café du matin, zapping du midi, et apéritifs du soir? Ces gens ont rythmé mes journées de travail et sans eux, la folie mentale, qui n'est jamais très loin lorsque l'on plonge aussi profondément dans la matrice, m'aurait sûrement envahi. Spéciale dédicace à Bérenger (respect pour ta thèse que tu as gérée comme un chef, je te rejoins à Toulouse dès que possible), Greg, Pierre, Mathieu, Hachem (illustres prédécesseurs, vos erreurs n'ont pas été vaines les gars!), et les petits derniers, Eric (the next one, courage avec ces occupants, ils font vraiment n'importe quoi mais tu es capable de modéliser tout ça!), Maxime (il faut vraiment que nous sortes des régulations simples et efficaces sur Arduino!), Charlotte (next step : les 6b en dévers et un mix électrique en conséquentiel, ça va le faire!), Thomas (merci pour tout le boulot accompli à mes côtés, ne t'éparpille pas trop pour ta thèse dont le scope est vertigineux!) et Guillaume (bonne chance pour ta thèse européenne avec RTE, tu es le premier à avoir la chance de faire une thèse dans ce cadre dans l'équipe!). Il y a aussi les collègues du CERIB : Etienne, Julien, Catherine, Kais, Félicien, les Flo, Guillaume, Nico, Pat, Marie, Pauline, François, Sylvain, John... et ces vendredis pizzas, frites, baby-foot et surtout pétanque (quelle que soit la météo!), qui ont adouci mes fins de semaine.

Je voulais aussi remercier mon vélo d'avoir supporté mon poids mort dans toutes les situations, il m'a sauvé de la claustrophobie que j'ai commencé à développer à Paris. Et puis il y a Le Pantalon (Chouffe et savoyard : la base) et le Bootlagers (bibliothèque Diderot et burger/frites pour décompresser avant d'essayer de s'y remettre) qui ont été les réceptacles de mes fins de journées, le sas de décompression entre le travail et la vie privée... J'en arrive donc tout naturellement aux personnes qui m'ont accompagné au jour le jour pendant ces trois années de labeur. Jeff, déjà trois ans de coloc avec toi, t'es un mec parfait, ne change pas! Je m'excuse platement pour cette période sombre où je n'avais plus le temps et la motivation d'aller faire les courses et de faire le ménage dans l'appartement. Big up à Nico, le cuisto qui m'a nourri quand j'arrivais trop tard pour faire autre chose que mettre les pieds sous la table! Sue, tu es partie trop tôt de cette coloc, merci pour tes corrections de communications en anglais, je sais que tu en avais sûrement plein le dos de ce rôle, toi l'américaine à Paris (j'te kiffe!). Ivry TPTB! Gros bisous à tous mes pots qui suivaient de loin mon parcours (pas facile de suivre un thésard!) : Micka, Marine, Aubry (mes amis éternels, je vous aime), Rox, Olivier, Fanny, PQ (mes amours toulousaines), Piero, Boris (allez la coloc de Chambé!), Coco, Nico, Harry (Feu Vitry style...), Adeline, Marie, Lucile, Marion, TifTouf, Clem, Clemence, Flo, Antho et tous les

REMERCIEMENTS

autres potos de la promo *Énergie 2010 Polytech'Savoie*.

Comment ne pas terminer ces remerciements par les personnes qui m'ont construit depuis ma naissance ? Fils d'artisan-commerçant, je sais parfaitement d'où je viens et je suis fier d'avoir accompagné mes parents depuis tout petit dans toutes leurs aventures (de la boulange dans l'arrière pays toulousain, au restaurant dansant à Lavalette), ce qui nous a permis de vivre une vie pas comme les autres. Je vous serai éternellement redevable de tout ce que vous m'avez donné. Vous deviez vous demander quand ces études allaient s'arrêter, je crois qu'on y est ! Thierry et Valérie, vous avez été mes deuxièmes parents et m'avez construit surement plus que ce que vous ne pouvez imaginer. Gros bécots à mes frérots et ma sista qui ont toujours cru en moi et qui ont participé à développer mon goût pour les sciences. Et puis ma grand-ma dont je suis tellement fier (le livre de ta vie est la preuve que l'existence peut être difficile et féconde à la fois) et le tonton Jeannot qui a construit mon goût pour la musique et les bons mots (« Noël au balcon, Pâques aux rabanes » est la thématique de mes prochaines vacances avec les copains !).

Je clôturerai ces trop longs remerciements par un hommage à la personne la plus importante à mes yeux : la femme de ma vie. Laura, je suis tellement chanceux de t'avoir eu à mes côtés pendant ces 11 années de vie commune. Tu as une place très spéciale dans cette longue liste de remerciements. C'est grâce à toi que je me suis retrouvé à chercher du boulot à Paris, ce qui m'a permis de trouver ce stage aux Mines qui s'est finalement poursuivi en thèse. Cela ne m'étonnerait pas que ma vie continue à être guidée par un compromis exigeant entre mes aspirations personnelles et le souhait de vivre la vie la plus heureuse à tes côtés. Je me souviens des périodes de rédaction de ton mémoire quand je t'accompagnais à la bibliothèque Diderot, je me disais que la qualité de ton travail était surement largement supérieure à de biens nombreuses thèses ! Ta réussite a été un phare dans ma trajectoire professionnelle. Je sais que tu aurais aimé me voir finir cette thèse, mais la vie t'a amenée à travailler dans des contrées trop lointaines. Je te dédie ma vie et plus modestement, ce manuscrit.

RÉSUMÉ

Étant de plus en plus isolés, les bâtiments très performants sont très sensibles aux apports solaires transmis par les vitrages ainsi qu'aux apports internes. Dans ce contexte, l'inertie thermique peut être utile en stockant l'énergie excédentaire et en réduisant les variations de température, améliorant ainsi le confort thermique.

Évaluer la performance énergétique, environnementale et le confort thermique des bâtiments nécessite des outils de simulation thermique dynamique (STD) fiables. Historiquement, les modélisateurs ont essayé de trouver un compromis approprié entre précision et efficacité. Des hypothèses simplificatrices ont alors été intégrées dans les outils STD et ont un lien étroit avec l'inertie thermique. La validité de telles hypothèses, notamment la globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO intérieurs, ou la distribution forfaitaire des apports solaires transmis par les vitrages nécessitent particulièrement d'être remises en questions dans le contexte des bâtiments très isolés.

Ainsi, un modèle découplant les échanges convectifs et radiatifs GLO ainsi qu'un modèle de suivi de la tache solaire (modèles détaillés) ont été implémentés dans une plateforme de simulation mettant en œuvre l'analyse modale et une discrétisation par volumes finis.

Une première comparaison entre les modèles détaillés et simplifiés a été réalisée sur des cas d'études du « BESTEST », intégrant aussi des résultats d'outils STD de référence au niveau international (EnergyPlus, ESP-r, TRNSYS). Un travail similaire a été réalisé sur le cas d'une maison passive instrumentée (plateforme INCAS à Chambéry) en utilisant des techniques d'analyses d'incertitudes et de sensibilité. Les résultats montrent qu'une tendance à la baisse concernant les besoins de chauffage et de refroidissement existe en ce qui concerne les modèles détaillés considérés ici. D'autre part, il semble que ces modèles détaillés ne contribuent pas à diminuer significativement les écarts entre les simulations et les mesures.

MOTS CLÉS

bâtiment, inertie thermique, performance énergétique, transferts de chaleur convectifs et radiatifs GLO intérieurs, tache solaire, validation numérique et empirique, analyses de sensibilité et d'incertitude.

ABSTRACT

Being highly insulated, low energy buildings are very sensitive to variable solar and internal gains. In this context, thermal mass is useful by storing surplus energy and reducing temperature variation, thus improving thermal comfort.

Assessing energy, environmental and thermal comfort performances requires reliable building dynamic thermal simulation (DTS) tools. Historically, model developers have tried to find a fair-trade between accuracy and simulation efficiency within a fit-to-purpose philosophy. Simplifying assumptions have therefore been integrated into DTS tools and have a close relation with thermal mass. The validity of such assumptions, for instance constant interior convective and infrared radiative superficial exchange coefficients, or fixed distribution of solar gains transmitted through windows, particularly need to be reassessed in the case of high performance buildings. Thus, a model decoupling convective and infrared radiative exchanges and a model describing properly the sunspot position (detailed models) have been implemented within a simulation platform based on modal analysis and finite volume discretization.

A first comparison between detailed and simplified models has been performed according to the « BESTEST », integrating also international DTS reference tools (EnergyPlus, ESP-r, TRNSYS). Similar work, but using uncertainty and sensitivity methods has been carried out using experimental measurements on a passive building (INCAS platform in Chambéry). The results show a trend for the detailed models studied here to estimate lower heating and cooling loads. Furthermore, it seems that these detailed models don't contribute to reduce significantly discrepancies between simulations and measurements.

KEY WORDS

building, thermal mass, energy performance, superficial convective and infrared interior heat transfers, sunspot position, numerical and empirical validation, uncertainty and sensitivity analysis.

Table des matières

Remerciements	i
Résumé	v
Abstract	vii
Table des matières	ix
Liste des figures	xiii
Liste des tableaux	xix
Liste des symboles	xxv
Introduction	1
1. Inertie thermique - État de l'art	7
1.1 Caractérisation de l'inertie thermique	11
1.1.1 Définitions	11
1.1.2 Modélisation des phénomènes physiques sous-jacents	14
1.1.3 Analyse des paramètres directeurs	16
1.1.4 Conclusions	21
1.2 Modélisation du comportement thermique d'un bâtiment	23
1.2.1 Méthodes analytiques	23
1.2.2 Méthodes numériques	29
1.2.3 Choix d'une plateforme de modélisation	38
1.2.4 Conclusions	47
1.3 Caractérisation des effets de l'inertie thermique	49
1.3.1 Comment mesurer les effets de l'inertie thermique?	49
1.3.2 La performance énergétique des bâtiments	56
1.3.3 Le confort thermique des bâtiments	60
1.3.4 La performance environnementale des bâtiments	65
1.3.5 Conclusions	66
1.4 Conclusions	67

2. Modélisation des transferts de chaleur superficiels	69
2.1 Modélisation des échanges radiatifs GLO intérieurs	73
2.1.1 Transferts de chaleur radiatifs GLO dans le réseau « simplifié »	75
2.1.2 Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « Flux nets radiatifs »	77
2.1.3 Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « T^* »	81
2.1.4 Conclusions	90
2.2 Modélisation des échanges convectifs intérieurs	92
2.2.1 Coefficients d'échanges superficiels convectifs constants	93
2.2.2 Coefficients d'échanges superficiels convectifs variables	98
2.2.3 Conclusions	110
2.3 Modélisation de la distribution des apports solaires	112
2.3.1 Du traitement des apports solaires dans la PSB	113
2.3.2 Modèle géométrique de suivi de la tache solaire	117
2.3.3 Conclusions	120
2.4 Intégration des modèles dans la PSB	122
2.4.1 Modification de la PSB	122
2.4.2 Corrections des modèles zonaux	124
2.4.3 Conclusions	129
2.5 Conclusions	130
3. Étude de la fiabilité des modèles détaillés	131
3.1 Validation des modèles détaillés : méthodologie	135
3.1.1 Sources d'erreurs	137
3.1.2 Méthodologie de validation des codes de calculs	140
3.1.3 Méthodologie sélectionnée	147
3.1.4 Conclusions	149
3.2 Validation numérique de certains algorithmes	150
3.2.1 Évaluation de la matrice de Gebhart	150
3.2.2 Évaluation des échanges radiatifs GLO	159
3.2.3 Identification du réseau simplifié à partir du réseau T^*	161
3.2.4 Conclusions	164
3.3 Validation numérique et sensibilité à l'inertie thermique	166
3.3.1 Présentation des cas d'études du BESTEST sélectionnés	167
3.3.2 Caractérisation de l'inertie thermique des cas d'études 600 et 900	173
3.3.3 Résultats des cas d'études du BESTEST sélectionnés	175
3.3.4 Analyse des résultats	179

3.3.5	Conclusions	194
3.4	Conclusions	196
4.	Validation sur une maison passive à forte inertie	199
4.1	Présentation de la maison passive I-BB	203
4.1.1	Description de la maison passive I-BB	203
4.1.2	Protocole expérimental	209
4.1.3	Hypothèses de modélisation	216
4.1.4	Conclusions	226
4.2	Méthodologie d'Analyse de Sensibilité et d'Incertitudes (ASAI)	227
4.2.1	État de l'art	227
4.2.2	Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents	236
4.2.3	Propagation des incertitudes par un tirage hypercube latin (LHS)	240
4.2.4	Analyse de sensibilité globale : indices de Sobol	243
4.2.5	Conclusions	247
4.3	Validation empirique de la PSB et de la PST*Conv	248
4.3.1	Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents	248
4.3.2	Propagation de l'incertitude associée aux facteurs d'entrée sélectionnés	264
4.3.3	Analyse de sensibilité globale	273
4.3.4	Conclusions	279
4.4	Conclusions	280
Conclusion et perspectives		283
Références bibliographiques		289
A. Annexe concernant les cas d'études du BESTEST		299
B. Annexe concernant le cas d'étude de la maison passive I-BB		305

Liste des figures

1.1	Diffusivité Vs conductivité thermique selon Ashby [2010]	18
1.2	Représentation des sollicitations par des impulsions triangulaires (fig. 1.2a) et réponse indicielle du système à ces impulsions (fig. 1.2b) selon Stephenson et Mitalas [1967]	25
1.3	Modélisation d'une paroi en ITI (à gauche) et en ITE (à droite) en un nombre discret de mailles et de nœuds.	32
1.4	Représentation des transferts de chaleur entre une zone thermique et, l'ambiance extérieure ou d'autres zones	33
1.5	Chainages entre les outils développés conjointement par le Centre Efficacité énergétique des Systèmes et la société Izuba énergies	46
1.6	Déphasage et amortissement de la température extérieure [Chahwane, 2011]	53
1.7	Représentation des n raies de hauteur $r_{mk}(j)$ et des réponses indicielles de la température de zone pour les deux cas d'étude (à gauche : ITI, à droite : ITE) et les 2 sollicitations étudiées (température extérieure (a) et flux convectif sur la maille de zone (b))	55
1.8	Représentation schématique du modèle de Fanger PMV/PPD	62
1.10	Contribution des différentes étapes du cycle de vie du bâtiment à la demande cumulée d'énergie pour différents bâtiments et occupants types [Peuportier et al., 2013]	65
2.1	Réseaux nodaux d'échanges radiatifs (GLO) et convectifs	74
2.2	Schémas descriptifs de la méthode des « radiosités »	79
2.3	Réseaux nodaux « Facteurs de forme » (a), « Facteurs de forme nœuds flottants » (b) et T^* (c) nécessaires à la méthodologie de Seem [1987]	82
2.4	Présentation des différents sens de flux thermique - à gauche, flux horizontal pour une paroi verticale ; au milieu, flux ascendant en général pour un plancher haut ; à droite, flux descendant en général pour un plancher bas - afin de classifier les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs	95
2.5	Illustration du formalisme adopté dans la thèse pour classifier les régimes convectifs, tiré de Beausoleil-Morrison [2000]	100
2.6	Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ d' Alamdari et Hammond [1983] pour les parois verticales de hauteur H et les parois horizontales de diamètre hydraulique D_h en fonction de la différence de température ΔT entre les surfaces et l'air	101

2.7	Coefficients d'échanges convectifs intérieurs de Khalifa et Marshall [1990] pour les parois verticales opaques, les fenêtres et les plafonds dans une pièce chauffée par un radiateur en fonction du positionnement du radiateur, des parois par rapport au radiateur et de la différence de température entre l'air et la surface des parois	104
2.8	Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ de Fisher [1995] et Fisher et Pedersen [1997] pour les parois verticales, les plafonds et les baies dans une pièce ventilée par une bouche de soufflage située au milieu du plafond avec jet radial, en fonction du taux de renouvellement d'air RAH exprimé en $[vol/h]$	107
2.9	Algorithme de détermination des régimes convectifs et des corrélations correspondantes.	111
2.10	La surface de la paroi i reçoit une part $q_{rad.CLO,T_s,i}$ du flux solaire restant dans la zone	116
2.11	Représentation du modèle géométrique de Tittlein [2008] pour une pièce parallélépipédique	118
2.12	Rayonnement solaire sur un plan incliné	119
2.13	Exemple de correction du flux thermique à traiter entre les nœuds T^* et T_{air}	124
3.1	Présentation schématique des processus en jeu lors de la manipulation des outils STD inspirée de Rosen [2005]	137
3.2	Processus de validation des outils STD selon Judkoff et al. [2008]	141
3.3	Processus de validation des outils STD selon Jensen [1995]	142
3.4	Cas d'étude pour l'évaluation de la matrice de Gebhart [Clark et Korybalski, 1974 , fig.3 p.38]	153
3.5	Cas d'étude tiré de Hensen et Lamberts [2011, p.112] afin d'évaluer différents modèles d'échanges radiatifs GLO intérieurs	160
3.6	Cas d'étude n°960 du BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995]	163
3.8	Description des trois géométries différentes pouvant être rencontrées dans le BESTEST : cas monozone avec deux baies vitrées orientées sud (a), cas monozone avec deux baies vitrées orientées est/ouest (b), cas bizona avec une véranda incluant deux baies vitrées orientées sud et une zone attenante sans baies vitrées (c)	167
3.9	Constantes de temps associées aux 24 modes des cas 600 et 900	174
3.10	Spectres de réponse indicielle (pour rappel, chaque mode est repéré par un numéro et une raie de hauteur $r_{mk}(j)$) pour les trois sollicitations suivantes : température extérieure T_{ext} (a), puissance convective q_{syst} (b) et apports solaires $q_{rad.CLO,pv,z}$ (c), pour les cas 600 (à gauche) et 900 (à droite) du BESTEST.	175
3.14	Différences relatives ΔB_{ch} (a), ΔB_{clim} (b) et ΔB_{tot} (c) entre les différents modèles étudiés et les résultats moyens des outils STD de référence (TRN-SYS17.1, ESP-r 11.10 et EnergyPlus 7.2) pour les cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960	181

3.16	Puissances de chauffages et de refroidissement ($P_{ch-clim}$ [W]) et températures (T_z , T_{air} [°C]) calculées par la PSB et la PST* pour la journée du 4 janvier dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST et la journée du 27 juillet dans les cas 600 (c) et 900 (d) du BESTEST	185
3.17	Distribution des charges thermiques appliquées à l'air pendant les périodes de chauffage et de refroidissement pour les modèles PSB et PST* dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST	186
3.18	Distribution des températures surfaciques des sept parois pour les modèles PSB et PST* dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST	187
3.19	Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs des sept parois pour les modèles PST* et PST*Conv dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST	188
3.20	Résistances thermiques du réseau T* (R_i^* et R^* [$K.W^{-1}$]) pour les modèles PST* et PST*Conv dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST	189
3.21	Puissances de chauffages et de refroidissement ($P_{ch-clim}$ [W]) et températures (T_z , T_{air} [°C]) calculées par la PSB et la PST* pour la journée du 4 janvier dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST et la journée du 27 juillet dans les cas 600 (c) et 900 (d) du BESTEST	190
3.22	Répartition moyenne hebdomadaire et horaire du flux solaire primaire CLO (composante directe) transmise à travers les vitrages, restant dans la zone thermique et absorbé par les quatre parois susceptibles de recevoir du flux solaire direct (PB, PvExtNord, PvExtEst et PvExtOuest)	192
3.23	Répartition horaire du flux solaire primaire CLO (composante directe) transmis à travers les vitrages, restant dans la zone thermique et absorbé par les quatre parois susceptibles de recevoir du flux solaire direct (PB, PvExtNord, PvExtEst et PvExtOuest), pour le 20 mars (a), le 21 juin (b), le 21 septembre (c) et le 21 décembre (d)	192
3.24	Répartition moyenne journalière (a) et horaire (b) du flux solaire transmis à travers les vitrages et restant dans la zone thermique	193
3.25	Incertitudes de prédictions vs complexité du modèle selon Trčka et Hensen [2010]	198
4.1	(a) Vue de la plateforme INCAS de l'INES : I-BB (à gauche), I-DM (au milieu) et I-OB (à droite) ; (b) Vue aérienne de la maison I-BB (au premier plan), des cellules PASSIS et de l'INES (au second plan) – Crédit photo P.Riffard (CEA)	204
4.2	Schéma de principe du système constructif de la maison I-BB	205
4.3	Emplacement des fenêtres au sein des façades Sud (a), Nord (b), Est (c) et Ouest (d) de la maison I-BB	206
4.4	Schéma de principe de l'installation de chauffage aéraulique associée à l'échangeur de chaleur de la ventilation mécanique double flux	207
4.5	Schéma de principe du réseau de distribution aéraulique au RDC (a) et à l'étage (b)	208
4.6	Constantes de temps associées aux 414 modes de la maison I-BB	208
4.7	Protocole expérimental appliqué à la maison I-BB du 01/01/12 au 22/04/12	210

4.8	Températures extérieures mesurées à l'aéroport de Chambéry-Savoie (courbe rouge), la station météo du toit du bâtiment Lynx3 (tirets bleus) et le capteur de température de prise d'air neuf de la VMC DF de la maison I-DM (courbe verte)	212
4.9	Éclairement global (a) et diffus (b) sur un plan horizontal mesurés par la station de l'aéroport (a) et (b), et une station météo située sur une plateforme d'expérimentation liée au solaire photovoltaïque (a)	214
4.10	Évolution de la température extérieure et des températures d'air sec mesurées par les capteurs PTA029 (salon), PTA019 (chambre 1), PTA020 (chambre 2) et PTA021 (chambre 3)	215
4.11	Bandes d'incertitudes entourant la mesure de température d'air sec du salon (PTA029)	217
4.12	Modélisation des zones thermiques du RDC (a) et du niveau R+1 (b) de la maison I-BB	217
4.13	Débits de ventilation externe (en bleu), interne (en violet), d'aspiration (en rouge) et de fuite (en bordeaux) au RDC (a) et à l'étage (b); débit de ventilation interne du R+1 vers le RDC de $23.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	219
4.14	Modélisation des débits de ventilation interne fonctionnement de la ventilation interne sous Pléiades grâce au logiciel CONTAM	219
4.15	Illustration de la convention « mi-béton » afin de calculer les ponts thermiques (cas d'un angle sortant)	222
4.16	Classification des méthodes d'analyse de sensibilité des modèles numériques selon Iooss [2011b]	232
4.17	Liens entre incertitudes et sensibilité, adapté de Chouquet [2007]	237
4.18	Échantillonnage de la méthode de criblage de Morris avec $d = 3$ facteurs étudiés, $Q = 3$ niveaux discrétisés, $\Delta = 1/2$ et $r = 3$ trajectoires (a), (b) et (c)	238
4.19	Exemple de résultats pour la méthode de Morris d'après Iooss [2011a]	239
4.20	Fonctions de densité de probabilité uniforme sur l'intervalle $[0, 1]$ (a) et normale avec $\mu = 0.5$ et $\sigma = 0.1$ (b)	241
4.21	Échantillonnage (1000 tirages) de type aléatoire ou Monte-Carlo (en haut à gauche), stratifié LHS (en haut à droite), stratifié LHS optimisé MaxiMin (en bas à gauche), quasi-aléatoire en séquences de Sobol(en bas à droite) pour deux facteurs d'entrée (x_1 et x_2) dotés respectivement d'une loi uniforme sur l'intervalle $[0, 1]$ et d'une loi normale tronquée sur $[0, 1]$ ($\mu = 0.5$, $\sigma = 0.1$)	242
4.22	Incertainces [%] vs sensibilité [$^{\circ}\text{C}$] évaluée à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental	256
4.23	Incertainces [%] vs sensibilité [$^{\circ}\text{C}$] évaluée à partir de la PST*Conv pour les six scénarios du protocole expérimental	257
4.24	σ [$^{\circ}\text{C}$] vs μ^* [$^{\circ}\text{C}$] évalués à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental	259
4.25	σ [$^{\circ}\text{C}$] vs μ^* [$^{\circ}\text{C}$] évalués à partir de la PST*Conv pour les six scénarios du protocole expérimental	260
4.27	Fonctions de densité de probabilité alouées aux facteurs d'entrée sélectionnés lors de l'étape de criblage de Morris	265

4.28	Fréquences de l'indicateur mesurant les écarts aux mesures ($RMSE_g$) pour les six scénarios du protocole expérimental et les deux plateformes de simulations considérées (PSB en traits pleins et PST*Conv en pointillés) .	267
4.29	Températures du salon mesurées (en bleu), simulées par la PSB (en vert (a)) et par la PST*Conv (en rouge (b)) entourées de leur bande d'incertitude à $\pm 2\sigma$ (courbes en pointillés)	268
A.1	Données météorologiques principales des cas d'études numériques du BEST	300
B.1	Plans au sol du RDC (a) et du niveau R+1 (b) de la maison I-BB	306
B.2	Plans au sol du vide sanitaire du niveau R-1 (a) et des combles perdus du niveau R+2 (b) de la maison I-BB	307
B.3	Plan en élévation de la maison I-BB	308
B.4	Visualisation des masques lointains du site de la plateforme INCAS au Bourget du Lac et de la course du soleil en fonction des mois de l'année (logiciel Carnaval associé à Pléiades+Comfie)	313
B.5	σ [$^{\circ}\text{C}$] vs μ [$^{\circ}\text{C}$] évalués à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental	321
B.6	σ [$^{\circ}\text{C}$] vs μ [$^{\circ}\text{C}$] évalués à partir de la PST*Conv pour les six scénarios du protocole expérimental	322

Liste des tableaux

1.1	Indicateurs environnementaux classé par types avec leurs unités utilisés dans EQUER	47
1.2	Constantes de temps des n modes pour les deux cas d'études ITI et ITE	54
1.3	Exigences MINERGIE-P® pour les nouvelles constructions (Norme SIA 380/1 :2009)	60
2.1	Coefficients d'échanges superficiels radiatifs GLO intérieurs de la PSB pour une émissivité donnée égale à 0.9	76
2.2	Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon l'European Passive Solar Handbook [Achard et Gicquel, 1986]	94
2.3	Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon la réglementation thermique française 2012	96
2.4	Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon Walton <i>et al.</i> [1983]	96
2.5	Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique calculés à partir de l'algorithme détaillé d'EnergyPlus et moyennés sur l'année selon Brun <i>et al.</i> [2009]	97
2.6	Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon Halcrow <i>et al.</i> [1990] et la CIBSE [2001]	97
2.7	Corrélations d'Alamdari et Hammond [1983] donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs pour des parois verticales et horizontales (avec convection gravitationnaire et stratifiée)	101
2.8	Corrélations de Khalifa et Marshall [1990] donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ pour des parois verticales opaques, vitrées et horizontales en fonction de la différence de température ΔT entre les surfaces et l'air et de l'emplacement du radiateur	104
2.9	Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ de Fisher [1995] et Fisher et Pedersen [1997] pour des parois verticales et horizontales en fonction du taux de renouvellement d'air horaire RAH de la pièce	107

2.10	Corrélations de Beausoleil-Morrison [2000] donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs pour des parois verticales et horizontales en fonction de la complémentarité des forces en jeu (ventilation forcée et naturelle), du taux de renouvellement d'air horaire <i>RAH</i> de la pièce et de la différence de température entre l'air et la surface des parois	109
3.1	Détails concernant les sources d'erreurs externes	139
3.2	Avantages et inconvénients des différentes méthodes de validation des outils STD	148
3.3	Données d'entrée du cas d'étude de validation analytique de l'algorithme d'évaluation de la matrice de Gebhart G	153
3.4	Matrice des facteurs de forme FF valables pour les cas d'étude n°1 et n°2 .	154
3.5	Matrice des facteurs de forme simplifiés FF valables pour les cas d'étude n°1 et n°2	154
3.6	Matrice de Gebhart G dérivée de la PST* pour le cas d'étude n°1	156
3.7	Matrice de Gebhart G issue du cas d'étude n°1 de l'article de Clark et Korybalski [1974, tab.5 p.42]	156
3.8	Matrice des différences relatives $\delta[\%]$ pour le cas d'étude n°1	156
3.9	Matrice de Gebhart G dérivée de la PST* pour le cas d'étude n°2	157
3.10	Matrice de Gebhart G issue du cas d'étude n°2 de l'article de Clark et Korybalski [1974, tab.5 p.42]	157
3.11	Matrice des différences relatives $\delta[\%]$ pour le cas d'étude n°2	157
3.12	Matrice de Gebhart G issue du cas d'étude n°2 de l'article de Clark et Korybalski [1974, tab.5 p.42] avec évaluation simplifiée des facteurs de forme	158
3.13	Matrice des différence relative $\delta [\%]$ entre les facteurs d'absorption de Gebhart calculés à partir de la méthode détaillée (<i>View3D</i>) et simplifiée d'évaluation des facteurs de forme dans le cas d'étude n°2	158
3.14	Données d'entrée du cas d'étude tiré de Hensen et Lamberts [2011, tab. 5.9, p.112]	160
3.15	Évaluation des échanges radiatifs GLO intérieurs selon différents modèles .	161
3.16	Description du système constructif des cas d'études dont l'identifiant commence par 6●● : système constructif léger	168
3.17	Description du système constructif des cas d'études dont l'identifiant commence par 9●● : système constructif lourd	169
3.18	Caractéristiques de la paroi commune séparant la véranda de la zone attenante dans le cas 960 du BESTEST	169
3.19	Scénarios d'exploitation des cas d'études du BESTEST sélectionnés	171
3.20	Comparaison entre le facteur solaire en fonction de l'angle d'incidence pour un double vitrage donné par le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.8] et la PSB	173
3.21	Distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages selon le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.9] en [%]	173
3.22	Constantes de temps du bâtiment pour les cas d'études à inertie faible (Cas 6●●) et forte (Cas 9●●)	174
4.1	Dates de début et de fin des scénarios d'exploitation expérimentale	210

4.2	Position des capteurs de température d'air sec PT100 (Classe A) sélectionnés pour représenter les températures homogènes	213
4.3	Débits des différentes bouches de soufflage et d'aspiration de la maison I-BB mesurés pendant une campagne de mesure ponctuelle par balomètre	218
4.4	Répartition zonale de la puissance de chauffage nominale de l'épingle électrique	221
4.5	Récapitulatif des ponts thermiques globalisés selon la zone et les zones thermiques adjacentes	222
4.6	Puissance dissipée par les appareils électriques	223
4.7	États de surface des différents revêtements de la maison I-BB	224
4.8	Propriétés des fonctions de densité de probabilité en terme de moyenne (μ), écart-type (σ) et bornes inférieure (a) et supérieure (b)	266
A.1	Besoins de chauffage B_{ch} en [$kWh.m^{-2}$] des cas 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés	301
A.2	Besoins de rafraîchissement B_{clim} en [$kWh.m^{-2}$] des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés	301
A.3	Puissances maximales de chauffage $P_{max,ch}$ en [W] des cas 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés .	302
A.4	Puissances maximales de rafraîchissement $P_{max,clim}$ en [W] des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés	302
A.5	Températures en [$^{\circ}C$] de la journée du 4 janvier du cas 600FF	303
A.6	Températures en [$^{\circ}C$] de la journée du 4 janvier du cas 900FF	303
A.7	Températures en [$^{\circ}C$] de la journée du 27 juillet du cas 650FF	304
A.8	Températures en [$^{\circ}C$] de la journée du 27 juillet du cas 950FF	304
B.1	Volumes et superficies des différentes zones thermiques modélisées	309
B.2	Caractéristiques des fenêtres de la maison I-BB	309
B.3	Compositions des parois et caractéristiques thermo-physiques des couches de matériaux constitutifs	310
B.4	Ponts thermiques recensés en utilisant la convention « mi-béton » vers l'extérieur (EXT) et les locaux non-chauffés (LNC)	311
B.5	Valeurs hautes, basses et de référence pour les 153 facteurs d'entrée considérés lors du criblage de Morris	314
B.6	État de l'art des coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs intérieurs et extérieurs couramment rencontrés dans la littérature (GV pour grenier ventilé, VS pour vide sanitaire) en [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	319
B.7	Valeurs hautes, basses et de références concernant les coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs GLO, intérieurs et extérieurs, en [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	320

Liste des symboles

SYMBOLES LATINS

<i>alb</i>	Coefficient de réflexion du sol ou albédo	[−]
<i>B</i>	radiosité de la paroi considérée	$[W.m^{-2}]$
<i>D_h</i>	Diamètre hydraulique	[<i>m</i>]
<i>e</i>	épaisseur d'une partie ou de la totalité d'une paroi opaque	[<i>m</i>]
<i>E_•</i>	éclairage incident à la paroi considérée	$[W.m^{-2}]$
<i>F</i>	fraction de flux radiatif Courte Longueur d'Onde	[−]
<i>FF</i>	facteur de forme entre les deux parois considérées	[−]
<i>G_{ij}</i>	fraction de l'énergie émise par la paroi i et absorbée par la paroi j ou facteur d'absorption de Gebhart	[−]
<i>H</i>	Hauteur des murs verticaux	[<i>m</i>]
<i>h</i>	coefficient d'échange superficiel	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
<i>M</i>	émitance de la paroi considérée	$[W.m^{-2}]$
<i>Q</i>	débit de renouvellement d'air	$[m^3.h^{-1}]$
<i>S</i>	surface	[<i>m</i> ²]
<i>V</i>	volume	[<i>m</i> ³]
<i>vp</i>	valeur propre d'une matrice	[<i>s</i> ^{−1}]
<i>R</i>	Résistance thermique	$[m^2.K.W^{-1}]$

ACRONYMES

ASAI	Analyses de Sensibilité, Analyse d'Incertitudes
CES	Centre Efficacité énergétique des Systèmes
CLO	Courte Longueur d'Onde
DCE	Demande Cumulative en Énergie
ECS	Eau Chaude Sanitaire
EDO	Equations aux Dérivées Ordinaires
ETB	Eco-conception et Thermique des Bâtiments

LISTE DES SYMBOLES

GLO	Grande Longueur d'Onde
GV	Grenier Ventilé
ITE	Isolation Thermique Extérieure
ITI	Isolation Thermique Intérieure
P+C	PLEIADES+COMFIE
PB	Plancher Bas
PDF	Probability Density Function
PH	Plancher Haut
PI	Plancher Intermédiaire
PST*	Plateforme de Simulation de base augmenté du modèle T^*
PST*Conv	Plateforme de Simulation de base augmentée du modèle T^* et du modèle de convection détaillé
PST*ConvTach	Plateforme de Simulation de base augmentée du modèle T^* , du modèle de convection détaillé et du modèle de tache solaire
PSB	Plateforme de Simulation de Base
PvExt	Paroi Verticale Extérieure
RMSE	Root Mean Squared Error
STD	Simulation Thermique Dynamique
VS	Vide Sanitaire

SYMBOLES GRECS

α	absorptivité Courtes Longueurs d'Onde	$[-]$
ϵ	émissivité Grandes Longueurs d'Onde	$[-]$
ϕ	flux d'énergie	$[W]$
σ	constante de Stefan-Boltzmann	$[W.m^{-2}.K^{-4}]$
τ	transmissivité d'un vitrage	$[-]$
θ	angle d'incidence du rayonnement solaire direct sur un vitrage	$[^\circ]$
η	rendement nominal de l'échangeur de chaleur de la VMC double flux	$[-]$
Ψ	coefficient de ponts thermiques	$[W.K^{-1}]/[W.K^{-1}.m^{-1}]$

INDICES

g	pour globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO
z	zone thermique
adj	adjacent
adv	advection
amb	ambiance thermique

<i>as</i>	avec soleil
<i>conv</i>	transfert de chaleur par convection
<i>corr</i>	corrections apportées au modèle modal dues à la variabilité des résistances du réseau T^*
<i>DF</i>	échangeur de chaleur de la VMC double flux
<i>Dh</i>	direct horizontal
<i>dh</i>	diffus horizontal
<i>ext</i>	extérieur
<i>infiltr</i>	infiltrations d'air
<i>int</i>	intérieur
<i>lin</i>	pont thermique linéique
<i>mob</i>	meublé
<i>nf</i>	nœuds flottants
<i>op</i>	opérative
<i>p.th</i>	ponts thermiques
<i>ponc</i>	pont thermique ponctuel
<i>po</i>	parois opaques
<i>pv</i>	parois vitrées (vitrage et cadre de la fenêtre inclus)
<i>rad.GLO</i>	transfert de chaleur par rayonnement Grande Longueur d'Ondes
<i>ray.CLO</i>	rayonnement Courtes Longueurs d'Onde
<i>rm</i>	radiative moyenne
<i>sol</i>	sol environnant le bâtiment ayant une température stable
<i>ss</i>	sans soleil
<i>syst</i>	systèmes énergétiques

Introduction

POSITIONNEMENT DU SUJET

La croissance exponentielle de la consommation énergétique primaire mondiale au cours du XIX^{ème} et XX^{ème} siècles [Schilling, 1977; Etemad et Luciani, 1991] a mis en exergue la potentialité d'un épuisement des ressources énergétiques non-renouvelables dans un monde fini et révélé les conséquences d'une telle consommation, notamment en termes d'atteintes portées à la biosphère. Par ailleurs, un faisceau de présomptions tend à prouver la responsabilité des activités humaines dans le réchauffement climatique global [GIEC *et al.*, 2007]. Parmi les secteurs d'activités référencés par l'ADEME [2012], le secteur résidentiel-tertiaire est responsable de 43% de la consommation d'énergie finale et 20% des émissions de gaz à effet de serre (calculées en équivalent CO_2) sans compter les émissions indirectes liées à la production d'électricité (consommée à plus de 60% dans les bâtiments), à la fabrication et au transport des produits de construction, etc. Les besoins de chauffage des bâtiments représentent un des principaux postes de dépenses énergétiques et d'impacts environnementaux. A titre d'exemple, en 2009, le chauffage représentait 77% des 30 *kg* de CO_2 émis annuellement par unité de surface de logement, toujours selon la même étude de l'ADEME. On peut cependant émettre l'hypothèse selon laquelle la question énergétique se jouera non seulement dans la résorption des besoins de chauffage pendant les périodes froides hivernales mais aussi dans l'anticipation des besoins naissants de rafraîchissement.

Une solution raisonnable à ces déficits majeurs pourrait consister à diminuer dans un premier temps les besoins énergétiques grâce à des actions de sobriété puis à améliorer l'efficacité des systèmes avant de mettre en pratique une transition de la production d'énergie de stock vers la production d'énergie de flux, condition nécessaire mais non suffisante d'un nouveau paradigme énergétique. Des marges d'amélioration considérables en termes de sobriété existent. Par exemple, le simple fait de baisser sa consigne de chauffage d'un degré Celsius permet de réduire potentiellement de plus de 10 % les besoins en chauffage d'une maison individuelle. Souvent liés aux comportements des occupants, les

gaspillages énergétiques sont légions : chauffage au delà de 23°C, climatisation excessive, ventilation mécanique ininterrompue, etc. Dans la présente étude, nous nous intéresserons en priorité aux potentielles sources d'économies d'énergie réalisables grâce à l'efficacité énergétique. Dans cette optique, le bâtiment sera considéré comme un système dont l'efficacité est caractérisée par sa capacité à valoriser les ressources gratuites disponibles (comme les apports solaires par exemple) et à se protéger des sollicitations induisant des déperditions thermiques. Une éco-conception réfléchie permet d'améliorer significativement l'efficacité énergétique des bâtiments [Peuportier, 2008].

Face à ces enjeux, la Réglementation Thermique française (RT 2012) tente de favoriser la conception de bâtiments neufs sobres en besoins (indicateur Bbio) et consommations énergétiques (indicateur Cep) d'une part et assurant un niveau de confort thermique acceptable en été (indicateur Tic) d'autre part ainsi qu'une bonne imperméabilité à l'air. Par ailleurs la réglementation favorise la production d'énergies renouvelables délocalisées. Ainsi, les acteurs du secteur s'adaptent aux nouvelles exigences de performances et font émerger de nouvelles typologies de bâtiments très performants : mieux isolés, valorisant les apports solaires passifs, etc. Mais déjà, certaines évolutions semblent se dessiner :

- ➔ les exigences performantielles s'étendront probablement au bâti existant car le taux renouvellement du parc existant est très faible,
- ➔ le champs des contraintes réglementaires s'élargira très certainement aux impacts environnementaux car l'optimisation de la seule performance énergétique n'est pas suffisante.

Dans ce contexte, la présente étude concerne plus spécifiquement l'inertie thermique des bâtiments. L'industrie du béton pré-fabriquée met à disposition de ses clients un certain nombre de produits ayant principalement des fonctions structurelles (blocs béton à granulats courants ou légers, planchers poutrelles/ hourdis, pré-murs, dalles alvéolées, etc.). Cependant, les matériaux structurels et plus largement les systèmes constructifs choisis peuvent avoir une influence significative sur les besoins thermiques du bâtiment et induisent par ailleurs des impacts environnementaux lors de leur fabrication, transport et fin de vie. Le béton se caractérise par une forte capacité thermique volumique, $C \approx 2.10^6 \text{ J.K}^{-1}.\text{m}^{-3}$, due principalement à sa forte masse volumique ($> 2000 \text{ kg.m}^{-3}$). Cette caractéristique, exploitée judicieusement, est potentiellement source d'économies d'énergie pendant la phase de vie en œuvre du bâtiment et d'amélioration du confort thermique en été, pouvant même éviter l'installation de systèmes énergétiques dédiés à la production de froid. En revanche, augmenter les quantités de béton utilisées afin de favoriser l'inertie thermique requiert un surcroît d'énergie lors des phases de fabrication, de transport sur le chantier et de fin de vie des matériaux, renchérissant par la même la contribution du matériau aux

impacts environnementaux du bâtiment.

Sur la durée de vie complète du bâtiment, l'inertie thermique des produits préfabriqués en béton peut-elle contribuer à diminuer les besoins énergétiques tout en minimisant les impacts environnementaux et l'inconfort des occupants ? Quelle est globalement son influence dans les nouveaux bâtiments très performants ? Existe-t-il un optimum énergéico-environnemental correspondant ?

PROBLÉMATIQUE ET OBJECTIFS SCIENTIFIQUES

Afin de répondre aux questions de la section précédente, il est essentiel dans un premier temps de compléter les définitions existantes concernant l'inertie thermique et de lister un certain nombre de paramètres décrivant les phénomènes physiques en jeu. L'inertie thermique n'est pas une caractéristique que l'on peut mesurer concrètement à l'image d'une masse. Elle peut être appréhendée par ses effets sur le comportement thermique de l'ambiance intérieure.

L'inertie thermique joue globalement le rôle de déphaseur et d'amortisseur, c.a.d. qu'elle retarde et réduit l'amplitude des effets des potentielles sollicitations climatiques. Quand on s'intéresse aux sollicitations subies par l'enveloppe extérieure (température extérieure, flux solaires), on parle d'inertie de transmission. C'est ici la diffusivité (notée a) des matériaux qui est le paramètre important : $a = \lambda / \rho C_p$. L'amortissement et le déphasage sont d'autant plus importants que la conductivité λ est faible et la capacité thermique volumique ρC_p élevée. Par opposition, lorsque l'enveloppe intérieure du bâtiment est sollicitée, alors on parle d'inertie d'absorption et le paramètre prépondérant devient l'effusivité (notée b) $b = (\lambda \rho C_p)^{1/2}$. Le stockage de chaleur dans les couches superficielles intérieures des parois opaques est d'autant plus important que la chaleur peut pénétrer facilement le matériau (λ élevé) et que le matériau peut stocker de l'énergie sans s'échauffer ou se refroidir notablement (ρC_p élevé).

Prendre en compte de manière satisfaisante ces aspects inertiels requiert des outils de simulation thermique dynamique (STD), capables d'évaluer avec fiabilité des indicateurs de besoins énergétiques et de confort thermique. Les impacts environnementaux peuvent être évalués par l'analyse de cycle de vie des bâtiments. Le groupe de recherche Eco-conception et Thermique du Bâtiment (ETB) au sein du Centre Efficacité énergétique des Systèmes (CES) de l'école MINES ParisTech a développé plusieurs modèles numériques et qui ont pour objectif d'évaluer le comportement thermique dynamique des bâtiments (COMFIE) et les impacts environnementaux sur leur cycle de vie (EQUER). Cette plateforme de

modélisation pourra être modifiée et complétée en fonction des besoins.

COMFIE repose sur la théorie de l'analyse modale avec une discrétisation spatiale des équations aux dérivées partielles par volumes finis. Historiquement, une activité intense de recherche a concerné la réduction des modèles modaux par élimination des dynamiques rapides dans le but d'être le plus efficace possible tout en garantissant une fiabilité des résultats relative aux objectifs du modèle. Certaines hypothèses simplificatrices ont été formulées et validées sur des bâtiments peu isolés, dans un même souci de compromis exigeant entre efficacité et précision, et méritent, dans le contexte des bâtiments très performants, d'être remises en questions. Il s'agit donc d'affiner le jeu d'hypothèses de modélisation afin de représenter plus fidèlement certains transferts de chaleur liés à l'inertie thermique. Afin de vérifier la fiabilité de ces nouvelles hypothèses, nous serons amenés à réaliser un certain nombre de processus de « validation ». Dans ce cadre, des incertitudes pèsent aussi sur les caractéristiques du bâtiment, la manière dont il est exploité et sur les sollicitations qui lui sont appliquées. Nous traiterons conjointement toutes ces sources d'incertitudes (modèles physiques et facteurs d'entrée de ces modèles), ce qui constituera un apport important de la thèse.

Les principaux objectifs scientifiques de la thèse sont donc les suivants :

- définir l'inertie thermique, des indicateurs permettant de mesurer ses effets, et les principaux paramètres intrinsèques liés au phénomène,
- remettre en question certaines hypothèses de modélisation simplificatrices liées à l'inertie thermique et développer les modèles physiques détaillés correspondants,
- s'assurer de la fiabilité de ces modèles dans le cadre de la nouvelle typologie de bâtiments très performants
- évaluer l'influence de l'inertie thermique en termes de performances énergétiques, environnementales et de confort thermique (ce point n'a pas pu être finalisé, faute de temps, et ne sera donc pas intégré dans le manuscrit).

DÉMARCHE PROPOSÉE

La méthodologie développée afin de répondre aux objectifs de la thèse est construite en plusieurs grandes étapes qui constituent les chapitres de la thèse.

La première étape consiste à définir la notion d'inertie thermique et à réaliser un état de l'art général sur les modèles STD majoritairement utilisés de nos jours.

Afin d'évaluer l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques et environnementales des bâtiments, il doit être fait la preuve de la fiabilité des outils STD utilisés dans le cadre des bâtiments très performants. En effet, peu d'exercices de validation

expérimentale ont été engagés à ce jour dans ce type de bâtiments. L'idée est donc de préciser certaines hypothèses simplificatrices en affinant les modèles correspondants. Il a été décidé de détailler trois types de modèles d'échanges thermiques :

- échanges radiatifs Grande Longueur d'Onde (GLO) intérieur entre les parois d'une zone thermique,
- échanges convectifs intérieur entre l'air et les parois,
- répartition intérieure du rayonnement solaire Courte Longueur d'Onde (CLO) transmis à travers les vitrages.

Ces choix ont été réalisés pour les raisons suivantes :

- les nouveaux bâtiments très performants deviennent de moins en moins sensibles aux sollicitations extérieures (forte isolation thermique, faible perméabilité à l'air, renouvellement d'air modéré), il devient donc naturel de s'appesantir sur les modèles de transferts de chaleur relatifs à l'ambiance intérieure,
- la forte isolation des bâtiments très performants renforce l'influence des apports solaires transmis par les vitrages et les apports internes,
- l'augmentation des dimensions spatiales prises en compte pour les transferts de chaleur par conduction (2D et 3D) nécessiterait une adaptation de la plateforme STD trop importante et des temps de calcul rédhibitoires pour les professionnels.

La seconde étape consiste à réaliser une série de comparaisons inter-modèles sur un cas d'étude numérique, ce qui permettra d'observer :

- l'influence des hypothèses de modélisation selon le niveau d'inertie thermique,
- la plus-value des modèles détaillés, notamment en les comparant aux modèles de référence au niveau international.

La troisième étape consiste à anticiper les difficultés de la phase de validation expérimentale, qui reste très chronophage. En effet, elle est réalisée dans un cadre probabiliste où les paramètres ne sont pas représentés par une valeur numérique donnée mais par une distribution de probabilités des valeurs en fonction de l'incertitude qui leur est associée. Par conséquent, nous essaierons d'éliminer le plus grand nombre de paramètres étudiés ayant peu d'influence. Cette étape peut être qualifiée de « criblage ».

La quatrième étape, que l'on peut qualifier de validation empirique, a pour objet de comparer des mesures expérimentales avec les résultats des simulations issus de la plateforme de simulation Comfie. Les mesures effectuées sur la maison passive (bâtiment très performant) en béton banché de la plateforme INCAS à Chambéry nous permettent d'étudier la fiabilité des modèles implémentés sur cette nouvelle typologie de bâtiment.

La dernière étape, que nous n'avons pas eu le temps de finaliser aurait consisté à appliquer sur un cas pratique les modèles dont la validité aurait été vérifiée au préalable. Ainsi,

nous aurions pu évaluer l'influence du choix du système constructif (type d'isolation, type de matériaux), et d'autres paramètres relatifs à l'inertie thermique comme les revêtements de surface à déperditions équivalentes (en régime permanent et en prenant en compte les déperditions par les parois opaques et les ponts thermiques qui auraient varié d'une configuration à l'autre). Nous aurions alors travaillé sur plusieurs indicateurs environnementaux comme l'effet de serre [tCO_2] ou l'énergie primaire [MJ] (multi-critères), cumulés sur le cycle de vie (multi-phases). Des optimums locaux, c.a.d. des résultats minimisant une fonction pouvant être représentée par le produit de l'énergie primaire consommée, du taux d'inconfort thermique et de certains impacts environnementaux induits durant le cycle de vie du bâtiment dans une certaine configuration (météo, performance énergétique globale du bâtiment) auraient pu être décelés. De telles activités pourront être menées à l'issue de la thèse, et constituent ainsi des perspectives pour de futurs travaux.

CHAPITRE 1

Inertie thermique - État de l'art

L'objectif de ce chapitre consiste à réaliser un état des lieux des connaissances scientifiques accumulées sur la thématique de l'inertie thermique des bâtiments, et à proposer une démarche pouvant constituer un apport scientifique.

Dans un premier temps, nous chercherons à définir l'inertie thermique, et en comprendre les fondements (cf. § 1.1).

Par la suite, les modèles visant à rendre compte du comportement thermique dynamique des bâtiments seront présentés (cf. § 1.2).

Enfin, nous passerons en revue les différents moyens nous permettant de caractériser les effets de l'inertie thermique (cf. § 1.3).

Table des matières détaillée

1.1	Caractérisation de l'inertie thermique	11
1.1.1	Définitions	11
1.1.2	Modélisation des phénomènes physiques sous-jacents	14
1.1.2.1	Établissement de l'équation de diffusion de la chaleur	15
1.1.2.2	Conditions aux limites	15
1.1.3	Analyse des paramètres directeurs	16
1.1.3.1	Paramètres intrinsèques	16
1.1.3.2	Paramètres extrinsèques	19
1.1.4	Conclusions	21
1.2	Modélisation du comportement thermique d'un bâtiment	23
1.2.1	Méthodes analytiques	23
1.2.1.1	Résolution dans le domaine temporel	24
1.2.1.2	Méthode des facteurs de réponse - Domaine fréquentiel	26
1.2.2	Méthodes numériques	29
1.2.2.1	Discrétisation par Différences finies	30
1.2.2.2	Discrétisation par volumes finis	31
1.2.3	Choix d'une plateforme de modélisation	38
1.2.3.1	Approche historique	38
1.2.3.2	L'analyse modale	40
1.2.3.3	Brève présentation des outils	45
1.2.4	Conclusions	47
1.3	Caractérisation des effets de l'inertie thermique	49
1.3.1	Comment mesurer les effets de l'inertie thermique?	49
1.3.1.1	Mesures communes au cadre expérimental et théorique	49
1.3.1.2	Mesures valables dans le cadre théorique	51
1.3.2	La performance énergétique des bâtiments	56
1.3.2.1	La demande cumulative en énergie	57
1.3.2.2	L'intensité énergétique	57
1.3.2.3	Exploitation de l'énergie solaire passive	58
1.3.2.4	Les labels de performance énergétique	59
1.3.3	Le confort thermique des bâtiments	60
1.3.3.1	Quantification de l'inconfort	60
1.3.3.2	Confort statique	61
1.3.3.3	Confort adaptatif	62
1.3.3.4	Indicateurs de confort thermique	64
1.3.4	La performance environnementale des bâtiments	65
1.3.5	Conclusions	66
1.4	Conclusions	67

1.1 Caractérisation de l'inertie thermique

1.1.1 Définitions

L'inertie thermique dans les bâtiments est une notion difficile à appréhender et à définir. C'est ce que reconnaissait déjà à la toute fin des années 80 un chercheur de l'école des MINES de Paris dans une publication consacrée à l'inertie thermique [Lefebvre, 1989] :

“ La prise en compte de cette inertie thermique au cours de la conception d'un bâtiment est loin d'être parfaite car sa caractérisation et son analyse posent encore des problèmes, même chez les chercheurs. La difficulté majeure vient de ce que l'on ne peut définir directement l'inertie ; elle n'est pas observable, seuls ses effets le sont. [...] La forte sensibilité de l'inertie thermique à la présence de matériaux lourds à l'intérieur des bâtiments [...] a conduit les thermiciens à parfois utiliser le terme de *masse thermique*. A ce terme est attachée une représentation simpliste de l'inertie qui est un frein à sa prise en compte correcte en phase de conception ou de diagnostic. C'est pourquoi nous proposons de lui substituer définitivement celui d'*inertie thermique*. ”

On peut cependant répertorier des tentatives de définitions trouvées dans la littérature professionnelle et scientifique.

En mai 2003, à Montpellier, un colloque intitulé « l'Inertie thermique en climat méditerranéen. Confort et consommations d'énergie » regroupe un certain nombre de professionnels de la thermique du bâtiment. A l'occasion de ce dernier, O.Sidler, l'un des expert en termes de retour d'expérience dans le bâtiment, introduit l'inertie thermique comme suit [Sidler, 2003] :

“ L'inertie d'un bâtiment est une fonction directe de sa capacité thermique, donc du produit de la masse de tous ses composants par leur chaleur spécifique massique. Cette capacité thermique, pour autant qu'elle soit correctement mise en œuvre (c'est à dire en respectant certaines surfaces d'échange), agit concrètement comme un amortisseur, c'est à dire qu'elle tente de s'opposer à toutes les variations brutales de température. Mais c'est aussi, comme un amortisseur, un grand absorbeur d'énergie. ”

Lavigne [2006] propose une définition plus générale. Il insiste sur le concept d'inertie,

provenant initialement du domaine de la mécanique des solides :

“ L’inertie se définit comme la résistance à un changement, par exemple et pour ce qui nous intéresse, de la température intérieure d’un bâtiment. ”

C’est aussi l’analyse d’Izard [2006] qui définit l’inertie thermique comme la propriété d’un bâtiment à s’opposer aux variations de température. L’inertie thermique s’opposerait donc aux effets des sollicitations sur les fonctions d’état de l’ambiance intérieure.

Li et Xu [2006] décrivent le concept de « thermal mass », c.a.d. de masse thermique ou d’inertie thermique – on retrouve ici la difficulté à appréhender le concept –, de manière plus technique :

“ La masse thermique de l’ensemble composé par l’enveloppe du bâtiment, les parois intérieures, les meubles et même l’air intérieur au bâtiment est définie comme la masse pouvant stocker une énergie thermique. Pour stocker de la chaleur dans les bâtiments, les matériaux ont deux propriétés thermiques importantes à considérer, c.a.d. la capacité thermique volumique et le taux de transfert de chaleur. La première propriété détermine la capacité de l’élément à stocker de l’énergie thermique, alors que la seconde détermine la capacité d’un élément à conduire l’énergie thermique. Le coefficient d’échanges superficiels combinant les phénomènes convectifs et radiatifs ainsi que la surface d’échange de la masse thermique déterminent le taux de transfert de chaleur entre la masse thermique de l’élément et l’air. ”

Cette définition est intéressante car elle replace le concept d’inertie thermique dans un cadre plus global qui est celui de l’échange énergétique entre les parois du bâtiment et les ambiances thermiques adjacentes. Comme le spécifiait aussi O.Sidler, le paramètre essentiel de l’inertie thermique semble donc être la capacité thermique volumique du système. Il s’agit de la quantité d’énergie que peut stocker un volume d’un mètre cube de matériau en s’élevant d’une unité de température. Cette notion est donc quantitative. La seconde propriété que décrivent Li et Xu est plus qualitative. En effet, l’intensité du transfert de chaleur entre la masse inertielle et l’air ambiant est d’autant plus élevée que les coefficients d’échanges convectifs et radiatifs ainsi que la surface d’échange sont importants. Cependant, les deux auteurs ne décrivent pas clairement le rôle de la conductivité thermique des matériaux qui peut être vu comme un paramètre qualitatif complémentaire des deux

autres : plus la conductivité d'un matériau est élevée, plus la chaleur pourra être transmise à l'ensemble de son volume et plus sa capacité à absorber de l'énergie thermique sera sollicitée.

On propose à présent la définition générale suivante, valable dans le domaine de l'énergétique des bâtiments, associant les notions de système, de sollicitations et d'ambiances thermiques :

L'inertie thermique est une propriété du bâtiment, système défini comme la réunion des parois et du mobilier, résultant de sa capacité à s'opposer aux effets de l'ensemble des sollicitations imposées à ses frontières sur la température de l'ambiance intérieure. Cette propriété induit un comportement thermique dynamique propre au bâtiment.

Le bâtiment est vu comme un ensemble de sous-systèmes majoritairement solides : parois, mobilier et systèmes technologiques installés. D'autres types de matériaux, dits à changement de phase (MCP) ont fait leur apparition depuis une dizaine d'années et sont intégrés depuis peu à des outils de conception [Guiavarch *et al.*, 2008]. Sous certaines conditions, ces matériaux, intégrés dans une plaque ou directement dans la paroi, changent de phase (fusion ou solidification), échangeant ainsi des quantités importantes d'énergie avec l'ambiance intérieure. En choisissant judicieusement les températures auxquelles se produisent ces changements de phases selon des notions de confort thermique, il est théoriquement possible de diminuer l'inconfort en été et/ou de réduire les besoins énergétiques en hiver, ce qui les rend très attractifs. Les effets réels restent cependant limités pour un coût élevé et une mise en œuvre délicate. Ces matériaux ne rentreront donc pas dans le cadre de ces travaux de thèse, qui concernent des produits de construction plus courants.

L'ambiance intérieure représente l'ensemble du volume occupé par l'air à l'intérieur du bâtiment. L'ambiance intérieure est ensuite discrétisée en termes de zones thermiques dans laquelle la température intérieure est considérée comme homogène. Dans les cas d'études de cette thèse, les hauteurs sous plafonds étant conventionnelles – c.a.d. autour de 2,5 mètres –, cette hypothèse est tout à fait recevable. Par ailleurs, il ne faut pas négliger l'hétérogénéité des températures entre les différentes zones thermiques. Le bâtiment peut en effet contenir des pièces, quelquefois proches ou même attenantes, ayant des comportements thermiques dynamiques tout à fait différents. Ceci peut s'expliquer par des différences au niveau des sollicitations, des compositions des parois et surtout de l'utilisation (consignes de chauffage, apports internes, etc.). On peut aussi noter que la température d'air sec n'est

pas la fonction d'état la plus adaptée à l'étude de l'inertie thermique. On pourra ainsi s'intéresser à la température opérative, plus représentative du confort thermique ressenti par les occupants car elle intègre les phénomènes d'échanges radiatifs avec les parois et d'échanges convectifs avec l'air.

Le bâtiment est soumis à des sollicitations climatiques (température extérieure, ensoleillement, vent, échanges avec le sol) et liées aux usages (chauffage, ventilation, apports internes). L'ensemble de ces sollicitations vont entraîner des transferts de chaleur plus ou moins instantanés entre les ambiances extérieure et intérieure, l'enveloppe du bâtiment étant le système intermédiaire séparant les deux ambiances. Il est très important de concevoir l'inertie comme une propriété ne s'exprimant que lorsque des sollicitations dynamiques, c.a.d. variant dans le temps, imposent une réaction à l'ambiance intérieure. On ne pourrait donc pas observer les effets de l'inertie thermique si les échanges énergétiques étaient en régime permanent.

Partant du constat d'une différence singulière entre les sollicitations extérieures transmises à travers les parois opaques d'une part et les sollicitations intérieures directement absorbées par l'air et la partie superficielle intérieure des parois d'autre part, nombre de professionnels insistent sur la distinction entre deux formes d'inertie thermique [Bernstein *et al.*, 2006; Izard, 2006; Lavigne, 2006] : l'inertie thermique d'absorption et de transmission. Nous avons défini le bâtiment comme un système en contact avec deux ambiances thermiques : les ambiances intérieure et extérieure. Il en résulte deux frontières du système : l'enveloppe externe et interne. Lorsqu'une sollicitation interviendra au niveau de l'enveloppe externe, on parlera d'inertie de transmission. L'inertie du bâtiment contribuera alors à s'opposer à la transmission des sollicitations. En revanche, lorsqu'une sollicitation interviendra au niveau de l'enveloppe interne, on parlera alors d'inertie d'absorption. L'inertie thermique du bâtiment participera à moduler l'absorption des sollicitations.

La thèse concerne l'inertie thermique de l'enveloppe du bâtiment mais pas celle des équipements. Le système de chauffage peut par exemple réagir plus ou moins rapidement à une variation de la consigne de température, mais ceci est un autre sujet.

1.1.2 Modélisation des phénomènes physiques sous-jacents

Nous avons défini l'inertie thermique comme une propriété du système bâtiment. Elle est directement impliquée dans des phénomènes physiques de transferts de chaleur à l'intérieur et aux frontières de ce système.

1.1.2.1 Établissement de l'équation de diffusion de la chaleur

Le bâtiment étant défini comme la réunion de ses parois et du mobilier, il s'agit avant tout d'une propriété relative aux phénomènes de transferts de chaleur par conduction. Comme on l'a vu, la notion d'inertie thermique est liée à la celle du stockage, ce qui suppose que l'énergie puisse être transférée entre la surface et l'intérieur de la paroi. Les transferts de chaleur par conduction sont donc importants.

Pour rappel, l'équation de la chaleur régissant les transferts de chaleur par conduction est basée sur le premier principe de la thermodynamique et la loi de [Fourier \[1822\]](#). Soit, en considérant un transfert de chaleur unidimensionnel selon un axe normal à la paroi (axe Ox) et une production de chaleur interne nulle, l'expression de l'équation de la chaleur sous sa forme locale :

$$\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \quad (1.1)$$

avec $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ la diffusivité thermique exprimée en $[\frac{m^2}{s}]$.

Ce rappel théorique, pouvant être considéré comme acquis a surtout pour but de montrer l'origine des phénomènes liés à l'inertie thermique essentiellement caractérisée par le produit de la capacité thermique massique c aussi appelée chaleur spécifique et de la masse volumique.

1.1.2.2 Conditions aux limites

Un problème de transfert de chaleur par conduction ne pourrait être bien posé sans conditions aux limites et sans conditions initiales. Nous nous concentrerons ici simplement sur les conditions aux limites à l'interface solide/fluide.

Les conditions aux limites permettent de garantir la continuité des températures et des flux thermiques entre les milieux fluide et solide en établissant l'égalité entre le flux échangé par conduction et le flux échangé par convection et rayonnement (GLO et CLO) à la frontière entre le milieu solide et fluide à tout instant. Par ailleurs, les conditions initiales représentent la connaissance du champ de température après discrétisation spatiale des milieux solides et fluides à l'instant initial.

L'inertie thermique n'est donc pas simplement liée aux phénomènes conductifs mais aussi aux transferts de chaleurs superficiels (convection intérieure, rayonnement GLO entre les parois, rayonnement solaire), comme le faisaient remarquer justement [Li et Xu \[2006\]](#).

La définition de l'inertie thermique nous a conduit à introduire les phénomènes de conduction dans une paroi ainsi que les conditions limites aux frontières d'une paroi homogène. Consécutivement, nous allons distinguer les paramètres intrinsèques (liés au

milieu solide) des paramètres extrinsèques (liés aux échanges entre le milieu solide et les milieux fluide, c.a.d. les ambiances intérieures et extérieures). Cette distinction fait respectivement référence aux transferts de chaleur conductifs et superficiels.

1.1.3 Analyse des paramètres directeurs

Une paroi est constituée de plusieurs couches, elles-mêmes constituées de matériaux homogènes ou d'éléments constructifs assemblés. Les paramètres représentant les propriétés thermiques des matériaux seront considérés comme propres à l'inertie thermique, ou intrinsèques. Les paramètres modulant les transferts de chaleur surfaciques seront quant à eux considérés comme liés à l'inertie thermique, ou extrinsèques.

1.1.3.1 Paramètres intrinsèques

Les paramètres propres à l'inertie thermique, ou intrinsèques, se définissent plus facilement dans le cas d'un matériau homogène. Dans le cas où le matériau ou l'assemblage d'éléments de construction ne permettent pas de dire qu'une couche de paroi est homogène (le bloc béton est un exemple parmi tant d'autres), des dispositions peuvent être prises pour mesurer ou calculer des propriétés thermo-physiques équivalentes à un matériau homogène :

- la conductivité thermique λ ,
- la masse volumique ρ ,
- la capacité thermique massique aussi appelée chaleur massique c .

Lorsque l'on ne parle plus de l'inertie thermique d'une couche mais d'une paroi multicouches, alors la disposition relative des couches devient très influente. Ainsi, le comportement thermique d'un bâtiment dont l'isolation thermique est intérieure ou extérieure est tout à fait différent.

Capacité thermique volumique

Le principal paramètre caractérisant l'inertie thermique est la quantité d'énergie exprimée en Joules que peut stocker un volume d'un mètre cube de matériau après une variation de température d'un degré Kelvin, c.a.d. sa capacité thermique volumique c_{vol} , résultant du produit entre la chaleur massique c et la masse volumique ρ :

$$c_{vol} = c\rho \tag{1.2}$$

La capacité thermique massique c est égale à la capacité thermique à pression et à volume constant : $c = c_p = c_v$ pour un matériau solide incompressible. La capacité thermique volumique est exprimée en $[J.m^{-3}.K^{-1}]$.

On préférera exprimer la capacité d'un matériau à stocker de l'énergie, par unité de volume. Ce paramètre est essentiel car plus un matériau aura une capacité thermique volumique élevée, plus ce matériau pourra stocker d'énergie sans que sa température soit notablement modifiée.

Capacité thermique

Dans le cas d'une couche de paroi parallélépipédique, on peut exprimer le volume V de cette couche, exprimé en $[m^3]$, tel que : $V = S.e$, avec S , la surface de la paroi en $[m^2]$ et l'épaisseur e de la couche en $[m]$. Ce volume va nous permettre d'accéder à l'énergie que peut accumuler un volume V d'une couche de matériau homogène entre deux états thermiques T_1 et T_2 tels que $|T_1 - T_2| = 1K$. C'est la capacité thermique exprimée en $[J.K^{-1}]$:

$$C = c_{vol}V \tag{1.3}$$

Ce paramètre est fréquemment utilisé dans les modèles de simulation thermique dynamique pour caractériser l'inertie thermique des parois discrétisées spatialement.

D'autres paramètres, secondaires, car découlant des propriétés thermo-physiques précédemment citées peuvent nous aider à décrire l'inertie thermique. C'est le cas de l'effusivité et de la diffusivité thermiques dont la forme est principalement due à la formalisation mathématique des solutions analytiques aux problèmes de transfert de chaleur par conduction.

Effusivité thermique

La propension d'un matériau à stocker de grandes quantités de chaleur peut être représentée par l'effusivité thermique b exprimée en $[J.s^{-1/2}.m^{-2}.K]$:

$$b = \sqrt{\lambda c_{vol}} \tag{1.4}$$

L'effusivité représente à la fois la capacité du matériau à stocker de l'énergie par unité de volume entre deux états thermiques différant d'un Kelvin (c_{vol}) mais aussi sa capacité à faciliter la transmission de la chaleur à l'ensemble de son volume (λ). Ce paramètre est très intéressant pour les couches de parois en contact avec l'ambiance intérieure. En effet,

sous l'effet des apports solaires et des apports internes, un matériau très effusif pourra transmettre la partie absorbée de ces apports au cœur de la paroi, sollicitant sa capacité à stocker l'énergie sans que sa température n'augmente notablement. Par exemple, si un revêtement de surface peu effusif (e.g. une moquette) est posé sur une couche plus effusive (e.g. un carrelage) après une rénovation, alors il devient plus difficile de stocker les apports solaires passifs. C'est un paramètre essentiel de l'inertie d'absorption évoquée dans le § 1.1.1.

Diffusivité thermique

La conductivité thermique va aussi régir la vitesse de transmission de la chaleur, qui peut être appréhendée grâce à la diffusivité thermique a exprimée en $[m^2.s^{-1}.K^{-1}]$:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_{vol}} \tag{1.5}$$

Les phénomènes dynamiques de transmission des sollicitations entre deux ambiances à travers une paroi sont dépendant de ce paramètre. La diffusivité est un paramètre essentiel afin de caractériser l'inertie thermique de transmission abordée dans le § 1.1.1.

Choix des matériaux

Nous avons souligné l'importance des trois propriétés thermo-physiques élémentaires concernant les matériaux de construction, c.a.d. leur capacité thermique massique c , leur masse volumique ρ et leur conductivité thermique λ . Parmi les nombreux auteurs ayant contribué à leur mise à disposition du public, on peut relever deux contributions majeures. M.Ashby a travaillé sur la sélection des matériaux utilisés dans l'ingénierie. Il a mis en valeur grâce à une représentation graphique caractéristique de ses travaux de recherche

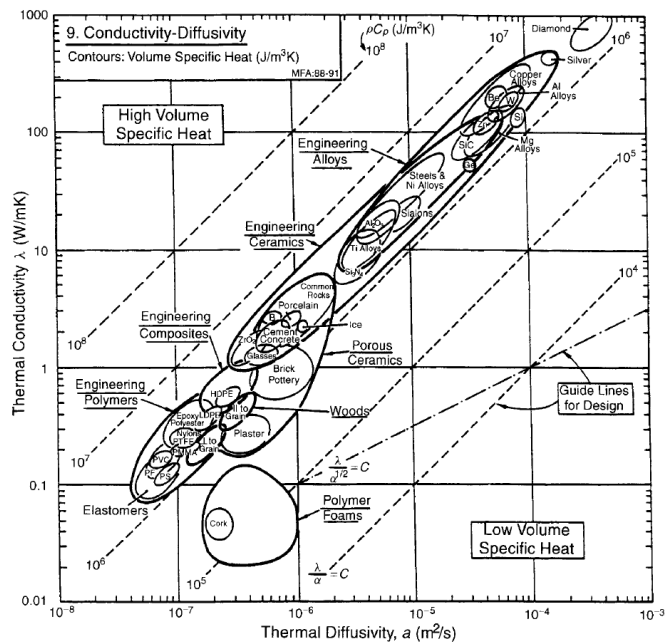


FIGURE 1.1 – Diffusivité Vs conductivité thermique selon Ashby [2010]

– diagrammes d'Ashby – les caractéristiques principalement mécaniques mais aussi ther-

miques des matériaux afin d'en faciliter leur sélection [Ashby, 2010]. Il est à l'origine d'un logiciel dénommé « Cambridge Engineering Selector » utilisé dans la recherche académique et appliquée. On peut ainsi voir dans la figure 1.1 que la plupart des matériaux utilisés dans l'ingénierie ont une capacité thermique volumique très semblable – entre 1.10^6 et $1.10^7 J/(K.m^3)$ –. En revanche, la conductivité thermique peut varier de $0.03 W.(m.K)$ pour les isolants performants à $2 W.(m.K)$ pour des matériaux structurels.

J. Clarke et P. Yaneske ont par ailleurs travaillé à l'élaboration d'un standard visant à établir des catégories de matériaux de construction selon leur propriétés physiques et leur nature [Clarke et Yaneske, 2009] :

- imperméables,
- non-hygroscopiques,
- inorganiques poreux,
- organiques hygroscopiques.

Les auteurs ont aussi travaillé sur la dispersion et la fiabilité des données recueillies dans le but de publier leurs résultats dans la section 3 du guide A de la CIBSE¹. Ce travail fait suite à un projet initié par Clarke *et al.* [1990] dans les années 90 où le besoin de consolider les données de propriétés des matériaux était déjà pressant.

1.1.3.2 Paramètres extrinsèques

Les paramètres liés à l'inertie thermique ou extrinsèques sont indirectement impliqués dans les phénomènes dynamiques de stockage d'énergie. Ils conditionnent la qualité des transferts de chaleur ayant lieu aux frontières de l'enveloppe du bâtiment.

Coefficient d'échanges superficiels convectifs

Les transferts de chaleur surfaciques par convection entre une paroi i et une ambiance donnée (indice $_{amb}$) sont généralement modélisés par une loi semi-empirique de la forme suivante :

$$q_{conv} = h_{conv,i} S_i (T_{amb} - T_{s,i}) \quad (1.6)$$

Le coefficient d'échanges superficiels convectifs $h_{conv,i}$ ou h_c , exprimé en $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ est donc un paramètre important qui rend compte de la qualité des échanges convectifs entre l'enveloppe du bâtiment (température surfacique $T_{s,i}$) et ses ambiances adjacentes (à la température T_{amb}). Ce coefficient dépend de la vitesse de l'air près de la paroi. Il peut

1. Chartered Institution of Building Services Engineers, centre technique du bâtiment au Royaume-Uni. <http://www.cibse.org/>

être considéré comme fixe ou calculé à chaque instant par des corrélations dépendantes d'un certain nombre de paramètres que l'on détaillera dans le § 2.2. Par ailleurs la surface d'échange entre le bâtiment et l'ambiance adjacente, repérée ici par le paramètre S_i , est un paramètre essentiel. En effet, pour un même volume de matériau, la capacité thermique de la couche sera d'autant plus facilement sollicitée que l'épaisseur est faible et que la surface d'échange est importante.

Coefficients d'échanges superficiels radiatifs GLO

Les transferts de chaleur par rayonnement GLO entre deux parois sont représentés sous la forme d'une différence de températures élevées à la puissance quatre. On fait l'hypothèse selon laquelle l'air est complètement transparent aux longueurs d'ondes dans l'infra-rouges. Étant donnée la complexité de la prise en compte de ce type d'échanges, on préfère généralement simplifier ces équations en les linéarisant de telle façon qu'elles puissent être représentées sous la même forme que les échanges convectifs :

$$q_{rad.GLO,i} = h_{rad.GLO,i} S_i (T_{rm} - T_{s,i}) \quad (1.7)$$

avec T_{rm} représentant une température radiative moyenne, proche de la moyenne des températures superficielles des parois (les phénomènes radiatifs GLO sont en réalité plus complexes et seront détaillés de manière extensive dans le chapitre suivant).

Le coefficient d'échanges superficiels radiatifs GLO $h_{rad.GLO,i}$ ou h_r exprimé en [$W.m^{-2}.K^{-1}$] rend compte des échanges radiatifs GLO tenant lieu entre les surfaces des parois et l'environnement directement visible par ces parois. Dans une pièce, les parois opaques et vitrées rayonnent donc directement entre elles. En ce qui concerne l'environnement extérieur, les parois échangent par rayonnement GLO avec les alentours et la voûte céleste. Le coefficient $h_{rad.GLO,i}$ découle d'un certain nombre d'hypothèses simplificatrices et dépend de plusieurs paramètres dont nous verrons la nature dans le § 2.1.

Emissivité GLO

L'émissivité infrarouge ϵ_{GLO} ou simplement ϵ représente le rapport entre l'irradiance émise et reçue dans le même spectre infrarouge (c.a.d. correspondant à un certain intervalle de longueur d'ondes électromagnétiques) par la couche superficielle d'une paroi. Un corps ayant une émissivité égale à un sur l'ensemble du spectre électromagnétique peut être considéré comme un corps noir. L'émissivité GLO intervient dans l'évaluation du coefficient d'échanges superficiels radiatifs GLO de l'équation (1.7).

Absorptivité CLO

Si l'on considère à présent le rayonnement solaire ou CLO, le paramètre qui va régir son absorption par les parois opaques est l'absorptivité CLO, notée α et sans unité. Si l'on considère une irradiance $q''_{rad.CLO}$ globalisant les composantes directes, diffuses et réfléchies par le sol du rayonnement solaire sur une paroi inclinée, alors le phénomène d'absorption de ce rayonnement à la surface de la paroi i peut être décrit par la relation suivante :

$$q''_{rad.CLO,abs} = \alpha_i q''_{rad.CLO} \quad (1.8)$$

Sollicitations

Nous présentons ici les sollicitations à priori fortement corrélées aux propriétés inertielles des bâtiments, pouvant concerner aussi bien l'enveloppe interne qu'externe du bâtiment. Une sollicitation peut représenter une donnée climatique :

- température extérieure,
- rayonnement solaire,
- vent.

Elle peut aussi représenter des conséquences de systèmes de régulation ou des actions de l'occupant :

- puissance de chauffage ou de refroidissement,
- débit de ventilation (naturelle, forcée ou mixte),
- puissances dissipées par les équipements ou les occupants.

1.1.4 Conclusions

Nous avons défini dans cette section l'inertie thermique comme une propriété thermique d'un bâtiment, considéré comme un système. Ce système est en contact avec deux ambiances intérieure et extérieure. Il est constitué de parois, elles-mêmes constituées de couches de matériaux.

Les matériaux sont caractérisés par certaines propriétés thermo-physiques (capacité thermique, conductivité thermique) régissant les phénomènes de conduction dans les parois. L'équation de la chaleur intègre ces paramètres et permet de décrire les transferts de chaleur conductifs au sein des couches des parois, sous-systèmes modélisables comme des milieux solides et homogènes.

D'autre part, les conditions aux limites permettent de faire le lien avec les phénomènes physiques se déroulant aux frontières des sous-systèmes, c.a.d. aux frontières solide/solide – au sein d'une paroi –, et solide/fluide – entre les enveloppes internes ou externe du système,

et les ambiances thermiques adjacentes –.

L'inertie thermique est donc une propriété thermique, représentée par les propriétés thermo-physiques des matériaux composant une paroi potentiellement multi-couches, et activée par des sollicitations dynamiques aux frontières de cette paroi.

Quand les sollicitations touchent à l'enveloppe externe et interne, on parlera respectivement d'inertie de transmission et d'absorption. Il apparaît important de privilégier dans cette thèse l'étude de cette deuxième forme de l'inertie thermique car les niveaux d'isolation induits par les exigences de la réglementation thermique française entraînent un découplage entre les ambiances thermiques extérieures et intérieures en même temps qu'une forte sensibilité de la température intérieure aux apports gratuits de chaleur. C'est pour cela que nous concentrerons notre effort sur des modèles correspondant :

- aux transferts de chaleur entre la masse du bâtiment et l'air intérieur (cf. § 2.2),
- aux transferts de chaleur entre les parois elles-mêmes (cf. § 2.1),
- à la répartition énergétique des apports solaires dans une zone thermique (cf. § 2.3).

La section suivante va nous permettre d'avoir une vue d'ensemble de la prise en compte de l'inertie thermique dans les outils de simulation thermique dynamique des bâtiments.

1.2 Modélisation du comportement thermique d'un bâtiment

La modélisation du comportement thermique dynamique d'un bâtiment repose avant tout sur une description physique appropriée des transferts de chaleur entre les différents éléments d'un bâtiment. Parmi les nombreux objectifs de cette démarche, on cherche notamment à évaluer les besoins de chauffage et/ou de refroidissement du bâtiment afin d'optimiser la conception de son enveloppe.

Cette problématique a été traitée par un très grand nombre d'institutions à travers le monde, donnant lieu à l'apparition de centaines de logiciels de simulation thermique des bâtiments. Une liste exhaustive des outils peut être trouvée sur le site internet du « Department Of Energy » des Etats-Unis². Parmi ces derniers, un nombre restreint d'outils permettent de calculer l'évolution de la température dans de multiples zones du bâtiment et d'évaluer les besoins thermiques au cours d'une année type. Un état de l'art significatif portant sur une vingtaine d'outils a été réalisé en 2008 [Crawley *et al.*, 2008]. Des projets de recherche nationaux tentent aussi de faire un état des lieux des outils de modélisation³ et de la fiabilité de ces outils⁴.

L'histoire de ces outils est fortement corrélée à l'amélioration des capacités de calculs des ordinateurs compacts. Les méthodes analytiques, élégantes mais inadaptées à la complexité des bâtiments modernes, ont fait place aux méthodes numériques. Nous détaillerons ainsi dans un premier temps ces deux types de méthodes se différenciant essentiellement par leur manière de traiter les phénomènes de transfert de chaleur par conduction dans les parois. Finalement, nous expliquerons le choix d'une plateforme de modélisation pour ce travail de thèse.

1.2.1 Méthodes analytiques

Les méthodes des « Facteurs de réponse » dans le domaine temporel et fréquentiel, et des « Fonctions de transfert » dans le domaine temporel sont des méthodes analytiques utilisées pour résoudre les problèmes de transfert de chaleur dans le bâtiment sur de longues durées (une année en général).

Ces méthodes s'appuient initialement sur une résolution particulière de l'équation de la chaleur (cf. equation (1.1)), impliquant leur transposition du domaine temporel (variable

2. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/

3. <http://www.simbio.fr/wacom.aspx?idarchitecture=1&Country=>

4. [http://www.agence-nationale-recherche.fr/projet-anr/?tx_lmwsuivibilan_pi2\[CODE\]=ANR-10-HABI-0004](http://www.agence-nationale-recherche.fr/projet-anr/?tx_lmwsuivibilan_pi2[CODE]=ANR-10-HABI-0004)

t) vers le domaine imaginaire (variable p) grâce à une transformée de Laplace :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T(x, p)}{\partial x^2} = \frac{p}{a} T(x, p) - \frac{1}{a} T(x, 0) \\ \frac{\partial q(x, p)}{\partial x} = -p\rho c T(x, p) + \rho c T(x, 0) \end{cases} \quad (1.9)$$

Soit la solution analytique de l'équation (1.9) pour un élément homogène et isotrope [Carslaw et Jaeger, 1986] :

$$\begin{cases} T(x, p) = \cosh \left[(p/a)^{1/2} x \right] T(0, p) - \frac{\sinh \left[(p/a)^{1/2} x \right]}{\lambda (p/a)^{1/2}} q(0, p) \\ q(x, p) = \lambda (p/a)^{1/2} \sinh \left[(p/a)^{1/2} x \right] T(0, p) + \cosh \left[(p/a)^{1/2} x \right] q(0, p) \end{cases} \quad (1.10)$$

Mis sous forme matricielle, quand $x = l$, pour un élément dénoté i [Pipes, 1957] :

$$\begin{pmatrix} T(l, p) \\ q(l, p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_{11}(p) & m_{12}(p) \\ m_{21}(p) & m_{22}(p) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} = \mathbf{M}_i \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} \quad (1.11)$$

L'équation matricielle (1.11) relie les températures et les flux de chaleur de part et d'autre de l'élément i par une matrice de transmission \mathbf{M}_i . Pour un élément composite d'épaisseur L , la forme de la relation entre les fonctions d'états de ses deux faces reste identique :

$$\begin{pmatrix} T(L, p) \\ q(L, p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A(p) & B(p) \\ C(p) & D(p) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} = \mathbf{M} \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} \quad (1.12)$$

où \mathbf{M} est appelée la matrice de transmission globale, résultant du produit des matrices de transmission des N_{mat} couches de matériaux homogènes et isotropes : $\mathbf{M} = \prod_{i=1}^{N_{mat}} \mathbf{M}_i$.

C'est le traitement mathématique de cette relation qui différenciera les différentes méthodes que nous allons décrire.

1.2.1.1 Résolution dans le domaine temporel

Dans le domaine temporel, les deux méthodes de résolution principalement utilisées pour la résolution du problème sont les méthodes des « Facteurs de réponse » et des « Fonctions de transfert ».

En considérant les deux hypothèses fondamentales suivantes :

- ➔ le système peut être décrit par des équations linéaires,

➔ les paramètres du problème sont constants.

La recherche de la solution du problème passe par 3 étapes successives.

La première étape consiste à modéliser les sollicitations par des fonctions continues linéaires par morceaux sur des intervalles de temps Δ (e.g. grâce à la superposition d'impulsions triangulaires, cf. figure 1.2a). La résolution ultérieure s'appuie notamment sur le fait que la transposée de Laplace d'une rampe $f(t) = t$ est égale à $\mathcal{L}[f(t)] = 1/p^2$.

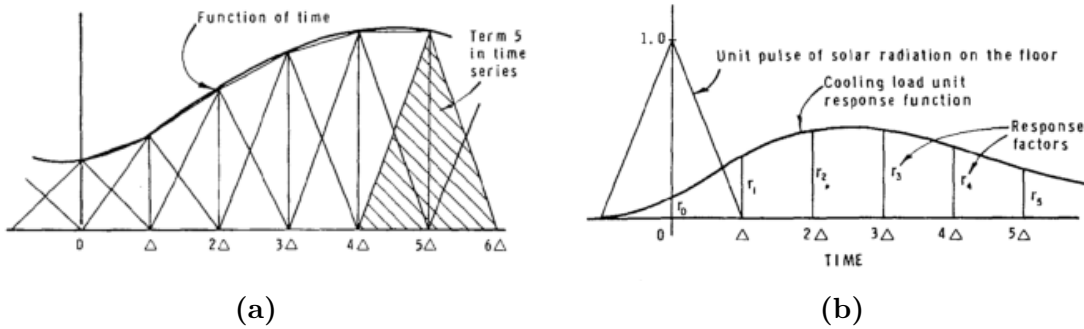


FIGURE 1.2 – Représentation des sollicitations par des impulsions triangulaires (fig. 1.2a) et réponse indicielle du système à ces impulsions (fig. 1.2b) selon *Stephenson et Mitalas [1967]*

La deuxième étape permet d'évaluer les fonctions de réponses unitaires (FRU) pour chaque type de sollicitation, et chaque élément du bâtiment. Une fonction de réponse unitaire est une série numérique temporelle de coefficients de réponse unitaires (CRU) représentant la réponse du bâtiment à une sollicitation unitaire, comme le montre la figure 1.2b. On peut alors décrire la réponse du système – $R(t)$ – à la série temporelle d'une quelconque sollicitation – $U(t)$ – en fonction de la série temporelle des coefficients de réponse unitaire correspondante – $CRU(t)$ – :

$$R(t) = \sum_{m=0}^{\infty} CRU(m\Delta) * U(t - m\Delta) \quad (1.13)$$

On trouvera dans le livre de *Clarke [2001]* une description détaillée de l'évaluation des fonctions de réponse unitaires.

La troisième étape consiste à invoquer le principe de superposition afin de sommer les réponses dues aux contributions isolées de l'ensemble des sollicitations.

On obtient finalement la densité de flux de chaleur échangée par conduction à $x = 0$ (enveloppe externe) et $x = L$ (enveloppe interne), considérée comme la sortie, en fonction des températures présentes et passées aux bornes du domaine solide, en ce qui concerne la

méthode des facteurs de réponse [Stephenson et Mitalas, 1967] :

$$q''(x = L, t) = \sum_{j=0}^{\infty} [Y_j T(x = 0, t - j\delta) - Z_j T(x = L, t - j\delta)] \quad (1.14)$$

Quant à la méthode des fonctions de transfert, elle introduit une nouvelle transformation – la transformée en Z – qui permet de relier les sorties aux températures présentes et passées ainsi qu'aux sorties passées [Stephenson et Mitalas, 1971], ce qui rend la méthode plus efficace :

$$q''(x = L, t) = \sum_{j=0}^{\infty} E_j T(x = 0, t - j\delta) - \sum_{j=1}^{\infty} H_j q''(x = L, t - j\delta) \quad (1.15)$$

Les équations (1.14) et (1.15) contiennent plusieurs sommes infinies qui représentent théoriquement la persistance de l'influence des entrées et sorties présentes et passées. En pratique, un nombre fini de coefficients est suffisant.

Seem [1987] a par ailleurs proposé une démarche afin d'éviter le calcul des coefficients de facteurs de réponse, puis leur transformation en coefficients de fonctions de transfert, avec un gain sur le nombre de coefficients à évaluer. La forme de ses résultats est identique à l'équation (1.15). Leur formulation est cependant plus efficace.

Un bilan thermique sur chaque paroi et l'air d'une zone, pouvant représenter une ou plusieurs pièces d'un bâtiment, est ensuite réalisé. On peut alors calculer l'évolution des températures intérieures en évolution libre ou les charges thermiques sur l'air ambiant intérieur dans le cas d'une ambiance thermostatée.

Ces méthodes sont particulièrement appropriées pour le calcul des besoins de chauffage annuels ou de l'évolution des températures dans le bâtiment. Elles ont deux avantages considérables sur les méthodes numériques :

- ➔ le pas de temps de la simulation dépend uniquement de la finesse de description des sollicitations,
- ➔ les sorties calculées sont les grandeurs d'intérêts du problème.

Si les paramètres du problème n'étaient pas constants, alors il faudrait recalculer à chaque pas de temps les fonctions de réponses unitaires ; et l'efficacité de ces méthodes ne seraient plus aussi évidente. Par ailleurs, des doutes quant à la fiabilité de ces méthodes pour des parois très inertes subsistent [Daniel *et al.*, 2013].

1.2.1.2 Méthode des facteurs de réponse - Domaine fréquentiel

La méthode des facteurs de réponse dans le domaine fréquentiel – ou méthode des admittances [Loudon, 1968] dans sa version simplifiée –, s'appuie sur la description des

sollicitations en séries de Fourier. L'idée est de traiter chaque harmonique de la série de Fourier comme une sollicitation à part entière et d'invoquer par la suite le principe de superposition afin de reconstruire la sortie.

La méthode des admittances permet d'estimer les flux de chaleur sous des conditions de sollicitations extérieures périodiques ayant le plus souvent une harmonique fondamentale de 24h. Elle s'appuie sur l'équation fondamentale (1.11) décrivant la dépendance dans le domaine imaginaire des températures et des flux thermiques de part et d'autres d'une paroi multi-couches. La matrice de transmission globale inclut les résistances superficielles globalisant les transferts convectifs et radiatifs des couches superficielles :

$$\begin{pmatrix} T(L, p) \\ q(L, p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & R_{g,L} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \mathbf{M} \cdot \begin{pmatrix} 1 & R_{g,0} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} E(p) & F(p) \\ G(p) & H(p) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} \quad (1.16)$$

On notera qu'une couche purement résistive ou capacitive possède une matrice de transmission que l'on peut déduire de l'équation (1.11) lorsque l'on fait tendre respectivement $\rho c \rightarrow 0$ et $\lambda \rightarrow \infty$. En isolant les caractéristiques à $x = 0$ au lieu de $x = L$, on a :

$$\begin{pmatrix} T(0, p) \\ q(0, p) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I(p) & J(p) \\ K(p) & L(p) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T(L, p) \\ q(L, p) \end{pmatrix} \quad (1.17)$$

De plus, si $p = \mathbf{j}\omega$, on peut tirer de l'équation (1.10) les composantes de la matrice de transmission \mathbf{M}_i pour chaque élément de la paroi composite :

$$\begin{cases} m_{11} = m_{22} = \cosh \left[l\sqrt{\mathbf{j}\omega/a} \right] \\ m_{12} = -1 / (b\sqrt{\mathbf{j}\omega}) \sinh \left[l\sqrt{\mathbf{j}\omega/a} \right] \\ m_{21} = -b\sqrt{\mathbf{j}\omega} \sinh \left[l\sqrt{\mathbf{j}\omega/a} \right] \end{cases} \quad (1.18)$$

On a par la suite la matrice de transmission globale \mathbf{M} grâce au produit des matrices de transmissions de chaque couche de la paroi et des couches superficielles.

Afin de déterminer un certain nombre de coefficients de facteurs de réponse, on peut fixer une température constante d'un côté de la paroi – e.g. $T(L, p) = 0$ dans equation (1.16) et $T(0, p) = 0$ dans equation (1.17) – en permettant des températures et flux thermiques périodiques unitaires sur la face opposée – respectivement $\hat{T}(0, t) = \sin(\omega t)$ et $\hat{T}(L, t) = \sin(\omega t)$ où $\omega = 2\pi f$ est la fréquence angulaire ou pulsation de la variation sinusoïdale de la température exprimée en $[rad.s^{-1}]$ –. Après un transformée inverse, on obtient alors les flux thermiques complexes, tels que $q(t) = \bar{q} + |\hat{q}| \sin(\omega t + \arg(\hat{q}))$, de

part et d'autre de la paroi composite :

$$\begin{cases} \hat{q}(0, t) = \sin(\omega t)/F(\mathbf{j}\omega) \\ \hat{q}(L, t) = \sin(\omega t)/J(\mathbf{j}\omega) \end{cases} \quad (1.19)$$

Plusieurs facteurs de réponse peuvent être identifiés :

- ➔ l'admittance thermique Y_{mm} ,
- ➔ le coefficient de transmission thermique périodique Y_{mn} ,
- ➔ le facteur d'amortissement f .

où m et n représentent les deux ambiances thermiques de part et d'autre de la paroi composite.

L'admittance thermique Y_{mm} est une grandeur complexe. Elle est définie comme le rapport entre l'amplitude complexe de la densité de flux sur la face adjacente à l'ambiance thermique m et de la température sur la même face lorsque les conditions de température sur la face opposée n sont constantes (c.a.d. $\hat{T}_n(t) = 0$), exprimée en $[W.m^{-2}.K^{-1}]$:

$$Y_{mm} = \frac{\hat{q}_m}{\hat{T}_m} = \frac{R_{g,n}C(\mathbf{j}\omega) + D(\mathbf{j}\omega)}{R_{g,n}A(\mathbf{j}\omega) + R_{g,n}R_{g,m}C(\mathbf{j}\omega) + B(\mathbf{j}\omega) + R_{g,m}D(\mathbf{j}\omega)} \quad (1.20)$$

Le coefficient de transmission thermique périodique Y_{mn} est défini de la même manière que Y_{mm} avec des conditions de températures constantes sur la face m (c.a.d. $\hat{T}_m(t) = 0$) et périodiques sur la face n , exprimé en $[W.m^{-2}.K^{-1}]$:

$$Y_{mn} = \frac{\hat{q}_m}{\hat{T}_n} = \frac{1}{[R_{g,m}A(\mathbf{j}\omega) + R_{g,m}R_{g,n}C(\mathbf{j}\omega) + B(\mathbf{j}\omega) + R_{g,n}D(\mathbf{j}\omega)]} \quad (1.21)$$

Le facteur d'amortissement f est un facteur adimensionnel défini comme le rapport entre le module du coefficient de transmission thermique périodique et le coefficient de transmission en régime permanent. Il caractérise l'amortissement d'une sollicitation périodique :

$$f = \frac{|Y_{mn}|}{U} \quad (1.22)$$

Le formalisme de la méthode analytique des admittances aboutit à une définition de la capacité thermique surfacique qui caractérise l'aptitude à accumuler de l'énergie de la paroi soumise à des conditions périodiques sur ses deux faces. Pour une même paroi, la méthode des admittances évalue deux capacités thermiques surfaciques C_n'' et C_m'' exprimées en

$[J.m^{-2}.K^{-1}]$ telles que :

$$C_n'' = \frac{1}{\omega} |Y_{mm} - Y_{mn}| \quad (1.23)$$

Certains modèles thermiques simplifiés, communément appelés modèles « RC » font appel à cette définition de l'inertie thermique, les autres faisant appel à l'analogie électrique [Fraisie *et al.*, 2002]. C'est le cas du modèle thermique de la réglementation thermique française ou RT2012 qui fait référence, notamment dans les règles Th-I – et plus particulièrement dans la méthode dite « de calcul », en opposition avec les méthodes forfaitaire et à point – à une norme européenne explicitant les développements mathématiques ci-dessus [AFNOR, 2008]. L'inertie thermique, dite quotidienne, aboutit en effet à l'évaluation d'une capacité thermique correspondant à l'équation (1.23) avec des sollicitations ayant une période T (exprimée en secondes) de 24 heures ($\omega = T/(2\Pi)$). L'inertie dite « séquentielle », quant à elle, prend en compte des variations temporelles plus large avec une période de référence de 12 jours.

1.2.2 Méthodes numériques

Les méthodes numériques sont moins restrictives que les méthodes analytiques car elles permettent de s'affranchir du principe de superposition déjà évoqué dans le § 1.2.1. Elles sont basées sur le passage d'un problème exact continu régi par des équations différentielles partielles – cf. l'équation de la chaleur par exemple (cf. équation (1.1)) dans les milieux solides ou l'équation de Navier-Stokes dans le domaine fluide – à un problème approché discret. Les temps de calculs nécessaires pour évaluer les mouvement d'air entre les zones et détailler les transferts de chaleur entre l'air et les parois, grâce à la CFD (Computational Fluid Dynamics) engendrent une complexité encore peu intégrée dans les outils de calcul. On se focalisera donc sur les transferts de chaleur au sein des parois (phénomènes conductifs) et à leurs bornes (phénomènes radiatifs et convectifs).

Les méthodes numériques consistent à discrétiser les équations dans le temps et l'espace. Un jeu d'équations est ainsi établi qu'il s'agit par la suite de résoudre simultanément. On dénombre trois grandes familles de méthodes :

- les différences finies,
- les éléments finis,
- les volumes finis.

1.2.2.1 Discrétisation par Différences finies

La discrétisation par différences finies de l'équation (1.1) consiste à approcher les deux dérivées partielles $\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2}$ et $\frac{\partial T(x, t)}{\partial t}$ par une somme finie de termes provenant du développement en séries de Taylor appliqué à la fonction d'état $T(x, t)$. Soit, pour un schéma spatial centré et explicite, et un schéma temporel décentré avant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} \approx \frac{T(x + \delta x, t) - 2T(x, t) + T(x - \delta x, t)}{(\delta x)^2} \\ \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \approx \frac{T(x, t + \delta t) - T(x, t)}{\delta t} \end{array} \right. \quad (1.24)$$

Après substitution de (1.24) dans l'équation de la chaleur (1.1) et isolement de l'inconnue $T(x, t + \delta t)$:

$$T(x, t + \delta t) = \frac{a\delta t}{(\delta x)^2} T(x + \delta x, t) + \left(1 - 2\frac{a\delta t}{(\delta x)^2}\right) T(x, t) + \frac{a\delta t}{(\delta x)^2} T(x - \delta x, t) \quad (1.25)$$

$T(x, t + \delta t)$ est une moyenne pondérée des températures au pas de temps précédent, dans la même région et dans les régions voisines. Le schéma explicite est simple à formuler mais peut être instable. Le critère de stabilité, le nombre de Fourier, noté F , est égal à $F = a\delta t/(\delta x)^2$ et ne doit pas excéder 0.5. Il représente le respect du premier principe de la thermodynamique dans l'équation (1.25).

Le schéma implicite est une manière alternative de représenter le problème. Au lieu d'être évaluée au temps de l'itération courante t , la dérivée partielle spatiale d'ordre deux du système (1.24) est évaluée à l'itération $t + \delta t$. Ce schéma est inconditionnellement stable :

$$\left(1 + 2\frac{a\delta t}{(\delta x)^2}\right) T(x, t + \delta t) = T(x, t) + \frac{a\delta t}{(\delta x)^2} [T(x + \delta x, t + \delta t) + T(x - \delta x, t + \delta t)] \quad (1.26)$$

Un bon compromis peut être atteint en combinant les deux équations (1.25) et (1.26) par une moyenne pondérée représentée par le coefficient W . Les équations (1.25) et (1.26) étant multipliées respectivement par $(1 - W)$ et W , on aura un schéma à tendance explicite ou implicite respectivement quand W sera strictement inférieur ou supérieur à 0.5 :

$$\begin{aligned} (1 + 2WF) T(x, t + \delta t) &= WF [T(x + \delta x, t + \delta t) + T(x - \delta x, t + \delta t)] \\ &+ [1 - 2F(1 - W)] T(x, t) \\ &+ (1 - W)F [T(x + \delta x, t) + T(x - \delta x, t)] \end{aligned} \quad (1.27)$$

Le cas particulier où W est égal à 0.5 est un schéma très classique, dit de Crank-Nicolson. Il représente un bon compromis entre stabilité et précision.

Des conditions aux limites bien posées, ainsi qu'un bilan thermique sur l'air permettent de résoudre le problème global. La méthode aux éléments finis n'étant que peu utilisée dans le domaine de la simulation thermique dynamique des bâtiment, nous ne la détaillerons pas ici. Elle est cependant employée sur des aspects spécifiques comme l'étude des ponts thermiques.

1.2.2.2 Discrétisation par volumes finis

Contrairement à la méthode de discrétisation par différences finis qui cherche à approcher les dérivées, la méthode de discrétisation par volumes finis visent à approcher les intégrales, en s'appuyant sur une formulation forte du problème (formulation variationnelle pour les éléments finis). Elle intègre, sur des volumes élémentaires les équations de conservation – en l'occurrence, de l'énergie –, ce qui la rend très attractive dans le contexte de la thermique du bâtiment.

On va développer plus en détails, dans le cadre de cette méthode :

- la discrétisation spatiale du bâtiment,
- les différents transferts de chaleur à l'œuvre dans le bâtiment,
- le formalisme mathématique de la méthode aux volumes finis.

Maillage du bâtiment

Trois domaines peuvent être isolés afin de réaliser des bilans énergétiques dans une zone thermique : le domaine fluide (air intérieur), solide (parois) et mixte (surfaces entre parois et air).

On dénombre ainsi 5 types de mailles, relativement à la zone thermique en cours de discrétisation :

- la maille de zone
- la maille située du côté intérieur d'une paroi
- la maille située du côté extérieur d'une paroi en contact avec l'extérieur
- la maille située du côté extérieur d'une paroi en contact avec une autre zone thermique
- la maille située entre les mailles intérieure et extérieure d'une paroi (maille intermédiaire)

Dans le cas du maillage d'une paroi, afin de respecter au mieux l'hypothèse selon laquelle la température est considérée uniforme dans une maille, plusieurs conditions de bon sens doivent être respectées :

- ➔ deux matériaux séparés par une couche d'isolant ne doivent pas être regroupés dans une même maille
- ➔ le maillage doit être d'autant plus fin que la maille est proche de l'ambiance intérieure

Dans le cas de la plateforme de simulations COMFIE, un mailleur automatique a été développé. Prenons l'exemple d'un mur respectivement en Isolation Thermique Intérieure et Extérieure (ITI et ITE). L'algorithme de maillage va repérer l'emplacement du ou des isolants. Dans la configuration ITE (cf. figure 1.3), il y a deux couches d'isolants : la lame d'air et l'isolant. En configuration ITI en revanche les deux isolants sont côte à côte, ils peuvent alors être globalisés (pointillés gris dans la figure 1.3), c.a.d. considérés comme un seul isolant équivalent ($R_{eq} = R_{Lame\ d'air} + R_{Isolant}$). Ensuite, les autres matériaux compris entre les isolants eux-mêmes ou entre les isolants et les ambiances thermiques sont globalisés. C'est le cas du béton et de l'enduit extérieur dans la configuration ITI. Les mailles, délimitées par les pointillés rouges, prennent donc en compte les propriétés thermiques de ces matériaux équivalents. De plus, elles incluent celles des isolants. Par exemple, la maille n°4 du mur en configuration ITE contient quatre résistances thermiques : $R_{i,4} = R_{Lame\ d'air}/2 + R_{Béton}/2 + R_{Béton}/2 + R_{Isolant}/2$ et trois capacités thermiques : $C_{i,4} = C_{Lame\ d'air}/2 + C_{Béton} + C_{Isolant}/2$.

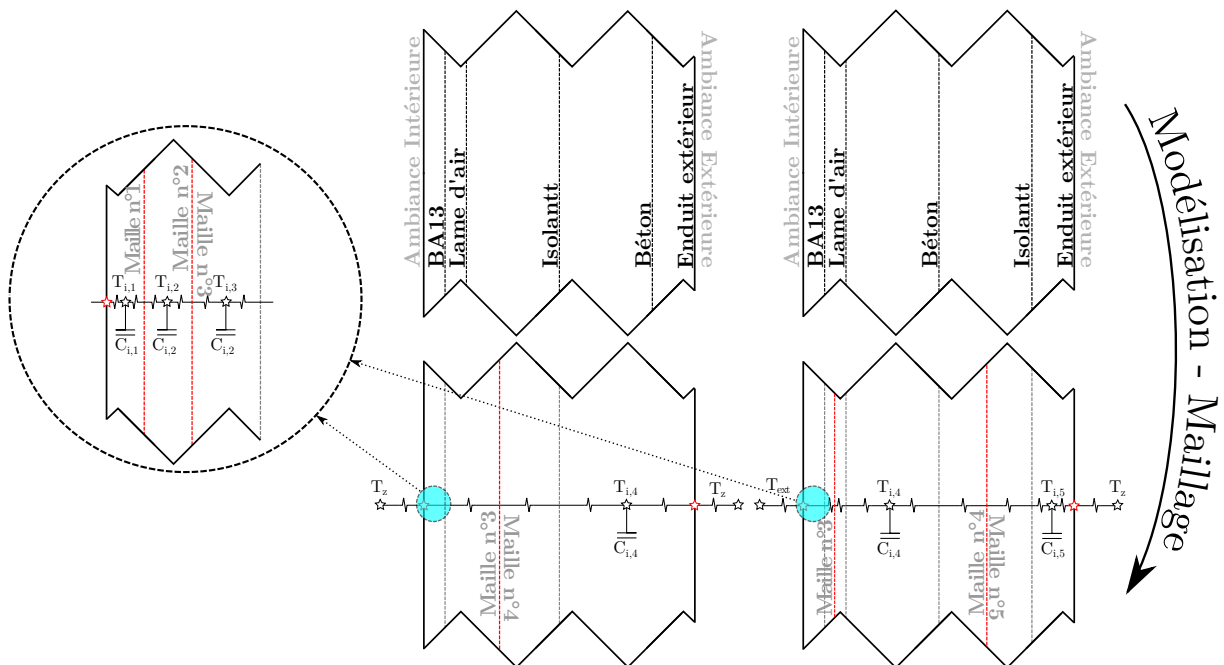


FIGURE 1.3 – Modélisation d'une paroi en ITI (à gauche) et en ITE (à droite) en un nombre discret de mailles et de nœuds.

Bilan thermique sur la maille de zone

La maille de zone est entendue comme la réunion de l'air ambiant intérieur et du mobilier. La capacité thermique qui lui est associée sera donc la somme des capacités thermiques de l'air et du mobilier : $C_z = C_{air} + C_{mob}$. Ce concept de zone induit l'hypothèse selon laquelle la température de l'air est homogène (pas de stratification). Cette dernière reste raisonnable quand la hauteur d'un niveau est réduite, ce qui n'est pas le cas pour un atrium par exemple. Cependant, de plus en plus d'outils reconnus internationalement fractionnent l'air intérieur en plusieurs mailles distinctes, améliorant la prise en compte d'une possible stratification du champ des températures (e.g. TRNSYS 17 [Aschaber *et al.*, 2009]). L'ensemble des transferts de chaleur pris en compte dans les paragraphes suivants sont représentés schématiquement dans la figure 1.4.

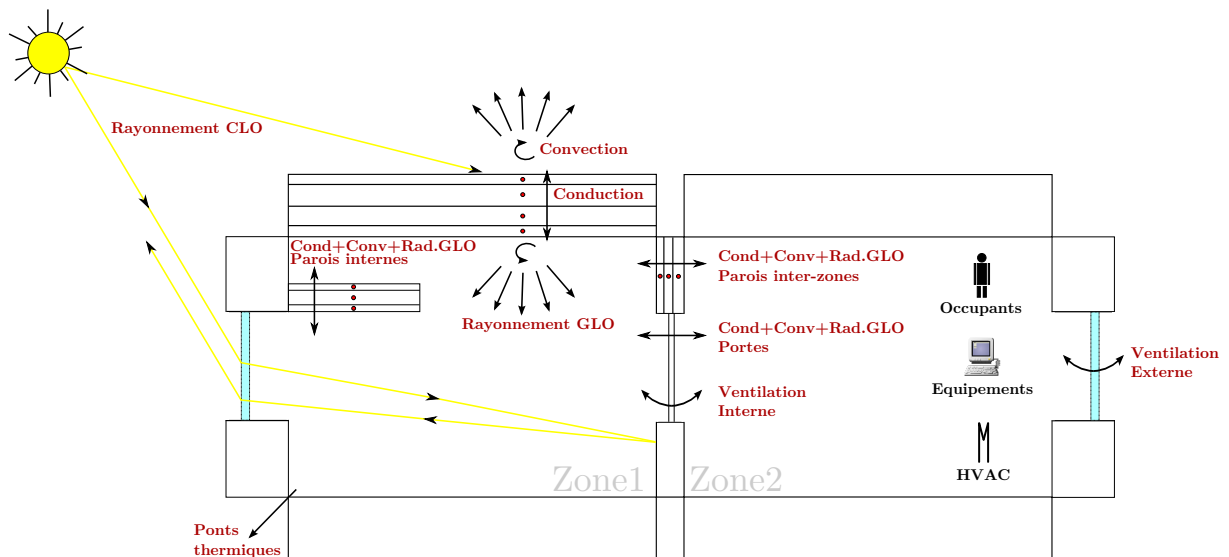


FIGURE 1.4 – Représentation des transferts de chaleur entre une zone thermique et, l'ambiance extérieure ou d'autres zones

L'air intérieur échange de l'énergie par convection et rayonnement GLO avec les parois et les fenêtres, et par advection avec l'extérieur et les autres zones thermiques – e.g. zones adjacentes reliées par des portes –. Les coefficients d'échanges superficiels convectifs sont dépendants du type de paroi (parois verticales, planchers, plafonds, etc.) et du sens du flux thermique en ce qui concerne les parois horizontales. Le rayonnement grande longueur d'onde est ici linéarisé, facilitant sa prise en compte. Les deux phénomènes sont globalisés (notation indicielle g) dans un seul et même coefficient d'échanges superficiels h_g tel que $h_g = 1/R_g = h_{rad.GLO} + h_{conv}$ puisque les deux flux sont parallèles. Ces aspects théoriques seront développés plus en détails dans les § 2.1 et 2.2. Cependant, il est important de noter que cette globalisation des échanges superficiels a des conséquences sur la nature de la température de zone T_z , qui n'est définitivement pas une température d'air, mais se

rapproche plutôt d'une température opérative, elle-même proche d'une moyenne entre la température d'air et la température radiative moyenne (se rapprochant de la moyenne des températures surfaciques des parois). Le bilan sur le volume V correspondant à la maille de zone s'écrit alors :

$$\left[\begin{array}{c} \text{Chaleur} \\ \text{stockée} \\ \text{dans } V \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{générée par} \\ \text{les systèmes} \\ \text{dans } V \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{advection} \\ \text{à travers } \partial V \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.CLO} \\ \text{à travers } \partial V \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Chaleur nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.GLO et} \\ \text{conv et cond} \\ \text{à travers } \partial V \end{array} \right]$$

Soit, en précisant les membres de l'égalité :

$$\begin{aligned} [C_z \dot{T}_z] &= [q_{syst}] + \left[\frac{c_{air} \rho_{air}}{3600} \left(\bar{Q}_z (1 - \eta_{DF}) + Q_{infiltr} \right) (T_{ext} - T_z) \right] \\ &+ \left[\sum_{i=1}^{N_{po}} \frac{\alpha_i S_i}{\sum_{j=1}^{N_{po}} \alpha_j S_j} \frac{R_{i,1}/2}{R_{g,i,int} + R_{i,1}/2} F_{rad.CLO,z} q_{rad.CLO,pv,z} \right] \\ &+ \left[\sum_{i=1}^{N_{pv}} U_{pv,i} S_{pv,i} (T_{ext} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{po}} \frac{1}{R_{g,i,int} + R_{i,1}/2} S_i (T_{i,1} - T_z) \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^{N_{p.th}} (\Psi_{lin,i} l_i + \Psi_{ponc,i}) (T_{amb.adj,i} - T_z) \right] \end{aligned} \quad (1.28)$$

avec q_{syst} qui regroupe la puissance de chauffage ou de refroidissement, et d'autres puissances dissipées par les équipements et les occupants ; \bar{Q}_z est le débit moyen de renouvellement d'air ; $Q_{infiltr}$ le débit d'infiltration – les valeurs en temps réel de ces débits ainsi que les échanges advectifs entre zones $q_{adv,z \leftrightarrow z_i}$ seront traitées après le couplage des modèles zonaux intégrant les équations physiques, cf. paragraphe 1.2.3.2 – ; $R_{g,i,int}$ la résistance superficielle intérieure globale de la paroi i exprimée en $(m^2.K)/W$ telle que $R_{g,i,int} = 1/h_{g,i,int} = 1/(h_{conv,i,int} + h_{rad.GLO,i,int})$; $R_{i,1}$ et $R_{i,2}$ respectivement la résistances thermique de la maille intérieure (maille n°1) et de la maille intermédiaire adjacente (maille n°2) en $[m^2.K.W^{-1}]$; $T_{amb.adj,i}$ est la température de l'ambiance thermique adjacente à la paroi i pouvant représenter dans le cas de la maille de zone une température de zone adjacente, la température extérieure ou la température de sol ; $F_{rad.CLO,z}$ la fraction du flux solaire transmis à travers les vitrages ($q_{rad.CLO,pv,z}$) restant dans la zone ; Les transferts thermiques par les portes sont considérés comme des ponts thermiques ponctuels (équivalence entre S_i/R_i et Ψ_{ponc}) et $T_{i,1}$ la température du nœud de la maille intérieure ou maille n°1 de la paroi i (cf. figure 1.3 pour la convention de numérotation des nœuds). Les transferts de chaleur par les N_{pv} parois vitrées sont prises en compte de manière simplifiée, en régime permanent étant donnée la faible inertie de ces composants. Les parois dites internes, dont les surfaces internes et externes sont en contact avec la zone thermique considérée, sont

incluses dans le nombre de parois opaques N_{po} (dans ce cas particulier, les deux faces des parois internes interviennent dans les échanges entre les parois et l'air).

Bilan thermique sur la maille la plus intérieure d'une paroi externe i

La maille superficielle intérieure d'une paroi externe échange par convection et rayonnement avec l'ambiance intérieure. Elle reçoit aussi une partie du flux solaire incident transmis par les vitrages. En effet, le nœud de cette maille se situant au milieu de l'épaisseur e_i de cette dernière, certains apports énergétiques devront être répartis entre la maille de zone et la maille superficielle (au prorata des deux résistances superficielles côté paroi $R_{i,1} = e_i/2\lambda_i$ et côté zone $R_{g,i,int} = 1/h_{g,i,int}$). Le bilan énergétique sur le volume de la maille est le suivant :

$$\begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{stockée} \\ \text{dans V} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{conduction} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Chaleur nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.GLO et} \\ \text{conv et cond} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.CLO} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix}$$

D'où, en explicitant :

$$\begin{aligned} [C_{i,1}\dot{T}_{i,1}] &= \left[\frac{1}{R_{i,1}/2 + R_{i,2}/2} S_i (T_{i,2} - T_{i,1}) \right] \\ &+ \left[\frac{1}{R_{g,i,int} + R_{i,1}/2} S_i (T_z - T_{i,1}) \right] \\ &+ \left[\frac{\alpha_i S_i}{\sum_{i=1}^{N_{po}} \alpha_i S_i} \frac{R_{g,i,int} + e_i/2\lambda_i}{e_i/2\lambda_i} F_{rad.CLO,z} q_{rad.CLO,pv,z} \right] \end{aligned} \quad (1.29)$$

Bilan thermique sur une maille intermédiaire d'une paroi externe i

La maille intermédiaire, c.a.d. se situant entre deux mailles solides, échange avec ces dernières par conduction, selon le bilan :

$$\begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{stockée} \\ \text{dans V} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Chaleur nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{conduction} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix}$$

Soit, en précisant les phénomènes physiques mis en jeu :

$$[C_{i,j}\dot{T}_{i,j}] = \left[\frac{S_i}{R_{i,j-1}/2 + R_{i,j}/2} (T_{i,j-1} - T_{i,j}) + \frac{S_i}{R_{i,j+1}/2 + R_{i,j}/2} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \right] \quad (1.30)$$

Bilan thermique sur la maille la plus extérieure d'une paroi externe i

Une paroi externe i est une paroi en contact avec l'air extérieur ou le sol à la température $T_{amb.adj,i}$. Dans le cas d'un contact avec l'air extérieur, la couche superficielle extérieure va donc être susceptible de recevoir du rayonnement solaire et d'en absorber une partie. La dernière maille N_i d'une paroi externe i va aussi échanger par convection et rayonnement GLO avec l'ambiance extérieure. Ces échanges sont pris en compte dans un coefficient d'échange global $R_{g,i,ext}$. Si la paroi est en revanche en contact avec le sol, alors, l'échange sera modélisé par deux termes : une résistance thermique au transfert de chaleur entre la surface extérieure du plancher et le sol (la température du sol est prise à 10 mètres de profondeur et considérée constante) $R_{g,i,ext} = S_i/U_{sol}$ avec U_{sol} exprimé en $[W.K^{-1}]$ et un coefficient de transfert global entre la zone et l'air extérieur (les lignes de flux remontent effectivement vers l'air extérieur) pris en compte dans le bilan de la maille de zone (pont thermique). De plus, la maille extérieure N_i échange de la chaleur par conduction avec la maille intermédiaire $N_i - 1$ à la température T_{i,N_i-1} :

$$\begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{stockée} \\ \text{dans V} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.CLO} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Chaleur} \\ \text{nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{conduction} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Chaleur nette} \\ \text{échangée par} \\ \text{ray.GLO et} \\ \text{conv et cond} \\ \text{à travers } \partial V \end{bmatrix}$$

D'où la représentation mathématique des transferts de chaleur suivante :

$$\begin{aligned} [C_{i,N_i} \dot{T}_{i,N_i}] &= [S_i q''_{rad.CLO,N_i}] + \left[\frac{S_i}{R_{i,N_i-1}/2 + R_{i,N_i}/2} (T_{i,N_i-1} - T_{i,N_i}) \right] \\ &+ \left[\frac{S_i}{R_{g,i,ext} + R_{i,N_i-1}/2} (T_{amb.adj,i} - T_{i,N_i}) \right] \end{aligned} \quad (1.31)$$

avec $S_i q''_{rad.CLO,N_i}$ le flux solaire absorbé et effectivement cédé au nœud N_i .

Bilan thermique sur la maille la plus extérieure d'une paroi i en contact avec une autre zone thermique

Une zone thermique peut être en contact avec une autre zone thermique, qu'elle soit chauffée ou non. Chaque zone est d'abord maillée séparément, le couplage étant réalisé après la réduction de modèle. Pour intégrer le rayonnement solaire absorbé par la face externe de la paroi (ou la face interne de la paroi si l'on se place du point de vue de la zone adjacente), on considère un échange avec une température de zone adjacente équivalente. Cette température est une sortie du modèle de la zone adjacente. On applique le même

type de bilan thermique que dans le paragraphe précédent :

$$C_{i,N_i} \dot{T}_{i,N_i} = \frac{S_i}{R_{i,N_i-1}/2 + R_{i,N_i}/2} (T_{i,N_i-1} - T_{i,N_i}) + \frac{S_i}{R_{g,i,ext} + R_{i,N_i-1}/2} (T_{eq,z_{adj}z} - T_{i,N_i}) \quad (1.32)$$

avec $R_{g,i,ext}$ la résistance superficielle globale (i.e convective + radiative) entre la paroi i et la zone thermique adjacente ; $T_{eq,z_{adj}z} = T_{z_{adj}} + \frac{F_{rad.CLO,z_{adj}} q_{rad.CLO,pv,z_{adj}}}{(1/R_{g,i,ext})S_i}$ est une température dite équivalente qui tient compte de la température de la zone thermique adjacente corrigée des apports solaires potentiellement absorbés à la surface extérieure de la paroi i (par rapport à la zone z considérée) en contact avec la zone adjacente.

Formalisation matricielle

Il est possible de mettre ces équations, décrivant le comportement thermique d'une zone représenté par un système à n états, p sollicitations et m grandeurs d'intérêt ou sorties, sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{cases} \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{T}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{E} \cdot \mathbf{U} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{J} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{G} \cdot \mathbf{U} \end{cases} \quad (1.33)$$

La première équation du système (1.33) est dénommée l'équation d'état. Elle décrit l'évolution des températures de l'intégralité des n nœuds regroupées dans le vecteur \mathbf{T} [$n \times 1$]. Le comportement thermique de chacune des mailles du bâtiment dépend de leur capacité thermique (matrice \mathbf{C} [$n \times n$] incluant toute les n capacités thermiques $C_{i,i}$, soient les termes diagonaux de la matrice des capacités), des températures des mailles voisines (T_z et $n - 1$ températures T_i incluses dans le vecteur \mathbf{T}) et des p potentielles sollicitations regroupées dans un vecteur \mathbf{U} [$p \times 1$] (incluant la température extérieure T_{ext} , la puissance cédée à la maille d'air q_{syst} , le flux solaire transmis à travers les vitrages $q_{rad.CLO,pv,z}$, les rayonnements solaires $q''_{rad.CLO,N_i}$, les températures des zones adjacentes T_{z_i} , les températures équivalentes des zones adjacentes $T_{eq,z_i z_j}$ et la température de sol T_{sol}). Les différents coefficients intervenant dans les équations (1.28) à (1.32) sont introduits dans les matrices \mathbf{C} , \mathbf{A} [$n \times n$] et \mathbf{E} [$n \times p$] respectivement s'il s'agit de capacités thermiques (cf. équation (1.3)), de coefficients d'échanges entre les températures des différents nœuds ou des coefficients liés à l'intensité des échanges avec de potentielles sollicitations ou leur répartition.

La seconde équation du système (1.33), dite équation des sorties, permet de calculer les m grandeurs d'intérêt du problème regroupées dans le vecteur des sorties \mathbf{Y} [$m \times 1$].

\mathbf{J} [$n \times n$] et \mathbf{G} [$p \times p$] sont des matrices carrées spécifiant la nature des grandeurs d'intérêt. Dans notre cas, \mathbf{Y} contient la température de zone T_z et les températures équivalentes $T_{eq,i}$ qui serviront après le couplage des modèles zonaux. \mathbf{Y} contient donc autant de températures équivalentes que de parois différentes de la zone z en contact avec ses zones adjacentes.

Le système d'équations matricielles (1.33) est largement utilisé pour décrire le comportement de systèmes linéaires continus et invariants. On notera qu'il est nécessaire de considérer autant de systèmes de ce type que de zones thermiques identifiées dans le bâtiment.

1.2.3 Choix d'une plateforme de modélisation

Un choix doit être réalisé quant à la plateforme de modélisation choisie afin d'implémenter les modèles qui seront développés dans la suite de la thèse. On développe ici les arguments qui ont abouti au choix de cette plateforme.

1.2.3.1 Approche historique

Le Centre Efficacité énergétique des Systèmes (CES) MINES ParisTech, et plus précisément le groupe de recherche Eco-conception et Thermique des Bâtiments (ETB) développe depuis plus de trente ans un ensemble de modèles visant à simuler le comportement thermique dynamique des bâtiments ainsi que leurs impacts sur l'environnement durant leur cycle de vie.

La plateforme de simulation thermique dynamique développée par le centre à ses premières heures se base sur une discrétisation du bâtiment par volumes finis [Neveu, 1984] : le bâtiment est décomposé en un certain nombre de mailles sur lesquelles un bilan thermique est effectué (cf. § 1.2.2.2). Le principe de conservation de l'énergie permet de décrire à chaque nœud les phénomènes physiques en jeu. Il est alors possible d'isoler un système linéaire (cf. équation (1.33)) et de réduire l'ordre du modèle en omettant volontairement un certain nombre de dynamiques rapides. La méthode mathématique permettant un tel traitement des équations est appelée « analyse modale » et sera traitée dans le § 1.2.3.2.

Peu de temps après la création du CENERG en 1976 (Centre d'ENERGgétique) de l'école des Mines de Paris (ancienne dénomination du CES MINES ParisTech), des premiers travaux sont réalisés sur le bâtiment aboutissant à une corrélation annuelle des besoins thermiques puis à un modèle thermique monozone [Brejon *et al.*, 1984]. Une série de travaux de recherches ultérieurs sont réalisés sur la thématique de l'analyse modale appliquée au bâtiment [Bacot, 1984b,a; Lefebvre, 1987], théorie qui provenait initialement du domaine de

la mécanique. L'analyse modale a pour but de minimiser les temps de calculs en réduisant le nombre d'équations à résoudre dans un système linéaire remanié. Ainsi, on investit initialement dans une manipulation mathématique du système d'équations matricielles afin d'en accélérer sa résolution, à chaque pas de temps de la simulation. L'analyse modale était un moyen élégant de réduire les efforts de calculs tout en assurant une précision tout à fait acceptable des sorties, à l'heure où les ordinateurs, dotés de faibles quantités de mémoire vive et de capacités de calculs, venaient de faire leur apparition. Elle reste encore aujourd'hui d'actualité.

Après avoir réduit l'ordre du modèle propre à chaque zone thermique, il a été nécessaire de trouver une méthode mathématique et algorithmique robuste capable de modéliser les échanges thermiques entre zones, on parle aussi de couplage. Une thèse réalisée à la fin des années 80 a formalisé et mis en œuvre cette démarche que l'on peut qualifier de couplage par recouvrement des modèles modaux réduits [Blanc-Sommereux et Lefebvre, 1989].

Un certain nombre de développements et de validations ont été réalisés en parallèle [Peuportier, 1989], aboutissant en 1990 à l'apparition du logiciel d'optimisation de la conception des bâtiments COMFIE pour Calcul d'Ouvrages Multizones Fixé à une Interface Experte, destiné aux professionnels du bâtiment (principalement les architectes et les bureaux d'études) [Peuportier et Sommereux, 1990]. Cet outil a par la suite subi des améliorations constantes ainsi que d'autres processus de validations numériques et expérimentales [Peuportier, 2005], et tend encore aujourd'hui à évoluer. Il a notamment pris une forme modulaire grâce à l'utilisation du langage objet, ce qui a permis l'intégration de modules concernant notamment les énergies renouvelables [Guiavarch, 2003; Thiers, 2008]. D'autres outils, chaînés les uns aux autres dans une volonté de conception intégrée ont vu le jour en termes de modélisation graphique (ALCYONE), d'interface graphiques pour COMFIE (PLEIADES) [Salomon *et al.*, 2005], d'Analyse de Cycle de Vie des bâtiments [Polster, 1995] (EQUER) et des quartiers [Popovici, 2006] (NovaEQUER, anciennement ARIADNE). Les développements logiciels, en termes d'interface utilisateur étant assurés par la société *IZUBA énergies*.

L'émergence de tels outils basés sur des modèles réduits tient à un certain pragmatisme. Les professionnels à qui sont destinés les outils n'ont majoritairement pas le temps suffisant pour utiliser des outils de référence élaborés (e.g. TRNSYS, ESP-r ou EnergyPlus) mais considèrent souvent les modèles simplifiés comme insuffisants lors d'une démarche de conception en amont projet. C'est dans un compromis intransigeant entre ces deux visions, que se placent résolument les modèles développés par le centre.

1.2.3.2 L'analyse modale

L'analyse modale, comme elle a été introduite précédemment, permet de réduire l'ordre d'un modèle représenté par un système linéaire, continu et invariant sur une période donnée. En réduisant le nombre d'équations à résoudre, on parle aussi de réduction modale, la méthode accélère la résolution des équations sans une perte significative d'informations [Ménézo *et al.*, 2002]. Il faut cependant investir initialement dans des manipulations mathématiques couteuses en temps (notamment lors de la phase de diagonalisation matricielle). Cependant, des phénomènes représentés par des équations non linéaires ou impliquant des paramètres variables dans le temps existent. Il est possible de coupler ces phénomènes au système linéaire isolé initialement après le couplage des modèles modaux zonaux réduits.

Création des modèles modaux zonaux

Le modèle zonal représenté par le système (1.33) peut être résolu facilement si l'équation d'état est du type $\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{C}_1 \cdot \mathbf{X} + \mathbf{C}_2$ avec \mathbf{C}_1 une matrice diagonale, c.a.d. si chaque composante \dot{X}_i du vecteur $\dot{\mathbf{X}}$ ne dépend que de X_i . Il est possible d'identifier l'équation d'état du système (1.33) à la précédente équation grâce à un changement de variable et un changement de base.

Si l'on écrit le vecteur des températures \mathbf{T} comme la somme d'un terme en régime permanent $\mathbf{\Pi}$ (c.a.d. quand $\dot{\mathbf{T}} = 0$, ce qui implique $\mathbf{\Pi} = -\mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{U}$) et d'un terme dynamique \mathbf{T}_0 , ce qui représente notre nouvelle variable, alors on a $\mathbf{T} = \mathbf{T}_0 + \mathbf{\Pi} = \mathbf{T}_0 - \mathbf{A}^{-1} \mathbf{E} \cdot \mathbf{U}$ et $\dot{\mathbf{T}} = \dot{\mathbf{T}} + \dot{\mathbf{\Pi}} = \dot{\mathbf{T}}_0 - \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E} \cdot \dot{\mathbf{U}}$. En substituant ces expressions aux vecteurs \mathbf{T} et $\dot{\mathbf{T}}$ du système (1.33), on obtient le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{T}}_0 = \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{T}_0 + \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E} \cdot \dot{\mathbf{U}} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{J} \cdot \mathbf{T}_0 + (\mathbf{G} - \mathbf{J} \cdot \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E}) \cdot \mathbf{U} \end{cases} \quad (1.34)$$

A présent, on diagonalise la matrice $\mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{A}$. Pour cela, on réalise un changement de base $\mathbf{T}_0 = \mathbf{P} \cdot \mathbf{X}$, ce qui entraîne $\dot{\mathbf{T}}_0 = \mathbf{P} \cdot \dot{\mathbf{X}}$, avec \mathbf{P} la matrice de passage et \mathbf{X} le vecteur des états thermiques (image des températures dans la nouvelle base) tel que la matrice $\mathbf{P}^{-1} \cdot \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{P} = \mathbf{F}$ est diagonale. \mathbf{P} est formée des vecteurs propres de la matrice $\mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{A}$ et les termes diagonaux de \mathbf{F} de ses valeurs propres ($F_{ii} = vp_i$). Si une telle matrice \mathbf{P} existe, alors le changement de base modifie le système (1.34) qui devient :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{P}^{-1} \cdot \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{P} \cdot \mathbf{X} + \mathbf{P}^{-1} \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E} \cdot \dot{\mathbf{U}} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{J} \cdot \mathbf{P} \cdot \mathbf{X} + (\mathbf{G} - \mathbf{J} \cdot \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{E}) \cdot \mathbf{U} \end{cases} \quad (1.35)$$

Afin de simplifier les notations, on introduit les matrices $\mathbf{B} = \mathbf{P}^{-1}\mathbf{A}^{-1}\mathbf{E}$, $\mathbf{H} = \mathbf{J}\mathbf{P}$ et $\mathbf{S} = \mathbf{G} - \mathbf{J}\mathbf{A}^{-1}\mathbf{E}$. Soit le modèle modal zonal :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{F}\mathbf{X} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{U}} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{H}\mathbf{X} + \mathbf{S}\mathbf{U} \end{cases} \quad (1.36)$$

Réduction des modèles modaux zonaux

\mathbf{F} est une matrice diagonale dont les termes diagonaux F_{ii} prennent en compte les constantes de temps du bâtiment τ_i correspondant à chaque mode : $F_{ii} = -1/\tau_i$. Chaque état thermique est régi par l'équation $\dot{X}_i = -\frac{1}{\tau_i}X_i + \sum_{j=1}^p B_{ij} * \dot{U}_j$. Ainsi, si une ou plusieurs constantes de temps τ_i sont faibles, alors les états X_i atteignent rapidement le régime permanent. Il devient donc possible de s'affranchir de ces dynamiques rapides, moyennant une sélection rigoureuse du nombre de modes à conserver après classement des constantes de temps (ce nombre a été relevé récemment à 10, au lieu de 3). Après réduction modale, il reste donc n_r modes par zone thermique. Soit le modèle modal réduit zonal suivant :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}}_r = \mathbf{F}_r\mathbf{X}_r + \mathbf{B}_r\dot{\mathbf{U}} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{H}_r\mathbf{X}_r + \mathbf{S}\mathbf{U} \end{cases} \quad (1.37)$$

Couplage des modèles modaux zonaux réduits

L'objectif du couplage est de manipuler un seul système matriciel intégrant tous les modèles modaux réduits zonaux prenant en compte les échanges thermiques entre les zones adjacentes. Pour cela, on va concaténer un certain nombre de vecteurs et de matrices (matrices diagonales par blocs), ce qui modifie les dimensions des matrices (nous utiliserons de nouveaux indices) et vecteurs en jeu :

- le vecteur global des états thermiques réduits $\mathbf{X}_g [N \times 1]$,
- le vecteur global des sorties $\mathbf{Y}_g [M \times 1]$,
- le vecteur global des sollicitations $\mathbf{U}_g [P \times 1]$,
- les matrices globales du système $\mathbf{F}_g [N \times N]$, $\mathbf{H}_g [M \times N]$, $\mathbf{B}_g^\alpha [N \times P]$, $\mathbf{B}_g^\beta [N \times M]$, $\mathbf{S}_g^\alpha [M \times P]$ et $\mathbf{S}_g^\beta [M \times M]$.

On rappelle que le vecteur des sollicitations \mathbf{U} (présent dans le système (1.37)) contient entre autres les températures des zones adjacentes ainsi qu'un certain nombre de températures équivalentes. Or, ces températures sont déjà incluses dans le vecteur des sorties \mathbf{Y}_g .

On va donc les extraire du vecteur des sollicitations \mathbf{U}_g de telle manière que :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}}_g = \mathbf{F}_g \cdot \mathbf{X}_g + \mathbf{B}_g^\alpha \cdot \dot{\mathbf{U}}_g + \mathbf{B}_g^\beta \cdot \dot{\mathbf{Y}}_g \\ \mathbf{Y}_g = \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{X}_g + \mathbf{S}_g^\alpha \cdot \mathbf{U}_g + \mathbf{S}_g^\beta \cdot \mathbf{Y}_g \end{cases} \quad (1.38)$$

N et M correspondent donc respectivement à la somme du nombre de modes réduits et de sorties de chaque zone thermique, et P à la somme du nombre de sollicitations de chaque zone thermique de laquelle on déduit le nombre de sollicitations déjà présentes dans le vecteur des sorties (températures équivalentes ou températures de zone).

Intégration des modèles modaux zonaux réduits couplés

On rappelle ici que nous sommes amenés à manipuler de simples équations au dérivées ordinaires (EDO) scalaires qui constituent l'EDO matricielle des états du système (1.38), et que ces dernières sont découplées car \mathbf{F}_g est une matrice diagonale. Par la technique dite de variation de la constante, on arrive à connaître la forme générale de la solution :

$$X_{g,i}(t) = e^{vp_i t} \int_{t_0}^t e^{-vp_i \zeta} \left(\sum_{j=1}^P B_{g,ij}^\alpha \dot{U}_{g,j}(\zeta) + \sum_{j=1}^M B_{g,ij}^\beta \dot{Y}_{g,j}(\zeta) \right) d\zeta + e^{vp_i(t-t_0)} X_{g,i}(t_0) \quad (1.39)$$

Avant d'intégrer cette équation, on peut exprimer la $i^{\text{ème}}$ composante du vecteur des sorties $Y_{g,i}(t)$ en introduisant l'expression de $X_{g,i}(t)$ développée dans l'équation (1.39). Cela nous servira notamment à caractériser la contribution de chacun des N modes à la réponse du système à un échelon appliqué à une sollicitation donnée.

$$\begin{aligned} Y_{g,i}(t) &= \sum_{j=1}^N \left[H_{g,ij} e^{vp_j(t-t_0)} X_{g,j}(t_0) \right] \\ &+ \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^P \left[H_{g,ij} B_{g,jk}^\alpha e^{vp_j t} \int_{t_0}^t e^{-vp_j \zeta} \dot{U}_{g,k}(\zeta) d\zeta \right] \\ &+ \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^M \left[H_{g,ij} B_{g,jk}^\beta e^{vp_j t} \int_{t_0}^t e^{-vp_j \zeta} \dot{Y}_{g,k}(\zeta) d\zeta \right] \\ &+ \sum_{j=1}^P S_{g,ij}^\alpha U_{g,j}(t) + \sum_{j=1}^M S_{g,ij}^\beta Y_{g,j}(t) \end{aligned} \quad (1.40)$$

En intégrant maintenant l'équation d'état du système (1.39) entre les itérations n et $n+1$, et en considérant qu'entre ces deux itérations, les sollicitations sont représentées par des rampes – c.a.d. qu'entre deux pas de temps, leur dérivée est constante et égale à leur taux d'accroissement [Lefebvre, 2007] : $\forall j \in \llbracket 1; P \rrbracket \dot{U}_{g,j} \approx (U_{g,j}^{n+1} - U_{g,j}^n) / \Delta t = Cste$ et

$\forall j \in \llbracket 1; M \rrbracket \dot{Y}_{g,j} \approx (Y_{g,j}^{n+1} - Y_{g,j}^n) / \Delta t = Cste -$, on obtient :

$$\begin{aligned} X_{g,i}^{n+1} &= e^{vp_i(n+1)\Delta t} \left[-\frac{e^{-vp_i\zeta}}{vp_i} \right]_{n\Delta t}^{(n+1)\Delta t} \left(\sum_{j=1}^P B_{g,ij}^\alpha \frac{(U_{g,j}^{n+1} - U_{g,j}^n)}{\Delta t} + \sum_{j=1}^M B_{g,ij}^\beta \frac{(Y_{g,j}^{n+1} - Y_{g,j}^n)}{\Delta t} \right) \\ &+ e^{vp_i\Delta t} X_{g,i}^n \end{aligned} \quad (1.41)$$

Or :

$$\begin{aligned} e^{vp_i(n+1)\Delta t} \left[-\frac{e^{-vp_i\zeta}}{vp_i} \right]_{n\Delta t}^{(n+1)\Delta t} &= e^{vp_i(n+1)\Delta t} \left(-\frac{e^{-vp_i(n+1)\Delta t}}{vp_i} + \frac{e^{-vp_in\Delta t}}{vp_i} \right) \\ &= -\frac{1}{vp_i} (1 - e^{vp_i\Delta t}) = \tau_i (1 - e^{-\Delta t/\tau_i}) \end{aligned} \quad (1.42)$$

En substituant (1.42) dans (1.41), on obtient l'expression développée des états à l'itération $n + 1$, $X_{g,i}^{n+1}$:

$$\begin{aligned} X_{g,i}^{n+1} &= \frac{\tau_i}{\Delta t} (1 - e^{-\Delta t/\tau_i}) \sum_{j=1}^P B_{g,ij}^\alpha (U_{g,j}^{n+1} - U_{g,j}^n) \\ &+ \frac{\tau_i}{\Delta t} (1 - e^{-\Delta t/\tau_i}) \sum_{j=1}^M B_{g,ij}^\beta (Y_{g,j}^{n+1} - Y_{g,j}^n) + e^{-\Delta t/\tau_i} X_{g,i}^n \end{aligned} \quad (1.43)$$

On introduit maintenant les matrices $\mathbf{FEXP}_g [N \times N]$, $\mathbf{W}_g^\alpha [N \times P]$ et $\mathbf{W}_g^\beta [N \times M]$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \forall i \in \llbracket 1; N \rrbracket, \quad \forall j \in \llbracket 1; N \rrbracket, \quad FEXP_{g,ij} = \begin{cases} e^{-\Delta t/\tau_i} & \text{si } i = j \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \\ \forall i \in \llbracket 1; N \rrbracket, \quad \forall j \in \llbracket 1; P \rrbracket, \quad W_{g,ij}^\alpha = \frac{\tau_i}{\Delta t} (1 - e^{-\Delta t/\tau_i}) B_{g,ij}^\alpha \\ \forall i \in \llbracket 1; N \rrbracket, \quad \forall j \in \llbracket 1; M \rrbracket, \quad W_{g,ij}^\beta = \frac{\tau_i}{\Delta t} (1 - e^{-\Delta t/\tau_i}) B_{g,ij}^\beta \end{array} \right. \quad (1.44)$$

Après intégration et introduction des précédentes matrices, le système (1.38) peut alors s'écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{X}_g^{n+1} = \mathbf{FEXP}_g \cdot \mathbf{X}_g^n + \mathbf{W}_g^\alpha \cdot (\mathbf{U}_g^{n+1} - \mathbf{U}_g^n) + \mathbf{W}_g^\beta \cdot (\mathbf{Y}_g^{n+1} - \mathbf{Y}_g^n) \\ \mathbf{Y}_g^{n+1} = \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{X}_g^{n+1} + \mathbf{S}_g^\alpha \cdot \mathbf{U}_g^{n+1} + \mathbf{S}_g^\beta \cdot \mathbf{Y}_g^{n+1} \end{array} \right. \quad (1.45)$$

Le système (1.45) peut être résolu en substituant l'expression de \mathbf{X}_g^{n+1} dans l'équation matricielle des sorties et en isolant \mathbf{Y}_g^{n+1} :

$$\begin{cases} \mathbf{X}_g^{n+1} = \mathbf{FEXP}_g \cdot \mathbf{X}_g^n + \mathbf{W}_g^\alpha \cdot (\mathbf{U}_g^{n+1} - \mathbf{U}_g^n) + \mathbf{W}_g^\beta \cdot (\mathbf{Y}_g^{n+1} - \mathbf{Y}_g^n) \\ \mathbf{Y}_g^{n+1} = \mathbf{MGIF} \cdot \mathbf{X}_g^n + \mathbf{MGIE} \cdot \mathbf{U}_g^{n+1} - \mathbf{MGID} \cdot \mathbf{U}_g^n - \mathbf{MGIC} \cdot \mathbf{Y}_g^n \end{cases} \quad (1.46)$$

avec :

$$\begin{cases} \mathbf{MGIF} = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\beta - \mathbf{S}_g^\beta)^{-1} \cdot \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{FEXP}_g & [M \times N] \\ \mathbf{MGIE} = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\beta - \mathbf{S}_g^\beta)^{-1} \cdot (\mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\alpha + \mathbf{S}_g^\alpha) & [M \times P] \\ \mathbf{MGID} = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\beta - \mathbf{S}_g^\beta)^{-1} \cdot \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\alpha & [M \times P] \\ \mathbf{MGIC} = (\mathbf{I} - \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\beta - \mathbf{S}_g^\beta)^{-1} \cdot \mathbf{H}_g \cdot \mathbf{W}_g^\beta & [M \times M] \end{cases} \quad (1.47)$$

En initialisant les états thermiques et les sorties à $t = 0$ en régime permanent – c.a.d. quand $\mathbf{X}_g^n = \mathbf{0}$ et \mathbf{Y}_g^n initialisé aux températures de consignes si la zone est thermostatée, à la température extérieure sinon –, et en connaissant par avance l'évolution des sollicitations, on peut calculer les sorties à l'itération suivante (\mathbf{Y}_g^{n+1}). On en déduit ensuite les états thermiques à l'itération suivante (\mathbf{X}_g^{n+1}), et ainsi de suite pour les pas de temps suivants.

Prise en compte des phénomènes non linéaires ou non constants

Les phénomènes non linéaires ou impliquant des paramètres variables sont pris en compte après le couplage des modèles modaux réduits zonaux (débit réel de ventilation externe, ventilation interne, résistance variable liée à l'usage intermittent des occultations, etc). Par exemple, les résistances thermiques liées à l'usage des occultations (stores, volets) sont variables. L'analyse modale tient compte des transferts de chaleur à travers les vitrages : $q_{pv}^{n+1} = U_{pv} S_{pv} (T_{ext}^{n+1} - T_z^{n+1})$. Cependant, le coefficient de transfert de chaleur du vitrage U_{pv} est fixe et n'inclut pas la résistance thermique des occultations R_{occ} . On calcule donc la différence entre le transfert de chaleur considéré dans l'analyse modale (sans volets) et celui qui devrait être pris en compte (avec U_{pv} intégrant la résistance thermique des volets) afin de corriger ce premier :

$$\begin{aligned} \Delta q^{n+1} &= U_{pv} S_{pv} (T_{ext}^{n+1} - T_z^{n+1}) - \left(\frac{\%_{occ}^{n+1} S_{pv}}{R_{occ} + 1/U_{pv}} + (1 - \%_{occ}^{n+1}) U_{pv} S_{pv} \right) (T_{ext}^{n+1} - T_z^{n+1}) \\ &= \left(U_{pv} S_{pv} - \frac{U_{pv} \%_{occ}^{n+1} S_{pv}}{1 + U_{pv} R_{occ}} - U_{pv} S_{pv} + \frac{(U_{pv} \%_{occ}^{n+1} S_{pv})(1 + U_{pv} R_{occ})}{1 + U_{pv} R_{occ}} \right) (T_{ext}^{n+1} - T_z^{n+1}) \\ &= \left(\frac{U_{pv}^2 R_{occ} \%_{occ}^{n+1} S_{pv}}{1 + U_{pv} R_{occ}} \right) (T_{ext}^{n+1} - T_z^{n+1}) \end{aligned}$$

(1.48)

avec $\%_{occ}^{n+1}$ le pourcentage d'ouverture des volets à l'itération $n + 1$, et R_{occ} la résistance additionnelle des volets.

La puissance calculée Δq^{n+1} est ensuite introduite dans le vecteur des sollicitations \mathbf{U}_g^{n+1} . De manière similaire, on introduit une moyenne des débits externes annuels dans les systèmes linéaires (cf. le terme \bar{Q}_z dans l'équation (1.28)). C'est après le couplage que les écarts par rapport à la moyenne sont pris en compte et que les corrections sont ajoutées au vecteur des sollicitations. Plus généralement, si la différence de flux Δq^{n+1} est dépendante de variables définies à l'itération $n + 1$, alors une démarche itérative est nécessaire afin de faire converger le modèle, ou plus précisément les sorties du modèle contenues dans le vecteur \mathbf{Y}_g^{n+1} . C'est le cas par exemple des échanges thermiques par advection entre les zones thermiques.

1.2.3.3 Brève présentation des outils

Le modèleur graphique Alcyone permet la saisie des différentes caractéristiques géométriques mais aussi des scénarios horaires, des compositions de parois, des valeurs de ponts thermiques, des ouvertures, des masques et des équipements par défaut du ou des bâtiments puis la transmission de ces données à PLEIADES+COMFIE (P+C). P+C est un logiciel de simulation du comportement thermique dynamique multizone des bâtiments (STD), PLEIADES étant l'interface utilisateur, et COMFIE le cœur de calcul. Ce logiciel est principalement destiné aux bureaux d'études et aux éco-concepteurs de bâtiments désirant optimiser l'enveloppe du bâtiment et sa conception bioclimatique en phase amont d'un projet. Il permet le calcul des températures de chaque zone thermique avec un pas de temps paramétrable, l'évaluation des besoins de chaleur et de refroidissement annuels ainsi que la consommation électrique et la puissance appelées ou dissipées par certains équipements.

EQUER et NovaEQUER sont respectivement des outils d'évaluation de la qualité environnementale des bâtiments et des quartiers. Ils s'appuient sur la méthodologie de l'ACV [ISO, 2006], se déroulant en quatre étapes successives (processus itératif) :

- définition des objectifs,
- inventaire de cycle de vie,
- évaluation des impacts sur l'environnement,
- recherche d'améliorations.

P+C et EQUER sont chaînés de telle sorte que ce dernier est en mesure de calculer l'impact environnemental de la consommation d'énergie déduite des besoins énergétiques

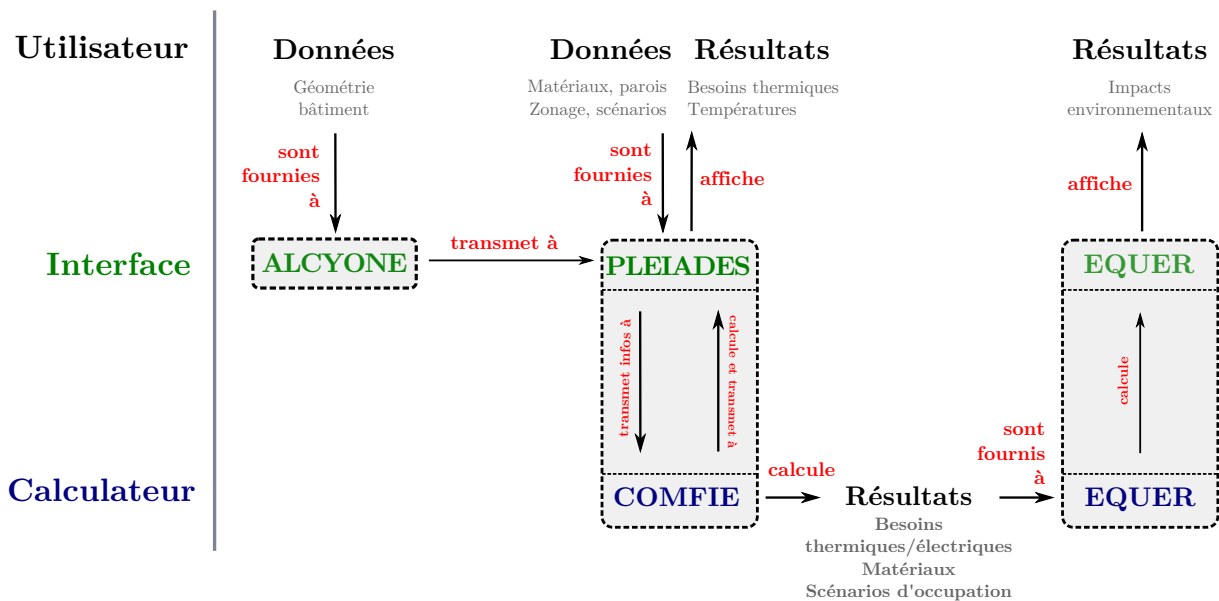


FIGURE 1.5 – Chainages entre les outils développés conjointement par le Centre Efficacité énergétique des Systèmes et la société Izuba énergies

calculés par P+C et du système de chauffage choisi dans EQUER (cf. figure 1.5). D'autres informations transitent de P+C à EQUER comme les quantités de matériaux utilisés ou bien encore les scénarios d'occupation. Par ailleurs, EQUER prend en compte d'autres aspects induisant des impacts environnementaux (transport, consommation d'eau, déchets, etc.). EQUER est donc un outil d'analyse multicritère (cf. tableau 1.1) et multiphase des impacts environnementaux des bâtiments sur leur cycle de vie. La durée de vie typique d'un bâtiment est de 80 ans. Les différentes étapes du cycle de vie prises en compte sont :

- la construction (extraction et transport des matières premières, fabrication et transport des matériaux, chantier),
- l'utilisation (chauffage, climatisation, électricité, ECS, eau froide, traitement de l'eau, production des emballages et traitement des déchets ménagers, transports des occupants),
- la rénovation (dépose et traitement des composants en fin de vie, fabrication, transport et pose des nouveaux produits),
- la démolition (chantier, transport et traitement des déchets)

COMFIE représentera dorénavant notre plateforme de modélisation et sera utilisée tout au long de la thèse. Il y sera implémenté de nouveaux modèles thermiques que nous décrirons dans le chapitre suivant. Le choix de l'utilisation de cette plateforme est justifiée par :

- l'héritage scientifique du centre de recherche,

Types indicateurs	Indicateurs env.	Unité
Indicateurs de potentiel	Effet de serre (100 ans)	$[kg_{CO_2-ég}]$
	Acidification	$[kg_{SO_2-ég}]$
	Eutrophisation	$[kg_{PO_4^{3-}-ég}]$
	Formation d'ozone photochimique	$[kg_{C_2H_4-ég}]$
Indicateur de volume critique	Odeurs	$[m^3]$
Indicateurs orientés dommage	Santé humaine	$[DALYs]$
	Dommage à la biodiversité	$[PDF.m^2.an]$
Autres indicateurs	Demande cumulative d'énergie	$[GJ]$
	Épuisement des ressources abiotiques	$[kg_{sb-ég}]$
	Eau utilisée	$[m^3]$
	Déchets ultimes	$[t_{ég}]$
	Déchets radioactifs	$[dm^3]$

TABLEAU 1.1 – Indicateurs environnementaux classé par types avec leurs unités utilisés dans EQUER

- ➔ le compromis pragmatique et d'actualité entre fiabilité et rapidité,
- ➔ la possibilité d'implémenter de nouveaux modèles.

Nous pourrions alors tout aussi bien étudier les performances énergétiques qu'environnementales de nos cas d'étude.

1.2.4 Conclusions

Tout au long de cette deuxième section, nous avons décrit un certain nombre de méthodes ayant toutes pour objectifs de résoudre l'ensemble des problèmes de transfert de chaleur dans les bâtiments.

De manière générale, si l'objectif du simulateur est d'évaluer des tendances quant aux performances énergétiques du bâtiment, alors les méthodes analytiques et numériques peuvent répondre à la problématique. En revanche, si l'objectif est d'évaluer plus précisément le comportement thermique du bâtiment et d'autant plus si de multiples systèmes énergétiques y sont présents, alors les méthodes numériques sont plus adaptées. C'est le cas dans le cadre de cette thèse qui privilégiera une méthode numérique particulière : la méthode aux volumes finis, particulièrement bien adaptée à la formalisation mathématiques des phénomènes physiques modélisés. De plus, l'analyse modale a été préférée à d'autres méthodes de résolution. Elle permet en effet d'ajuster le compromis réalisé entre fiabilité et efficacité du modèle. De par sa forme mathématique (isolement du système linéaire), cette méthode induit des hypothèses simplificatrices. C'est le cas des coefficients de transfert

de chaleur superficiels convectifs et radiatifs GLO, ainsi que de la répartition des apports solaire dans une zone thermique, qui sont considérés comme constants tout au long de la simulation. A l'aune des bâtiments très performants, il est indispensable de remettre en question certaines de ces hypothèses. Les conclusions de le § 1.1, indiquant l'importance des modèles de transfert de chaleur superficiels et de répartition des apports solaires, sont donc renforcées par cette nécessité de vérifier la validité de certaines hypothèses de modélisation. Les modèles détaillés correspondant à de nouvelles hypothèses pourront être implémentés dans la plateforme de modélisation adoptée – que l'on dénommera « Plateforme de Simulation de Base » ou « PSB ». Ces modèles seront détaillés dans le deuxième chapitre.

1.3 Caractérisation des effets de l'inertie thermique

L'inertie thermique n'est pas observable de manière directe comme le rappelait déjà [Lefebvre \[1989\]](#). Ce chercheur de l'école des MINES de Paris, qui a travaillé longuement, notamment avec A. Neveu [[Lefebvre et Neveu, 1986](#)], sur la thématique de l'inertie thermique par le prisme de l'analyse modale, met le doigt sur la particularité du concept de l'inertie thermique.

Dans un premier temps, nous donnerons des outils pour quantifier les effets de l'inertie thermique, puis nous questionnerons la notion de performance des bâtiments, qu'elle soit énergétique, environnementale, ou relative au confort thermique des occupants.

1.3.1 Comment mesurer les effets de l'inertie thermique ?

La mesure des effets de l'inertie thermique est une partie délicate à traiter. Il sera possible de distinguer dans un premier temps le cadre expérimental du cadre théorique. En effet, les possibilités d'analyse seront largement moins importantes dans le cadre expérimental, où il est concrètement difficile de maîtriser les conditions extérieures. Cependant, certaines mesures les plus simples du système traité – que ce soit le système réel ou le système formalisé mathématiquement – pourront être partagées. En ce qui concerne le cadre théorique, il faut rappeler ici qu'il englobe un éventail de modèles du comportement thermique des bâtiments dont nous avons pu constater la diversité dans le § 1.2. Ces différents modèles, en fonction de leur nature, pourront donner lieu à différentes mesures des effets de l'inertie thermique.

1.3.1.1 Mesures communes au cadre expérimental et théorique

Certaines mesures simples peuvent être observées dans la réalité et dans les sorties des modèles physiques. Il s'agit essentiellement de températures et de flux thermiques.

Température d'air, températures superficielles, flux thermiques

Les température d'air sec et les températures superficielles de parois peuvent être mesurées ou calculées et restent les principales mesures des effets de l'inertie thermique. Dans le cadre expérimental, ces mesures sont le plus couramment réalisées avec des sondes de platine de type Pt100 protégées du rayonnement direct par un bouclier thermique en ce qui concerne les températures d'air sec et avec des thermocouples de température de type T ou K pour les températures superficielles. Lorsqu'on se place dans le cadre théorique, alors il faut bien faire attention à l'aptitude des modèles à calculer en tant que sortie

une véritable température d'air, ce qui est peu souvent le cas. C'est en général l'apanage des modèles avancés comme EnergyPlus [Crawley *et al.*, 2001], Esp-r [Clarke, 2001] ou TRNSYS [Aschaber *et al.*, 2009] à condition de sélectionner les hypothèses de modélisation appropriées.

Par ailleurs, les températures superficielles peuvent être intéressantes car elle peuvent servir à reconstituer des températures opératives à partir de ces dernières et de mesures expérimentales d'air sec. On peut aussi en déduire le sens du transfert de chaleur entre l'air et les parois. Ces transferts de chaleur peuvent être mesurés grâce à des fluxmètres [Di Perna *et al.*, 2011] ou dérivés de la simulation. Peu d'outils de simulation possèdent cependant ce type de sortie.

Température opérative

La température opérative est un concept qui a un lien étroit avec le confort thermique des occupants (cf. § 1.3.3). En effet, on sait qu'un occupant échange de la chaleur avec l'air par convection mais aussi avec les parois par rayonnement GLO [Leduc *et al.*, 2005]. Ces deux types de transfert de chaleur ne sont bien évidemment pas les seuls à régir l'état thermique de l'occupant [Thellier *et al.*, 1994] (la sudation est aussi un phénomène de transfert de chaleur latente très important qui permet de réguler la température du corps humain). La température opérative – T_{op} – peut être défini par une moyenne pondérée entre la température d'air – T_{air} – et la température radiative moyenne – T_{rm} – :

$$\begin{aligned} T_{op} &= \gamma T_{air} + (1 - \gamma) T_{rm} \\ &= \gamma T_{air} + (1 - \gamma) \frac{\sum_{i=1}^{N_{po}+N_{pv}} \epsilon_i S_i T_{s,i}}{\sum_{j=1}^{N_{po}+N_{pv}} \epsilon_j S_j T_{s,j}} \end{aligned} \quad (1.49)$$

En première approximation, on peut dire que la valeur de γ dépend de la part de convection et de rayonnement GLO d'un occupant (en incluant ses vêtements) ayant des caractéristiques moyennes – on se réfère ici au modèle de Fanger [1970] –. Si l'on suppose une émissivité de l'occupant $\epsilon_{occup} = 0.95$, la constante de Stefan Boltzmann $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$, un facteur d'efficacité radiative $F_{eff} = 0.73$, une température superficielle moyenne du vêtement $T_{cl} = 28^\circ\text{C}$, et des températures d'air et radiative moyenne $T_{air} = T_{rm} = 20^\circ\text{C}$, alors les coefficients d'échanges superficiels radiatifs GLO et convectifs de l'occupant peuvent être exprimés ainsi :

$$\begin{cases} h_{rad.GLO,occup} &= 4 \epsilon_{occup} \sigma F_{eff} (273.2 + (T_{cl} + T_{rm})/2)^3 \\ h_{conv,occup} &= 2.38 * (T_{cl} - T_{air})^{0.25} \end{cases} \quad (1.50)$$

Et leur valeurs égales à : $h_{rad.GLO,occup} \approx 4 W.m^{-2}.K^{-1}$; $h_{conv,occup} \approx 4 W.m^{-2}.K^{-1}$. Or $\gamma = \frac{h_{conv,occup}}{h_{conv,occup} + h_{rad.GLO,occup}} \approx 0.5$. La température opérative est donc proche d'une simple moyenne entre la température d'air et la température radiative moyenne.

La température opérative est un bon indicateur pour mesurer les effets de l'inertie thermique car elle prend en compte les températures superficielles des parois. Par exemple, on pourra analyser la différence entre deux matériaux ayant des capacités thermiques volumiques différentes car cette propriété thermique influence notablement l'amplitude de la variation des températures superficielles des parois.

1.3.1.2 Mesures valables dans le cadre théorique

Selon le type de modélisation du comportement des bâtiments, on peut isoler différentes grandeurs contribuant à mesurer les effets de l'inertie thermique. On retrouve ici l'idée selon laquelle l'inertie thermique est une propriété qui module le comportement des sorties par rapport à une variation des entrées. Les approches les plus simples afin de mesurer les effets de l'inertie thermique consistent donc souvent à analyser la sortie du système consécutivement à une variation unitaire ou périodique des entrées. En référence aux modèles simplifiés, associés aux méthodes analytiques décrites dans le § 1.2.1, on peut répertorier les grandeurs principales suivantes :

- la constante de temps d'une paroi,
- la constante de temps du bâtiment,
- le facteur d'amortissement et le déphasage relatif à une paroi.

L'analyse modale, faisant partie des méthodes numériques, permet par ailleurs une caractérisation élégante des effets de l'inertie thermique.

Constante de temps d'une paroi

La constante de temps d'une paroi peut être définie de plusieurs manières. La plus ancienne fait référence à un modèle analytique basé sur l'analogie électrique [Esser et Krischer, 1930]. Après un échelon appliqué à une sollicitation suite à un régime permanent, la température intérieure suit une évolution exponentielle (après un certain temps de retard) régie par une constante de temps principale définie comme le rapport entre la chaleur stockée $S [J]$ et le flux thermique en régime permanent $L [W]$. Afin de construire cette constante de temps, le modèle prévoit des conditions initiales telles que : $T_{ext} = T_0 = 0$ et $T_z = T_N = Cste$. On a par ailleurs par convention $T_1 = T_{s,ext}$, T_j la température entre les couches i et $i + 1$, $T_{N-1} = T_{s,int}$, et $c_{i,vol}$, $R_i = e_i/\lambda_i$ respectivement la capacité thermique

volumique et la résistance thermique du matériau i [Davies, 2004]. Ainsi, on a :

$$\begin{aligned} S/L &= \frac{\sum_{i=1}^{N_{mat}} e_i S c_{i,vol} (T_i + T_{i+1}) / 2}{\left(1/h_{g,ext} + \sum_{i=1}^{N_{mat}} R_i + 1/h_{g,int}\right)^{-1} S (T_N - T_0)} \\ &= \sum_{i=1}^{N_{mat}} e_i c_{i,vol} \left(1/h_{g,ext} + \sum_{\substack{j=1 \\ i \neq j}}^{i-1} R_j + R_i/2\right) \end{aligned} \quad (1.51)$$

Cette approche n'est plus d'actualité car les modèles associés ne sont pas assez complets. Cette constante de temps a une signification physique assez réduite. Elle représente dans le cas d'un échelon de température appliquée à une certaine ambiance, le temps nécessaire à la température de l'ambiance adjacente afin de passer d'une température initiale $T(t_0)$ à une température $T(t_0 + \tau) = \lim_{t \rightarrow \infty} [T(t) + (T(t_0) - T(t)) e^{-1}]$.

Il est possible par ailleurs de déterminer une autre constante de temps lorsque le mur est initialement isotherme et les ambiances thermiques à la même température. A $t = t_0$, un échelon appliqué à la température extérieure ou intérieure induit un transfert de chaleur $q(t)$ respectivement du côté intérieur ($q(L, t)$) et extérieur ($q(0, t)$) qui se stabilise finalement à $q_s = \lim_{t \rightarrow \infty} q(t)$ lorsque le régime permanent est atteint. $q(t)$ suit alors une évolution exponentielle régie par une certaine constante de temps (τ_R et τ_F respectivement pour un échelon appliqué à la température extérieure et intérieure [Tsilingiris, 2004]). L'utilisation d'un modèle numérique (e.g. aux différences finies) permet d'évaluer le transfert de chaleur à $x = L$ (lors d'un échelon de température sur la température intérieure) de la forme suivante :

$$q(L, t) = q_s + (q(L, t_0) - q_s) \exp(-t/\tau_F) \quad (1.52)$$

On peut alors déterminer la constante de temps en calculant le temps à partir duquel $q(L, t)$ est égal à $q(L, t = \tau_F) = q_s + (q(L, t_0) - q_s) e^{-1}$ ou en minimisant la fonction $Err(t, \tau') = q(L, t) - (q_s + (q(L, t_0) - q_s) \exp(-t/\tau'))$ jusqu'à obtenir $\tau'_F = \tau_F$.

Constante de temps du bâtiment

La constante de temps du bâtiment τ_{bat} est le plus souvent définie comme le rapport entre la capacité thermique totale (C_{tot} exprimé en $[J.K^{-1}]$) et le coefficient de déperditions du bâtiment ($(UA)_{tot}$ exprimé en $[W.K^{-1}]$) :

$$\tau_{bat} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{po}+N_{pv}} \frac{(S/L)_i}{R_i}}{(UA)_{tot}} \quad (1.53)$$

Certains auteurs comme [Givoni \[1998\]](#) définissent la constante de temps du bâtiment comme le simple rapport entre la somme des capacités thermiques du système et la somme des conductances et du coefficient d'échange des pertes par renouvellement d'air. Cette définition est simple, intuitive et très courante dans la littérature :

$$\tau_{bat} = C_{tot}/(UA)_{tot} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{po}+N_{pv}} \sum_{j=1}^{N_{mat,i}} \rho_j c_j e_j S_i + \rho_{air} c_{air} V_{air}}{\sum_{i=1}^{N_{po}+N_{pv}} U_{eq,i} S_i + Q_z \rho_{air} c_{air}} \quad (1.54)$$

Facteur d'amortissement et déphasage

Le facteur d'amortissement fait référence à un cadre théorique bien précis qui a été développé dans le § 1.2.1.2. Les sollicitations y sont considérées comme périodiques avec une période généralement égale à 24 heures (cf. figure 1.6). Le coefficient d'amortissement f correspond graphiquement au rapport entre les amplitudes de la température intérieure et extérieure [[Ulgen, 2002](#); [Kontoleon et Bikas, 2007](#); [Gregory et al., 2008](#)] – respectivement ΔT_i et ΔT_o dans la figure 1.6 – et analytiquement au rapport entre la norme du coefficient de transmission périodique $Y_{int-ext}$ et le coefficient de transmission U [[Aste et al., 2009](#)] (cf. équation (1.22)).

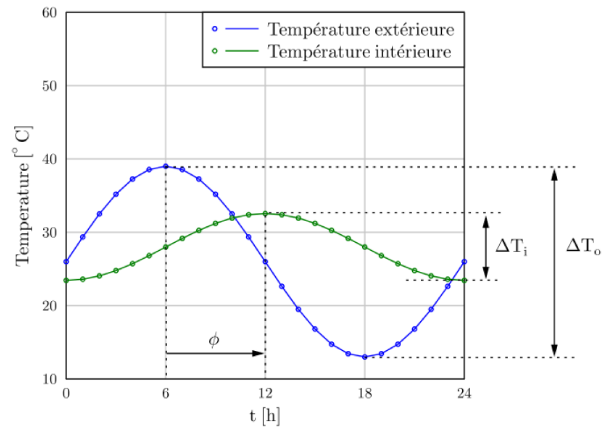


FIGURE 1.6 – Déphasage et amortissement de la température extérieure [[Chahwane, 2011](#)]

Caractérisation modale des effets de l'inertie thermique

L'analyse modale permet également de caractériser les effets de l'inertie thermique. Dans ce cadre, la réponse indicelle du bâtiment, c.a.d. la réponse d'un bâtiment à un échelon appliqué sur une sollicitation donnée à partir d'un régime permanent est égale à la somme de n ou n_r termes exponentiels selon que l'on se positionne avant ou après réduction modale, dans le cas où le bâtiment est monozone. En effet, d'après l'équation (1.40), si toutes les sollicitations sont nulles et que la $k^{ième}$ sollicitation subit un échelon de 0 à 1 ([°C] pour les températures ou [W] pour les flux) à $t = t_0$ (en considérant une seule zone avant réduction et couplage), alors la réponse indicelle du système est la somme d'un

terme statique – ou permanent glissant $S_{mk}U_k$ – et d'un terme dynamique :

$$Y_m(t) = S_{mk} \left[1 - \sum_{j=1}^n \frac{H_{mj} B_{jk}}{S_{mk}} e^{vp_j t} \right] = S_{mk} \left[1 - \sum_{j=1}^n r_{mk}(j) e^{vp_j t} \right] \quad (1.55)$$

Les coefficients $r_{mk}(j) = -\frac{H_{mj} B_{jk}}{S_{mk}}$ représentent les termes de la décomposition de la réponse dynamique de la $m^{\text{ième}}$ sortie ($Y_{m1}(t)$) à la $k^{\text{ième}}$ sollicitation (U_k) sur la base modale. En traçant les n raies de hauteur $r_{mk}(j)$ correspondant à la $j^{\text{ième}}$ constante de temps τ_j (pour rappel, $vp_j = -1/\tau_j$), on construit un outil d'analyse mesurant les effets de l'inertie thermique : le spectre de réponse indicielle. Prenons un exemple simple d'un bâtiment parallélépipédique de volume intérieur $5 * 5 * 3 m^3$ avec 6 parois ayant les mêmes compositions (20 cm d'isolant générique et 20 cm de béton). Distinguons maintenant 2 cas suivant le positionnement relatif des deux matériaux.

- ➔ cas 1 → Isolation Thermique Intérieure (ITI),
- ➔ cas 2 → Isolation Thermique Extérieure (ITE).

Dans les deux cas, le coefficient de transfert thermique total $(UA)_{tot}$ est identique. La somme des capacités thermiques des matériaux C_{tot} est aussi identique. On obtient autant de constantes de temps que de modes conservés (c.a.d. autant que de mailles dans notre cas puisque la réduction modale n'a pas été réalisée) :

TABLEAU 1.2 – Constantes de temps des n modes pour les deux cas d'études ITI et ITE

Cas 1 (ITI)				Cas 2 (ITE)									
j	τ	j	τ	j	τ	j	τ	j	τ	j	τ	j	τ
1	340,83	5	12,98	1	643,75	5	19,38	9	1,09	13	0,15	17	0,11
2	13,20	6	11,92	2	21,89	6	18,04	10	1,09	14	0,11	18	0,11
3	12,98	7	4,47	3	19,38	7	1,39	11	1,09	15	0,11	19	0,09
4	12,98			4	19,38	8	1,12	12	1,07	16	0,11		

On évalue ensuite les coefficients $r_{mk}(j)$ pour les 2 sollicitations suivantes :

- ➔ température extérieure (cf. figure 1.7a),
- ➔ flux transmis à la maille de zone (cf. figure 1.7b).

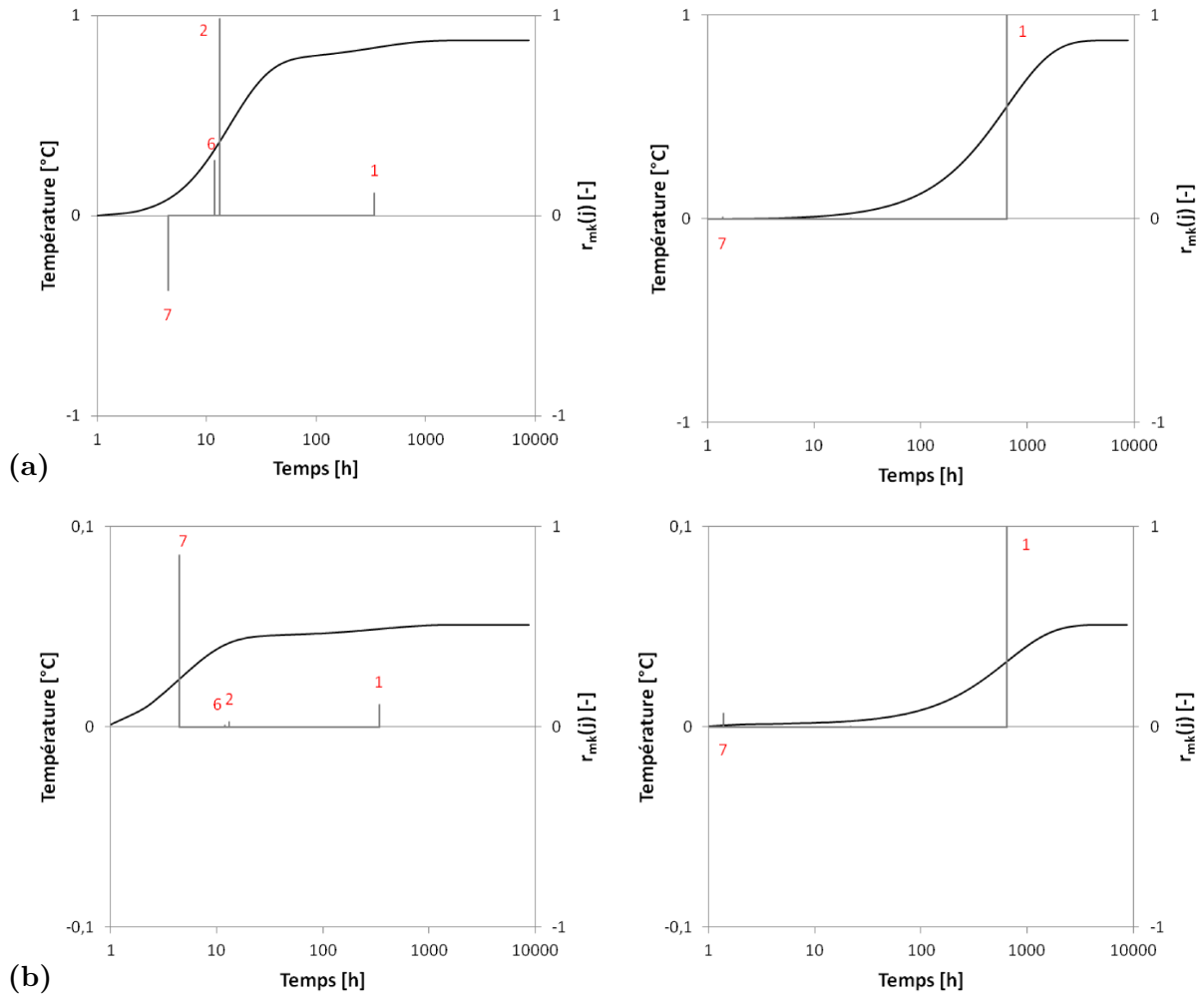


FIGURE 1.7 – Représentation des n raies de hauteur $r_{mk}(j)$ et des réponses indicielles de la température de zone pour les deux cas d'étude (à gauche : ITI, à droite : ITE) et les 2 sollicitations étudiées (température extérieure (a) et flux convectif sur la maille de zone (b))

Plusieurs enseignements peuvent être tirés de ce type d'analyse :

- les cas d'études ont les mêmes caractéristiques statiques mais des constantes de temps et des réponses indicielles bien différentes, ce qui augure que l'outil d'analyse est apte à mesurer les effets inertiels,
- une raie négative implique un phénomène de retard freinant la transmission entre le nœud sollicité et le nœud d'observation, d'où l'absence de raies négatives pour le flux cédé à la maille de zone
- la constante de temps principale ($\tau_{j=1}$) ainsi que la hauteur de la raie correspondante ($r_{mk}(j = 1)$) sont plus élevées dans le cas d'une ITE, ce qui se traduit par une réponse indicielle beaucoup plus lente.

- la prédominance de la raie correspondante à la constante de temps principale dans le cas d'une ITE rapproche le modèle d'un modèle à une capacité : $Y_m(t) \approx S_{mk} (1 - e^{-t/\tau_1})$ (on rappelle qu'à $t = 0$, $Y_m(t = 0) = 0$) avec le cas particulier à $t = \tau_1$: $Y_m(\tau_1) \approx 0.63s_{mk}$, contrairement au cas ITI,
- l'inertie thermique est bien caractérisée par les éléments propres de la matrice $\mathbf{C}^{-1}.\mathbf{A}$ mais cela n'est pas suffisant pour caractériser ses effets. Pour cela, les indicateurs $r_{mk}(j)$ permettent d'analyser la contribution de chaque mode propre dans la réponse du système à une certaine excitation.

Nous avons détaillé dans cette section les indicateurs permettant de mesurer les effets de l'inertie thermique. Or l'objectif de la thèse est d'étudier l'influence de l'inertie thermique sur les performances du bâtiment. Encore faut-il expliciter ce que l'on entend par « performances du bâtiment ». C'est ce que nous efforcerons de préciser dans la prochaine section.

1.3.2 La performance énergétique des bâtiments

La performance énergétique dans le bâtiment est une question centrale dans le cadre des objectifs de la France de réduire ses émissions de gaz à effet de serre. En effet, le secteur du bâtiment est un gros contributeur parmi les autres secteurs d'activités et restait responsable respectivement de 44% de la consommation d'énergie finale et 24% des émissions de CO_2 en 2012 selon les données de l'ADEME [2012]. Dans ce secteur d'activité, le chauffage des bâtiments est un des principaux postes de consommations énergétiques et d'émissions de CO_2 . A titre d'exemple, en 2009, le chauffage représentait 77% des 30 kg de CO_2 émis par m^2 de logement et par an. Seulement, d'autres préoccupations comme l'augmentation des besoins en rafraîchissement due à un probable réchauffement du climat à long terme, ou la dégradation du confort thermique en été, s'amplifient [Serodio *et al.*, 2010] (cf. § 1.3.3). Par ailleurs, la seule focalisation sur les consommations d'énergie pendant la vie en œuvre du bâtiment n'est pas suffisante, la construction du bâtiment ainsi que la prise en charge de sa fin de vie et du renouvellement de certaines de ses composantes induisent d'autres consommations d'énergies et plus généralement d'autres impacts environnementaux (cf. § 1.3.4).

Un bâtiment consomme de l'énergie durant toute les étapes de son cycle de vie – « du berceau à la tombe » –. Ces consommations peuvent provenir de différents postes (chauffage, climatisation, production d'ECS, électricité spécifique, etc) qui sont la conséquence réelle de besoins développés par les occupants (se loger, se chauffer, se divertir, etc). Il faut d'autre part ici faire une distinction claire entre énergie utile, finale et primaire. L'énergie primaire est le contenu énergétique techniquement extractible d'un vecteur énergétique

non transformé. Elle est définie par l'INSEE de la manière suivante⁵ :

“ L'énergie primaire est l'ensemble des produits énergétiques non transformés, exploités directement ou importés. Ce sont principalement le pétrole brut, les schistes bitumineux, le gaz naturel, les combustibles minéraux solides, la biomasse, le rayonnement solaire, l'énergie hydraulique, l'énergie du vent, la géothermie et l'énergie tirée de la fission de l'uranium. ”

1.3.2.1 La demande cumulative en énergie

L'énergie finale est le contenu énergétique d'un vecteur énergétique en amont du dernier système de conversion répondant au besoin. Quant à l'énergie utile, c'est l'énergie répondant directement à un besoin (mécanique, thermique). L'approche ascendante – ou « bottom-up » – est particulièrement adaptée à la garantie d'une bonne performance énergétique, c.a.d. l'énergie minimale nécessaire pour répondre à un certain besoin. Elle minimise à chaque étape de conversion énergétique les pertes potentielles en partant des besoins collectivement admis. Cette démarche débouche donc sur un indicateur de performance le plus large possible : la Demande Cumulative en Énergie comptabilisée en énergie primaire sur la durée de vie du bâtiment DCE_{MJ} [GJ] [Peuportier, 2008] (cf. la liste d'indicateurs dans le tableau 1.1). Cet indicateur inclut les consommations d'énergie dues aux postes d'extraction, de transport et de production des matériaux de construction, de production de chaleur (ECS, chauffage, climatisation) et d'électricité spécifique, de transport des occupants et de traitement des déchets.

1.3.2.2 L'intensité énergétique

Cependant, un autre indicateur, valable pendant la phase de vie en œuvre est plus largement répandu que ce dernier, il s'agit de l'intensité énergétique [Thiers, 2008] :

$$IE = \frac{\text{Énergie consommée}}{\text{Quantité de service}} \quad (1.56)$$

Elle permet de comparer la performance de différents bâtiments sur la base d'une unité de service rendue. Dans le cadre de notre problématique, il est souhaitable de considérer les besoins thermiques (énergie utile) pour le chauffage et/ou le rafraîchissement intégrés sur une année, respectivement B_{ch} et B_{clim} exprimés en $[kWh.m^{-2}]$. La quantité de service

5. <http://www.insee.fr/fr/methodes/default.asp?page=definitions/energie-primaire.htm>

sera la surface habitable des pièces chauffées (et/ou climatisées). Cependant, la DCE sera préférée à cet indicateur autant que faire se peut, car elle intègre l'ensemble de la chaîne énergétique dans le but d'éviter un déplacement de pollution.

1.3.2.3 Exploitation de l'énergie solaire passive

L'énergie solaire est un formidable gisement d'énergie gratuite et potentiellement peu impactante. Lorsque cette énergie est valorisée de manière passive, c.a.d. sans système de conversion énergétique particulier, alors les besoins thermiques de chauffage du bâtiment peuvent être diminués. Cependant, il est tout aussi nécessaire de garder un confort thermique acceptable en été. On définit plusieurs types de potentiels de la ressource solaire en fonction de sa concomitance avec les besoins de chaleur. Afin de calculer ces potentiels, deux simulations sont réalisées avec et sans apports solaires. Elles sont représentées respectivement par les indices $_{ss}$ et $_{as}$. Suivant les consignes de chauffage et de refroidissement, la puissance fournie par le système de production de chaleur q_{syst} peut alors être nulle (la consigne de température est respectée), positive (la température de consigne de chauffage n'est pas respectée) ou négative (la température de consigne de refroidissement n'est pas respectée) [Chesné, 2012].

Le potentiel total de la ressource solaire représente la somme de tous les flux solaires incidents (composantes directe, diffuse et réfléchi par le sol) sur les parois et les fenêtres à chaque instant $P_{tot}(t)$ [W]. Le potentiel concomitant $P_{conc}(t)$ [W] est égal au potentiel total si un besoin de chaleur existe (quand la ressource est absente), c.a.d. si $|q_{syst,ss}(t)| > 0$, et nul sinon :

$$P_{conc}(t) = \begin{cases} P_{tot}(t) & \text{si } |q_{syst,ss}(t)| > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (1.57)$$

Le potentiel ajusté $P_{ajust}(t)$ représente la quantité maximale de ressource exploitable pour répondre aux besoins lorsque la ressource est absente :

$$P_{ajust}(t) = \min(P_{tot}(t), |q_{syst,ss}(t)|) \quad (1.58)$$

Finalement, le potentiel exploité évalue les besoins de chauffage (ou de refroidissement) évités grâce à la présence de la ressource solaire :

$$P_{exploit}(t) = |q_{syst,ss}(t)| - |q_{syst,as}(t)| \quad (1.59)$$

Trois indicateurs d'efficacité de l'exploitation de l'énergie solaire passive peuvent être

définis : le taux d'exploitation $\tau_{exploit}$, le taux de couverture τ_{couv} (cas où le potentiel exploité intégré sur une période donnée est positif) et le taux de génération des besoins résiduels τ_{gen} (cas où le potentiel exploité intégré sur une période donnée est négatif). On raisonne sur une période P donnée :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_{exploit} = \frac{\int_P P_{exploit}(t) dt}{\int_P P_{conc}(t) dt} \\ \tau_{couv} = \frac{\int_P P_{exploit}(t) dt}{\int_P |q_{syst,ss}(t)| dt} \\ \tau_{gen} = \frac{-\int_P P_{exploit}(t) dt}{\int_P |q_{syst,as}(t)| dt} \end{array} \right. \quad (1.60)$$

L'inertie thermique pouvant être un outil de favorisation de l'exploitation de l'énergie solaire, il serait tout à fait intéressant de considérer des indicateurs d'exploitation de l'énergie solaire passive. Cependant, les indicateurs développés ici prennent en compte l'instantanéité des échanges et ne sont donc pas adaptés pour appréhender l'inertie thermique.

1.3.2.4 Les labels de performance énergétique

Lors de la phase de conception, ce sont des outils d'aide à la conception et de simulation thermique dynamique qui permettent d'évaluer certains indicateurs caractéristiques de la performance énergétique. Cependant, il est encore bien difficile de garantir un niveau de consommation car certains paramètres influents sont peu connus – on parle d'incertitudes – à ce stade du projet (e.g. le comportement des occupants). Il est alors nécessaire de se placer dans un cadre probabiliste afin de garantir une certaine plage de performance. Lorsque les maîtres d'ouvrage veulent certifier la performance énergétique de leur bâtiment, il font appel aux labels de performance énergétique. Ces derniers cumulent des objectifs de moyens (e.g. production d'énergies renouvelables, limitation de la puissance des systèmes de chauffage, étanchéité à l'air) et de fins (consommation d'énergie, confort thermique) qui se répercutent au cours de la conception mais aussi pendant le chantier et après la livraison du bâtiment, afin de confirmer ou d'infirmer la performance énergétique prédite. Notons que ces labels sont en perpétuelle évolution et que leur niveau d'exigences augmente régulièrement. Le label suisse Minergie-P®⁶ pour l'habitat collectif neuf est un bon exemple

6. <http://www.minergie.ch/standard-minergie-p-fr.html>

de ce type de démarche. Voici la liste des principales exigences qui lui sont associées :

TABLEAU 1.3 – Exigences MINERGIE-P® pour les nouvelles constructions (Norme SIA 380/1 :2009)

$C_{ch+ECS+HVAC}$ pondéré ⁷	B_{ch}	q_{syst}	Étanchéité (n_{50})
$\leq 30 \text{ kWh}_{EF}/m^2$	$\leq 15 \text{ kWh}_{EU}/m^2$	$\leq 10 \text{ W}/m^2$	$\leq 0.6 \text{ vol}/h$

La thèse de [Thiers \[2008\]](#) présente une revue des labels de performance énergétiques les plus significatifs.

La réduction des besoins de chauffage est certes nécessaire mais n'est pas suffisante. En effet, une mauvaise conception (e.g. absences de protections solaires) peut entraîner des problèmes d'inconfort thermique ou de consommations de climatisation évitables lors de la mi-saison et de l'été. En outre, il peut être craint que les températures en été soient de plus en plus élevées dans un futur relativement proche [[Serodio et al., 2010](#)].

1.3.3 Le confort thermique des bâtiments

Le confort thermique d'un occupant est principalement régi par les transferts de chaleur mis en jeu entre le corps humain et son environnement. Le corps est une machine thermique qui régule en permanence la température corporelle aux alentours de 37 °C . La surface épidermique échange avec son environnement par convection, conduction, rayonnement [[Leduc et al., 2005](#)] et changement de phase (chaleur latente d'évaporation nécessaire et cédée en partie par le corps lui-même). Le confort thermique est fonction de multiples paramètres aussi variés que l'activité, le métabolisme, l'habillement ou encore la vitesse d'air. Bien entendu, les conditions thermo-aérauliques et hydriques de son environnement rentrent en compte dans les mécanismes de transfert de chaleur : température d'air sec, température radiative moyenne, vitesse d'air et hygrométrie. Par ailleurs, des aspects psychologiques et sociologiques rentrent en jeu dans le ressenti subjectif du confort thermique.

1.3.3.1 Quantification de l'inconfort

L'idée directrice de la notion d'inconfort thermique est de considérer une situation où une proportion non négligeable d'une population représentative est clairement insatisfaite (en général $\geq 10\%$). Il est d'usage de différencier grossièrement deux principales écoles de pensée, quant aux modèles qui tentent de quantifier l'insatisfaction des occupants par

7. Les contributions des différents postes de consommation d'énergie finale sont pondérés selon leur nature fossile, fissile ou renouvelable <http://www.minergie.ch/glossaire.html>

rapport à une ambiance thermique intérieure donnée : l'école dite « statique » et l'autre dite « adaptative ».

L'école du confort adaptatif avance l'argument selon lequel la satisfaction d'un occupant est influencée par certains facteurs physiologiques, psychologiques et comportementaux qu'il est nécessaire de prendre en compte, notamment la réminiscence des conditions météorologiques extérieures passées. D'un autre côté, l'école du confort statique assume le fait de corrélérer simplement un certain niveau de satisfaction aux conditions de transferts de chaleur entre le corps et l'ambiance thermique intérieure. Une revue synthétique du sujet a été développée par [De Wit \[2001\]](#).

1.3.3.2 Confort statique

Le modèle statique le plus répandu est le modèle PMV/PPD de [Fanger \[1970\]](#) pour « Predicted Mean Vote » et « Predicted Percentage Dissatisfied ». Il s'appuie sur une large étude statistique (population de $\simeq 1300$ individus ayant été placés dans des chambres climatiques avec une ambiance thermique stable) et un modèle de bilan thermique du corps humain mettant en jeu 6 entrées (la température d'air sec, la température radiative moyenne, la vitesse d'air, l'humidité relative, le métabolisme et l'habillement) et une sortie représentant la différence entre la chaleur produite par le corps humain et la chaleur échangée à la surface des vêtements :

$$\left\{ \begin{array}{l} q''_{loads} = [M - W] - [Ed + E_{sw} + E_{re} + L + R + C] \quad [W.m^{-2}] \\ PMV = 3.155 (0.303 \exp(-0,114M) + 0.028) q''_{loads} \quad [-] \\ PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad [\%] \end{array} \right. \quad (1.61)$$

Avec M la production de chaleur métabolique corrigée du travail mécanique efficace fourni à l'extérieur W , Ed les pertes de chaleur par diffusion de vapeur à travers la peau, E_{sw} les pertes de chaleur dues à la transpiration, E_{re} et L respectivement les pertes de chaleur sensibles et latentes dues à la respiration, R et C respectivement les pertes de chaleur par échange radiatif GLO et convectifs à la surface des vêtements.

Durant les expériences, les individus étaient amenés à noter leur ressenti sur une échelle de -3 (froid) à 3 (chaud), ce qui a permis à Fanger de calibrer la relation prédisant le vote moyen d'un occupant (PMV) en fonction de la sortie du modèle de bilan thermique q''_{loads} (cf. figure 1.8). Le pourcentage d'individus insatisfaits (ou PPD) est ensuite dérivé du PMV par une loi empirique s'appuyant sur plusieurs hypothèses :

- ➔ le climat extérieur, le genre, le physique et l'âge de l'individu n'ont pas d'influence significative dans le lien entre la sortie du modèle « Bilan thermique » et le PMV,
- ➔ même lorsque le bilan thermique est neutre, 5 % des individus se disent toujours insatisfaits,
- ➔ les conditions acceptables de confort thermique (c.a.d. quand moins de 10 % des individus sont satisfaits) correspondent à l'intervalle de PMV $[-0.5, +0.5]$.

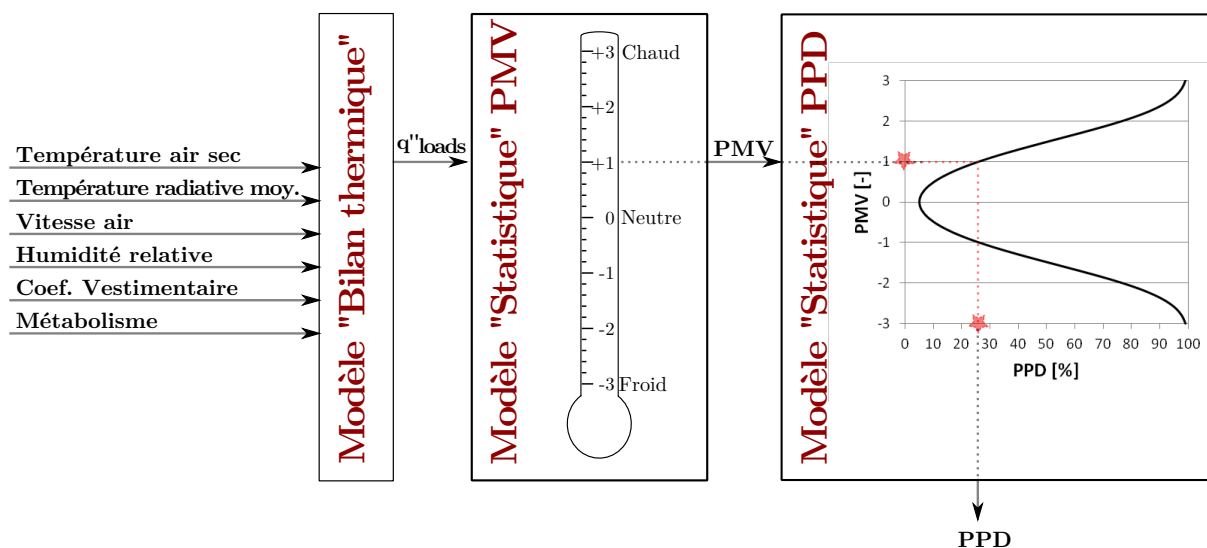


FIGURE 1.8 – Représentation schématique du modèle de Fanger PMV/PPD

Le modèle de Fanger a été critiqué à cause d'une trop grande stabilité des conditions d'expérimentations dans les chambres climatiques, et de données d'entrée trop importantes et difficiles à évaluer.

1.3.3.3 Confort adaptatif

Parmi toutes les sources d'adaptabilité affectant la satisfaction d'un occupant par rapport à certaines conditions thermiques intérieures, il apparaît que l'historique du climat extérieur en soit une des plus importantes. Cette prédominance est d'autant plus importante que les conditions extérieures ont d'influence sur les conditions intérieures. C'est pourquoi les principaux contributeurs de l'école adaptative ont fréquemment différencié les bâtiments ayant des ambiances thermiques conditionnées (climatisation et chauffage) et naturellement ventilées.

Il a été observé que les occupants ont une plus grande tolérance dans leur degré de satisfaction du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés, ce qui impliquerait que les ressorts psychologiques y ont plus d'influence que dans les bâtiments conditionnés [Humphreys, 1978; de Dear et Brager, 1998; Nicol et Humphreys, 2002]

1.3. CARACTÉRISATION DES EFFETS DE L'INERTIE THERMIQUE

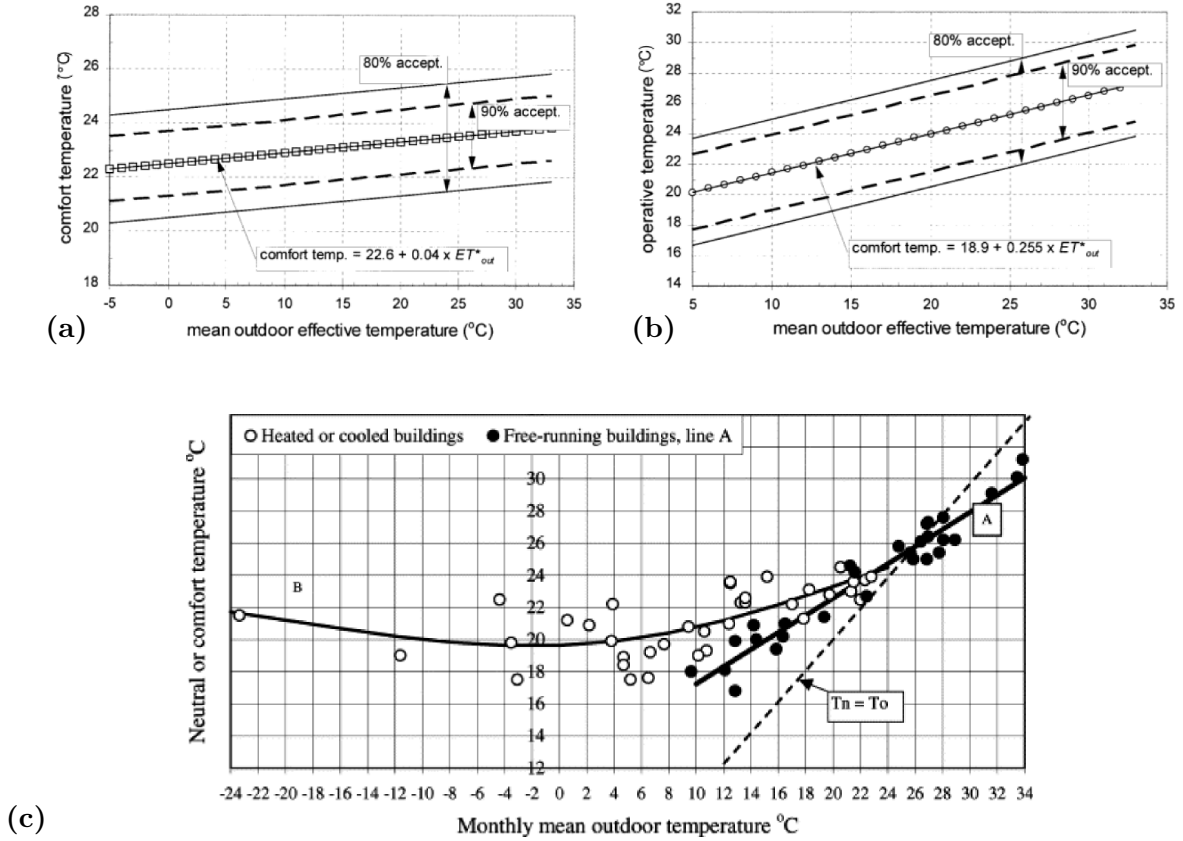


FIGURE 1.9 – *Température opérative de confort et intervalles d'acceptabilité de 80 et 90% de la population étudiée dans des bâtiments conditionnés (a) et naturellement ventilés (b) selon de Dear et Brager [1998] et température opérative de confort dans les bâtiments conditionnés (points blancs) et naturellement ventilés (points noirs) (c) selon Nicol et Humphreys [2002], en fonction de la température extérieure moyenne mensuelle*

où l'adaptabilité de l'occupant est majoritairement comportementale (modulation de l'habillement par exemple). La figure 1.9 illustre ces différences.

Certaines questions restent posées quant à la manière d'évaluer la réminiscence de l'influence du climat extérieur passé représentée par une moyenne glissante de la température extérieure passée T_{mg} [Nicol et Humphreys, 2002] telle que :

$$T_{mg} = (1 - \alpha) (T_{t-1} + \alpha T_{t-2} + \alpha^2 T_{t-3} \dots) \quad (1.62)$$

avec $T_{t-n\Delta t}$ les températures extérieures instantanées au temps t éloigné de n intervalles de temps Δt (Δt est souvent égal à une journée) et le coefficient α représentant l'influence plus ou moins importante des températures passées. Nicol et Humphreys [2002] proposent une valeur de 0.8 pour α car elle maximiserait la corrélation entre T_{mg} et la température de confort.

1.3.3.4 Indicateurs de confort thermique

Afin de quantifier l'inconfort thermique sur une année entière, il est nécessaire dans un deuxième temps d'évaluer un indicateur de confort thermique. L'indicateur le plus fréquemment utilisé est la somme des degrés de chaque heure de l'année dépassant une température d'air sec intérieure limite fixée de manière arbitraire (e.g. 27 °C). L'unité de ce type d'indicateur est le [°C.h], d'où la terminologie suivante : DH_{27} . Cette approche est totalement empirique.

Il est possible d'aller un peu plus loin en considérant le modèle de confort statique de Fanger et de sommer les heures de l'année où la température opérative intérieure dépasse un seuil correspondant à un PPD de 10 %. La limite de 10 % de personnes insatisfaites est globalement admise et fait référence aux recommandations normatives internationales [ISO, 2005]. Cependant, une heure durant laquelle le PPD est égal à 10 ou 90 % est comptabilisée de la même manière, c'est pourquoi une manière plus fine de voir les choses serait de pondérer les heures où le PPD dépasse 10 % par le PPD lui-même.

Le confort adaptatif pourrait alors contribuer à améliorer la perception de l'inconfort et donc à améliorer la pertinence d'un indicateur de confort thermique annuel. L'idée pourrait alors être de réaliser de manière séquentielle les opérations suivantes :

- ➔ évaluer une zone de confort adaptatif bornée par une limite d'acceptabilité de 90% chaud et froid pour chaque heure de l'année et qui ne dépendrait que de l'historique du climat extérieur (cf. définition de la température moyenne glissante extérieure dans l'équation (1.62)),
- ➔ vérifier si la température opérative intérieure calculée est incluse dans cette zone de confort,
- ➔ si elle l'est, pas d'inconfort, sinon : calculer le PPD aux températures opératives intérieure limites de confort chaud ou froid selon le type de dépassement,
- ➔ si l'on considère que la température acceptable par 90% des occupants est équivalente à un PPD de 10%, alors on peut calibrer le modèle de Fanger afin de vérifier cette hypothèse,
- ➔ calculer le $PPD(t)$ à la température opérative intérieure après calibrage du modèle de Fanger ($PPD(t)$ nécessairement $> 10\%$),
- ➔ calculer la différence entre le $PPD(t)$ calculé et le PPD limite (10%), ce qui détermine le $\Delta PPD(t)$,
- ➔ intégrer sur l'année l'indicateur de confort représenté par une heure pondérée par le $\Delta PPD(t)$ lorsque les occupants sont présents.

Cette démarche est en tout état de cause une piste d'amélioration de la prise en compte du confort thermique dans la réglementation thermique française (RT2012), qui est basée

actuellement sur la T_{ic} (température maximale intérieure sur un scénario caniculaire de quelques jours).

1.3.4 La performance environnementale des bâtiments

Les performances environnementales peuvent être abordées grâce à l'Analyse de Cycle de Vie [ISO, 2006]. Quatre étapes majeures de la méthodologie se succèdent : définition des objectifs et du champ de l'étude, inventaire de flux, évaluation des impacts et interprétation des résultats. Cette suite de quatre étapes n'est pas linéaire mais itérative car l'analyse des résultats peut parfois remettre en question certaines hypothèses ou données utilisées dans les étapes antérieures.

L'ACV est un outil d'analyse multi-critère et multi-phase : une dizaine d'indicateurs d'impacts environnementaux peuvent être évalués (cf. indicateurs présentés dans le tableau 1.1) sur toutes les étapes du cycle de vie du bâtiment (construction, vie en œuvre, rénovation, démolition). Il est tout à fait intéressant de noter l'existence de vases communicants entre les différentes étapes du cycle de vie du bâtiment : afin de réduire les impacts environnementaux sur l'étape prépondérante qu'est la vie en œuvre

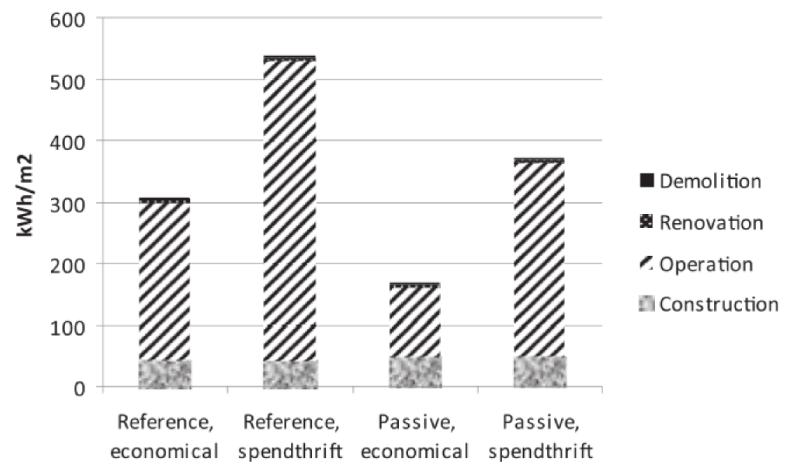


FIGURE 1.10 – Contribution des différentes étapes du cycle de vie du bâtiment à la demande cumulée d'énergie pour différents bâtiments et occupants types [Peuportier et al., 2013]

« operation » dans la figure 1.10), il est souvent nécessaire de rajouter des matériaux qui, en général, alourdissent le bilan lors de la construction. L'exemple de la figure 1.10 montre par ailleurs qu'un bâtiment, même s'il est correctement conçu (variante « passive ») mais mal utilisé (occupants dépensiers ou « spendthrift ») peut se révéler plus impactant qu'un bâtiment a priori mal conçu mais avec des occupants sobres (« economical »). Un état de l'art significatif portant sur l'éco-conception des bâtiments et des ensembles bâtis a été réalisé [Peuportier, 2008], intégrant des travaux de recherches entamés plus de dix ans auparavant [Polster, 1995; Popovici, 2006]. Des travaux plus récents continuent à contribuer à l'amélioration de l'évaluation des impacts environnementaux des quartiers, notamment quant au mix électrique dynamique [Herfray, 2011; Roux, 2013].

Les indicateurs que nous aurions sélectionnés pour la partie applicative de la thèse sont :

- énergie primaire totale [GJ],
- quantité d'eau utilisée [m^3],
- déchets inertes produits [t_{eq}],
- effet de serre [t_{CO_2}].

1.3.5 Conclusions

Un certain nombre d'indicateurs mesurant l'effet de l'inertie thermique a été présenté. Il apparaît que la visualisation de la température opérative, incluant la température de l'air et les températures superficielles des parois, est une solution adaptée pour évaluer en première approche les effets de l'inertie thermique. D'autres indicateurs, plus largement liés à la théorie adoptée pour modéliser le comportement thermique dynamique du bâtiment, peuvent être utilisés. Dans le cas de l'analyse modale, les constantes de temps associées aux valeurs propres, accompagnées des coefficients décrivant la contribution de chaque mode propre dans la réponse du système à une sollicitation particulière, paraissent très bien adaptés à l'étude de l'inertie thermique et de ses effets.

L'influence de cette inertie thermique doit par ailleurs être évaluée en terme de performance énergétique, de confort thermique et de performance environnementale. L'intensité énergétique permet de comparer la performance énergétique de certaines solutions constructives durant la vie en œuvre du bâtiment. La demande cumulative en énergie permet quant à elle de prendre en compte les autres étapes du cycle de vie du bâtiment. Elle sera donc privilégiée afin d'éviter des déplacements de consommations d'énergie ou de pollutions. Le confort thermique pourra être apprécié grâce à l'indicateur mixte dérivé de [Fanger \[1970\]](#) et [Nicol et Humphreys \[2002\]](#). Par ailleurs, un certain nombre d'indicateurs environnementaux pourront être étudiés de manière isolée ou multicritère.

1.4 Conclusions

Nous avons pu définir dans le § 1.1 la notion d'inertie thermique comme une propriété thermique propre à un bâtiment. L'inertie thermique est liée aux phénomènes de transfert de chaleur conductif mais aussi aux interfaces entre les parois et les ambiances thermiques attenantes. Les nouvelles exigences réglementaires entraînent des niveaux d'isolation importants dans les constructions neuves. Cette nouvelle typologie de bâtiment entraîne un fort découplage entre les ambiances intérieure et extérieure d'une part et une forte sensibilité aux apports gratuits (apports internes, anthropiques et solaires) d'autre part. Dans le § 1.2 du chapitre, nous avons par ailleurs choisi d'utiliser une plateforme de modélisation se basant sur des méthodes numériques (volumes finis) de résolution des équations de la chaleur et plus particulièrement sur l'analyse modale. Cette méthode induit par construction des hypothèses simplificatrices qu'il est important de remettre en cause à l'aune des bâtiments très performants.

Aux vues des deux dernières conclusions, il a été décidé, pour évaluer la validité de ces simplifications, de développer des modèles détaillés ayant trait aux transferts de chaleur de l'ambiance intérieure :

- convection entre les parois et l'air intérieur,
- rayonnement GLO entre les parois elles-mêmes,
- répartition des apports solaires dans une zone thermique (tache solaire).

Ces modèles seront précisés dans le prochain chapitre. On verra notamment comment ils s'intègrent dans la plateforme de modélisation mettant en œuvre l'analyse modale. Dans le troisième chapitre, une validation numérique sera proposée afin de comparer leur résultats avec des références internationales. Nous poursuivrons cette phase de validation dans le quatrième chapitre en comparant les résultats de simulation utilisant ces modèles détaillés avec des mesures expérimentales sur une maison passive instrumentée. Le cinquième et dernier chapitre sera l'occasion d'appliquer les modèles implémentés dans une étude de cas plus pratique, en lien avec les produits béton. Nous pourrions alors évaluer l'influence de l'inertie thermique, en simulant plusieurs types de systèmes constructifs, sur la performance énergétique et environnementale des bâtiments grâce à des indicateurs sélectionnés dans le § 1.3 de ce chapitre et un chaînage adéquat entre la simulation thermique dynamique et l'analyse de cycle de vie. Afin de relativiser les conclusions de cette étude de cas, un état de l'art sur l'influence de l'inertie thermique sera intégré à ce dernier chapitre.

CHAPITRE 2

Modélisation des transferts de chaleur superficiels

La nouvelle typologie des bâtiments très performants focalise notre attention sur les modèles de transfert de chaleur relatifs à l'ambiance intérieure et remet en question la validité de certaines hypothèses de modélisation.

Dans les trois premières sections, nous définirons des modèles détaillés correspondant aux modèles suivants :

- rayonnement GLO entre les surfaces internes des parois elles-mêmes (cf. § 2.1),
- convection entre les surfaces internes des parois et l'air (cf. § 2.2),
- répartition des apports solaires dans une zone thermique grâce à un modèle de suivi de la tache solaire (cf. § 2.3).

Enfin, nous expliciterons l'intégration de ces modèles dans la plateforme de modélisation choisie à l'issue du chapitre (cf. § 2.4).

Table des matières détaillée

2.1	Modélisation des échanges radiatifs GLO intérieurs	73
2.1.1	Transferts de chaleur radiatifs GLO dans le réseau « simplifié »	75
2.1.2	Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « Flux nets radiatifs »	77
2.1.2.1	Méthode récursive	77
2.1.2.2	Méthode des radiosités	79
2.1.3	Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « T^* »	81
2.1.4	Conclusions	90
2.2	Modélisation des échanges convectifs intérieurs	92
2.2.1	Coefficients d'échanges superficiels convectifs constants	93
2.2.1.1	Set de coefficients de la PSB	94
2.2.1.2	Set de coefficients du modèle EnergyPlus	95
2.2.1.3	Set de coefficients d'ESP-r	97
2.2.2	Coefficients d'échanges superficiels convectifs variables	98
2.2.2.1	Formalisme des régimes convectifs	98
2.2.2.2	Contribution de Alamdari et Hammond	100
2.2.2.3	Contribution de Khalifa	102
2.2.2.4	Contribution de Fisher	105
2.2.2.5	Contribution de Beausoleil-Morrison	108
2.2.3	Conclusions	110
2.3	Modélisation de la distribution des apports solaires	112
2.3.1	Du traitement des apports solaires dans la PSB	113
2.3.1.1	Calcul du flux solaire incident et transmis à travers les vitrages	114
2.3.1.2	Calcul du flux solaire restant dans la zone	115
2.3.1.3	Répartition du flux solaire restant dans la zone	116
2.3.2	Modèle géométrique de suivi de la tache solaire	117
2.3.2.1	Domaine d'applicabilité du modèle	118
2.3.2.2	Algorithme du modèle	119
2.3.3	Conclusions	120
2.4	Intégration des modèles dans la PSB	122
2.4.1	Modification de la PSB	122
2.4.2	Corrections des modèles zonaux	124
2.4.3	Conclusions	129
2.5	Conclusions	130

2.1 Modélisation des échanges radiatifs GLO intérieurs

La modélisation des transferts de chaleur par rayonnement GLO est intimement liée à l'inertie thermique des bâtiments. En effet, l'utilité de l'inertie thermique est liée à la capacité de transférer l'énergie au cours du temps entre la masse du bâtiment et l'ambiance intérieure. Les transferts de chaleur superficiels se produisent sous deux formes principales :

- convection entre la surface de la paroi i considérée et l'air ambiant,
- rayonnement GLO entre la surface de la paroi i considérée et toutes les autres surfaces solides que la paroi i peut « voir ».

Les difficultés rencontrées pour intégrer les échanges radiatifs GLO entre chaque paroi d'une zone dans les modèles thermiques ont poussé certains modélisateurs à approximer ces échanges. Rappelons que les simplifications opérées dans les différents modèles rendent compte des objectifs intrinsèques de ces derniers, certains visant l'exhaustivité, et d'autres le meilleur rapport entre rapidité de la simulation et précision des résultats. Nous avons introduit dans le § 1.2.2.2 la discrétisation spatiale de la PSB en nœuds centrés sur des mailles. la structure de ces nœuds reliés entre eux par des résistances thermiques forme un réseau nodal que nous appellerons « réseau simplifié » (cf. § 2.1.1). Deux autres types de réseau nodaux seront investigués :

- le réseau Flux nets radiatifs (cf. § 2.1.2),
- le réseau T^* (cf. § 2.1.3).

Un exemple fictif avec deux parois et une maille d'air permet de mieux appréhender les différences entre ces réseaux d'échanges radiatifs. La figure 2.1 illustre les quatre types de réseaux traités dans cette section. La notation a été affinée ici : $q_{rad,net,i}$ le flux net radiatif GLO échangé entre la surface de la paroi i et son environnement ; R_i^* et R^* sont les résistances du réseau T^* entre la paroi i et le nœud à la température T^* (que l'on appellera plus succinctement nœud T^*) d'une part, et entre le nœud T^* et le nœud de la maille d'air d'autre part.

Dans le domaine de la thermique du bâtiment, il est conventionnellement admis de distinguer deux grandes plages de longueurs d'ondes :

- les Courtes Longueurs d'Ondes (CLO),
- les Grandes Longueurs d'Ondes (GLO).

Les échanges radiatifs GLO entre les surfaces intérieures d'une zone – N_p parois comprenant les N_{po} parois opaques et les N_{pv} parois vitrées – prennent en compte les longueurs d'ondes supérieures à $2,5 \mu m$ [Roux, 2000]. Le maximum d'émission d'une surface à une température de l'ordre de $20^\circ C$ est proche de $10 \mu m$. Les émissions GLO correspondent au rayonnement de corps étant à une température ambiante alors que le rayonnement CLO correspond au

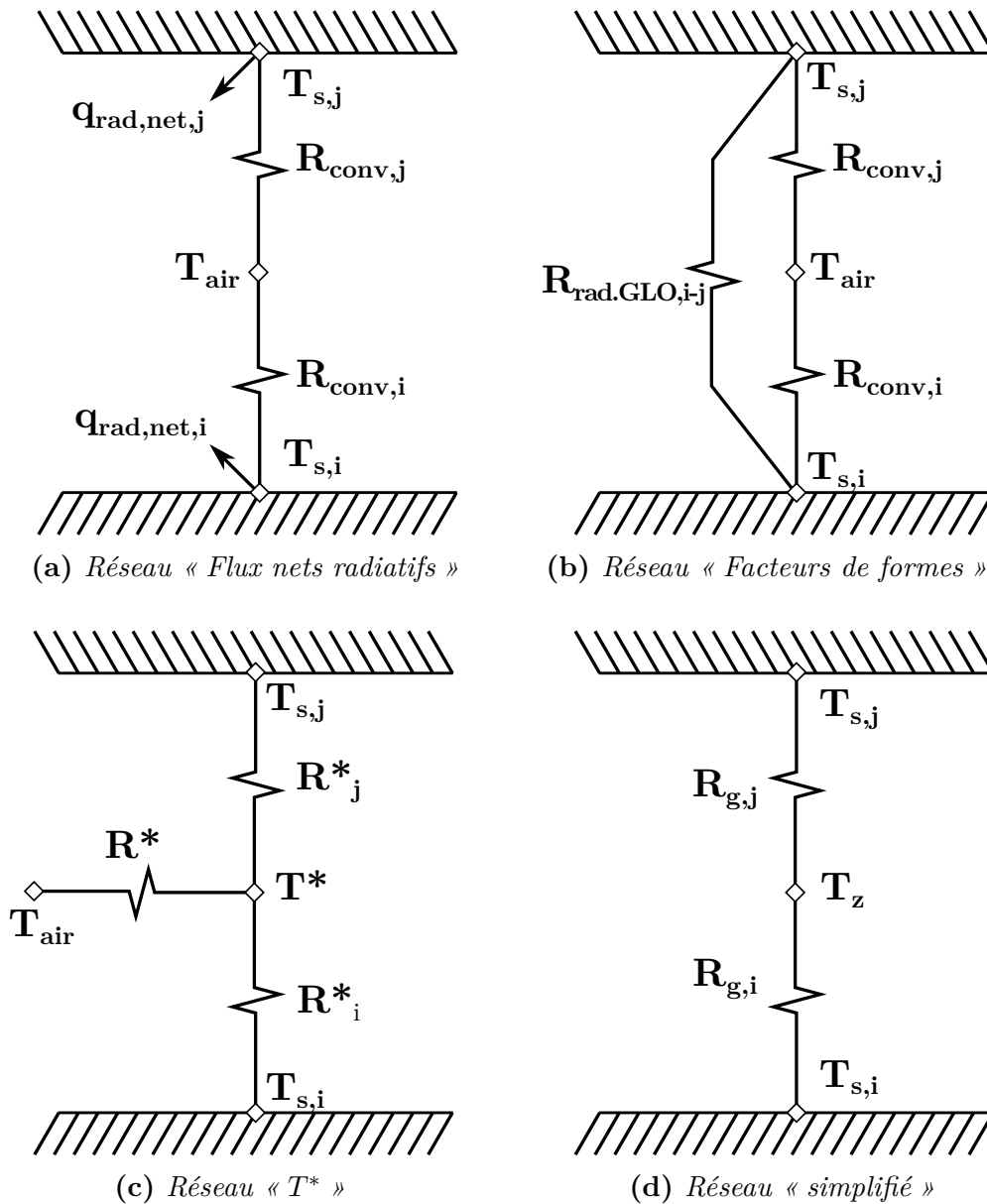


FIGURE 2.1 – Réseaux nodaux d'échanges radiatifs (GLO) et convectifs

rayonnement de corps à plusieurs milliers de °C comme le soleil. On notera que les parois du bâtiment ne sont pas les seuls composants à émettre du rayonnement GLO puisque les occupants, les équipements, le sol ou encore la voûte céleste émettent du rayonnement infrarouge. Nous nous limiterons ici à l'étude des échanges radiatifs GLO entre les surfaces d'une zone thermique donnée. Les bases théoriques explicitées dans cette sous-section peuvent être approfondies grâce à la lecture de la contribution majeure de [Clarke \[2001\]](#). Nous faisons ici l'hypothèse selon laquelle l'air est un média complètement transparent au rayonnement GLO.

Le flux radiatif émis (indice e) par un corps gris i de surface S_i , d'émissivité ϵ_i et à la température $T_{s,i}$ est donné par l'équation suivante :

$$q_{rad.GLO,e,i} = \epsilon_i \sigma S_i T_{s,i}^4 \quad (2.1)$$

où $q_{rad.GLO,e,i}$ est le flux radiatif GLO émis par le corps gris i en $[W]$; σ la constante de Stefan-Boltzmann telle que $\sigma = 5,670400.10^{-8} [W.m^{-2}.K^{-4}]$. La loi de Kirchoff établit une relation entre émissivité et absorptivité pour les corps gris, à longueur d'onde λ et à direction Δ données :

$$\epsilon_{\lambda,\Delta} = \alpha_{\lambda,\Delta} \quad (2.2)$$

En considérant des surfaces isotropes et des coefficients constants sur la plage de longueur d'onde considérée (GLO), on peut écrire $\epsilon_{GLO} = \alpha_{GLO}$. Par la suite, implicitement, nous aurons $\epsilon_{GLO,i} = \epsilon_i$. Nous utiliserons à plusieurs reprises cette loi afin de remplacer l'absorptivité par l'émissivité pour une même gamme de longueurs d'ondes. Cette manipulation permet par ailleurs de simplifier les equations.

Le flux net perdu par échange radiatif GLO par la surface i est classiquement exprimé comme la différence entre le flux radiatif GLO émis et le flux radiatif GLO absorbé (indice a) par la surface :

$$q_{rad.GLO,net,i} = q_{rad.GLO,e,i} - q_{rad.GLO,a,i} \quad (2.3)$$

2.1.1 Transferts de chaleur radiatifs GLO dans le réseau « simplifié »

Le réseau simplifié (cf. figure 2.1d) est liée à des hypothèses de modélisation simplificatrices. Les échanges convectifs et radiatifs sont regroupés dans un coefficient d'échange global h_g . Puisque les deux échanges sont en parallèle, les conductances s'additionnent :

$$h_g = h_{conv} + h_{rad.GLO} \quad (2.4)$$

Toute la difficulté est de calculer le coefficient $h_{rad.GLO}$. Ce coefficient, caractéristique de la paroi, dépend de son émissivité et de sa température surfacique. Les échanges radiatifs GLO sont linéarisés de manière à passer d'une différence de température à la puissance quatre à une simple différence de température. De plus, alors qu'en réalité, chaque paroi échange de la chaleur par rayonnement GLO avec l'ensemble des autres parois en parallèle, on modélise ces multiples transferts de chaleur comme un seul transfert de chaleur entre

la surface de la paroi et un potentiel de température unique et commun à toutes les autres parois de la zone thermique. Dans le cas du réseau simplifié, c'est la température de zone qui joue ce rôle. Ainsi, les échanges radiatifs GLO sont évalués de la manière suivante :

$$q_{rad.GLO,net,i} = h_{rad.GLO,i} S_i (T_{s,i} - T_z) \quad (2.5)$$

Le coefficient $h_{rad.GLO,i}$ est conventionnellement compris entre 4 et 5 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour une émissivité ϵ_i égale à 0.9 ($h_{rad.GLO,i} = \epsilon_i \sigma 4 T_{ref}^3$, avec $T_{ref} \approx 300 K$). Mais l'émissivité peut être différente de 0.9. Cette dépendance est prise en compte de la manière suivante :

$$h_{rad.GLO,i}(\epsilon_i) = h_{rad.GLO,i}(\epsilon_i = 0.9) \frac{\epsilon_i}{0.9}$$

La PSB intègre un certain nombre de coefficients d'échanges radiatifs donnés pour une émissivité égale à 0.9 en fonction du type de paroi et des ambiances thermiques adjacentes. Ces coefficients proviennent de l'European Passive Solar Handbook [Achard et Gicquel, 1986] (cf. tableau 2.1).

TABLEAU 2.1 – Coefficients d'échanges superficiels radiatifs GLO intérieurs de la PSB pour une émissivité donnée égale à 0.9

Type de Paroi [–]	$h_{rad.GLO,i,int}(\epsilon_i = 0.9)$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
Parois verticales	4.84
Plafonds	4.84
Planchers	4.89

Walton *et al.* [1983] ont déduit des coefficients d'échanges superficiels globaux du référentiel de l'ASHRAE [Parsons *et al.*, 1989] les valeurs des coefficients $h_{rad.GLO,i}(\epsilon_i = 0.9)$. Quelles que soient les parois et les ambiances adjacentes, Walton *et al.* [1983] trouvent un coefficient $h_{rad.GLO} = 5.21 W.m^{-2}.K^{-1}$, ce qui reste cohérent par rapport aux valeurs du tableau 2.1.

Ce qu'il faut bien comprendre dans cette modélisation, c'est que la température de zone considérée n'a plus rien à voir avec la température d'air sec de l'ambiance intérieure mais qu'elle se rapproche plutôt de la température opérative (cf. équation (1.49)). La linéarisation et la globalisation des échanges entraînent une approximation des résultats. Dans les § 2.1.2 et 2.1.3, nous allons développer des modèles d'échanges radiatifs qui vont modifier la structure du réseau nodal grâce à une remise en question des hypothèses simplificatrices détaillées précédemment.

2.1.2 Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « Flux nets radiatifs »

Le réseau « Flux nets radiatifs » est a priori le réseau qui intègre la représentation la plus fiable des échanges superficiels radiatifs GLO intérieurs. Le calcul de ces flux nets radiatifs GLO peut cependant être réalisé grâce à plusieurs algorithmes, notamment la méthode dite « récursive » et la « méthode des radiosités ». Un certain nombre d'hypothèses sont posées ici :

- on applique la modélisation à une enceinte fermée,
- les surfaces sont considérées isothermes et grises,
- l'émission et la réflexion GLO sont isotropes,
- l'éclairement des surfaces est uniforme,
- les surfaces des matériaux sont considérés comme complètement opaques,
- l'air est un média transparent au rayonnement GLO.

2.1.2.1 Méthode récursive

Prenons l'exemple simple d'une zone avec trois surfaces grises échangeant par rayonnement GLO entre elles. Alors, les flux radiatifs GLO émis par ces dernières sont égaux à :

$$\begin{cases} q_{rad.GLO,e,1} &= \epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4 \\ q_{rad.GLO,e,2} &= \epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4 \\ q_{rad.GLO,e,3} &= \epsilon_3 \sigma S_3 T_{s,3}^4 \end{cases}$$

Calculons maintenant le flux radiatif absorbé par chaque surface i (a_i^1) lors de la première réflexion (soit la notation en exposant ⁽¹⁾ pour représenter la n^{ème} étape de réflexion) en utilisant l'équation (2.2) :

$$\begin{cases} a_1^1 &= 0 & + q_{rad.GLO,e,2} FF_{21} \epsilon_1 & + q_{rad.GLO,e,3} FF_{31} \epsilon_1 \\ a_2^1 &= q_{rad.GLO,e,1} FF_{12} \epsilon_2 & + 0 & + q_{rad.GLO,e,3} FF_{32} \epsilon_2 \\ a_3^1 &= q_{rad.GLO,e,1} FF_{13} \epsilon_3 & + q_{rad.GLO,e,2} FF_{23} \epsilon_3 & + 0 \end{cases}$$

avec $FF_{\bullet\bullet}$ le facteur de forme entre les deux parois considérées.

Le flux radiatif réfléchi par chaque surface i à la première étape de réflexion (r_i^1), est la partie complémentaire des flux calculés précédemment puisqu'il n'y a pas transmission

(hypothèse des parois opaques) :

$$\begin{cases} r_1^1 = 0 + q_{rad.GLO,e,2}FF_{21}(1 - \epsilon_1) + q_{rad.GLO,e,3}FF_{31}(1 - \epsilon_1) \\ r_2^1 = q_{rad.GLO,e,1}FF_{12}(1 - \epsilon_2) + 0 + q_{rad.GLO,e,3}FF_{32}(1 - \epsilon_2) \\ r_3^1 = q_{rad.GLO,e,1}FF_{13}(1 - \epsilon_3) + q_{rad.GLO,e,2}FF_{23}(1 - \epsilon_3) + 0 \end{cases}$$

Après simplification, on a le nouveau système d'équations :

$$\begin{cases} r_1' = \frac{a_1'}{\epsilon_1} - a_1' = a_1' \frac{(1 - \epsilon_1)}{\epsilon_1} \\ r_2' = \frac{a_2'}{\epsilon_2} - a_2' = a_2' \frac{(1 - \epsilon_2)}{\epsilon_2} \\ r_3' = \frac{a_3'}{\epsilon_3} - a_3' = a_3' \frac{(1 - \epsilon_3)}{\epsilon_3} \end{cases}$$

Par récurrence, on peut montrer que les flux radiatifs absorbés et réfléchis à la $n^{ième}$ réflexion (repérée par l'exposant n) par la $i^{ième}$ surface sur les N_p considérées, est de la forme :

$$\begin{cases} a_i^n = a_i^{n-1} + \sum_{j=1}^{N_p} r_j^{n-1} FF_{ji} \epsilon_i \\ r_i^n = (a_i^n - a_i^{n-1}) \frac{(1 - \epsilon_i)}{\epsilon_i} \end{cases} \quad (2.6)$$

avec $1 \leq n \leq \infty$; $a_i^0 = 0$; $r_i^0 = q_{rad.GLO,e,i}$ et $FF_{ii} = 0$.

On considère un nombre de réflexions tel que les flux échangés après la $n^{ième}$ réflexion soient insignifiants. En pratique, on peut dire qu'avec des matériaux de construction conventionnels, trois étapes successives sont suffisantes (plus de 99% du flux absorbé pour des émissivités de 0,9). Prenons un exemple avec seulement deux surfaces et une absorption après une réflexion :

$$\begin{pmatrix} a_1^0 & a_1^1 & a_2^1 \\ a_2^0 & a_2^1 & a_1^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & (\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 & (\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 + \left((\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 \frac{(1 - \epsilon_2)}{\epsilon_2} \right) FF_{21} \epsilon_1 \\ 0 & (\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 & (\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 + \left((\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 \frac{(1 - \epsilon_1)}{\epsilon_1} \right) FF_{12} \epsilon_2 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} r_1^0 & r_1^1 \\ r_2^0 & r_2^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) & (\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 \frac{(1 - \epsilon_1)}{\epsilon_1} \\ (\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) & (\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 \frac{(1 - \epsilon_2)}{\epsilon_2} \end{pmatrix} \quad (2.7)$$

Alors, si l'on évalue le flux net perdu par les deux surfaces, on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{rad.GLO,net,1} \approx q_{rad.GLO,e,1} - a_1^2 \\ \approx \epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4 - \left[(\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 + \left((\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 \frac{(1 - \epsilon_2)}{\epsilon_2} \right) FF_{21} \epsilon_1 \right] \\ q_{rad.GLO,net,2} \approx q_{rad.GLO,e,2} - a_2^2 \\ \approx \epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4 - \left[(\epsilon_1 \sigma S_1 T_{s,1}^4) FF_{12} \epsilon_2 + \left((\epsilon_2 \sigma S_2 T_{s,2}^4) FF_{21} \epsilon_1 \frac{(1 - \epsilon_1)}{\epsilon_1} \right) FF_{12} \epsilon_2 \right] \end{array} \right.$$

D'une manière générale, et d'après l'équation (2.3), on peut identifier $q_{rad.GLO,a,i}$ à a_i^n lorsque n tend vers l'infini et déduire le flux net perdu par chaque paroi i grâce à l'équation (2.6) :

$$q_{rad.GLO,net,i} = q_{rad.GLO,e,i} - q_{rad.GLO,a,i} = \lim_{n \rightarrow \infty} q_{rad.GLO,e,i} - a_i^n \quad (2.8)$$

La méthode des radiosités que nous allons présenter dans le § 2.1.2.2 propose une autre approche permettant de calculer les flux nets radiatifs GLO intérieurs des parois d'une zone thermique.

2.1.2.2 Méthode des radiosités

La « méthode des radiosités » introduit la grandeur « radiosité », caractéristique d'une surface i . Elle est notée B_i [$W.m^{-2}$]. La radiosité de la surface i est égale à la somme de l'émittance de la même surface, notée M_i [$W.m^{-2}$] et de la part réfléchie de l'éclairement GLO incident à la surface i , noté E_i [$W.m^{-2}$] (cf. figure 2.2a) :

$$B_i = M_i + \rho_i E_i \quad (2.9)$$

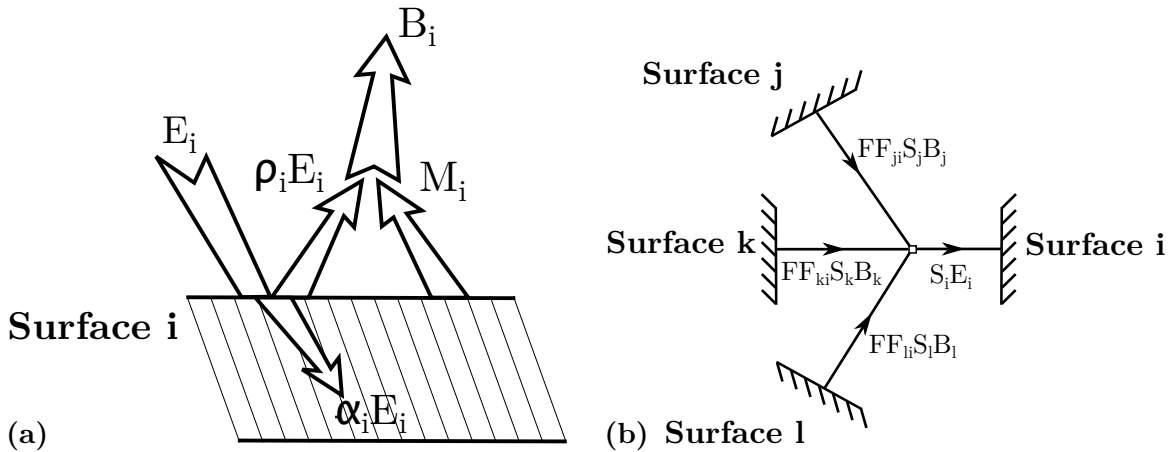


FIGURE 2.2 – Schémas descriptifs de la méthode des « radiosités »

La méthode consiste à évaluer le flux net perdu par les N_p surfaces (vecteur \mathbf{Q} $[[N_p; 1]]$) en fonction des températures surfaciques de la zone élevées à la puissance quatre (vecteur \mathbf{T}^4 $[[N_p; 1]]$). Soit l'équation matricielle correspondante :

$$\mathbf{Q} = \mathbf{R}\mathbf{T}^4 \quad (2.10)$$

La matrice \mathbf{R} $[[N_p; N_p]]$ relie les flux nets radiatifs aux températures surfaciques à la puissance quatre. Nous l'explicitons dans la suite du développement. Afin de calculer le vecteur \mathbf{Q} , nous allons dans un premier temps développer l'expression de la radiosité appliquée à la surface i :

$$B_i = M_i + \rho_i E_i = \epsilon_i \sigma T_{s,i}^4 + (1 - \epsilon_i) E_i \quad (2.11)$$

Puis celle de l'émittance appliquée à la surface i (cf figure 2.2b) :

$$E_i = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} \frac{FF_{ji} S_j B_j}{S_i} = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} B_j \quad (2.12)$$

FF_{ij} représente le facteur de forme entre les parois i et j . Par identification avec (2.12), et grâce à l'hypothèse des corps gris, on a maintenant :

$$\begin{aligned} Q_i &= M_i - \alpha_i E_i \\ &= M_i - \epsilon_i E_i \\ &= \epsilon_i \sigma T_{s,i}^4 - \epsilon_i \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} B_j \end{aligned} \quad (2.13)$$

On remplace à présent l'expression de la radiosité B_j par celle développée en (2.11) :

$$Q_i = \epsilon_i \sigma T_{s,i}^4 - \epsilon_i \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} \left[\epsilon_j \sigma T_{s,j}^4 + (1 - \epsilon_j) E_j \right] \quad (2.14)$$

Par ailleurs, on peut écrire l'éclairement E_j en fonction de l'émittance M_j et de Q_j , puis remplacer l'émittance M_j par son expression développée :

$$\begin{aligned} E_j &= \frac{M_j - Q_j}{\epsilon_j} \\ &= \frac{\epsilon_j \sigma T_j^4 - Q_j}{\epsilon_j} \end{aligned} \quad (2.15)$$

En remplaçant E_j dans (2.13) par son expression développée en (2.15), on obtient l'équation suivante :

$$Q_i = \epsilon_i \sigma T_{s,i}^4 - \epsilon_i \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} \left[\epsilon_j \sigma T_{s,j}^4 + (1 - \epsilon_j) \frac{(\epsilon_j \sigma T_{s,j}^4 - Q_j)}{\epsilon_j} \right] \quad (2.16)$$

En ré-agençant (2.16) afin d'isoler les températures surfaciques à la puissance quatre dans le membre de droite et le reste dans le membre de gauche :

$$\frac{Q_i}{\epsilon_i} - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} \left[\frac{Q_j}{\epsilon_j} (1 - \epsilon_j) \right] = \sigma T_{s,i}^4 - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} \sigma T_{s,j}^4 \quad (2.17)$$

D'où, grâce à l'utilisation de $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } j = i \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$, la forme condensée suivante :

$$\sum_{j=1}^{N_p} \left(\frac{\delta_{ij} - FF_{ij} (1 - \epsilon_j)}{\epsilon_j} \right) Q_j = \sum_{j=1}^{N_p} (\delta_{ij} - FF_{ij}) \sigma T_{s,j}^4 \quad (2.18)$$

Si l'on considère l'ensemble des N_p parois, (2.18) peut être mise sous forme matricielle telle que $\mathbf{N}\mathbf{Q} = \mathbf{M}\mathbf{T}^4$. Par identification, on a les composantes M_{ij} et N_{ij} des matrices \mathbf{M} et \mathbf{N} :

$$\begin{cases} M_{ij} &= (\delta_{ij} - FF_{ij}) \sigma \\ N_{ij} &= \frac{\delta_{ij} - FF_{ij} (1 - \epsilon_j)}{\epsilon_j} \end{cases} \quad (2.19)$$

On isole par la suite le vecteur des flux nets radiatifs : $\Rightarrow \mathbf{Q} = \mathbf{R}\mathbf{T}^4$ avec $\mathbf{R} = \mathbf{N}^{-1}\mathbf{M}$. Les termes des matrices \mathbf{R} sont connus. Les termes \mathbf{T}^4 sont des entrées connues provenant de la simulation. Il est donc possible d'évaluer les N_p flux nets radiatifs GLO intérieurs de la matrice \mathbf{Q} .

2.1.3 Transferts de chaleur radiatifs GLO intérieurs dans le réseau « T^* »

Le réseau T^* a été formalisé par Seem [1987]. Ce réseau est toujours utilisé dans le logiciel TRNSYS développé par l'université de Madison Wisconsin. Il introduit un nœud fictif ayant comme variable d'état la température fictive notée T^* (cf. figure 2.3c). Ce nœud échange avec toutes les parois de la zone ainsi qu'avec la maille représentant l'air ambiant

intérieur (T_{air}). On explicitera la démarche de Seem [1987] en prenant des exemples simples et en décrivant les différentes étapes de la méthode.

La méthode de détermination des résistances R_i^* ($i \in [1, N_p]$) et R^* du réseau T^* (cf. figure 2.3c) fait intervenir trois étapes distinctes :

- ➔ la première étape consiste à évaluer les résistances radiatives GLO et convectives de la figure 2.3a ($R_{rad.GLO,i-j}$ peut être évaluée à partir de l'équation (2.22) ; $R_{conv,i}$ et $R_{conv,j}$ à partir de valeurs tabulées fixes ou de corrélations détaillées). Un premier bilan thermique est réalisé sur le réseau,
- ➔ dans un deuxième temps, on cherche à évaluer les résistances de la figure 2.3b ($R_{rad.GLO,i-j,nf}$, $R_{conv,i,nf}$ et $R_{conv,j,nf}$), grâce à l'hypothèse dite des « nœuds flottants » (indice $_{nf}$) : on considère chaque paire de nœuds (deux nœuds de surface ou bien un nœud de surface et le nœud de l'air) en régime permanent en considérant que tous les autres nœuds sont flottants, c'est à dire qu'ils n'échangent que par convection et rayonnement GLO (i.e. $\forall k \neq i$ et $k \neq j$, $q_k = 0$, i, j ou k pouvant représenter le nœud de l'air) avec une entrée de puissance dans le système égale à $1W$ ($|q_i| = |q_j| = 1W$). Un bilan thermique est réalisé pour chaque paire de nœuds et est identifié à celui de la première étape. Les résistances $R_{rad.GLO,i-j,nf}$, $R_{conv,i,nf}$ et $R_{conv,j,nf}$ deviennent dépendantes des résistances $R_{rad.GLO,i-j}$, $R_{conv,i}$ et $R_{conv,j}$,
- ➔ finalement, on approche le comportement du réseau de la figure 2.3b pour identifier les résistances du réseau T^* (cf. figure 2.3c), i.e. R^* , R_i^* et R_j^* .

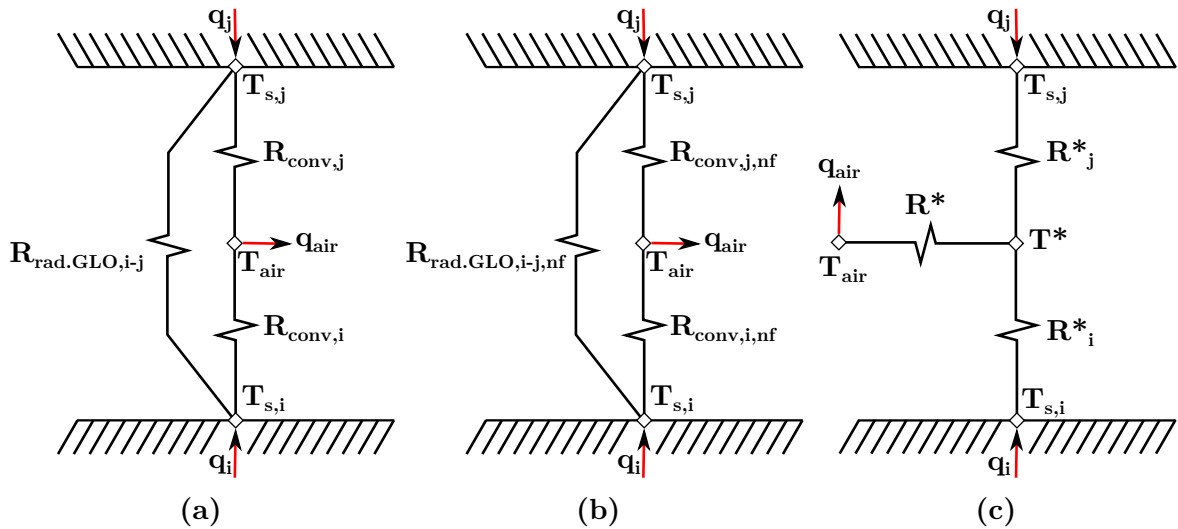


FIGURE 2.3 – Réseaux nodaux « Facteurs de forme » (a), « Facteurs de forme nœuds flottants » (b) et T^* (c) nécessaires à la méthodologie de Seem [1987]

La figure 2.3 synthétise les différents réseaux qui interviennent dans les différentes étapes de construction du modèle T^* énoncées ci-dessus. On peut y distinguer deux types

de réseaux nodaux. Le premier (figures 2.3a et 2.3b) relie chaque paire de parois par une résistance radiative GLO basée sur les facteurs de forme. Par ailleurs, chaque paroi est reliée au nœud de l'air par une résistance convective. Toutes les résistances thermiques des réseaux nodaux présentés dans la figure 2.3 sont exprimées en $[K.W^{-1}]$. D'autre part, les flux thermiques q_i et q_{air} représentent les transferts de chaleur ayant lieu aux nœuds considérés autrement que par convection et rayonnement GLO. Le deuxième type de réseau, le réseau T^* (cf. figure 2.3c) introduit une température fictive T^* afin d'approcher le comportement du réseau représenté sur la figure 2.3b.

Première étape : calcul des résistances $R_{rad.GLO,i-j}$ et $R_{conv,i}$ dans le réseau « FF »

Prenons l'exemple de la figure 2.3a avec seulement deux parois. Le flux transitant de la paroi i vers la paroi j par échange radiatif GLO, est noté $q_{rad.GLO,i-j}$ $[W]$. Il est tel que :

$$q_{rad.GLO,i-j} = \epsilon_i \sigma S_i G_{ij} (T_{s,i}^4 - T_{s,j}^4) \quad (2.20)$$

avec G_{ij} la fraction de l'énergie émise par la paroi i et absorbée par la paroi j [Gebhart, 1971]. La matrice formée par les G_{ij} est appelée matrice de Gebhart. Son évaluation nécessite un calcul préliminaire de la matrice des facteurs de forme et implique les émissivités des parois [Clark et Korybalski, 1974]. Or,

$$\begin{aligned} T_{s,i}^4 - T_{s,j}^4 &= (T_{s,i}^2 + T_{s,j}^2)(T_{s,i}^2 - T_{s,j}^2) \\ &= (T_{s,i}^2 + T_{s,j}^2)(T_{s,i} + T_{s,j})(T_{s,i} - T_{s,j}) \\ &= (T_{s,i}^3 + T_{s,i}^2 T_{s,j} + T_{s,j}^2 T_{s,i} + T_{s,j}^3)(T_{s,i} - T_{s,j}) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Substituons l'expression (2.21) dans (2.20) :

$$q_{rad.GLO,i-j} = \epsilon_i \sigma S_i G_{ij} (T_{s,i}^3 + T_{s,i}^2 T_{s,j} + T_{s,j}^2 T_{s,i} + T_{s,j}^3) (T_{s,i} - T_{s,j})$$

On introduit dès lors la résistance radiative Grande Longueur d'Onde $R_{rad,i-j}$ exprimée en $[K/W]$ telle que :

$$R_{rad.GLO,i-j} = \frac{1}{\epsilon_i \sigma S_i G_{ij} (T_{s,i}^3 + T_{s,i}^2 T_{s,j} + T_{s,j}^2 T_{s,i} + T_{s,j}^3)} \quad (2.22)$$

On retrouve l'analogie électrique pour l'échange radiatif GLO entre deux parois :

$$q_{rad.GLO,i-j} = \frac{(T_{s,i} - T_{s,j})}{R_{rad.GLO,i-j}} \quad (2.23)$$

Seem [1987] propose une linérisation des échanges de telle manière que $T_{s,i}^3 + T_{s,i}^2 T_{s,j} + T_{s,j}^2 T_{s,i} + T_{s,j}^3 \approx 4\bar{T}^3$, avec \bar{T} une température de référence censée représenter la température moyenne des surfaces de parois de la zone, que l'auteur considère constante tout au long de la simulation :

$$R_{rad.GLO,i-j} = \frac{1}{\epsilon_i \sigma S_i G_{ij} 4\bar{T}^3} \quad (2.24)$$

Dans le modèle que nous développerons, nous ne linéariserons pas les échanges et garderons la formulation explicitée dans l'équation (2.22). L'apport de ce modèle correspond surtout au fait que l'on est capable de recalculer à chaque pas de temps les résistances $R_{rad.GLO,i-j}$ au lieu de les calculer une seule fois en début de simulation avec une température \bar{T} de référence constante et forcément arbitraire. Si l'on prend le cas d'une paroi i avec une émissivité de $\epsilon_i = 0.9$, une surface $S_i = 20 \text{ m}^2$, $G_{ij} = 0.2$, $T_{s,i} = 10^\circ\text{C}$, $T_{s,j} = 25^\circ\text{C}$ et une température de référence conventionnelle de $T_{ref} = 20^\circ\text{C}$, alors on a 11% de différence entre les deux manières de calculer. Si maintenant, $\bar{T} = \frac{T_{s,i} + T_{s,j}}{2}$, alors la différence devient négligeable (0.07% de différence).

Détaillons à présent la première étape de la détermination des résistances du réseau « Facteurs de forme ». Pour cela, un bilan énergétique est réalisé sur chaque surface des N_p parois considérées (opaques ou vitrées) :

$$\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} \frac{(T_{s,j} - T_{s,i})}{R_{rad.GLO,i-j}} + \frac{(T_{air} - T_{s,i})}{R_{conv,i}} + q_i = 0 \quad (2.25)$$

avec $R_{conv,i}$ la résistance superficielle d'échanges convectifs entre la surface i et l'air ambiant intérieur exprimée en $[K.W^{-1}]$ et q_i la puissance échangée avec la surface i autrement que par convection avec l'air ambiant intérieur ou par rayonnement GLO avec les autres surfaces de parois de la zone exprimée en $[W]$.

Si l'on fait un bilan équivalent sur l'air de la zone thermique, alors on obtient l'égalité qui suit :

$$\sum_{i=1}^{N_p} \frac{(T_{s,i} - T_{air})}{R_{conv,i}} = q_{air} \quad (2.26)$$

avec q_{air} la charge thermique sur le nœud de l'air ambiant intérieur en $[W]$ (transferts de chaleur autres que par convection avec les parois). Les $N_p + 1$ équations sus-définies peuvent être combinées dans une seule équation matricielle. Soit, avec les notations $R_{c,i} \equiv R_{conv,i}$; $R_{r,ij} \equiv R_{rad.GLO,i-j}$ et $T_i \equiv T_{s,i}$:

$$\mathbf{X}^* \cdot \mathbf{Y}^* = \mathbf{Z}^* \quad (2.27)$$

Telle que :

$$\mathbf{X}^* = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^{N_p} \frac{-1}{R_{r,1i}} - \frac{1}{R_{c,1}} & \frac{1}{R_{r,12}} & \dots & \dots & \frac{1}{R_{r,1N}} & 0 \\ \frac{1}{R_{r,12}} & \sum_{i=1}^{N_p} \frac{-1}{R_{r,2i}} - \frac{1}{R_{c,2}} & & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & & \vdots \\ \frac{1}{R_{r,1N}} & \frac{1}{R_{r,2N}} & & & \sum_{i=1}^{N_p} \frac{-1}{R_{r,Ni}} - \frac{1}{R_{c,Np}} & 0 \\ \frac{1}{R_{c,1}} & \frac{1}{R_{c,2}} & \dots & \dots & \frac{1}{R_{c,Np}} & -1 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{Y}^* = \begin{pmatrix} T_1 - T_{air} \\ \vdots \\ T_{N_p} - T_{air} \\ q_{air} \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{Z}^* = \begin{pmatrix} -q_1 \\ \vdots \\ -q_{N_p} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Par exemple, dans le cas simplifié avec 2 parois, on a :

$$\mathbf{X}^* = \begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{r,12}} - \frac{1}{R_{c,1}} & \frac{1}{R_{r,12}} & 0 \\ \frac{1}{R_{r,12}} & -\frac{1}{R_{r,21}} - \frac{1}{R_{c,2}} & 0 \\ \frac{1}{R_{c,1}} & \frac{1}{R_{c,2}} & -1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{Y}^* = \begin{pmatrix} T_1 - T_{air} \\ T_2 - T_{air} \\ q_{air} \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{Z}^* = \begin{pmatrix} -q_1 \\ -q_2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Deuxième étape : hypothèse des nœuds flottants dans le réseau « FF »

Il faut à présent évaluer les résistances pour chaque paire de parois $R_{rad.GLO,i-j}$ lorsque les autres nœuds du réseau « FF » sont flottants, que l'on notera $R_{rad.GLO,i-j,nf}$. Ainsi, lorsque l'on applique le raisonnement à deux parois i et j , alors, toutes les autres parois indicées k ($k \neq i$ et $k \neq j$), n'échangent que par convection et rayonnement (i.e. $q_k = 0$).

Par ailleurs, le nœud de l'air est aussi un nœud flottant, on a donc $q_{air} = 0$. Soit, dans le cas simple à deux parois :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 = q_{rad.GLO,1-2} + q_{conv,1} \\ q_2 = q_{rad.GLO,2-1} + q_{conv,2} \\ q_{air} = q_{conv,1} + q_{conv,2} = 0 \end{array} \right.$$

Or, $q_{rad.GLO,1-2} = -q_{rad.GLO,2-1}$, d'où le nouveau système :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 + q_2 = q_{conv,1} + q_{conv,2} \\ q_{air} = q_{conv,1} + q_{conv,2} \\ q_{air} = 0 \end{array} \right.$$

On a ainsi $q_1 + q_2 = q_{air} = 0 \Rightarrow q_1 = -q_2$. On peut prouver par récurrence, que quel que soit le nombre de parois, le raisonnement tient toujours. Pour chaque paire de parois, lorsque les autres nœuds sont considérés comme flottants, on a :

$$q_i = -q_j = \frac{(T_i - T_j)}{R_{rad.GLO,i-j,nf}} \quad (2.28)$$

En introduisant la température T_{air} , afin de faire apparaître les composantes du vecteur \mathbf{Y}^* , et en multipliant (2.28) par $R_{rad.GLO,i-j,nf}$, on a alors :

$$\begin{aligned} q_i R_{rad.GLO,i-j,nf} &= (T_i - T_{air}) - (T_j - T_{air}) \\ &= y_i^* - y_j^* \end{aligned}$$

y_i^* et y_j^* représentent les $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes du vecteur \mathbf{Y}^* . Les composantes de \mathbf{Y}^* peuvent être exprimées en fonction des composantes de l'inverse de la matrice \mathbf{X}^* notée \mathbf{X}^{*-1} . En effet, $\mathbf{X}^* \cdot \mathbf{Y}^* = \mathbf{Z}^* \Rightarrow \mathbf{Y}^* = \mathbf{X}^{*-1} \cdot \mathbf{Z}^*$. Nous savons grâce à la démarche des nœuds flottants que certaines valeurs des composantes du vecteur $\mathbf{Z}^* = (z_1^*, z_2^*, \dots, z_i^*, \dots, z_j^*, \dots, z_{N_p}^*, z_{N_p+1}^*)$ sont remarquables :

$$\left\{ \begin{array}{l} z_i^* = -q_i = -1 \\ z_j^* = -q_j = -(-q_i) = 1 \\ z_{N_p+1}^* = 0 \end{array} \right. \quad (2.29)$$

D'autre part, on peut relier les composantes de \mathbf{Y}^* avec celles de l'inverse de la matrice \mathbf{X}^* notée \mathbf{X}^{*-1} et \mathbf{Z}^* :

$$\begin{cases} y_i^* &= x_{i,1}^{*-1} z_1^* + x_{i,2}^{*-1} z_2^* + \dots + x_{i,N_p}^{*-1} z_{N_p}^* + x_{i,N_p+1}^{*-1} z_{N_p+1}^* \\ y_j^* &= x_{j,1}^{*-1} z_1^* + x_{j,2}^{*-1} z_2^* + \dots + x_{j,N_p}^{*-1} z_{N_p}^* + x_{j,N_p+1}^{*-1} z_{N_p+1}^* \end{cases} \quad (2.30)$$

avec $x_{i,j}^{*-1}$ la composante de la $i^{\text{ème}}$ ligne et de la $j^{\text{ème}}$ colonne de l'inverse de la matrice \mathbf{X}^* . D'après (2.29) et (2.30), on a :

$$\begin{cases} y_i^* &= x_{i,i}^{*-1} z_i^* + x_{i,j}^{*-1} z_j^* &= -x_{i,i}^{*-1} + x_{i,j}^{*-1} \\ y_j^* &= x_{j,j}^{*-1} z_j^* + x_{j,i}^{*-1} z_i^* &= x_{j,j}^{*-1} - x_{j,i}^{*-1} \end{cases} \quad (2.31)$$

On peut finalement évaluer $R_{rad.GLO,i-j,nf}$, lorsque tous les autres nœuds sont flottants et $q_i = 1$:

$$\begin{cases} q_i R_{rad.GLO,i-j,nf} &= y_i^* - y_j^* = (-x_{i,i}^{*-1} + x_{i,j}^{*-1}) - (x_{j,j}^{*-1} - x_{j,i}^{*-1}) \\ q_i &= 1 \end{cases} \quad (2.32)$$

Afin d'évaluer les résistances $R_{conv,i}$ entre la surface i et l'air de l'ambiance intérieure quand tous les autres nœuds sont flottants (i.e $\forall j \in [1, i-1] \cup [i+1, N_p]$, $q_j = 0$), notons cette résistance fictive $R_{conv,i,nf}$. Comme $q_{air} = q_1 + q_2 + \dots + q_i + \dots + q_{N_p} = q_i$, le flux thermique q_i s'exprime de la manière suivante :

$$q_i = \frac{(T_{s,i} - T_{air})}{R_{conv,i,nf}} \quad (2.33)$$

En fixant arbitrairement $q_i = q_{air} = 1$ et en isolant $R_{conv,i,nf}$, on obtient :

$$\begin{cases} q_i R_{conv,i,nf} &= T_{s,i} - T_{air} \\ &= y_i^* \\ &= x_{i,1}^{*-1} z_1^* + x_{i,2}^{*-1} z_2^* + \dots + x_{i,i}^{*-1} z_i^* + \dots + x_{i,N_p}^{*-1} z_{N_p}^* + x_{i,N_p+1}^{*-1} z_{N_p+1}^* \\ &= x_{i,1}^{*-1}(-q_1) + x_{i,2}^{*-1}(-q_2) + \dots + x_{i,i}^{*-1}(-q_i) + \dots + x_{i,N_p}^{*-1}(-q_{N_p}) \\ &= -x_{i,i}^{*-1} \\ q_i &= 1 \end{cases} \quad (2.34)$$

Dès lors, toutes les résistances $R_{rad-GLO,i-j,nf}$ et $R_{conv,i,nf}$ peuvent être évaluées à partir des composantes de la matrice \mathbf{X}^{*-1} grâce aux équations (2.32) et (2.34). On peut par la suite appliquer une méthode d'identification qui vise à évaluer les résistances du réseau « T^* » de telle façon que le comportement de ce dernier soit le plus proche possible de

celui des « Facteurs de forme nœuds flottants » (figure 2.3b).

Troisième étape : identification des résistances R_i^* et R^* du réseau « T^* »

Si l'on se place en régime permanent, la charge thermique q_{air} sera la même dans les deux réseaux représentés respectivement dans les figures 2.3b et 2.3c si et seulement si :

$$\forall i \in [|1, N_p|], R_i^* + R^* = R_{conv,i,nf} \quad (2.35)$$

Nous avons donc jusqu'ici N_p équations et $N_p + 1$ inconnues (les N_p résistances R_i^* et la résistance R^*). La dernière équation qui permettra d'obtenir un système de $N_p + 1$ équations à $N_p + 1$ inconnues découle de la minimisation de la différence entre l'équivalent de la résistance radiative $R_{rad.GLO,i-j,nf}$ dans réseau « T^* » i.e. $R_i^* + R_j^*$ d'une part, et la résistance radiative entre les couples de surfaces i et j du réseau « Facteurs de forme » quand les autres nœuds sont flottants d'autre part, i.e. $R_{rad.GLO,i-j,nf}$. Soit pour une paire de surface i et j donnée :

$$\begin{aligned} [R_i^* + R_j^*] - [R_{rad.GLO,i-j,nf}] &= [(R_{conv,i,nf} - R^*) + (R_{conv,j,nf} - R^*)] \\ &\quad - [R_{rad.GLO,i-j,nf}] \\ &= R_{conv,i,nf} + R_{conv,j,nf} - 2R^* - R_{rad.GLO,i-j,nf} \end{aligned} \quad (2.36)$$

Par la suite, on introduit une forme adimensionnelle élevée au carré de l'erreur relative faite entre $[R_i^* + R_j^*]$ et $R_{rad.GLO,i-j,nf}$ pour tous les couples de surfaces de la zone thermique. On définit alors la fonction Ψ_1 telle que :

$$\Psi_1(R^*) = \sum_{i=2}^{N_p} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{(R_{conv,i,nf} + R_{conv,j,nf} - R_{rad.GLO,i-j,nf} - 2R^*)^2}{R_{rad.GLO,i-j,nf}^2} \quad (2.37)$$

Afin de rendre compte du fait que le flux thermique est d'autant plus important entre deux surfaces i et j que la résistance radiative GLO entre elles est faible, on introduit une fonction erreur qui place plus de poids sur les résistances avec un $R_{rad.GLO,i-j,nf}$ plus faible. On remplace ainsi $R_{rad.GLO,i-j,nf}^2$ par $R_{rad.GLO,i-j,nf}^3$:

$$\Psi_2(R^*) = \sum_{i=2}^{N_p} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{(R_{conv,i,nf} + R_{conv,j,nf} - R_{rad.GLO,i-j,nf} - 2R^*)^2}{R_{rad.GLO,i-j,nf}^3} \quad (2.38)$$

Puis, en dérivant $\Psi_2(R)$ par rapport à R , on obtient la fonction suivante :

$$\frac{d\Psi_2(R^*)}{dR^*} = \sum_{i=2}^{N_p} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{-4(R_{conv,i,nf} + R_{conv,j,nf} - R_{rad.GLO,i-j,nf} - 2R^*)}{R_{rad.GLO,i-j,nf}^3} \quad (2.39)$$

On détermine maintenant la racine unique R_0^* de l'équation (2.39) telle que $d\Psi_2(R_0^*)/dR^* = 0$:

$$R_0^* = \frac{\sum_{i=2}^{N_p} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{(R_{conv,i,nf} + R_{conv,j,nf} - R_{rad.GLO,i-j,nf})}{R_{rad.GLO,i-j,nf}^3}}{2 \sum_{i=2}^{N_p} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{1}{R_{rad.GLO,i-j,nf}^3}} \quad (2.40)$$

La dérivée seconde de Ψ_2 est positive quand R est positif. Ainsi, R_0^* est bien un minimum. Il représente le meilleur compromis par rapport à la nature des écarts que l'on cherche à minimiser et le formalisme adopté afin de sommer ces écarts.

Résumons les différentes étapes nécessaires à l'évaluation des résistances du réseau « T^* » :

- ① évaluation des facteurs de forme entre les différentes parois d'une pièce (les parois vitrées sont aussi considérées, car le rayonnement vers ces dernières est très important – phénomène de paroi froide –, d'où $N_p = N_{po} + N_{pv}$). Ceci peut être réalisé avec différents niveaux de détail (des techniques de lancé de rayons aux méthodes simplifiées basées sur des proratas de surfaces [EnergyPlus Team, 2011, p.67]),
- ② détermination de la matrice de Gebhart (utilisant les facteurs de forme),
- ③ calcul des résistances convectives dans le réseau « FF » (différents niveaux de détails pour ce calcul sont possibles, cf. § 2.2),
- ④ calcul des résistances radiatives GLO par paire de parois dans le réseau « FF »,
- ⑤ évaluation des résistances radiatives et convectives en faisant l'hypothèse des nœuds flottants (pour chaque résistance traitée, on considère que tous les autres nœuds n'échangent que par convection et rayonnement),
- ⑥ identification des résistances du réseau « T^* » grâce à l'optimisation de la résistance R^* telle que $R^* = R_0^*$ (cf équation (2.40)).

Cette formulation est légèrement différente de celle de Seem [1987] puisque nous n'avons pas linéarisé les échanges radiatifs et surtout que ces résistances peuvent être calculées à tout moment de la simulation (à condition d'avoir accès aux températures surfaciques des parois et d'avoir calculé auparavant la matrice de Gebhart) alors que Seem [1987] utilise une température de référence \bar{T} constante tout au long de la simulation.

Lors des étapes ③ et ④, certains paramètres de la simulation sont nécessaires pour calculer les résistances radiatives et convectives du réseau « FF », comme les températures surfaciques intérieures des parois et des vitrages par exemple. Mais les résistances alors calculées modifieront ces mêmes températures et ainsi de suite. Nous nous verrons alors dans l'obligation d'adopter un algorithme de convergence des sorties du modèle T^* , i.e. des résistances du réseau T^* . Nous préciserons dans le § 2.4 comment le modèle T^* s'intègre à la plateforme de modélisation présentée dans le chapitre précédent.

2.1.4 Conclusions

Un état de l'art a été réalisé en termes de modèles capables de représenter les échanges radiatifs GLO entre les parois d'une zone thermique. La PSB intègre un réseau simplifié globalisant les échanges convectifs et radiatifs (cf. § 2.1). Les coefficients globaux correspondants sont considérés comme fixes tout au long de la simulation. De plus, les échanges radiatifs GLO sont linéarisés. Deux types de modèles détaillés ont été présentés afin de remettre en cause ces hypothèses simplificatrices :

- un modèle capable d'évaluer les flux nets radiatifs entre chaque paire de parois avec deux méthodologies différentes :
 - une méthode numérique dite « récursive » (cf. § 2.1.2.1),
 - la méthode dite des « radiosités » (cf. § 2.1.2.2).
- un modèle pseudo-découplant les échanges radiatifs GLO et convectifs (cf. § 2.1.3).

Grâce à ces modèles, les échanges radiatifs GLO ne sont plus globalisés avec les échanges convectifs et ne sont plus linéarisés, ce qui nous permet notamment de modéliser une véritable température d'air. De plus, ces échanges sont ré-évalués à chaque pas de temps de la simulation. Les difficultés rencontrées pour faire converger le premier type de modèle nous ont amenés à privilégier le modèle T^* qui reste un bon compromis en termes de précision et de rapidité de convergence. Les échanges radiatifs entre chaque paires de parois y sont calculés à chaque pas de temps grâce à l'équation (2.20) faisant intervenir les composantes de la matrice de Gebhart s'appuyant sur l'évaluation des facteurs de forme. La matrice des facteurs de forme, toujours délicate à calculer, peut être déterminée à partir de méthodes plus ou moins détaillées. En terme de temps de calcul, les simulations intégrant le modèle T^* durent environ 3 fois plus longtemps à cause de multiples inversions matricielles à l'intérieur même d'un pas de temps (cf. équation (2.30)).

Le modèle T^* a été intégré à la PSB. On pourra voir les différentes implications que cela représente dans le § 2.4. Dans la suite de la thèse, la PSB augmentée du modèle T^* sera dorénavant appelée « PST* ».

Afin de calculer les sorties du modèle T^* , il est nécessaire de lui fournir en entrée les coefficients d'échanges convectifs entre les parois et l'air (cf. les termes $R_{conv,i}$ dans (2.25) et (2.26)). Ces coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs peuvent être évalués de manière plus ou moins détaillée (à chaque pas de temps ou une seule fois au début de la simulation). Par souci de cohérence, et au vu des conclusions du précédent chapitre, nous allons présenter dans la prochaine section des corrélations détaillées plus à même de représenter les transferts de chaleur par convection entre l'air intérieur et les surfaces des parois. Nous pourrons alors coupler le modèle détaillé des échanges superficiels convectifs intérieurs avec le modèle T^* .

2.2 Modélisation des échanges convectifs intérieurs

L'inertie thermique est étroitement liée aux échanges superficiels convectifs entre l'air intérieur et les surfaces des parois. Notons ici que les parois considérées peuvent être des parois verticales en contact avec l'extérieur (PvExt), avec une autre zone du bâtiment (PvInt), des parois verticales internes à une zone, des planchers hauts (PH), des planchers bas (PB) ou des planchers intermédiaires (PI). Les parois peuvent aussi être inclinées.

L'inertie thermique est mobilisable par les seuls échanges superficiels, qu'ils soient radiatifs ou convectifs. La part de ces deux types d'échanges peut varier largement : une période de surventilation nocturne verra le phénomène de convection devenir prépondérant, alors que cela sera plutôt le contraire dans une pièce faiblement ventilée et recevant des apports solaires abondants. Quoi qu'il en soit, les échanges convectifs intérieurs ont une influence a priori importante qu'il est souhaitable de mieux appréhender.

Grâce à des technologies de ventilation forcée ou la maximisation de phénomènes naturels, la convection peut servir à mieux gérer les apports thermiques et mieux réguler la température intérieure ressentie. La modélisation de ces échanges fait l'objet de dizaines de publications scientifiques mais reste lacunaire, ou tout du moins discutée. Par exemple, les développeurs du modèle STD EnergyPlus, constituant une référence internationale ont opéré certaines modifications dans ce domaine : les corrélations d'[Alamdari et Hammond \[1983\]](#) desquelles résultent les coefficients d'échanges convectifs pour les parois verticales, ont été remplacées par de nouvelles corrélations produites en 2006 [[Fohanno et Polidori, 2006](#)] alors que les précédentes étaient largement utilisées et établies depuis des années.

Des tentatives de structuration des multiples corrélations existantes, en fonction des types et des causes des différents régimes convectifs couramment rencontrés dans le bâtiment, ont été réalisées. La plus récente et remarquable est celle de [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) qui propose dans sa thèse un formalisme utilisant diverses corrélations existantes de coefficients d'échanges convectifs et de nouvelles équations pour les régimes convectifs mixtes (i.e. la combinaison de régimes de convections naturelle et forcée).

Dans cette section, on fera un état de l'art des différents moyens d'appréhender ces coefficients d'échanges superficiels. Dans un premier temps, on présentera différents sets de coefficients considérés comme constants dans le temps (cf. § 2.2.1). Par la suite, on considèrera des coefficients étant fonction de différents paramètres évoluant dans le temps (cf. § 2.2.2). Le formalisme proposé par [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) fera l'objet d'une présentation détaillée.

2.2.1 Coefficients d'échanges superficiels convectifs constants

L'hypothèse selon laquelle les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs peuvent être considérés comme fixes dans le temps repose sur une approche pragmatique :

- ① les mouvements d'air dans une pièce restent difficiles à prévoir et les vitesses en jeu sont généralement faibles,
- ② les conditions de température dans une zone thermique sont relativement stables,
- ③ l'introduction de coefficients variables entraînerait des échanges thermiques non linéaires difficiles à prendre en compte,
- ④ les échanges superficiels peuvent être modifiés par la présence de meubles ou de décorations placés contre les parois.

Historiquement, cette hypothèse a longtemps été majoritaire. Elle était tout d'abord scientifiquement justifiée par les quatre points ci-dessus et a été longtemps corroborée par l'expérience. En effet, l'influence de cette hypothèse est assez faible sur des bâtiments peu performants. D'autre part, les pertes thermiques sont telles dans ce type de bâtiments que cela réduit l'influence relative des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs. Cependant, les effets de l'inertie thermique lorsque les apports internes et solaire sont importants posent question.

Le point ③ est révélateur des efforts effectués dans le passé pour minimiser l'intensité des calculs. En effet, si l'on modifie à chaque pas de temps les coefficients d'échanges globaux contenant la part convective tels que : $h_{g,i} = h_{conv,i} + h_{rad.GLO,i}$, alors il faudrait certainement réaliser un certain nombre d'itérations car les coefficients deviendraient dépendants de fonctions d'état du modèle ou bien construire le système matriciel autant de fois qu'il y a de pas de temps... La démarche de réduction modale n'aurait alors plus aucun sens.

Nous présenterons ici trois ensembles de coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs utilisés dans différents outils STD :

- la PSB s'appuie sur les données de l'« European Passive Solar Handbook » [Achard et Gicquel, 1986] (cf. § 2.2.1.1),
- EnergyPlus a pour sa part intégralement repris les préconisations de Walton *et al.* [1983] (cf. § 2.2.1.2),
- ESP-r laisse un large choix de sets de coefficients aux utilisateurs qui peuvent notamment tester l'influence de coefficients convectifs majorés ou minorés (cf. § 2.2.1.3).

Les valeurs des coefficients d'ESP-r proviennent d'un rapport sur les incertitudes pesant sur les coefficients utilisés dans les outils STD [Halcrow *et al.*, 1990] d'une part et de

référentiels de la [CIBSE \[2001\]](#) d'autre part.

2.2.1.1 Set de coefficients de la PSB

Les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs de la PSB tiennent compte dans un premier temps de l'inclinaison des parois opaques. On distingue ainsi les parois verticales des parois horizontales. Finalement, on considère le sens du flux thermique, i.e. le signe du gradient de température entre le nœud de la zone thermique et le nœud surfacique.

On observe une absence de données en ce qui concerne les baies vitrées. Dans la PSB, les coefficients d'échanges intérieurs pour les baies vitrées sont implicitement inclus dans leurs résistances thermiques associées. En effet, il n'y a pas à proprement parler de maillage de la vitre. Sa capacité est considérée comme proche de zéro. Le traitement des baies se rapproche donc d'un simple pont thermique entre l'intérieur et l'extérieur. Il faut cependant noter que le coefficient $h_{conv,i,ext}$ est corrigé selon l'exposition au vent, et ce, indifféremment du type de paroi.

L'ensemble des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs est présenté ci-dessous sous la forme d'un tableau :

Type de Paroi [—]	Sens du flux thermique [—]	$h_{conv,i,int}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
<i>Parois verticales</i>	Horizontal	3,29
<i>Parois horizontales</i>	Ascendant	4,59
	Descendant	1,78

TABLEAU 2.2 – *Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon l'European Passive Solar Handbook [[Achard et Gicquel, 1986](#)]*

La PSB fait une distinction entre une paroi horizontale en contact avec une ambiance extérieure et une paroi horizontale en contact avec deux zones thermiques (PI). Pour les deux faces d'un plancher intermédiaire, $h_{conv,i} = 3 W.m^{-2}.K^{-1}$. Les coefficients convectifs des parois verticales intérieures séparant deux zones sont identiques à ceux des parois verticales du tableau 2.2.

On remarque que pour les planchers bas et haut d'une même pièce, avec un flux orienté vers les zones ou ambiances adjacentes (i.e. un flux ascendant pour le plancher haut et un flux descendant pour le plancher bas), le coefficient d'échange du plancher haut est deux fois plus important que celui du plancher bas. Ceci peut être expliqué par le fait que

lorsque les flux thermiques sont orientés vers l'extérieur, alors l'air chaud monte, cède sa chaleur au plafond, ce qui lui permet de ne pas stagner, de favoriser son refroidissement et finalement de redescendre. Quand l'air arrive sur le plancher, il continue à céder de la chaleur, ce qui ne permet plus de remonter. L'air stagne alors au dessus du plancher. Les mouvements de l'air au niveau du plafond favorisent le transfert thermique. Au contraire, l'air stagnant au niveau du plancher est défavorable aux transferts thermiques. D'où la différence entre les coefficients avec flux thermique ascendant (en général pour un plafond) et descendant (en général pour un plancher). En généralisant ce concept, on peut dire qu'un flux thermique ascendant et descendant ont respectivement pour conséquence de favoriser et de défavoriser le transfert thermique des deux côtés d'une paroi horizontale comme l'illustre la figure 2.4.

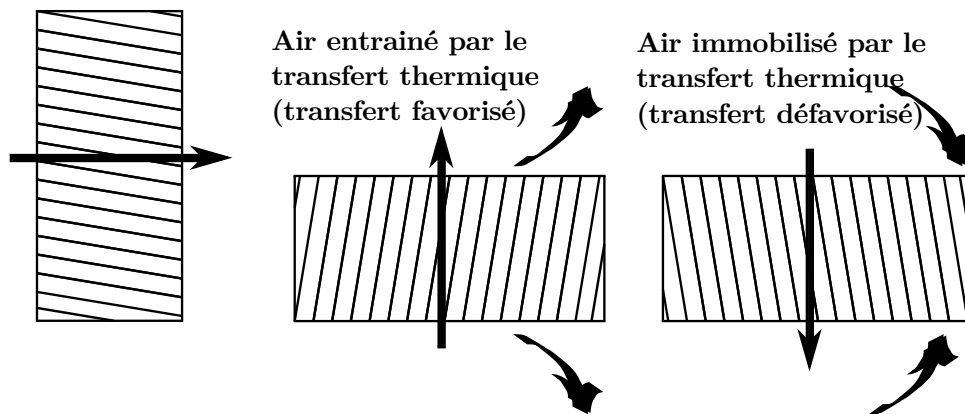


FIGURE 2.4 – Présentation des différents sens de flux thermique - à gauche, flux horizontal pour une paroi verticale ; au milieu, flux ascendant en général pour un plancher haut ; à droite, flux descendant en général pour un plancher bas - afin de classifier les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs

La Réglementation Thermique française 2012 (RT2012) fait état d'une classification similaire dans le fascicule 4 des règles Th-U incluses dans les règles Th-Bât que l'on présente dans le tableau 2.3. Les deux sources de données paraissent raisonnablement proches avec des valeurs légèrement plus basses pour la RT2012 sauf pour les parois horizontales avec un flux ascendant.

2.2.1.2 Set de coefficients du modèle EnergyPlus

Les coefficients d'échanges convectifs intérieurs utilisés par EnergyPlus sont directement tirés de [Walton et al. \[1983\]](#) qui les ont déduit d'un référentiel de l'ASHRAE. En effet, les valeurs du référentiel globalisent les phénomènes convectifs et radiatifs et la part convective n'est pas directement accessible. En prenant comme émissivité 0,9, qui est une valeur commune et en soustrayant la part radiative ($h_{rad.GLO} = 5,21 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$) du coefficient

TABLEAU 2.3 – Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon la réglementation thermique française 2012

Type de Paroi [-]	Sens du flux thermique [-]	$h_{\text{conv},i,\text{int}}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
Parois verticales	Horizontal	2,5
	Ascendant	5,0
Parois horizontales	Descendant	0,7

global, [Walton et al. \[1983\]](#) en ont déduit la part convective pour les différentes inclinaisons et suivant le sens du flux thermique en ce qui concerne les parois horizontales.

Comparativement aux données décrites dans le § 2.2.1.1, le référentiel ASHRAE attribue 2 valeurs additionnelles pour les coefficients convectifs intérieurs des parois inclinées que l'on peut observer dans le tableau 2.4.

TABLEAU 2.4 – Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon [Walton et al. \[1983\]](#)

Type de Paroi [-]	Sens du flux thermique [-]	$h_{\text{conv},i,\text{int}}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
Paroi verticale	Horizontal	3,08
	Ascendant	4,04
Paroi horizontale	Descendant	0,95
	Ascendant	3,87
Paroi inclinée	Descendant	2,28

Les différences avec les données du § 2.2.1.1 ne sont pas significatives. La seule valeur isolée par rapport aux autres est la valeur du coefficient d'échanges superficiels convectifs intérieur pour une paroi horizontale avec flux descendant (en général un plancher bas) de la PSB qui est à peu près deux fois supérieure à celle d'EnergyPlus et de la RT2012. On peut noter cependant que des différences plus importantes avec notamment des valeurs de $h_{\text{conv},i,\text{int}}$ beaucoup plus faibles pour EnergyPlus ont été relevées par le passé, notamment dans une publication de [Brun et al. \[2009\]](#). Les coefficients d'échanges de l'algorithme détaillé d'EnergyPlus ont été moyennés sur l'année et se révèlent inférieurs à ceux de [Walton et al. \[1983\]](#), de la PSB et de la RT2012 sauf celui pour les parois horizontales avec flux descendant qui reste dans la moyenne (cf. tableau 2.5).

On notera que moyenniser les coefficients sur l'année n'est pas forcément pertinent car les coefficients ont peut-être tendance à fluctuer selon les sollicitations extérieures, créant ainsi de potentielles dissymétries entre la journée et la nuit par exemple.

TABLEAU 2.5 – Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique calculés à partir de l'algorithme détaillé d'EnergyPlus et moyennés sur l'année selon Brun et al. [2009]

Type de Paroi [-]	Sens du flux thermique [-]	$h_{\text{conv,i,int}}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
<i>Parois verticales</i>	Horizontal	1,1
	Ascendant	1,0
<i>Parois horizontales</i>	Descendant	1,0

2.2.1.3 Set de coefficients d'ESP-r

Halcrow et al. [1990] ont étudié les différentes approches pour établir les coefficients convectifs. Un intervalle de confiance a été déduit dans EPS-r pour les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs utilisés, représentés par deux sets de valeurs hautes et basses. L'utilisateur peut ainsi voir l'influence de la majoration ou de la minoration de ces données sur les résultats de simulations.

Dans le cas d'une étude en régime permanent, i.e. où il n'est plus tenu compte des capacités thermiques, ESP-r conseille à l'utilisateur de considérer des valeurs conventionnelles de la CIBSE. Les différents sets de coefficients d'ESP-r sont rassemblés dans le tableau 2.6.

TABLEAU 2.6 – Tableau des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction du type de paroi et du sens du flux thermique selon Halcrow et al. [1990] et la CIBSE [2001]

Type de Paroi [-]	Sens du flux thermique [-]	$h_{\text{conv,i,int}}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]		
		MIN	CIBSE	MAX
<i>Paroi verticale</i>	Horizontal	1,0	3,0	6,0
	Ascendant	1,0	4,3	6,0
<i>Paroi horizontale</i>	Descendant	0,1	1,5	1,2

Les valeurs de la CIBSE sont cohérentes par rapport à celles du référentiel ASHRAE. Les valeurs sont relativement basses, même pour le cas où les coefficients ont été majorés. Cela signifie que les valeurs utilisées dans la PSB sont peut-être relativement sur-évaluées.

Après avoir établi un certain nombre de set de coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs fixes, i.e. constants au cours de la simulation, pour les différents types de parois communément rencontrées dans le bâtiment, nous allons présenter par la suite une classification de corrélations rendant les coefficients dépendant de paramètres évoluant dans le temps.

2.2.2 Coefficients d'échanges superficiels convectifs variables

Les coefficients d'échanges superficiels convectifs variables sont recalculés à chaque pas de temps de la simulation pour chaque surface intérieure du bâtiment. Les équations les plus largement utilisées dans les outils STD ont été introduites par [Alamdari et Hammond \[1983\]](#). Leur domaine d'applicabilité est celui de la convection naturelle ayant pour cause une différence de température entre l'air et les surfaces. Ce régime convectif étant un régime prépondérant dans le bâtiment, il n'est pas étonnant de voir ces corrélations utilisées encore de nos jours par les modèles les plus reconnus.

Plusieurs expériences scientifiques et les exploitations numériques qui en ont découlé ont fait avancer la connaissance dans le domaine des phénomènes convectifs intérieurs ; en voici les principales contributions : [Alamdari et Hammond \[1983\]](#) (cf. § 2.2.2.2), [Khalifa et Marshall \[1990\]](#) (cf. § 2.2.2.3), [Fisher et Pedersen \[1997\]](#) (cf. § 2.2.2.4) et [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) (cf. § 2.2.2.5).

Cependant, avant de décrire les contributions majeures en termes de corrélations à utiliser, il est nécessaire de présenter un formalisme qui pourra discriminer le régime convectif prédominant et les corrélations correspondantes en fonction des causes des phénomènes convectifs. On présentera ainsi dans le § 2.2.2.1 le travail de [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#), qui a développé un cadre théorique ayant été adopté par des outils STD internationalement reconnus pour leur fiabilité, dont ESP-r et EnergyPlus.

2.2.2.1 Formalisme des régimes convectifs

[Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a étudié le couplage des modèles de transfert de chaleur et de mouvements d'air. Les détails des flux d'air se déplaçant dans une pièce peuvent être simulés par un modèle de « Computational Fluid Dynamics » ou CFD. La difficulté de l'exercice n'est pas tant de résoudre les équations de Navier-Stokes régissant les mouvements de l'air mais plutôt de connaître avec précision et à chaque pas de temps les conditions aux limites du domaine étudié (températures, coefficients d'échanges, pressions).

La frontière du système considérée dans la CFD est l'interface entre l'air et les parois du bâtiment. C'est pour cela que l'auteur s'est longuement attardé sur les corrélations de coefficients convectifs. Ces dernières ont été déduites d'expériences scientifiques qui ont eu lieu dans des conditions précises. C'est ce que nous décrirons dans les prochaines sections. Suivant les causes des phénomènes convectifs, il est ainsi possible de choisir le set de corrélations à utiliser à chaque pas de temps.

Les phénomènes convectifs peuvent être d'origine naturelle, mécanique ou mixte. La convection naturelle regroupe des phénomènes très différents. Les causes de la convection

naturelle sont les différences de températures entre les surfaces et l'air. C'est le régime A. La convection est dite gravitationnaire car elle est régie par le fait que la masse volumique de l'air varie en fonction de sa température. Cependant, il est nécessaire de décrire un certain nombre de sous-régimes convectifs. Le régime A3 constitue le phénomène convectif le plus classique car dans ce cas, les différences de températures entre l'air et les parois doivent être dues aux simples transferts de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment ou aux apports solaires transmis par les vitrages (i.e. sans systèmes actifs de production de chaleur).

Lorsque des émetteurs de chaleur sont placés à l'intérieur des parois, alors de nouveaux phénomènes sont en jeu et on introduit deux autres régimes convectifs selon que les émetteurs soient situés dans un plancher - Régime A1 - ou dans un mur - Régime A2 -. Ces régimes ne seront pas retenus car l'intégration de systèmes de chauffage inertiels ne sera pas étudiée.

Par ailleurs, la présence d'un émetteur de chaleur à l'intérieur d'une pièce induit un autre type de régime convectif. C'est le régime B. L'émetteur majoritaire étant le radiateur placé sur un plan vertical, [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a distingué deux cas où le radiateur est placé en dessous d'une fenêtre ou ailleurs. Ce sont respectivement les régimes B1 et B2.

La convection forcée, par opposition à la convection naturelle induit la présence d'un système mécanique qui agit sur le brassage de l'air. Le premier des systèmes auquel on peut penser est une simple bouche d'insufflation. C'est le régime C. [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a par suite subdivisé ce régime en deux sous-régimes selon que la bouche soit intégrée au milieu du plafond avec un jet radial - Régime C1 - ou intégrée au mur avec un jet horizontal - Régime C2 -. Le régime C2 a été écarté car il est moins représentatif.

Un autre système de ventilation mécanique très commun a fait l'objet d'un régime convectif particulier : c'est le brasseur d'air intégré au milieu du plafond. Il représente la cause des phénomènes convectifs du régime D. Ce régime n'a pas été retenu car les futurs cas d'études ne comportent pas ce système.

Le dernier régime - Régime E - sera décrit en détail dans le § 2.2.2.5. Il associe les deux régimes convectifs A3 et C1, i.e. les régimes ayant respectivement pour causes une différence de température air/parois sans implication d'émetteurs de chaleur et la présence d'un diffuseur intégré au plafond ayant un jet radial. Cette association n'a rien d'anodine car ces régimes agissent fréquemment de manière synchrone. C'est par exemple le cas en fin d'une journée d'été, lorsque les apports solaires ont augmenté les différences de température entre des parois inertes et l'air, et que l'on surventile mécaniquement la pièce afin de la rafraîchir. C'est aussi le cas en hiver avec une ventilation mécanique double flux avec un chauffage aéraulique.

Une sélection des régimes convectifs considérés comme étant les plus représentatifs de la réalité du terrain ou étant nécessaires aux cas d'études de la thèse a été réalisée. Cependant, l'intégration des autres régimes qui n'ont pas été sélectionnés ne représenterait pas de difficultés particulières. La figure 2.5 illustre la distinction réalisée entre les différents régimes convectifs sélectionnés, en fonction de leur(s) cause(s).

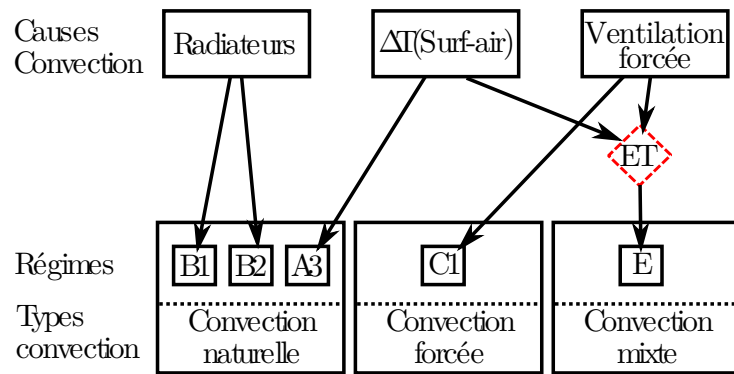


FIGURE 2.5 – Illustration du formalisme adopté dans la thèse pour classer les régimes convectifs, tiré de *Beausoleil-Morrison [2000]*

2.2.2.2 Contribution de Alamdari et Hammond

Expérience et domaine de validité

Comme introduit au début du § 2.2.2, les équations d'[Alamdari et Hammond \[1983\]](#) sont valables pour un régime de convection naturelle causée par une différence de température entre les parois et l'air de l'ambiance intérieure. Par exemple, on ne pourra pas appliquer ces équations à une pièce chauffée par un radiateur. La température de l'air dans la pièce est considérée comme uniforme et a été moyennée dans les expériences exploitées par [Alamdari et Hammond \[1983\]](#).

Les équations ont été élaborées pour couvrir un intervalle important de différences de température, et ainsi les formes laminaires, transitoires et turbulentes du flux convectif. Les dimensions des expériences sont cohérentes avec la réalité.

[Alamdari et Hammond \[1983\]](#) ont exploité des données expérimentales déjà pré-existantes réalisées sur des surfaces isolées, i.e. ne faisant pas partie des parois extérieures d'une pièce (ce qui a été critiqué car les corrélations sont à priori utilisées dans des pièces fermées). Cependant, leur set de corrélations est encore aujourd'hui largement utilisé.

Présentation des corrélations

Les équations sont données pour des surfaces verticales et des surfaces horizontales avec convection gravitationnaire (augmentée) et stratifiée (réduite). Elles contiennent une variable d'entrée et deux paramètres. La variable d'entrée est la valeur absolue de la différence de température entre l'air de la pièce et la surface i considérée : $\Delta T = |T_{air} - T_{s,i}|$ en $[K]$. Les deux paramètres sont la hauteur H en $[m]$ des murs verticaux et le diamètre

TABLEAU 2.7 – Corrélations d'*Alamdari et Hammond [1983]* donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs pour des parois verticales et horizontales (avec convection gravitationnelle et stratifiée)

Types des parois	Sens du flux thermique	$h_{\text{conv},i,\text{int}}$
[–]	[–]	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
Parois verticales	Horizontal	$\left\{ \left[1,5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1,23\Delta T^{1/3} \right]^6 \right\}^{1/6}$ (2.41)
	Ascendant	$\left\{ \left[1,4 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1,63\Delta T^{1/3} \right]^6 \right\}^{1/6}$ (2.42)
Parois horizontales	Descendant	$0,6 \left(\Delta T / D_h^2 \right)^{1/5}$ (2.43)

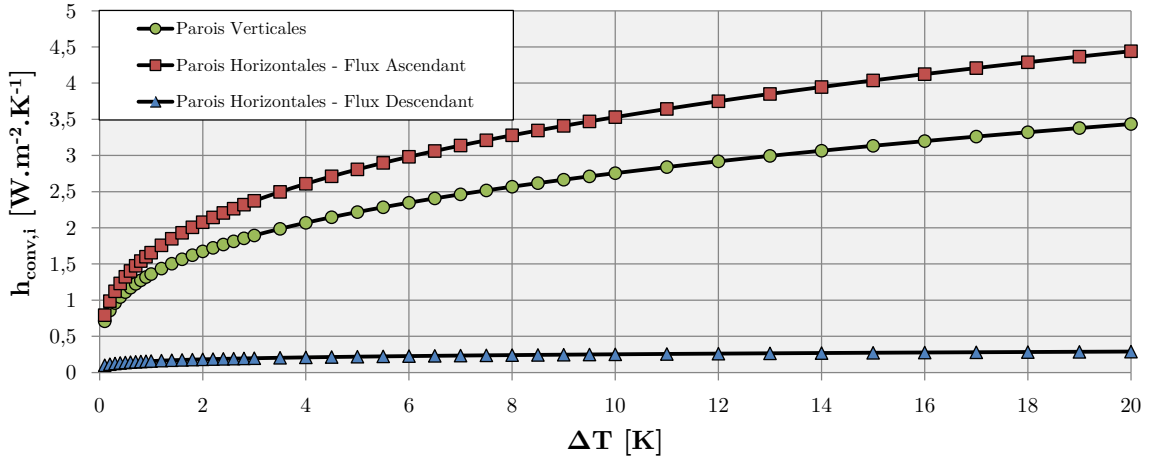


FIGURE 2.6 – Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{\text{conv},i}$ d'*Alamdari et Hammond [1983]* pour les parois verticales de hauteur H et les parois horizontales de diamètre hydraulique D_h en fonction de la différence de température ΔT entre les surfaces et l'air

hydraulique $D_h = 4S_i/P_i$ en $[m]$ des parois horizontales avec S_i la surface et P_i le périmètre de la paroi considérée. Les équations sont présentées dans le tableau 2.7.

L'équation (2.41) a été construite comme une somme de deux contributions correspondant à l'influence des régimes turbulent et laminaire.

On peut observer les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs en fonction

de la différence de températures entre les surfaces de parois et l'air dans la figure 2.6. Pour cet exemple, la hauteur des parois verticales a été prise égale à 2,5m, et le diamètre hydraulique à $2 * l_{paroi\ horizontale} + 2 * L_{paroi\ horizontale} = 2 * 6 + 2 * 8 = 28m$.

2.2.2.3 Contribution de Khalifa

Description de l'expérience

Contrairement à Alamdari et Hammond [1983], Khalifa et Marshall [1990] ont réalisé leurs propres expériences dans une cellule test ayant des dimensions représentatives ($l \times L \times H = 2.95 \times 2.35 \times 2.05$). La cellule contenait plusieurs émetteurs de chauffage (convecteurs, radiateurs, plancher chauffant) et une fenêtre à simple vitrage. Les surfaces des parois étaient instrumentées avec des thermocouples et des flux-mètres. Une mesure de la température d'air sec était aussi disponible. L'environnement extérieur était simulé par le refroidissement de la face extérieure de la paroi testée (une seule paroi refroidie à la fois).

Déduction des coefficients

L'équation bilan de la surface de la paroi considérée, met en jeu :

- la puissance échangée entre l'air et les parois par convection $q_{conv,i} = h_{conv,i} S_i (T_{air} - T_{s,i})$ en [W]
- la puissance nette échangée entre la paroi i et les autres parois par rayonnement GLO $q_{rad.GLO,net,i}$ en [W]
- la puissance perdue vers l'ambiance extérieure située derrière la paroi q_{cond} en [W]

En régime permanent, on a ainsi :

$$q_{conv,i} = q_{rad.GLO,net,i} + q_{cond,i} \quad (2.44)$$

Par la suite, Khalifa et Marshall [1990] en ont déduit le coefficient $h_{conv,i}$ en développant le terme $q_{conv,i}$ et en isolant le coefficient :

$$h_{conv,i} = \frac{q_{rad.GLO,net,i} + q_{cond,i}}{S_i (T_{air} - T_{s,i})} \quad (2.45)$$

Après avoir soigneusement évité les échanges radiatifs GLO entre les parois grâce à un traitement des surfaces (feuilles d'aluminium), Khalifa et Marshall [1990] ont jugé qu'ils pouvaient négliger le terme $q_{rad.GLO,net,i}$. Les pertes par conduction vers l'ambiance extérieures ont été calculés par l'équation de Fourier en régime permanent en moyennant les températures surfaciques des deux côtés de la paroi. La température d'air T_{air} a aussi

été moyennée. Et plusieurs configurations de surfaces de parois ont été testées, modifiant ainsi le terme S_i exprimé en m^2 .

[Khalifa et Marshall \[1990\]](#) ont été critiqués pour cette hypothèse selon laquelle on pouvait négliger les échanges radiatifs. Ils ont d'ailleurs estimé l'incertitude maximale correspondante sur les coefficients à 15%. Afin de calculer cette incertitude, les échanges radiatifs entre la paroi considérée et les autres parois ont été modélisés simplement grâce à une température radiative moyenne, i.e. une moyenne des températures surfaciques des autres parois pondérées par les surfaces de ces dernières. Ainsi, les échanges avec le radiateur par exemple, qui a une petite surface mais une température très supérieure à la moyenne des températures des surfaces de parois, ont probablement été sous-estimés (plus précisément, $q_{rad.GLO,net,i} = q_{rad.GLO,emis,i} - q_{rad.GLO,absorbé,i}$ a été sur-estimé). D'après l'équation (2.44), on en déduit que le coefficient $h_{conv,i}$ a par conséquent été sur-estimé.

Présentation des corrélations

Nous ne présenterons ici que les corrélations ayant un intérêt pour les applications usuelles de la PSB. Par rapport à la classification d'[Alamdari et Hammond \[1983\]](#), celle de [Khalifa et Marshall \[1990\]](#) est beaucoup plus détaillée. L'auteur a notamment distingué les parois verticales opaques des baies vitrées. Il a aussi précisé le rôle de l'emplacement du radiateur dans une pièce. En revanche, il n'y a aucune corrélation qui précise un quelconque coefficient pour le plancher bas. Le tableau 2.8 résume les corrélations en question.

Observations

Les corrélations concernant les parois opaques ne sont pas très sensibles aux différences de température. La plage de variation va approximativement de 1 à 3,5 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour des différences de température allant de 0,1 à 6°C. La corrélation pour un mur se tenant dans le même plan que le radiateur est moins sensible à l'augmentation du ΔT que celles des murs ne contenant pas le radiateur. Cela peut être expliqué par la prédominance du phénomène d'ascension du filet d'air chaud au dessus du radiateur. Il en va de même pour la fenêtre. On observe par ailleurs que les valeurs de coefficients convectifs des vitrages sont, pour un même ΔT , 3 fois supérieures à celles des parois opaques. D'autre part, les coefficients pour les planchers hauts ont des valeurs intermédiaires entre la fenêtre et les parois opaques avec des valeurs plus fortes pour le cas avec le radiateur sous la fenêtre.

Les distinctions opérées au sein d'un même type de parois n'aboutissent pas à des résultats significativement différents pour les parois verticales. En revanche, pour les plafonds et les vitrages, le fait de distinguer l'emplacement du radiateur induit plus de

différences. On remarquera que les dimensions des parois ne sont plus intégrés dans le calcul des coefficients comme c'était le cas dans les corrélations d'Alamdari et Hammond [1983]. La figure 2.7 permet de visualiser les résultats de Khalifa et Marshall [1990].

TABLEAU 2.8 – Corrélations de Khalifa et Marshall [1990] donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ pour des parois verticales opaques, vitrées et horizontales en fonction de la différence de température ΔT entre les surfaces et l'air et de l'emplacement du radiateur

Types de parois [-]	Position radiateur [-]	Paroi incluant radiateur [-]	$h_{conv,i,int}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	
Murs	Sous la vitre	-	$2,30\Delta T^{0,24}$	(2.46)
	Ailleurs	Oui	$1,98\Delta T^{0,32}$	(2.47)
		Non	$2,07\Delta T^{0,23}$	(2.48)
Vitrages	Sous la vitre	-	$8,07\Delta T^{0,11}$	(2.49)
	Ailleurs	-	$7,61\Delta T^{0,06}$	(2.50)
Plafonds	Sous la vitre	-	$3,10\Delta T^{0,17}$	(2.51)
	Ailleurs	-	$2,72\Delta T^{0,13}$	(2.52)

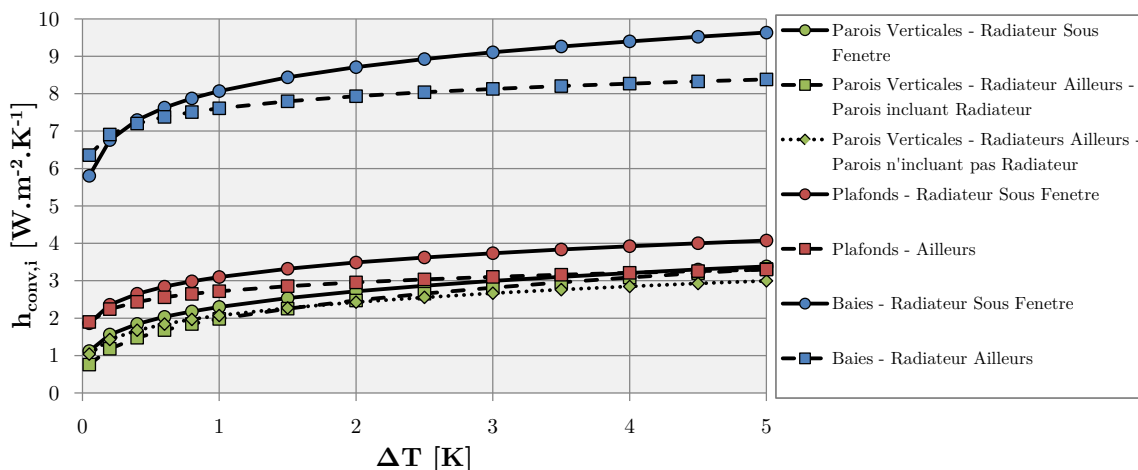


FIGURE 2.7 – Coefficients d'échanges convectifs intérieurs de Khalifa et Marshall [1990] pour les parois verticales opaques, les fenêtres et les plafonds dans une pièce chauffée par un radiateur en fonction du positionnement du radiateur, des parois par rapport au radiateur et de la différence de température entre l'air et la surface des parois

2.2.2.4 Contribution de Fisher

Description de l'expérience

Fisher [1995] a réalisé plusieurs expériences dans une cellule test représentative avec un régime de convection forcée. Deux types d'insufflation ont été testés :

- ① insufflation radiale avec la bouche située au milieu de la cellule
- ② insufflation horizontale libre avec la bouche située dans un mur vertical de la cellule

L'expérience s'est intéressée prioritairement au rafraîchissement. Ainsi, l'air insufflé était toujours plus froid que l'air de l'ambiance intérieure. Les parois de la cellule ont été maintenues à température constante grâce à des panneaux électriques indépendants accolés les uns aux autres pouvant émettre respectivement une quantité désirée de chaleur. Les pertes thermiques par conduction vers les ambiances extérieures ont été minimisées en régulant la température extérieure sur celle de la cellule, minimisant la différence de température entre les faces internes et externes des parois de la cellule.

Déduction des coefficients

L'introduction d'une puissance électrique q_{elec} exprimée en $[W]$ pour maintenir la surface des parois à température constante a modifié le bilan thermique tel que l'avait présenté Alamdari et Hammond [1983]. q_{elec} est défini comme la somme des puissances électriques des panneaux couvrant la surface de la paroi considérée. D'autre part, les surfaces des parois étant isothermes, la puissance échangée par rayonnement GLO ($q_{rad,GLO,i}$) a pu être minimisée et négligée. Le nouveau bilan thermique s'écrit dorénavant :

$$q_{conv,i} = q_{cond,i} - q_{elec,i} \quad (2.53)$$

Pour déduire les coefficient convectifs, Fisher [1995] a pris comme température de référence la température de l'air au niveau de la bouche d'insufflation $T_{insuffl}$, de sorte que :

$$h_{conv,i} = \frac{q_{conv,i}}{S_i (T_{s,i} - T_{insuffl})} \quad (2.54)$$

Or, les outils STD détaillés utilisent la température d'air comme référence pour les échanges convectifs. Il a donc fallu normaliser les coefficients afin de les rendre compatibles, grâce à l'identification :

$$h_{conv,i,compatible} (T_{s,i} - T_{air}) = h_{conv,i} (T_{s,i} - T_{insuffl}) \quad (2.55)$$

Un système de ventilation double flux à débit constant et température variable suivie d'une batterie chaude ou froide idéaux a été modélisé afin de pouvoir calculer la température d'insufflation qui est nécessaire au calcul du coefficient compatible. L'efficacité de l'échangeur η_{DF} représente la fraction qu'il est possible de récupérer de l'énergie maximale que pourrait céder l'air vicié proche de la température d'air de la pièce T_{air} à l'air neuf à la température extérieure T_{ext} . Soit, dans le cas où les débits massiques entrant et sortant sont égaux :

$$\eta_{DF} = \frac{T_{out,DF} - T_{ext}}{T_{air} - T_{ext}}$$

où $T_{out,DF}$ représente la température de sortie de l'échangeur double flux côté pièce. Le flux d'air est ensuite réchauffé ou refroidi par un apport de chaleur (q_{zone} en $[W]$) tel que :

$$q_{zone} = \rho_{air} c_{air} \frac{RAH}{3600} V_z (T_{insuffl} - T_{out,DF})$$

avec ρ_{air} la masse volumique de l'air exprimée en $[kg/m^3]$; c_{air} la capacité thermique massique de l'air en $[J/(kg.K)]$; RAH le taux de renouvellement d'air horaire en $[vol/h]$ et V_z le volume de la zone en $[m^3]$.

En isolant la température d'insufflation, on trouve :

$$T_{insuffl} = \{T_{ext} + \eta_{DF} (T_{air} - T_{ext})\} + \left\{ \frac{q_{zone}}{\rho_{air} c_{air} \frac{RAH}{3600} V_z} \right\} \quad (2.56)$$

Présentation des corrélations

Fisher [1995] a distingué les murs verticaux et les parois horizontales avec flux ascendant et descendant selon le type d'insufflation (bouches au plafond avec jet radial et bouches au mur avec jet horizontal), ce qui représente un total de 6 corrélations de coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs. Seules les corrélations avec jet radial et bouche d'insufflation au plafond seront implémentées car les cas d'études de la thèse comportent uniquement ce type de bouches. Les corrélations donnent le coefficient convectif intérieur en fonction du taux de renouvellement d'air horaire de la pièce (RAH en vol/h). Deux ans plus tard, Fisher et Pedersen [1997] ont utilisé d'autres techniques statistiques pour corréler les coefficients à RAH . Le tableau 2.9 regroupe les différentes corrélations.

TABLEAU 2.9 – Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ de Fisher [1995] et Fisher et Pedersen [1997] pour des parois verticales et horizontales en fonction du taux de renouvellement d'air horaire RAH de la pièce

Types de parois [–]	Auteur(s) [–]	$h_{conv,i,int}$ [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	
Murs	Fisher	$-0,199 + 0,190(RAH)^{0,8}$	(2.57)
	Fish. & Peder.	$0,19(RAH)^{0,8}$	(2.58)
Planchers	Fisher	$0,159 + 0,116(RAH)^{0,8}$	(2.59)
	Fish. & Peder.	$0,13(RAH)^{0,8}$	(2.60)
Plafonds	Fisher	$-0,166 + 0,484(RAH)^{0,8}$	(2.61)
	Fish. & Peder.	$0,49(RAH)^{0,8}$	(2.62)

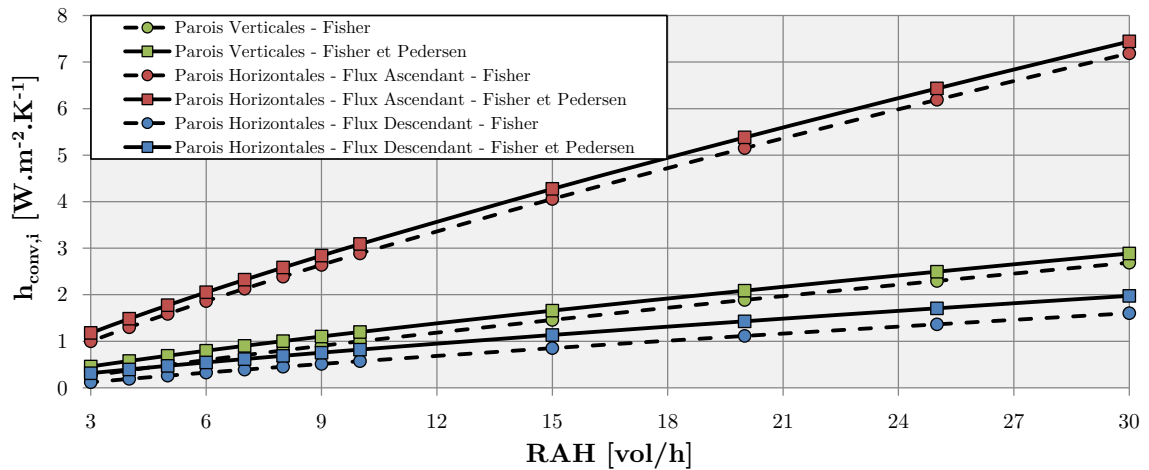


FIGURE 2.8 – Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs $h_{conv,i}$ de Fisher [1995] et Fisher et Pedersen [1997] pour les parois verticales, les plafonds et les baies dans une pièce ventilée par une bouche de soufflage située au milieu du plafond avec jet radial, en fonction du taux de renouvellement d'air RAH exprimé en [vol/h]

Domaine d'applicabilité des corrélations

La série d'expériences exploitées par Fisher est prédominée par la convection forcée. Ainsi, l'écart maximum entre l'air et les surfaces n'a jamais dépassé 4°C, minimisant le rôle de la convection gravitationnaire. Les taux de renouvellement d'air horaires pour les jets radiaux avec bouche d'insufflation au plafond ont couvert une plage allant de 3 à 100 vol/h. Pour les RAH plus faibles, il est admis que la convection forcée n'est plus prédominante et que les corrélations ne sont pas valables. On pourra notamment utiliser

ces corrélations pour des phases de ventilation nocturne.

2.2.2.5 Contribution de Beausoleil-Morrison

Introduction de la convection mixte

Il est difficile a priori de distinguer la prédominance des régimes convectifs forcé ou naturel. Une pièce ventilée avec un taux de renouvellement d'air de 4 vol/h et une différence de température importante entre l'air et la surface des parois est typiquement un cas où les deux régimes sont présents et contribuent de paire aux échanges convectifs intérieurs. Le régime de ventilation mixte répond à cette conjugaison de régimes convectifs. Le concept a été introduit par [Awbi et Hatton \[1999\]](#) et largement développé par [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#).

Construction des corrélations

Il est possible d'associer différentes corrélations concernant respectivement la convection naturelle et forcée. [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a utilisé une technique de « blending » introduite par [Churchill et Usagi \[1972\]](#) afin d'incorporer dans un même coefficient (résultante y) les effets de la convection naturelle (composante x_1) due simplement à des différences de températures entre les surfaces et l'air (corrélations d'[Alamdari et Hammond \[1983\]](#)) ainsi que la convection forcée (composante x_2) due à la présence d'une bouche de soufflage située au milieu d'un plafond avec jet radial [[Fisher, 1995](#)] grâce à la formule générale suivante, le paramètre n étant un élément qui renforce l'influence de l'une ou de l'autre composante :

$$y = (x_1^n + x_2^n)^{1/n} \quad (2.69)$$

Présentation des corrélations

La même technique d'association de deux corrélations voire plus, a été utilisée par [Alamdari et Hammond \[1983\]](#) (cf forme de l'équation (2.41)) et d'autres auteurs. Après analyse des mouvements d'air prépondérants, [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a distingué deux cas où les forces dues à la convection naturelle et forcée agissent de concert ou s'opposent. L'air sortant de la bouche de soufflage a une direction radiale et s'achemine vers les parois en restant proche du plafond. Par la suite, sous la pression de l'air continuellement insufflé dans la pièce, l'air va descendre le long des parois verticales. Si la paroi est plus froide que l'air, alors l'air se refroidira, sera d'autant plus lourd et se dirigera vers le sol d'autant plus vite, augmentant l'efficacité des échanges convectifs. On dit que les forces dues à

$\mathbf{h}_{\text{conv,i,int}}$
 $[W.m^{-2}.K^{-1}]$

Murs - Forces agissant de concert

$$\left\{ \left\{ \left[1,5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,23\Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{3}{6}} + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [-0,199 + 0,190(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.63)$$

Murs - Forces opposées

$$\max \left\{ \begin{array}{l} \left\{ \left\{ \left[1,5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,23\Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{3}{6}} + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [-0,199 + 0,190(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \\ 0,8 \left\{ \left[1,5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,23\Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \\ 0,8 \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [-0,199 + 0,190(RAH)^{0,8}] \right\} \end{array} \right. \quad (2.64)$$

Planchers - Flux Ascendant

$$\left\{ \left\{ \left[1,4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,63\Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{3}{6}} + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [0,159 + 0,116(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.65)$$

Planchers - Flux Descendant

$$\left\{ \left\{ 0,6 (\Delta T / (D_h^2))^{1/5} \right\}^3 + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [0,159 + 0,116(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.66)$$

Plafonds - Flux Ascendant

$$\left\{ \left\{ \left[1,4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,63\Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{3}{6}} + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [-0,166 + 0,484(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.67)$$

Plafonds - Flux Descendant

$$\left\{ \left\{ 0,6 (\Delta T / (D_h^2))^{1/5} \right\}^3 + \left\{ \left[\frac{T_{s,i} - T_{insuffl}}{\Delta T} \right] [-0,166 + 0,484(RAH)^{0,8}] \right\}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.68)$$

TABLEAU 2.10 – Corrélations de *Beausoleil-Morrison [2000]* donnant les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs pour des parois verticales et horizontales en fonction de la complémentarité des forces en jeu (ventilation forcée et naturelle), du taux de renouvellement d'air horaire *RAH* de la pièce et de la différence de température entre l'air et la surface des parois

la ventilation forcée et naturelle agissent de concert. Au contraire, si l'air reçoit de la chaleur provenant de la paroi, alors cela réchauffera l'air et le poussera l'air naturellement à remonter, s'opposant ainsi au flux mécanique. Dans ce cas, on dit que les forces en jeu sont opposées. Ceci est valable seulement pour les parois verticales. En ce qui concerne les parois horizontales, [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#) a suivi la distinction d'[Alamdari et Hammond \[1983\]](#) entre flux ascendant et descendant. Le tableau 2.10 contient l'intégralité des corrélations publiées par [Beausoleil-Morrison \[2000\]](#).

2.2.3 Conclusions

Nous avons présenté dans cette section deux grandes approches des phénomènes de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur et la surface des parois. La première approche consiste à considérer les coefficients d'échanges superficiels convectifs comme constants tout au long de la simulation (cf. § 2.2.1). La deuxième approche, plus détaillée, propose une démarche en plusieurs temps :

- ➔ détermination du régime convectif à chaque pas de temps (cf. § 2.2.2.1),
- ➔ choix des corrélations en fonction de ce régime convectif,
- ➔ isolement des paramètres correspondant aux corrélations sélectionnées,
- ➔ distinction entre les différents types de parois.

Un formalisme consistant a été adopté afin d'évaluer le régime convectif et de lier un set de corrélations à chacun de ces régimes [[Beausoleil-Morrison, 2000](#)]. Les régimes les plus courants ont été sélectionnés (cf. figure 2.9). Nous avons ensuite intégré cet algorithme dans la PSB. Par commodité d'implémentation, le modèle de convection détaillé que nous venons de développer n'est activée que lorsque le modèle T^* est aussi activé. La PSB augmentée des modèles T^* et de convection détaillé sera désigné par la dénomination PST*Conv.

Pour des différences usuelles de températures entre les parois et l'air intérieur, on peut se rendre compte que les coefficients donnés par les corrélations détaillées sont en général inférieurs à ceux donnés dans le § 2.2.1. Cette remarque est corroborée par l'approche hybride de [Brun et al. \[2009\]](#) qui consiste à moyenner sur l'année les coefficients convectifs provenant d'un formalisme similaire que celui adopté dans cette thèse. En effet, les valeurs de ces coefficients sont plus faibles que les coefficients conventionnels (cf. tableau 2.5). Cependant, les corrélations intégrant des régimes de convection forcée pourraient améliorer la prise en compte des échanges entre la masse du bâtiment et l'air lors de phases de sur-ventilation nocturne en été par exemple. Par ailleurs, les phénomènes de convection naturelle induits par la modélisation de la tache solaire pourraient être pris en compte de manière plus satisfaisante.

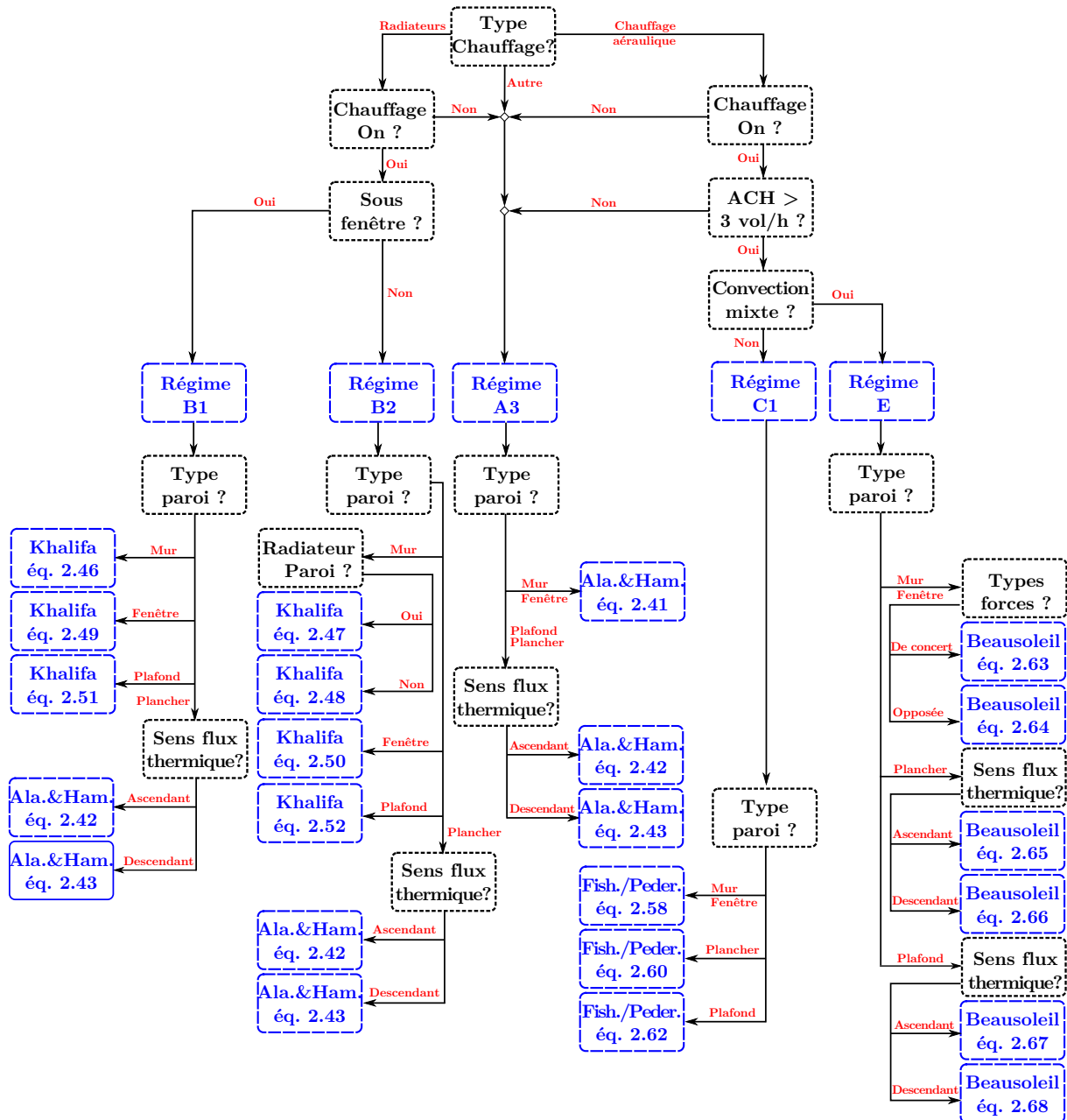


FIGURE 2.9 – Algorithme de détermination des régimes convectifs et des corrélations correspondantes.

La prochaine section nous permettra ainsi de remettre en cause une autre hypothèse de modélisation : la distribution forfaitaire des apports solaires transmis à travers les vitrages. Le modèle détaillé que nous développerons dans la prochaine section pourra être couplé avec les deux premiers modèles dont nous venons de faire la présentation dans les § 2.1 et 2.2.

2.3 Modélisation de la distribution des apports solaires

La température surfacique du soleil est supérieure à 6000K. Le spectre du rayonnement solaire s'étend de l'ultra-violet au proche infrarouge avec un pic d'émission dans le domaine du visible (irradiance spectrale d'approximativement $2 W/(m^2.nm)$). L'atmosphère, principalement grâce à l'ozone, l'eau, le dioxyde de carbone et le dioxygène bloque une partie non négligeable du rayonnement et réduit notablement l'irradiance spectrale sur certaines longueurs d'onde, ce qui constitue la signature de ces molécules. Comme nous l'avons rappelé en début de chapitre, on distingue conventionnellement le rayonnement GLO du rayonnement CLO.

Le seuil de séparation entre ces deux domaines a été fixé à $2,5 \mu m$ par les professionnels. Cette valeur n'est pas anodine. Premièrement, en deçà de ce seuil, la quasi-totalité du spectre solaire a déjà été balayé : les CLO se réfèrent donc principalement au rayonnement solaire. Au dessus de ce seuil, on trouve l'intégralité du spectre d'émission des corps que l'on trouve communément dans le bâtiment avec des températures surfaciques bien inférieures à $200^\circ C$. Par ailleurs, le verre, qui est un des seuls matériaux ayant une transmissivité (τ) non nulle - i.e. non opaques - dans le bâtiment, bloque le rayonnement GLO et transmet le rayonnement CLO tels qu'ils ont été définis. Ainsi, si l'on trace une courbe de la transmissivité du verre en fonction des longueurs d'onde, on aurait globalement un créneau avec $\tau \approx 1$ pour les longueurs d'onde inférieures à $2,5 \mu m$ et $\tau \approx 0$ pour les longueurs d'onde supérieures à $2,5 \mu m$. Le verre transmet donc bien le rayonnement solaire en restant opaque au rayonnement des parois internes du bâtiment.

Les échanges radiatifs entre deux corps sont proportionnels à la différences de leurs températures superficielles élevées à la puissance quatre. Or, la température de la terre varie très peu au regard de la quantité $T_{s,soleil}^4 - T_{s,terre}^4$. C'est pourquoi l'on considère que l'éclairement du soleil est indépendant de la température de la Terre et qu'il peut être considéré comme un simple flux radiatif. Le rayonnement solaire peut être mesuré dans une station météorologique et mis sous un format que pourront reconnaître les modèles STD. Le formalisme adopté dans la PSB est celui des Test Reference Years (TRY) qui incorpore toutes les entrées météo - température extérieure, vitesse de vent, humidité relative et différents rayonnements - dans un fichier texte où chaque ligne représente une heure de l'année type considérée [Lund, 1985].

Trois colonnes sont réservées au rayonnement solaire. La première contient le rayonnement global horizontal E_{gh} exprimé en $[W.m^{-2}]$, la deuxième le rayonnement diffus horizontal E_{dh} en $[W.m^{-2}]$ et finalement pour la troisième colonne, le rayonnement direct

normal E_{dn} en $[W.m^{-2}]$. De manière générale, seules deux colonnes sur trois sont complètes. Des modèles permettent de reconstituer les données manquantes. Par exemple, il est possible de déduire le rayonnement direct normal à partir des rayonnements global et diffus.

L'inertie thermique est liée par nature à tous les apports de chaleur sollicitant le bâtiment : le rayonnement transmis par les vitrages étant un de ces apports, il est important dans notre contexte de connaître l'influence de la distribution du flux solaire transmis par les vitrages entre les différentes parois d'une même zone thermique. En effet, si une majeure partie du flux solaire direct impacte une paroi nord peu inerte en raison d'une faible hauteur solaire en hiver et de l'orientation au sud des baies vitrées, la distribution telle qu'elle est faite dans la PSB va sous-estimer le flux thermique que devrait recevoir la paroi et par conséquent va majorer le flux alloué à d'autres parois qui peuvent être inertes (en particulier le plancher). Au lieu d'être rapidement cédé à l'air à cause de la faible inertie du mur nord, le flux CLO direct pourra être stocké dans un plancher lourd. Le comportement thermique du bâtiment s'en verra modifié.

Nous examinerons dans cette section le modèle de traitement de la répartition des apports solaires transmis à travers les vitrages tel qu'il est actuellement mis en œuvre dans la PSB (§ 2.3.1). Puis, dans un second temps, un modèle plus détaillé de suivi de la tache solaire (projection de la composante directe du rayonnement solaire à travers les vitrages sur les surfaces intérieures des parois), sera présenté (§ 2.3.2).

2.3.1 Du traitement des apports solaires dans la PSB

Dans la PSB, le flux solaire transmis à travers les vitrages d'une zone thermique est réparti de manière diffuse, au prorata de la surface et de l'absorptivité des parois. Il est admis qu'au stade de la conception du bâtiment, il est impossible de connaître à l'avance l'emplacement du mobilier. La présence hypothétique de bureaux ou d'autres mobiliers (tables, lits, etc.) obstrue le rayonnement solaire direct qui n'atteint plus entièrement les parois. Les réflexions multiples qui découlent de cette présence de mobilier tendent vers une répartition diffuse et peuvent justifier l'hypothèse initiale.

Le modèle que l'on va détailler présente une approche géométrique du suivi de la tache solaire. La présence de mobilier ne peut pas être prise en compte par ce dernier ; on peut alors se demander s'il est pertinent de modifier l'hypothèse de répartition diffuse. Dans un premier temps, il est essentiel de comprendre l'influence d'un tel modèle détaillé. L'utilisation de ce modèle pourrait par la suite être conditionné à des pièces peu meublées et des parois ayant des inerties différentes.

2.3.1.1 Calcul du flux solaire incident et transmis à travers les vitrages

Nous ne traiterons dans cette partie que du rayonnement transmis à travers les vitrages. L'éclairement solaire CLO incident aux vitrages peut être considéré comme la somme de trois composantes :

- ① composante directe $E_{D,pv}$,
- ② composante diffuse $E_{d,pv}$,
- ③ composante réfléchie $E_{r,pv}$.

Soit, pour un vitrage donné pv_i :

$$E_{rad.CLO,pv_i} = E_{D,pv_i} + E_{d,pv_i} + E_{r,pv_i} \quad (2.70)$$

Ces trois composantes sont calculées grâce au modèle isotrope de [Liu et Jordan \[1961\]](#) :

$$\begin{cases} E_{D,pv_i} &= E_{Dh} R_D \\ E_{d,pv_i} &= E_{dh} \frac{1 + \cos(in_{pv_i})}{2} \\ E_{r,pv_i} &= (E_{Dh} + E_{dh}) alb \frac{1 - \cos(in_{pv_i})}{2} \end{cases} \quad (2.71)$$

avec in_{pv_i} l'inclinaison de la paroi vitrée pv_i , alb l'albédo ou coefficient de réflexion du sol et R_D la fraction entre le rayonnement direct sur une paroi inclinée et une paroi horizontale. R_D est relativement complexe à calculer et dépend de la hauteur solaire h_s , de l'azimut solaire az_s , de l'orientation de la paroi or_{pv_i} et de la déclinaison δ .

Il est nécessaire à présent de prendre en compte la transmission τ du rayonnement CLO à travers les vitrages. En général, la transmissivité d'une fenêtre est donnée pour une incidence normale τ_{\perp} . Il faut donc corriger cette valeur selon l'angle d'incidence θ , i.e. l'angle entre le rayon solaire et la normale au vitrage (cf. figure 2.12). Cette correction, tirée de la littérature scientifique est donnée ici pour un double vitrage :

$$\tau_{pv_i} = \tau_{\perp,pv_i} \cos(\theta) (2,5 - 1,5625 \cos(\theta)) \quad (2.72)$$

Après transmission, les flux des N_{pv} différents vitrages de surface S_{pv_i} d'une même zone thermique sont globalisés tels que :

$$q_{rad.CLO,pv} = \sum_{i=1}^{N_{pv}} E_{rad.CLO,pv_i} S_{pv_i} \tau_{pv_i} \quad (2.73)$$

2.3.1.2 Calcul du flux solaire restant dans la zone

Une partie du flux CLO transmis par les vitrages est réfléchi par les parois, puis ressort par les vitrages. On considère que la fraction des apports solaires qui reste dans la zone dépend de la proportion de surface vitrée par rapport à la surface totale opaque et vitrée à laquelle on soustrait la surface moyenne des parois de la pièce - les parois étant planes, elles ne peuvent pas réfléchir de rayonnement directement vers elles-mêmes -, de la transmissivité moyenne des vitrages et de l'absorptivité moyennes des parois opaques.

Des phases de réflexion sur les parois puis sur les vitrages se succèdent. Pour en tenir compte, on effectue la somme d'une série géométrique telle que :

$$\sum_{n=0}^{\infty} r^n = 1 + r + r^2 + r^3 + \dots \quad (2.74)$$

avec r la raison géométrique de la suite :

$$r = (1 - \bar{\alpha}) \left(1 - \bar{\tau}_{\perp} \frac{\sum_{i=1}^{N_{pv}} S_{pv_i}}{\sum_{i=1}^{N_{po}} S_i - S_{opaq}} \right) \quad (2.75)$$

avec $\bar{\tau}_{\perp}$ la moyenne des transmissivités des N_{pv} vitrages. La limite d'une série géométrique lorsque l'indice n tend vers l'infini est égal à :

$$\sum_{n=0}^{\infty} r^n = \frac{1 - r^{\infty}}{1 - r} \quad (2.76)$$

Or $r < 1$, ce qui implique que $\lim_{n \rightarrow +\infty} r^n = 0$, et finalement :

$$\sum_{n=0}^{\infty} r^n = \frac{1}{1 - r} \quad (2.77)$$

Le flux solaire restant dans la zone peut donc être calculé comme suit :

$$q_{rad.CLO,z} = \left(\bar{\alpha} \frac{1}{1 - r} \right) q_{rad.CLO,pv,z} \quad (2.78)$$

On précise que $\bar{\alpha}$ est correspond à la moyenne des absorptivités des N_{po} parois pondérées par leur surface :

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{po}} \alpha_i S_i}{\sum_{i=1}^{N_{po}} S_i} \quad (2.79)$$

On appelle fraction solaire restante dans la zone le coefficient multiplicateur $F_{CLO,z} =$

$\bar{\alpha} \frac{1}{1-r}$ qui décrit la part du flux solaire qui pénètre à l'intérieur de la zone et qui n'en ressort pas.

2.3.1.3 Répartition du flux solaire restant dans la zone

Chaque paroi opaque va recevoir et absorber une partie du flux solaire restant dans la zone que l'on notera $q_{rad.CLO,T_{s,i}}$. La répartition se fait au prorata des absorptivités et des surface de chaque paroi tel que :

$$q_{rad.CLO,T_{s,i}} = \frac{\alpha_i S_i}{\sum_{i=1}^{N_{po}} \alpha_i S_i} q_{rad.CLO,z} \quad (2.80)$$

Par la suite, le flux solaire qui a été absorbé à la surface de la paroi opaque ($q_{rad.CLO,T_{s,i}}$) sera distribué à deux nœuds différents. Une première partie - $q_{rad.CLO,T_{i,1}}$ - va être effectivement transmise à la paroi, i.e. au premier nœud $T_{i,1}$ de la paroi i considérée (cf. figure 2.10 pour les notations). La partie complémentaire sera directement ré-émise vers le nœud de la zone. Cette répartition est effectuée au prorata des résistances superficielles côté air et côté paroi :

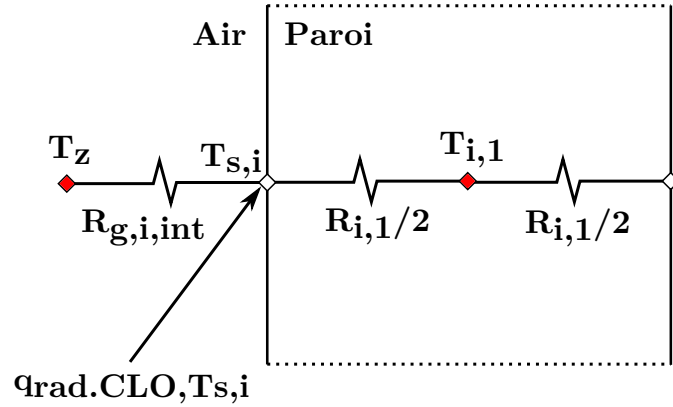


FIGURE 2.10 – La surface de la paroi i reçoit une part $q_{rad.CLO,T_{s,i}}$ du flux solaire restant dans la zone

$$q_{rad.CLO,T_{i,1}} = \frac{R_{g,i,int}}{R_{g,i,int} + R_{i,1}/2} q_{rad.CLO,T_{s,i}} \quad (2.81)$$

Si l'on considère l'ensemble des parois, le flux CLO restant dans la zone et cédé au nœud de zone (T_z) est la somme des parties complémentaires qui n'ont pas été transmises aux nœuds $T_{i,1}$:

$$q_{rad.CLO,T_z} = F_{CLO,z} q_{rad.CLO,pv,z} - \sum_{i=1}^{N_{po}} q_{rad.CLO,T_{i,1}} \quad (2.82)$$

Nous avons présenté dans le § 2.3.1 le modèle de répartition du flux solaire transmis à travers les vitrages d'une zone thermique intégré à la PSB. Les composantes directes, diffuses et réfléchies du flux solaire transmis à travers la totalité des vitrages de la zone sont globalisées et réparties de manière diffuse. Le § 2.3.2 qui suit propose une nouvelle

approche, visant à isoler la composante directe des apports solaires transmis à travers les vitrages afin d'opérer un suivi de la tache solaire.

2.3.2 Modèle géométrique de suivi de la tache solaire

Au cours de l'année, la hauteur solaire, i.e. l'angle entre les rayons du soleil et la projection des rayons sur l'horizontale, évolue. Tandis qu'en été, la hauteur solaire est importante, elle est beaucoup plus faible en hiver. Les rayons en hiver pénètrent beaucoup plus profondément dans la pièce. Quand la pièce est peu profonde, alors le rayonnement direct peut très bien atteindre le mur opposé aux baies vitrées orientées au Sud. D'autre part, les parois orientées à l'Est et à l'Ouest peuvent recevoir respectivement le soir et le matin ce même rayonnement direct. Le plancher reste la paroi où le rayonnement direct est le plus fréquent et le plus important. C'est pour cela que certaines hypothèses proposent d'allouer la totalité ou un pourcentage constant - en général autour de 60% - du flux solaire direct au plancher.

Nous allons présenter dans cette section un modèle géométrique qui va comptabiliser pour chaque paroi la surface de la tache solaire, i.e. la surface éclairée par la projection du rayonnement solaire direct transmis à travers les vitrages sur les parois considérées. A chaque pas de temps de la simulation, il sera alors possible de connaître la part du flux solaire incident sur chaque paroi. L'influence de ce genre de modèles sur des bâtiments peu performants a déjà été étudiée. Les conclusions de ces études tendent à minimiser l'impact de l'affinement des hypothèses conventionnelles de prise en compte forfaitaire du flux solaire direct. Or, le cadre de la thèse s'inscrit dans l'étude des bâtiments performants. Ce cadre pourrait voir augmenter l'influence de ces modèles géométriques. N'oublions pas par ailleurs que les hypothèses simplificatrices sont justifiées in fine par la présence de mobilier qui tend à homogénéiser la distribution du flux solaire direct. Dans le cadre de sa thèse, [Tittlein \[2008\]](#) a étudié l'influence d'un modèle géométrique de suivi de la tache solaire sur les besoins thermiques d'une maison individuelle très performante. L'introduction de ce modèle a provoqué l'augmentation des besoins annuels de chauffage du Rdc de la maison individuelle simulée de $0,8 \text{ kWh/m}^2$ sur $16,4 \text{ kWh/m}^2$ initiaux - calculés avec un modèle de répartition forfaitaire de 60% du flux solaire direct sur le sol - ce qui constitue une augmentation relative de +4,9%. Les besoins de chauffage pour l'étage sont pour leur part diminués, ce qui équilibre les différences. Les écarts de besoins de chauffage ne dépassent pas $\pm 9\%$ pour une inertie forte. En ce qui concerne l'inertie faible, les écarts sont plus restreints. Il est conclu que le modèle introduit a une influence faible sur les performances énergétiques des bâtiments peu inertes et plus important sur des bâtiments plus inertes. On pourra se positionner lors de l'exploitation du modèle dans des cas d'étude

où les parois ont des inerties différentes afin de mieux appréhender l'impact de l'utilisation du modèle détaillé. Par ailleurs, on pourra aussi observer l'influence de ce modèle sur le confort thermique.

2.3.2.1 Domaine d'applicabilité du modèle

Le modèle de suivi de la tache de [Tittlein \[2008\]](#) est un modèle géométrique simple qui calcule à chaque pas de temps de la simulation les surfaces de projection du rayonnement solaire direct transmis à travers les vitrages sur chaque paroi d'une pièce parallélépipédique. Les flux solaires primaires incidents sont ensuite calculés grâce à ces surfaces et d'autres paramètres géométriques comme la hauteur solaire ou l'azimut. Si la fenêtre se situe sur la paroi orientée au Sud, alors ni le plafond ni la paroi incluant la vitre ne pourront recevoir une partie du flux primaire CLO direct contrairement aux 4 autres parois du parallélépipède.

La tache solaire peut toucher une ou plusieurs parois en même temps. Au maximum, elle peut se projeter sur 3 parois différentes si elle se situe dans l'angle entre le plancher bas, le mur opposé à la vitre et un des deux murs latéraux. Vingt combinaisons différentes ont été isolées et nécessitent autant de calculs différenciés. Afin de discriminer ces cas de figure, on réalise la projection de la tache solaire sur deux plans infinis et imaginaires. Le premier plan est le plan contenant le plancher. Le second plan est celui contenant le mur opposé à la vitre. La projection sur le premier

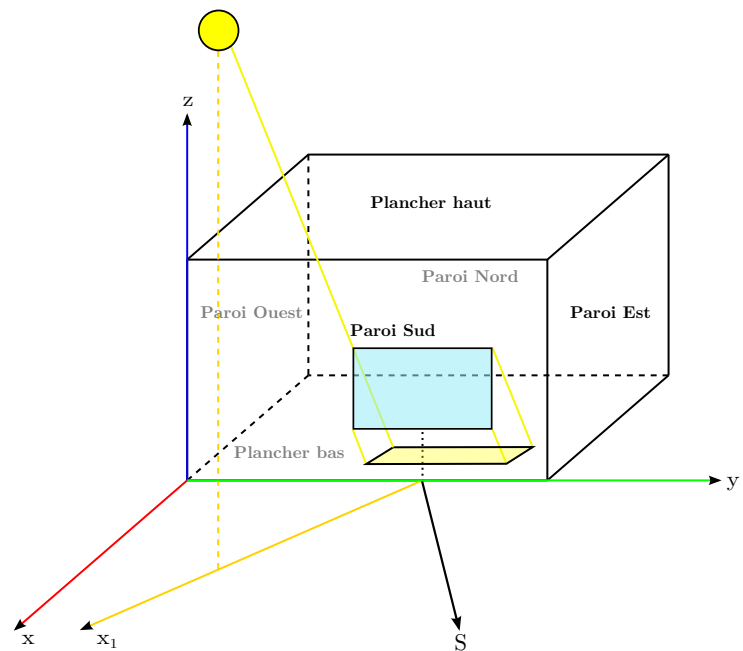


FIGURE 2.11 – Représentation du modèle géométrique de [Tittlein \[2008\]](#) pour une pièce parallélépipédique

plan est un parallélogramme. En connaissant les coordonnées de ces sommets, on peut savoir si un ou plusieurs de ces derniers dépasse virtuellement de la surface réelle du plancher. Si c'est la cas, alors la tache solaire peut être partagée entre le plancher, les murs latéraux et le mur opposé à la vitre. La projection sur le mur opposé à la vitre est un rectangle. De la même manière, on peut savoir si la tache solaire est exclusivement sur le mur opposé à la vitre ou si elle se projette aussi sur d'autres parois.

Afin de simplifier les notations relatives au modèle de suivi de la tache solaire, le mur intégrant la fenêtre est le mur Sud. Le mur opposé à la fenêtre est le mur Nord (indice N). En respectant cette orientation arbitraire, les murs Ouest et Est sont indicés de manière similaire (respectivement O et E). Le planchers bas, quant à lui est identifiés par l'indice P . Le mur Sud et le plafond n'ont pas d'indices particuliers car ils ne reçoivent pas de rayonnement direct. L'orientation de la fenêtre est repérée grâce à l'angle or_p entre le Sud géométrique et la normale à la paroi incluant la fenêtre (cf. figure 2.12). On précise ici que les angles sont comptés positivement dans le sens trigonométrique.

2.3.2.2 Algorithme du modèle

L'algorithme détaillé de la différenciation des vingt combinaisons, et le calcul détaillé des surfaces de projection sur les quatre types de parois indicées dans le paragraphe précédent peuvent être trouvés dans l'annexe III de la thèse de Tittlein [2008, p.171-186]. On obtient ainsi les surfaces de projection de la tache solaire S_N , S_E , S_O et S_P . On précisera ici que ces surfaces de projection dépendent de la position – allège et distance par rapport aux bords Est et Ouest de la façade Sud – et des dimensions – longueur et hauteur – de la fenêtre considérée.

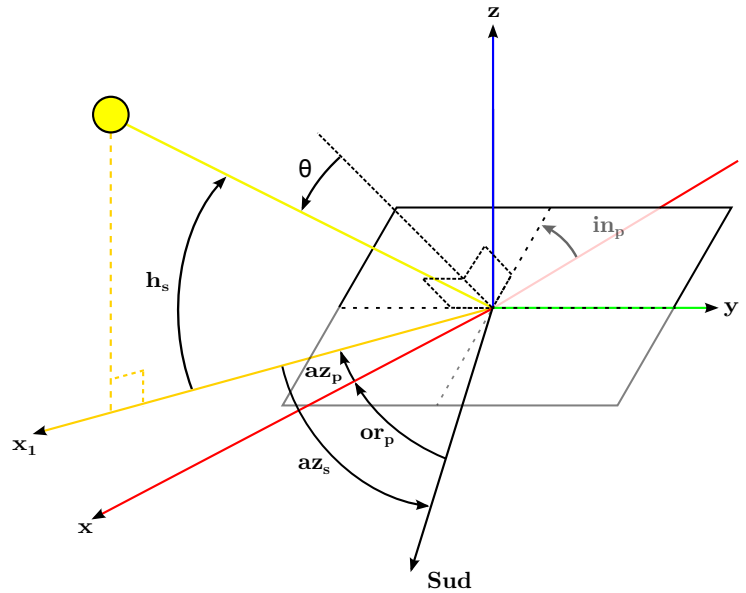


FIGURE 2.12 – Rayonnement solaire sur un plan incliné

On considère uniquement la composante directe du rayonnement solaire. Ainsi, l'éclairement incident à une paroi inclinée quelconque p est défini en fonction de son inclinaison in_p et de son azimut az_p (fonction de l'orientation de la paroi or_p et de l'azimut solaire az_s tel que $az_p = -az_s - or_p$) ainsi que de la hauteur solaire h_s (cf. figure 2.12) :

$$q''_{rad.CLO,p} = E_{Dh} R_D = E_{Dh} \left(\cos(in_p) + \frac{\sin(in_p) \cos(az_p)}{\tan(h_s)} \right) \quad (2.83)$$

Considérons maintenant les quatre parois susceptibles de recevoir un flux solaire primaire et évaluons la composante directe du flux solaire absorbé. Selon la convention

adoptée au niveau des angles, on a :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{rad.CLO,N} = \alpha_N \tau F_{CLO,z} q''_{rad.CLO,N} S_N \\ q_{rad.CLO,O} = \alpha_O \tau F_{CLO,z} q''_{rad.CLO,O} \tan(az_p) S_O \\ q_{rad.CLO,E} = -\alpha_E \tau F_{CLO,z} q''_{rad.CLO,E} \tan(az_p) S_E \\ q_{rad.CLO,P} = \alpha_P \tau F_{CLO,z} q''_{rad.CLO,P} S_P \end{array} \right. \quad (2.84)$$

Dans le cas du plancher, l'inclinaison de la paroi est nulle, et l'expression de $q''_{rad.CLO,O}$ se simplifie de telle manière que $q''_{rad.CLO,P} = E_{Dh}$. Par ailleurs, on remarque que les parois Est et Ouest jouent un rôle symétrique. Lorsque l'une des deux parois reçoit un flux solaire primaire, alors l'autre n'en reçoit pas (surface de projection correspondante nulle).

Une partie des flux solaires primaires absorbés par les parois est directement ré-émise vers le nœud central quand la partie complémentaire est transmise au premier nœud intérieur $T_{i,1}$ (cf. équation (2.81)).

La partie du flux solaire primaire non absorbée par les parois est répartie par la suite au prorata des surfaces et des absorbivités (cf. équation (2.80)) entre les différentes parois du parallélépipède. Puis, l'énergie est distribuée entre les nœuds $T_{i,1}$ et le nœud central (T_z ou bien T^* si le modèle T^* est actif) au prorata des résistances thermiques de part et d'autre de la surface des parois (cf. équation (2.81)). Précisons ici que la nature des résistances comprises entre le nœud central et le nœud de la première maille interne des parois peut être différente selon que le modèle T^* est actif ou inactif :

- ➔ $R_{g,i,int}$ [$m^2.K.W^{-1}$] si le modèle T^* est inactif,
- ➔ R_i^* [$K.W^{-1}$] si le modèle T^* est actif.

2.3.3 Conclusions

Nous avons présenté dans cette section l'approche conventionnelle de la répartition des apports solaires transmis à travers les vitrages (cf. § 2.3.1). La PSB s'appuie ainsi sur l'hypothèse selon laquelle la distribution de la composante directe du rayonnement solaire peut être considérée comme diffuse. En effet, dans la réalité, les aménagements intérieurs induisent une répartition chaotique des apports solaires. Cependant, nous essaierons dans un premier temps de voir à quel point l'introduction d'un modèle capable de réaliser un suivi de la tache solaire modifie les résultats de la simulation.

Il faut ici comprendre les limitations du modèle présenté dans le § 2.3.2. En effet, le domaine d'applicabilité de ce modèle est assez restreint car la zone thermique modélisée ne peut être que parallélépipédique. Par ailleurs, lorsque plusieurs fenêtres sont présentes dans une même pièce, il sera plus difficile de prendre en compte le modèle suivi de la tache

solaire car le rayonnement pourrait alors rentrer par une fenêtre et directement sortir par l'autre, exception faite lorsque plusieurs vitrages sont inclus dans une même paroi. Dans ce dernier cas, il sera possible de dédoubler les calculs du modèle autant de fois que le mur comporte de fenêtres. Dans un cas d'étude complexe, il sera finalement impossible d'activer ce modèle. Dans un premier temps, nous avons cependant envisagé d'observer son influence dans un cas d'étude simple.

Le modèle de suivi de la tache solaire a été implémenté dans la PSB. Par commodité d'implémentation, ce dernier ne peut être activé que lorsque le modèle T^* l'est aussi. La PSB augmentée du modèle T^* , du modèle de convection détaillée et du modèle de suivi de la tache solaire sera désigné par la dénomination PST*ConvTach.

Nous allons à présent présenter de manière exhaustive les implications de l'intégration de ces différents modèles détaillés (cf § 2.1, 2.2 et 2.3) dans une plateforme de simulation basée sur une discrétisation spatiale par volumes finis et une méthode de résolution des équations par analyse modale.

2.4 Intégration des modèles dans la PSB

Comme nous l'avons vu dans le § 1.2.2.2, les phénomènes de transferts de chaleur sont formalisés dans un système matriciel linéaire et invariant, valable pour chaque zone thermique (cf. équation (1.33)). Or, les modèles que nous venons d'introduire dans les § 2.1, 2.2 et 2.3 induisent des non-linéarités. Par ailleurs, les sorties de ces modèles sont calculées à chaque pas de temps de la simulation. Il va donc être nécessaire de corriger le système linéaire après couplage des modèles modaux zonaux réduits.

2.4.1 Modification de la PSB

Dans un premier temps, nous allons modifier la structure du système matriciel de la PSB afin d'inclure plusieurs variables manquantes ou de modifier la nature de certaines de ses composantes :

- la température d'air T_{air} du réseau T^* (cf. figure 2.1c) est ajoutée au vecteur \mathbf{T} du système matriciel (1.33),
- la température de zone T_z incluse dans le vecteur des températures \mathbf{T} de la PSB devient la nouvelle température fictive T^* du réseau T^* car elle est caractérisée par une même position centrale,
- la température de zone T_z incluse dans le vecteur des sorties \mathbf{Y} devient la température dite de régulation (i.e. T_{air} ou T_{op} selon le choix de l'utilisateur),
- certaines variables nécessaires aux modèles détaillés de convection et de rayonnement GLO et CLO sont ajoutées au vecteur des sorties \mathbf{Y} :
 - la température T^* ,
 - les N_{po} températures $T_{i,1}$ des premières mailles des parois opaques de la zone à l'exception de celles des parois internes (pour rappel les vitrages ne sont pas maillés),
 - la température d'air T_{air} .
- $N_{po}+2$ sollicitations correspondant aux sorties des modèles sont rajoutées au vecteurs des sollicitations \mathbf{U} . Ces sollicitations représentent les corrections apportées au système matriciel linéaire et invariant (1.33). Il y a autant de corrections que de nœuds impliqués dans les modèles détaillés développés :
 - u_{corr,T^*}^{n+1} correspondant à la correction sur le nœud T^*
 - $u_{corr,T_{i,1}}^{n+1}$ correspondant aux corrections sur les N_p premiers nœuds intérieurs des parois de la zone thermique considérée,
 - $u_{corr,T_{air}}^{n+1}$ correspondant à la correction sur le nœud de l'air T_{air} .

On remarquera que les températures surfaciques doivent être calculées a posteriori car le vecteur \mathbf{Y} contient les N_{po} températures des premières mailles intérieures $T_{i,1}$. Ce calcul est réalisé par approximation linéaire. Soit, pour une paroi i :

$$T_{s,i} = \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} (T^* R_{i,1}/(2S_i) + T_{i,1} R_i^*) \quad (2.85)$$

Le modèle T^* nous a permis de prendre en compte une véritable température d'air de la zone thermique. Il est alors intéressant de gérer la part convective et radiative de la puissance générée par le système de chauffage et de refroidissement. C'est l'objet de l'introduction des termes $\%_{conv,ch-clim}$ et $\%_{rad,ch-clim}$. Rappelons ici que la puissance q_{syst} ne représente pas seulement la puissance de chauffage et de refroidissement mais intègre aussi d'autres types de puissances comme les puissances internes dissipées dans la zone thermique. Une amélioration de la démarche adoptée pourrait être d'allouer la part radiative du système de chauffage et de refroidissement directement aux nœuds des parois au lieu du nœud T^* .

Ainsi, les bilans thermiques considérés dans le § 1.2.2.2 sont modifiés afin de prendre en compte l'introduction du nœud de l'air et la transformation de la température de zone en température fictive T^* . Soit le bilan thermique sur la maille d'air :

$$\begin{aligned} [C_{air} \dot{T}_{air}] &= [\%_{conv,ch-clim} q_{syst}] + \left[\frac{c_{air} \rho_{air}}{3600} (\bar{Q}_z (1 - \eta_{DF}) + Q_{infiltr}) (T_{ext} - T_{air}) \right] \\ &+ \left[\sum_{i=1}^{N_{p,th}} (\Psi_{lin,i} l_i + \Psi_{ponc,i}) (T_{amb,adj,i} - T_{air}) \right] \\ &+ \left[\frac{1}{R^*} (T^* - T_{air}) \right] \end{aligned} \quad (2.86)$$

Concernant la maille du nœud T^* , le nouveau bilan thermique est tel que :

$$\begin{aligned} [C^* \dot{T}^*] &= [\%_{rad,ch-clim} q_{syst}] + \left[\sum_{i=1}^{N_{pv}} \frac{1}{R_{pv,i}^*/S_{pv,i} + R_{N_{po}+i}^*} (T_{ext} - T^*) \right. \\ &+ \left. \sum_{i=1}^{N_{po}} \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} (T_{i,1} - T^*) \right] \\ &+ [q_{rad.CLO,T^*}] + \left[\frac{1}{R^*} (T_{air} - T^*) \right] \end{aligned} \quad (2.87)$$

D'autres équations développées dans le § 1.2.2.2 sont impactées par l'introduction du modèle T^* . En effet, les équations (1.29) et (1.32) comportent des résistances superficielles globales $R_{g,i,int}/S_i$ qui sont remplacées par les résistances R_i^* .

Après avoir posé les nouvelles équations, on modifie les matrices \mathbf{A} , \mathbf{E} , \mathbf{J} et \mathbf{G} du système (1.33) en conséquence.

2.4.2 Corrections des modèles zonaux

Les résistances du réseau T^* sont calculées à chaque pas de temps de la simulation. Cependant, ces résistances doivent être intégrés initialement dans les modèles zonaux (cf. équation (1.33)). On adopte la notation suivante : les résistances du réseau T^* calculées à l'itération $n + 1$ seront repérées grâce à l'exposant $n + 1$ (cf. équation (1.46)) alors que les résistances introduites dans les modèles zonaux n'auront pas de distinctions particulières. Ces dernières correspondent concrètement aux résistances à calculer lors de l'initialisation à $t = 0$.

Corrections des flux thermiques entre les nœuds T^* et T_{air}

Afin de faciliter la compréhension de ces corrections réalisées sur les modèles zonaux, on prend l'exemple simple de la résistance R^* comprise entre les nœuds T^* et T_{air} (cf. figure 2.13). Le flux thermique pris en compte dans le système linéaire est noté ϕ tandis que celui qui devrait être pris en compte à l'itération $n + 1$ est noté ϕ^{n+1} . Toutes les températures incluses dans les prochaines équations sont tirées du vecteur global des sorties et des sollicitations à l'itération $n + 1$, respectivement \mathbf{Y}_g^{n+1} et \mathbf{U}_g^{n+1} . Pour ne pas alourdir les notations, l'exposant $n+1$ sera volontairement omis en ce qui concerne les températures et les sollicitations.

L'idée ici est d'insérer deux sollicitations dans le vecteur des sollicitations du système (1.33) destinées aux nœuds T^* et T_{air} afin de corriger le flux thermique ϕ . En considérant la convention adoptée dans la figure 2.13, les flux thermiques ϕ et ϕ^{n+1} sont égaux à :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi = \frac{(T_{air} - T^*)}{R^*} \\ \phi^{n+1} = \frac{(T_{air} - T^*)}{R^{*n+1}} \end{array} \right. \quad (2.88)$$

Par suite, la différence entre le flux réel à l'itération $n + 1$ et le flux considéré dans les

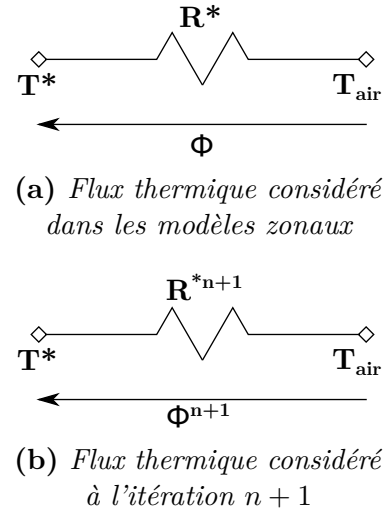


FIGURE 2.13 – Exemple de correction du flux thermique à traiter entre les nœuds T^* et T_{air}

modèles zonaux est noté $\Delta\phi$:

$$\Delta\phi = \phi^{n+1} - \phi = \left(\frac{1}{R^{*n+1}} - \frac{1}{R^*} \right) (T_{air} - T^*) \quad (2.89)$$

Prenons le cas où $T_{air} > T^*$ et $R^{*n+1} < R^*$. Alors, ϕ , ϕ^{n+1} et $\Delta\phi$ sont positifs. Ainsi, à l'itération $n + 1$, le nœud T^* s'échauffera plus rapidement que si l'on avait simplement considéré le flux ϕ . Le nœud T^* doit donc être corrigé de $+\Delta\phi$ et le nœud de l'air de $-\Delta\phi$, en respectant le principe de conservation de l'énergie. On peut montrer par récurrence que quel que soit le sens du flux thermique et le signe de $\Delta\phi$, les corrections sont toujours de ce type pour peu que l'on respecte la convention adoptée (i.e. le sens des flux thermiques ϕ et ϕ^{n+1} , et le calcul de $\Delta\phi$).

Nous allons maintenant lister les autres types de corrections à effectuer sur les modèles zonaux.

Corrections des flux thermiques entre les nœuds T^* et $T_{i,1}$

Ici, ce sont les N_{po} résistances R_i^* qui varient dans le temps et qu'il s'agit de traiter. En prenant les mêmes conventions que dans l'exemple précédent, on a les flux thermiques suivants :

$$\forall i \in [[1; N_{po}]], \begin{cases} \phi_i = \left(\frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right) (T_{i,1} - T^*) \\ \phi_i^{n+1} = \left(\frac{1}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} \right) (T_{i,1} - T^*) \\ \Delta\phi_i = \phi_i^{n+1} - \phi_i = \left(\frac{1}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right) (T_{i,1} - T^*) \end{cases} \quad (2.90)$$

Corrections des flux thermiques pour les parois vitrées

Les parois vitrées n'ont pas de capacités associées à un nœud particulier. Les transferts de chaleur sont considérés en régime permanent. Cependant, leurs N_{pv} résistances $R_{N_{pv}+i}^{*n+1}$ associées sont calculées à chaque pas de temps et il est nécessaire de corriger les flux

thermiques des modèles zonaux :

$$\forall i \in [[1; N_{pv}]], \left\{ \begin{array}{l} \phi_i = \left(\frac{1}{R_{N_{po}+i}^* + R_{pv,i}^*/S_{pv,i}} \right) (T_{ext} - T^*) \\ \phi_i^{n+1} = \left(\frac{1}{R_{N_{po}+i}^{*n+1} + R_{pv,i}^*/S_{pv,i}} \right) (T_{ext} - T^*) \\ \Delta\phi_i = \phi_i^{n+1} - \phi_i = \left(\frac{1}{R_{N_{po}+i}^{*n+1} + \frac{R_{pv,i}^*}{S_{pv,i}}} - \frac{1}{R_{N_{po}+i}^* + \frac{R_{pv,i}^*}{S_{pv,i}}} \right) (T_{ext} - T^*) \end{array} \right. \quad (2.91)$$

avec $R_{pv,i}^*$ la résistance thermique de la fenêtre à laquelle on retire la résistance thermique relative aux échanges superficiels globaux intérieurs $R_{pv,i}^* = R_{pv,i} - 1/h_{g,i,int}$ ($h_{g,i,int} = 8.29 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ d'après le référentiel de l'ASHRAE [Parsons et al. \[1989\]](#)).

Corrections de la distribution des apports solaires

La distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages dépend des résistances de part et d'autre de la surface interne des parois (cf. équation (2.81)). Les corrections que nous allons décrire sont valables quel que soit le modèle de distribution des apports solaires adopté. Soit, pour la part des apports solaires réellement absorbée par les nœuds $T_{i,1}$:

$$\forall i \in [[1; N_{po}]], \left\{ \begin{array}{l} \phi_i = \frac{R_i^*}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} q_{rad.CLO,T_{s,i}} \\ \phi_i^{n+1} = \frac{R_i^{*n+1}}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} q_{rad.CLO,T_{s,i}} \\ \Delta\phi_i = \phi_i^{n+1} - \phi_i = \left(\frac{R_i^{*n+1}}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{R_i^*}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right) q_{rad.CLO,T_{s,i}} \end{array} \right. \quad (2.92)$$

Corrections de la part convective et radiative des apports internes

Comme il a été précisé auparavant, la puissance q_{syst} intègre les puissances de chauffage, de refroidissement et toutes les autres puissances internes. Les nouvelles équations prennent en compte une distinction entre la part radiative et convective de cette puissance. Or, ces fractions ne sont pas forcément identiques entre le système de chauffage et les apports

internes. Ainsi, on laisse le choix à l'utilisateur de définir une part radiative et convective spécifique aux apports internes, respectivement $\%_{rad.GLO,app.int}$ et $\%_{conv,app.int}$:

$$\forall i \in [1; N_{po}], \begin{cases} \phi_i &= q_{app.int} \%_{conv,ch-clim} \\ \phi_i^{n+1} &= q_{app.int} \%_{conv,app.int} \\ \Delta\phi_i &= \phi_i^{n+1} - \phi_i = q_{app.int} (\%_{conv,app.int} - \%_{conv,ch-clim}) \end{cases} \quad (2.93)$$

La différence de flux $\Delta\phi_i$ calculée sera ainsi retirée au niveau des nœuds de parois $T_{i,1}$ au prorata du produit de leur absorbtivité et de leur surface, et injectée au nœud de l'air.

Corrections des flux thermiques échangés entre $T_{eq,zzadj}^*$ et $T_{i,1}$

Il faut bien comprendre ici comment sont traitées les températures équivalentes dans la plateforme de simulation. Lorsque l'on considère une zone thermique donnée, notée z , celle-ci peut être en contact avec $N_{T_{eq,z}}$ zones thermiques adjacentes. Cela signifie que lorsque l'on traitera toutes ces zones thermiques adjacentes, $N_{T_{eq,z}}$ échanges thermiques seront à considérer avec la zone z . Ainsi, ces températures équivalentes $T_{eq,zzadj,i}^*$ ($i \in [1; N_{T_{eq,z}}]$) sont calculées afin de préparer le couplage des zones.

Les températures équivalentes des zones sont des températures de zones corrigées des apports solaires absorbés par la face de la paroi intérieure en contact la zone. Ici, afin de corriger les flux thermiques échangés entre les températures équivalentes de zones $T_{eq,zzadj}^* = T_z^* + R_i^* q_{rad.CLO,T_{s,i}}$ et $T_{i,1}$, nous allons corriger $T_{eq,zzadj}^*$ grâce à un terme $\Delta T_{eq,zzadj}^*$ que l'on va introduire directement dans le vecteur global des sorties \mathbf{Y}_g^{n+1} . Soient les $N_{T_{eq,z}}$ échanges thermiques entre les $N_{T_{eq,z}}$ zones adjacentes à la zone z et la dite zone z qu'il convient de corriger :

$$\begin{cases} \phi_i &= \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} (T_{eq,zzadj}^* - T_{i,1}) \\ \phi_i^{n+1} &= \frac{1}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} (T_z^* + R_i^{*n+1} q_{rad.CLO,T_{s,i}} - T_{i,1}) \\ \Delta T_{eq,zzadj}^* &= \phi_i^{n+1} (R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)) - T_{eq,zzadj}^* + T_{i,1} \end{cases} \quad (2.94)$$

avec $\Delta T_{eq,zzadj}^*$ tel que $\phi_i^{n+1} = \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} [(T_{eq,zzadj}^* + \Delta T_{eq,zzadj}^*) - T_{i,1}]$.

Agrégation des corrections

Soient les $N_{po} + 2$ corrections à calculer ainsi que les $N_{T_{eq}}$ températures équivalentes de la zone considérée :

- ➔ u_{corr,T^*}^{n+1} , la correction appliquée au nœud T^* ,
- ➔ $u_{corr,T_{i,1}}^{n+1}$, les N_{po} corrections appliquées aux nœud $T_{i,1}$,
- ➔ $u_{corr,T_{air}}^{n+1}$, la correction appliquée au nœud T_{air} ,
- ➔ $N_{T_{eq}} = \sum_{i=1}^{N_z} N_{T_{eq,z_i}}$ corrections des températures équivalentes $T_{eq,i}^*$.

avec N_z le nombre de zones thermiques du cas d'étude.

En agrégeant les corrections détaillées dans les précédents paragraphes et en précisant la temporalité des paramètres (notamment l'itération à laquelle sont définis les diverses températures et autres flux thermiques), on obtient le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 u_{corr,T^*}^{n+1} = \left[\frac{1}{R^{*n+1}} - \frac{1}{R^*} \right] [T_{air}^{n+1} - T^{*n+1}] \\
 \quad + \left[\frac{1}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right] [T_{i,1}^{n+1} - T^{*n+1}] \\
 \quad + \left[\frac{1}{R_{N_{po}+i}^{*n+1} + R_{pv,i}^*/S_{pv,i}} - \frac{1}{R_{N_{po}+i}^* + R_{pv,i}^*/S_{pv,i}} \right] [T_{ext}^{n+1} - T^{*n+1}] \\
 \quad - \left[\frac{R_i^{*n+1}}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{R_i^*}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right] q_{rad.CLO,T_{s,i}}^{n+1} \\
 u_{corr,T_{i,1}}^{n+1} = - \left[\frac{1}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{1}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right] [T_{i,1}^{n+1} - T^{*n+1}] \\
 \quad + \left[\frac{R_i^{*n+1}}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} - \frac{R_i^*}{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)} \right] q_{rad.CLO,T_{s,i}}^{n+1} \\
 \quad - \left[(\%_{conv,app,int} - \%_{conv,ch-clim}) \frac{\epsilon_i S_i}{\sum_{j=1}^{N_{po}} \epsilon_j S_j} \right] q_{app,int}^{n+1} \\
 u_{corr,T_{air}}^{n+1} = - \left[\frac{1}{R^{*n+1}} - \frac{1}{R^*} \right] [T_{air}^{n+1} - T^{*n+1}] + \left[\%_{conv,app,int} - \%_{conv,ch-clim} \right] q_{app,int}^{n+1} \\
 \Delta T_{eq,zzadj}^{*n+1} = \left[\frac{R_i^* + R_{i,1}/(2S_i)}{R_i^{*n+1} + R_{i,1}/(2S_i)} (T_z^{*n+1} + R_i^{*n+1} q_{rad.CLO,T_{s,i}}^{n+1} - T_{i,1}^{n+1}) \right] \\
 \quad - T_{eq,zzadj}^{*n+1} + T_{i,1}^{n+1}
 \end{array} \right. \quad (2.95)$$

2.4.3 Conclusions

Les modèles détaillés présentés dans les premières sections de ce chapitre induisent des non-linéarités et décrivent des phénomènes de transferts de chaleur grâce à des paramètres variant au cours du temps. L'analyse modale s'appuie au contraire sur l'hypothèse selon laquelle le système qu'elle modélise peut être considéré comme linéaire et invariant. Cependant, il est possible de contourner cette difficulté. En effet, il est possible dans un premier temps de modifier la PSB afin d'intégrer toutes les nouvelles données structurantes des nouveaux modèles (cf. § 2.4.1). Dans un deuxième temps, nous pouvons calculer un certain nombre de différences de flux thermique qui ont pour but de corriger le calcul linéaire et invariant du système (1.33) représentant les modèles zonaux (cf. récapitulatif des corrections dans le système (2.95)). Ces corrections sont enfin introduites dans le vecteur global des sollicitations à l'itération $n + 1$, \mathbf{U}_g^{n+1} , du système (1.45) représentant le modèle de bâtiment après réduction modale, couplage par recouvrement et intégration temporelle des équations.

Les paramètres d'entrée des modèles détaillés sont parfois définis à l'itération $n + 1$. Étant donné que les modèles calculent des sorties définies à la même itération, il est nécessaire d'appliquer un algorithme visant à forcer la convergence des sorties générales du modèle de bâtiment. La convergence des sorties des modèles détaillés et du modèle général du bâtiment ne posant pas de problèmes particuliers, nous avons choisi un algorithme simple par itérations successives (100 itérations au maximum). Les temps de calcul, lorsque les modèles détaillés sont activés sont environ quatre fois plus longs que ceux de la PSB.

2.5 Conclusions

La simulation thermique dynamique s'inscrit dans un objectif d'aide à la conception. Elle permet une prévision, que l'on espère la plus réaliste possible, des besoins thermiques du bâtiment. Les outils STD s'adressent en priorité aux architectes et aux bureaux d'étude dans les phases de conception ou de rénovation des bâtiments. Ces utilisateurs ont des attentes par rapport à la fiabilité (bonne représentation de la réalité) et l'efficacité des outils (durée de simulation). L'efficacité doit être ajustée selon les besoins de l'utilisateur, on parle de « fit-to-purpose ».

Les nouveaux bâtiments très performants induisent une complexité assez mal appréhendée. Ils se caractérisent par :

- une moindre influence des sollicitations extérieures, due à leur forte isolation thermique, une faible perméabilité à l'air et un renouvellement d'air modéré,
- une influence renforcée des apports solaires transmis par les vitrages et des apports internes.

De plus, les acteurs du bâtiment sont de plus en plus sollicités pour garantir les performances qu'ils évaluent lors des phases amont. D'autre part, la ressource informatique disponible permet d'affiner les modèles. Il est donc cohérent d'essayer d'augmenter la fiabilité des outils STD, ce que nous nous efforcerons de faire en remettant en cause certaines hypothèses simplificatrices et en implémentant les modèles détaillés correspondants.

L'influence des éléments inertes d'un bâtiment dépend notamment des échanges superficiels radiatifs GLO entre parois (cf. § 2.1) et convectifs avec l'air (cf. § 2.2), ainsi que de la répartition des apports solaires sur les différentes parois (cf. § 2.3). Nous avons donc cherché à améliorer les modèles correspondants. Les nouveaux modèles ont ensuite été intégrés à la plateforme de simulation (cf. § 2.4), ce qui a notamment permis de l'enrichir. Nous sommes donc désormais en mesure de choisir le niveau de détail de la plateforme de simulation :

- ① Plateforme de Simulation de Base ou PSB,
- ② PSB augmentée du modèle T^* ou PST*,
- ③ PST* augmentée du modèle de convection détaillé ou PST*Conv,
- ④ PST*Conv augmentée du modèle de suivi de la tache solaire ou PST*ConvTach.

On se propose, dans les prochains chapitres – validation numérique (chapitre 3) et expérimentale (cf. chapitre 4) –, de répondre à la question suivante : se rapproche-t-on significativement de la réalité en affinant la modélisation de certains échanges thermiques intérieurs ? Est-il justifié de complexifier le modèle global, quitte à augmenter les temps de calcul ?

CHAPITRE 3

Étude de la fiabilité des modèles détaillés

Des modèles détaillés de transfert de chaleur superficiels ont été présentés dans le précédent chapitre.

Il est désormais nécessaire d'évaluer la fiabilité de ces modèles et d'observer leur interaction avec l'inertie thermique.

La méthodologie adoptée sera détaillée dans le § 3.1.

Elle consiste en trois étapes clés et séquentielles :

- valider certains algorithmes relatifs aux modèles détaillés implémentés (cf. § 3.2),
- valider numériquement les modèles implémentés à travers un cas d'étude numérique simple en comparant leurs résultats à des modèles de référence au niveau international (cf. § 3.3),
- valider empiriquement les modèles détaillés dans le cadre d'un bâtiment récent et très performant (cf. chapitre 4).

Table des matières détaillée

3.1	Validation des modèles détaillés : méthodologie	135
3.1.1	Sources d'erreurs	137
3.1.1.1	Sources d'erreurs externes	138
3.1.1.2	Sources d'erreurs internes	139
3.1.2	Méthodologie de validation des codes de calculs	140
3.1.2.1	Validation analytique	143
3.1.2.2	Validation numérique	144
3.1.2.3	Validation empirique	145
3.1.2.4	Avantages et désavantages des différentes méthodes	147
3.1.3	Méthodologie sélectionnée	147
3.1.4	Conclusions	149
3.2	Validation numérique de certains algorithmes	150
3.2.1	Évaluation de la matrice de Gebhart	150
3.2.1.1	Rappels théoriques	150
3.2.1.2	Cas d'étude	153
3.2.1.3	Résultats du cas d'étude	155
3.2.1.4	Conclusion du cas d'étude	158
3.2.2	Évaluation des échanges radiatifs GLO	159
3.2.2.1	Présentation des modèles étudiés	159
3.2.2.2	Cas d'étude	160
3.2.2.3	Résultats du cas d'étude	161
3.2.2.4	Conclusion du cas d'étude	161
3.2.3	Identification du réseau simplifié à partir du réseau T^*	161
3.2.3.1	Procédure d'identification	162
3.2.3.2	Cas d'étude multizone	162
3.2.3.3	Résultats du cas d'étude multizone	163
3.2.3.4	Conclusion du cas d'étude multizone	164
3.2.4	Conclusions	164
3.3	Validation numérique et sensibilité à l'inertie thermique	166
3.3.1	Présentation des cas d'études du BESTEST sélectionnés	167
3.3.1.1	Géométrie des cas d'étude	167
3.3.1.2	Données climatiques	168
3.3.1.3	Systèmes constructifs des cas d'étude	168
3.3.1.4	Scénarios d'exploitation des cas d'étude	169
3.3.1.5	Hypothèses de modélisation	171
3.3.2	Caractérisation de l'inertie thermique des cas d'études 600 et 900	173
3.3.3	Résultats des cas d'études du BESTEST sélectionnés	175
3.3.3.1	Besoins de chauffage B_{ch} et de refroidissement B_{clim}	176
3.3.3.2	Puissances maximales $P_{max,ch}$ et $P_{max,clim}$	177
3.3.3.3	Profils de températures	178
3.3.4	Analyse des résultats	179
3.3.4.1	Écarts aux outils de référence	179
3.3.4.2	Influence des modèles détaillés	183
3.3.5	Conclusions	194
3.4	Conclusions	196

3.1 Validation des modèles détaillés : méthodologie

Le principe de validation des modèles physiques est complexe. Il a souvent été avancé qu'il n'est pas possible de valider à proprement parler un modèle. Les tenants de cette thèse préfèrent parler de corroboration. Selon [Popper \[1934\]](#), le mot corroboration permet d'« exprimer le degré auquel une hypothèse a résisté à des tests sévères et a ainsi fait ses preuves ». On pourrait aussi parler de validation restreinte à un domaine d'application donné. En effet, lorsque l'on cherche à valider un modèle, nous sommes amenés à comparer les résultats de simulation à des données de référence. Ces données de références, pouvant être des mesures expérimentales, sont souvent ponctuelles, c.a.d. qu'elles ne couvrent pas intégralement le domaine de l'hyper-espace des entrées du modèle global. C'est en substance la manière dont est défini le processus de validation par [Furbringer \[1994\]](#) :

“ La validation d'un programme est la démarche qui consiste à prouver que les résultats du calcul sont bien la solution du problème décrit par les fichiers d'entrée. ”

Au vu du nombre de facteurs d'entrée à renseigner dans les outils STD (plusieurs centaines), des plages de définition de ces facteurs et du nombre de combinaisons, on se rend bien compte de l'impossibilité de valider globalement un modèle de bâtiment. C'est ce que résumant très bien [Palomo Del Barrio et Guyon \[2003\]](#) dans l'introduction de leur article relatif à la validation expérimentale des modèles de bâtiment (traduit de l'anglais) :

“ Les environnements de modélisation et les codes de calculs sont utilisés pour l'analyse du comportement thermique des bâtiments depuis des dizaines d'années aujourd'hui. Depuis lors, plusieurs outils STD ont été exhaustivement examinés et il n'est pas rare de trouver des développeurs affirmant qu'ils les ont « validé ».
[...]
Bien qu'il soit impossible de valider un modèle ou un code de calculs pour toutes ses applications, un processus rigoureux de validation augmentera la confiance que nous avons dans les deux. Ce processus pourrait aussi donner une indication quant à leur fiabilité, au moins pour quelques cas représentatifs. ”

Un autre grand spécialiste du domaine [[Judkoff et al., 2008](#)] corrobore les précautions nécessaires à l'emploi du mot « validation » :

“

Un code de simulation d'analyse énergétique des bâtiments contient littéralement des centaines de variables, paramètres et autres algorithmes. Idéalement, valider un programme dans son intégralité impliquerait de tester chaque algorithme de manière isolée et de combiner chaque paramètre avec des intervalles raisonnables. Cela serait démesurément coûteux et chronophage.

[...]

C'est pourquoi les cas d'études impliquant un processus de validation doivent être sélectionnés avec la plus grande attention, et les tests de validation séquencés de manière à obtenir le plus d'informations pour le moindre coût en termes de temps et de ressources.

”

Au vu de son utilisation majoritaire, on utilisera le terme de validation, avec toute les précautions que cela implique, comme nous venons de le voir. Avant de présenter la méthodologie relative à la validation des codes de calculs, il est nécessaire de clarifier les liens que l'on sous-entend entre la réalité (système « naturel »), les modèles mathématiques visant à représenter cette réalité (système « formel ») et les modèles visant à concevoir un bâtiment (système « hypothétique »). Ce dernier système est l'image du modèle bâtiment tel qu'il est imaginé à un instant t par son concepteur. La figure 3.1 présente les différents processus en jeu lorsque l'on manipule des outils STD :

- conception d'un bâtiment neuf,
- rénovation d'un bâtiment existant,
- développement et validation du code de calculs.

Le chapitre 2 a consisté à améliorer la représentation de la réalité, ce qui correspond au processus de modélisation (3) du système naturel dans la figure 3.1. Nous désirons à présent apprendre de la réalité, ce qui correspond au processus d'inférence (4) de la même figure. L'inférence participe donc à l'amélioration de la compréhension du système naturel grâce à son observation. La figure 3.1 est valable pour un seul outil STD. Or, un modèle étant une représentation de la réalité, il existe autant de modèles différents que de modélisateurs. Il devient alors très intéressant de comparer différents outils, moyennant certaines précautions qui seront détaillées par la suite.

En terme de méthodologie de validation des outils STD, ce sont les travaux de recherche de Judkoff *et al.* [2008] qui font référence, leur approche étant globale et rigoureuse. Ceux-ci sont une compilation de travaux ayant débuté au début des années 80, notamment avec la thèse de doctorat de Judkoff [1988].

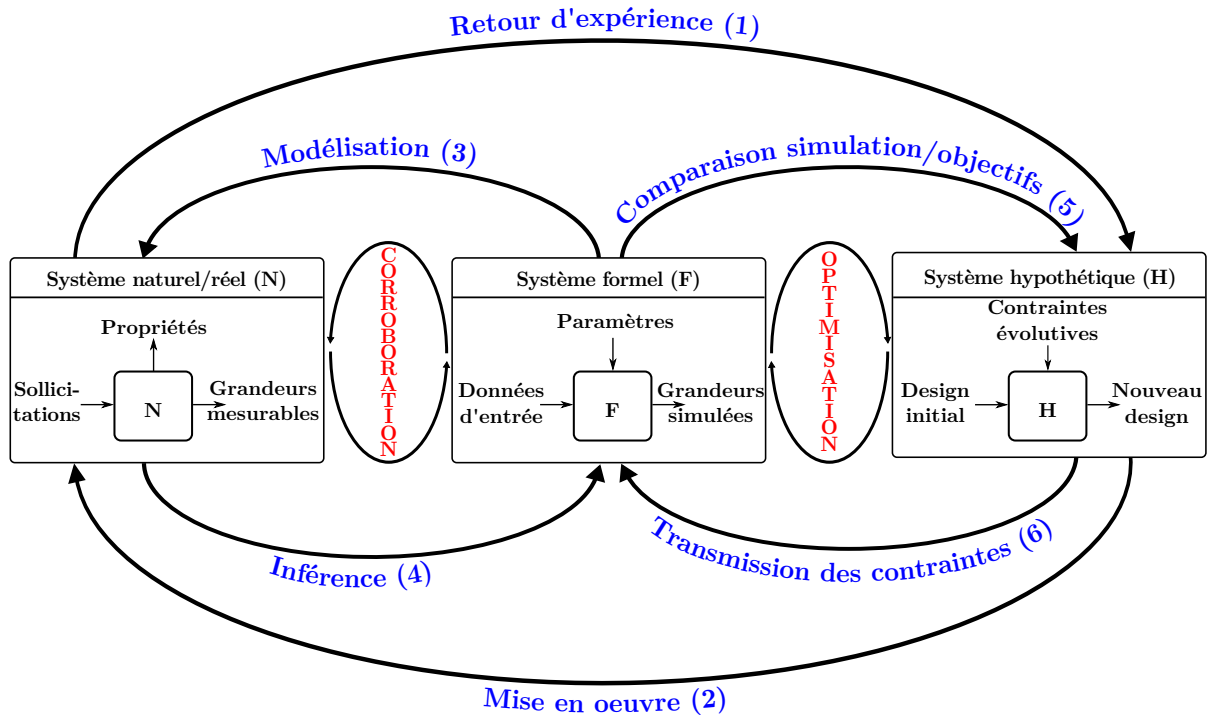


FIGURE 3.1 – Présentation schématique des processus en jeu lors de la manipulation des outils STD inspirée de Rosen [2005]

3.1.1 Sources d'erreurs

Plusieurs sources d'erreurs peuvent expliquer la raison pour laquelle il est aussi complexe de représenter fidèlement la réalité. Il peut être utile dans un premier temps de préciser le lien entre les notions d'erreurs et d'incertitudes [Le Cloirec *et al.*, 2003] car nous utiliserons extensivement la deuxième notion dans la suite de la thèse. Prenons l'exemple d'un paramètre x dont la valeur réelle est notée x_r et la valeur renseignée dans l'outil STD par l'utilisateur x_u . Alors l'erreur absolue δx est égale à $\delta x = |x_r - x_u|$. Or, la notion de valeur réelle ou valeur vraie d'un paramètre est ambiguë. En effet, la nature du paramètre que l'on cherche à approcher provient souvent du formalisme mathématique lié à la modélisation du phénomène physique. En tout état de cause, l'utilisateur n'a dans la plupart des cas qu'une idée très vague de la plupart des valeurs réelles des paramètres. x_u est donc une valeur a priori inconnue. Étudier l'erreur réalisée sur un paramètre revient donc à évaluer, souvent par jugement expert, l'incertitude absolue Δx telle que l'erreur δx respecte l'inégalité suivante : $-\Delta x < \delta x < \Delta x$. Le concept de « jugement expert » fait référence à l'expérience acquise par le modélisateur lui permettant de juger ces intervalles d'incertitudes. Cette notion a notamment été approfondie par De Wit [2002].

Ces sources d'erreurs ont été séparées en deux catégories distinctes. Les sources d'incertitudes internes et externes au code de calculs.

3.1.1.1 Sources d'erreurs externes

Les sources d'erreurs externes correspondent aux éventuelles erreurs dues à l'intervention de l'utilisateur de l'outil STD. Ces dernières sont indépendantes de l'algorithme de modélisation et de son implémentation dans le code de calculs. L'étendue de ces sources d'erreurs est très large. En effet, tous les paramètres et données d'entrée renseignés par l'utilisateur peuvent être entachés d'erreurs. Soient les quatre sources d'erreurs externes répertoriées par [Judkoff *et al.* \[2008\]](#) :

- ① différences entre la météo réelle et les données météo de la simulation,
- ② différences entre les caractéristiques réelles thermiques et physiques du bâtiment et celles choisies par l'utilisateur,
- ③ différences entre le comportement réel des occupants et celui considéré dans la simulation,
- ④ saisie erronée des données d'entrée de la simulation.

Les détails concernant ces sources d'erreurs externes ont été étudiés par [Leconte \[2010\]](#). Nous avons complété ses travaux que nous résumons dans le tableau 3.1.

Lorsqu'une attention particulière est portée à la minimisation des potentielles sources d'erreurs, les erreurs externes sont celles qui sont traitées en premier notamment car l'accès au code de calcul n'est pas nécessaire.

Les sources d'erreurs relatives aux données du bâtiment (erreurs de type ②) et à l'interface utilisateur (erreurs de type ④) sont en général bien traitées car ce sont les plus simples à prendre en compte dans un cadre théorique statistique bien défini.

En revanche, les sources d'erreurs dues aux données météo (erreurs de type ①) sont assez peu traitées car les erreurs évoluent dans le temps, ce qui entraîne une complexité encore mal appréhendée. On peut par exemple imaginer que l'erreur de mesure du rayonnement global horizontal est plus importante en pleine journée que la nuit... De plus, les données décrivant les conditions météorologiques peuvent être fortement corrélées (température extérieure, rayonnements globaux et diffus horizontaux, vitesse et direction du vent et humidité), ce qui complique d'autant plus le traitement de ces incertitudes. Des travaux de recherche récents commencent à traiter cette thématique dans le domaine du bâtiment avec plus de rigueur que par le passé [[Goffart, 2013b](#); [Mara et Tarantola, 2012](#)].

De même, la prise en compte du comportement fortement imprévisible des occupants (erreurs de type ③) est complexe à prendre en compte. Cette thématique prend de plus en plus d'importance dans la recherche car des preuves s'accumulent quant à la prépondérance de l'influence du comportement des occupants dans les écarts récurrents constatés entre les besoins thermiques simulés par les outils STD et mesurés sur le terrain [[Haldi et Robinson,](#)

TABLEAU 3.1 – Détails concernant les sources d’erreurs externes

Données d’entrée du modèle	
Données climatiques	Données provenant d’un autre site Fréquence de mesure trop basse Précision limitée des mesures
Données du bâtiment	Description inadéquate de la géométrie du bâti et de son environnement Qualité incertaine de l’ouvrage Données issues de la littérature à la place de mesures Précision limitée des mesures dans les données fournies concernant le bâtiment
Occupation	Interférence avec le système du bâtiment Profil d’occupation mal défini Incertitude de la modélisation de la ventilation
Interface utilisateur	Erreur de saisie ou erreur d’interprétation d’une donnée d’entrée Interprétation d’une documentation lacunaire par l’utilisateur Valeurs estimées pour remplacer des données manquantes Modification de la description du bâtiment pour le modéliser Choix arbitraires de l’utilisateur concernant les modalités de simulation Données d’entrée ou paramètres non saisis (valeurs par défaut)
Données de la réponse du bâtiment	
Acquisition des données	Données bruyantes ou manquantes Fréquence de mesure trop basse pour définir une variable Précision limitée des sondes et du système d’acquisition Mauvais étalonnage des sondes
Interférence	Éléments altérés par l’installation du système de mesure
Procédure de comparaison	
Comparaison des données	Mauvaise transcription Natures différentes des sorties prédites et mesurées Emplacements différents des mesures et des prédictions

2011].

3.1.1.2 Sources d’erreurs internes

Les sources d’erreurs internes sont rarement prises en compte. En effet, pour vérifier ces potentielles erreurs, il faut avoir accès à l’intégralité du code de calculs. Judkoff *et al.* [2008] listent trois types d’erreurs internes auxquelles nous rajoutons une source d’erreur d’ordre informatique de traitement des solutions du problème (combinaisons d’approximations dans les calculs intermédiaires) :

- ① erreurs de modélisation des phénomènes physiques unitaires,
 - omission de certains phénomènes physiques considérés comme négligeable (e.g. transferts d’humidité négligés)
 - utilisation d’hypothèses de modélisation inappropriées (e.g. conduction unidi-

rectionnelle, stratification de l'air, coefficients d'échanges superficiels constants, globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO, propriétés thermiques des matériaux constantes).

- ② erreurs dans le couplage des modèles unitaires,
- ③ erreurs ou approximations des solutions du problèmes,
- ④ erreurs dans l'implémentation informatique des modèles (erreurs de codage ou de programmation).

Les erreurs relatives à la modélisation des phénomènes physiques (erreurs de type ① et ②) sont très importantes et complexes à prendre en compte. En effet, modifier la précision d'un modèle entraîne :

- ➔ la modification des hypothèses de modélisation existantes,
- ➔ la modification du nombre et de la nature des paramètres d'entrée,
- ➔ la modification de la structure existante du code de calcul,
- ➔ éventuellement la modification de la nature des sorties du modèles.

Afin d'isoler l'influence de l'amélioration d'un modèle, toutes choses restant égales par ailleurs, il est beaucoup plus simple d'implémenter ses différentes variantes dans le même code de calculs (ce que nous avons appelé « plateforme de simulation » dans le chapitre précédent). C'est la philosophie que nous avons suivie afin de prendre en compte de manière satisfaisante ce type d'erreur interne que nous avons considéré de grand intérêt. Certains outils STD proposent à l'utilisateur avec une grande transparence de choisir le niveau de raffinement de certaines modèles physiques. C'est clairement le cas d'EnergyPlus et d'ESP-r. Ce type d'approche peut cependant dérouter certains utilisateurs professionnels, en particulier des architectes.

Les autres types d'erreurs internes (erreurs de type ③ et ④) sont relativement fastidieuses à vérifier car les codes de calculs récents peuvent contenir plusieurs centaines de milliers de ligne de code.

3.1.2 Méthodologie de validation des codes de calculs

Connaissant maintenant les différentes sources d'erreurs pouvant expliquer les écarts entre les sorties des outils STD et les mesures expérimentales, il s'agit maintenant de les repérer et de les traiter. Les méthodes de validation des outils STD ont pour objet de répondre à cet objectif.

Deux contributions américaines majeures ont par le passé posé les jalons de la méthodologie de validation des outils STD [Judkoff *et al.*, 2008; BRE et SERC, 1988].

Ces deux références ont en commun un ensemble d'étapes complémentaires représentant

un processus à l'issue duquel le développeur peut évaluer la fiabilité du code de calculs considéré :

- ① examen initial de la théorie sous-jacente à l'outils STD et inspection exhaustive du code de calculs,
- ② validation analytique : comparaison à des solutions analytiques d'un cas d'étude simple et rigoureusement bien défini.
- ③ validation numérique impliquant des comparaisons inter-modèles : confrontation des résultats de simulation de l'outil STD considéré avec ceux d'autre outils ayant subi des processus sérieux de validation (notamment les références internationales) sur un cas d'étude numérique bien défini,
- ④ validation empirique : comparaison entre les résultats simulés et mesurés sur un bâtiment réel.

Le processus entre ces différentes étapes est décrit par [Judkoff et al. \[2008\]](#) et a été schématisé dans la figure 3.2. La validation examinatrice (①) est implicitement incluse en amont de la méthodologie globale présentée dans la figure 3.2.

Une autre contribution, européenne quant à elle, a joué un rôle important dans la construction d'une méthodologie robuste de validation des outils STD [[Jensen, 1995](#)]. Le projet PASSYS a impliqué de multiples laboratoires de recherche à travers l'Europe et a prêté une attention particulière au processus de validation empirique. Des cellules tests simples ont ainsi été implantées dans plusieurs pays européens. L'objectif de ce projet lancé à la fin des années 80 était d'améliorer la fiabilité des outils de simulation de la performance des bâtiments durables. [Jensen \[1995\]](#) confirme à l'issue du projet la nécessaire

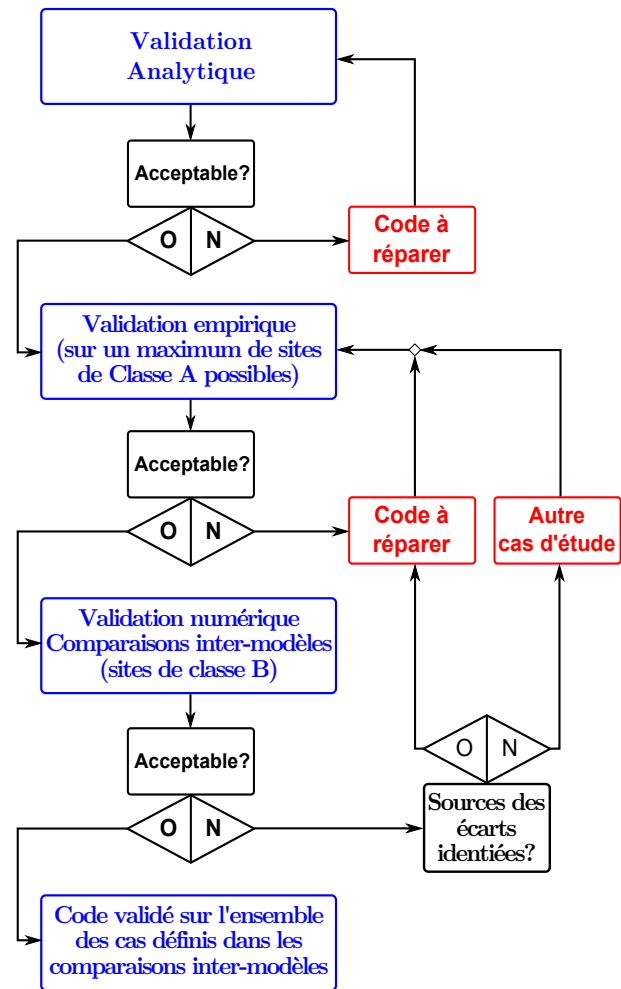


FIGURE 3.2 – Processus de validation des outils STD selon [Judkoff et al. \[2008\]](#)

complémentarité des approches de validations empiriques et non-empiriques, ce qui revient à valider l'approche de ses prédécesseurs.

Les apports scientifiques des travaux de Jensen [1995] par rapport à ceux de Judkoff *et al.* [2008] peuvent être résumés ici. L'auteur insiste sur le fait que les processus de validation doivent être appliqués autant que possible sur deux niveaux distincts :

- ➔ sous-modèles unitaires (i.e. relatifs à un phénomène physique isolé) du modèle de bâtiment,
- ➔ le modèle de bâtiment dans son intégralité.

De plus, les analyses de sensibilité et d'incertitudes (ASAI) représentent des outils indispensables aux processus de validation.

Les différentes étapes du processus de validation décrit par Jensen [1995] sont schématisées dans la figure 3.3 et répertoriées ci-dessous :

- ➔ vérification du code (algorithmes séparés et pris conjointement quand cela est possible),
- ➔ application du processus de validation analytique (pour les sous-modèles) et de validation numérique par comparaisons inter-modèles (pour les sous-modèles et le modèle global),
- ➔ utilisation des analyses de sensibilité pour s'assurer de la cohérence et la qualité des sous-modèles et du modèle global, et pour évaluer l'influence de l'incertitude pesant sur les facteurs d'entrée sur l'incertitude pesant sur la grandeur d'intérêt prédite par l'outils STD,
- ➔ mise en pratique du processus de validation empirique pour les sous-modèles et le modèle global. Cette étape inclut l'utilisation des analyses de sensibilité afin de déterminer les facteurs influents et de propager les incertitudes pesants sur les facteurs d'entrée,
- ➔ application d'analyses statistiques afin de déterminer l'acceptabilité des écarts entre les grandeurs d'intérêt mesurées et simulées, et d'identifier les potentielles sources

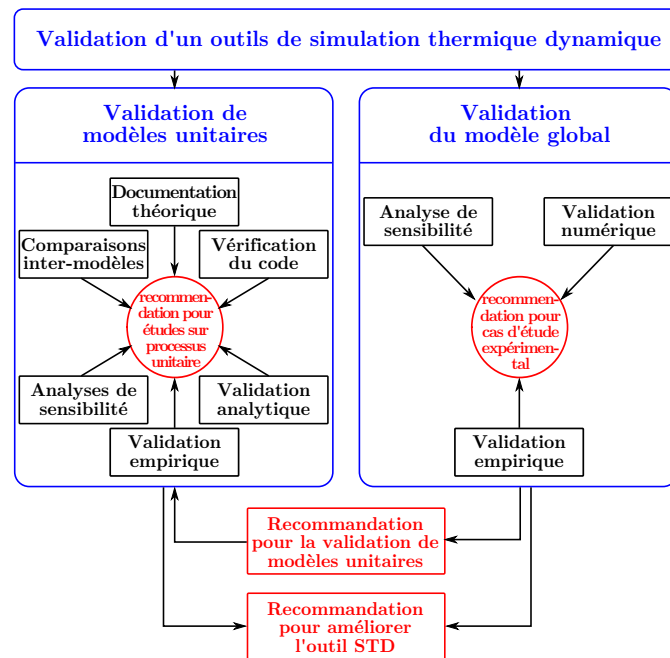


FIGURE 3.3 – Processus de validation des outils STD selon Jensen [1995]

de ces écarts,

- ➔ après avoir suivi les processus ci-dessus, des recommandations doivent être proposées afin d'améliorer le modèle global/outil STD.

3.1.2.1 Validation analytique

Principes de la validation analytique

Le modèle global de bâtiment est très complexe. Cependant, la colonne vertébrale de ce modèle est un ensemble de sous-modèles traduisant des phénomènes de transfert de chaleur relativement simples (conduction, convection, rayonnement GLO et CLO). Il est possible d'isoler certains phénomènes prépondérants grâce à des cas d'études numériques ad hoc afin de limiter la complexité des interactions sollicitations/sous-modèles (neutralisation des erreurs externes et de potentielles erreurs internes correspondant aux sous-modèles annihilés). Par exemple, le rayonnement solaire peut être annihilé en omettant volontairement de saisir les données météo correspondantes. Les potentielles sources d'erreur sont ainsi évacuées. Tous les facteurs d'entrée peuvent être contrôlés afin de simplifier le problème autant que le modélisateur le désire. Quand le problème global a été assez simplifié, les équations de transfert de chaleur correspondantes peuvent alors être formalisées et résolues analytiquement, ce qui constitue notre référence. On compare ensuite les résultats de la simulation et avec ceux dérivés analytiquement. Si les écarts sont trop importants, le modèle doit être remis en question, notamment en affinant les hypothèses sous-jacentes correspondantes.

Il est bien entendu impossible d'extrapoler la validité du modèle global même après avoir validé analytiquement une grande partie des sous-modèles physiques prépondérants. Cependant, plus le nombre de ces vérifications analytiques seront grandes, plus la fiabilité des sous-modèles sera grande. Ce sera par la suite dans les interactions entre tous ces sous-modèles, leurs paramètres et leurs données d'entrée, qu'il faudra chercher de potentielles sources d'erreurs.

Cas d'études disponibles

Les cas d'études analytiques publiés de manière transparente et ré-utilisables par des tiers sont assez rares. On notera les contributions de [Bland \[1992\]](#); [Martin *et al.* \[1994\]](#) en qui concerne les problèmes de transferts de chaleur par conduction. Dans un champ d'application plus large, l'ASHRAE a publié une suite de tests analytiques consistante et didactique (interface utilisateur pour générer les résultats analytiques et les fichiers météo correspondants) [[Rees *et al.*, 2002](#)]. Plus récemment, [[Tabares-Velasco et Griffith, 2012](#)]

ont proposé des cas d'études pouvant faire l'objet d'une validation analytique concernant les transferts de chaleur superficiels et les conditions aux limites correspondantes.

Des cas d'études plus spécifiques ont été utilisés dans cette thèse, notamment pour l'algorithme d'évaluation des matrices de Gebhart [Clark et Korybalski, 1974] et un problème monozone de transfert de chaleur par rayonnement GLO [Hensen et Lamberts, 2011, p. 112-113].

3.1.2.2 Validation numérique

Principes de la validation numérique

La validation numérique intervient lorsqu'il n'est plus possible de formaliser le problème et de le résoudre de manière analytique. Dès l'instant où les résultats analytiques de référence ne sont plus disponibles, il est nécessaire de comparer les résultats de l'outil STD considéré à ceux d'autres outils. C'est pour cela que le processus de validation numérique est souvent confondu avec celui de validation par comparaisons inter-modèles. Cependant les comparaisons inter-modèles peuvent s'appliquer à tous les niveaux de la méthodologie globale de validation des outils STD. De la même manière que dans le § 3.1.2.1 :

- ➔ le degré de complexité des cas d'études est ajustable à souhait puisque le modélisateur contrôle l'ensemble des facteurs d'entrée (neutralisation possible des erreurs externes et des erreurs internes correspondantes aux sous-modèles annihilés),
- ➔ les divergences entre les résultats de différents outils STD peuvent être approchées en partant des cas d'études les plus simples et en ajoutant à chaque nouveau cas d'étude une sollicitation ou en activant un nouveau sous-modèle jusqu'à ce que le cas d'étude soit suffisamment réaliste et complexe.

Lorsque les séries de simulations des cas d'études de plus en plus complexes sont bien séquencées, on peut facilement détecter les erreurs internes (ou les erreurs externes dues à l'utilisateur comme une mauvaise saisie de facteurs d'entrée) nécessitant un examen approfondi. Cependant, les comparaisons doivent être réalisées autant que possible avec des outils ayant des approches de modélisation diversifiées. En effet, si l'on compare deux outils STD semblables sur leur base théorique, alors il se peut que les deux outils aient des résultats proches mais que tous les deux soient incorrects. En revanche, il est plus probable de s'approcher de la vérité lorsque les résultats d'un ensemble d'outils STD ayant des approches différentes convergent. La validation numérique par comparaisons inter-modèles est sûrement la plus souple des étapes de validation (rapide, bon marché, nombreuses comparaisons possibles, facteurs d'entrée connus à priori).

Cas d'études disponibles

Le set de cas d'études le plus robuste et le plus reconnu auquel il est possible d'appliquer un processus de validation numérique est sans aucun doute le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995]. Ces travaux ont été réalisés dans le cadre des programmes « Solar Heating and Cooling » (tâche 12B) et « Energy Conservation in Buildings and Community Systems » (Annexe 21C) initiés par l'Agence Internationale de l'Energie à la fin des années 70. Cette méthodologie a été formalisée dans un standard de l'ASHRAE [ASHRAE, 2001]. Le BESTEST est un ensemble de 39 cas d'études numériques. Les données d'entrée sont spécifiées de manière rigoureuse (météo, géométrie du bâtiment, compositions des parois, scénarios d'exploitation) et compréhensibles par un large panel d'outils STD (simplifiés et détaillés). Les outils STD de référence datant du milieu des années 90 sont intégrés au rapport de l'étude. Cependant nous avons envisagé de mettre à jour ces données avec les résultats les plus récents des outils STD de référence internationale (EnergyPlus, ESP-r et TRNSYS). En effet, TRNSYS et EnergyPlus publient régulièrement (à chaque nouvelle version) les résultats de la norme [ASHRAE, 2001]. Quant à ESP-r, les cas d'étude du BESTEST sont intégrés au logiciel et n'ont qu'à être simulés. Ainsi, nous aurons un panel d'outils de référence ayant des approches de modélisation différentes. Ces outils STD ne représentent pas la « vérité » vers laquelle il faudrait tendre à tout prix. En revanche, un écart trop important avec ces trois références remettrait en cause sérieusement la fiabilité de l'outil analysé. Les cas d'études vont des plus simples (cas monozone avec des phénomènes physiques isolés) aux plus complexes (cas bizona avec véranda et échanges avec le sol). Les auteurs distinguent les cas d'études ayant pour but de diagnostiquer une source d'erreur interne relative à un sous-modèle particulier (conduction, convection, rayonnement GLO, etc.) et ceux visant à qualifier la capacité des outils STD à modéliser telle ou telle caractéristique du bâtiment (orientation des fenêtres, ralentis de chauffage, ventilation...). Les détails de ces cas d'études seront précisés dans le § 3.3.

3.1.2.3 Validation empirique

Principes de la validation empirique

La validation empirique est une étape clé du processus global de validation. En effet, les mesures expérimentales constituent la meilleure indication de la réalité que l'on souhaite approcher. A l'inverse des étapes de validation des § 3.1.2.1 et 3.1.2.2, la validation empirique représente un processus long, cher et complexe à mettre en œuvre. En revanche, si la qualité des mesures expérimentales est bonne, les enseignements de la validation empirique sont potentiellement très riches. Le processus de validation empirique s'applique

à l'échelle :

- d'une expérience de laboratoire,
- d'une cellule test,
- d'un bâtiment conventionnel.

Plus l'expérience s'approche de l'échelle 1:1 (bâtiment conventionnel), et plus les possibilités de validation approfondie sont faibles pour un coût croissant en ressources et en temps. C'est pour cette raison que les chercheurs ont souvent préféré les deux premières échelles.

Cas d'études disponibles

Un certain nombre de cellules tests ont été installées à travers le monde. Les premières démarches les plus complètes sont concomitantes aux travaux des auteurs déjà cités pour leur apport méthodologique.

Les travaux de [Lomas *et al.* \[1997\]](#) relatifs à la validation empirique des outils STD viennent compléter ceux de [Judkoff et Neymark \[1995\]](#) concernant la validation numérique par comparaisons inter-modèles au sein du même cadre des deux programmes « Solar Heating and Cooling » et « Energy Conservation in Buildings and Community Systems » de l'Agence Internationale de l'Energie. Les auteurs ont répertorié les cellules tests disponibles dans le monde et ont sélectionné les seules qui répondaient aux exigences élevées du projet : les cellules test de l'Energy Monitoring Company [[Martin, 1990](#)] à Cranfield (GB).

Dans le même cadre de travail, des cellules tests françaises gérées par Électricité De France (EDF), les cellules « ETNA », sont exploitées depuis plus de quinze ans [[Moinard et Guyon, 2000](#)]. Ces cellules diffèrent légèrement des cellules présentées précédemment. Toutes les parois de la cellule mise à part une paroi en contact avec l'extérieur sont en contact avec une ambiance climatique régulée de telle sorte que les transferts de chaleur à travers ces dernières soient négligeables. Cependant, la faiblesse de ces cellules est la présence encombrante du système de chauffage et de mesures au centre de la cellule induisant des sources d'erreurs relativement complexes à prendre en compte dans les outils STD analysés. Une version améliorée, le « BESTLab » de ces cellules reprenant la même philosophie a été mise en œuvre par EDF plus récemment. Une description de ces cellules peut être trouvée dans une communication de [Bontemps \[2013\]](#).

Dans un autre cadre, celui du projet PASSYS, une cellule test a été conçue et implantée sur plusieurs sites européens [[Jensen, 1995](#)] au début des années 80. Ces cellules sont encore utilisées de nos jours et peuvent être exploitées à des fins de validation empirique. Quatre cellules PASSYS ont par exemple été rénovées et installées sur le site de l'Institut de l'Énergie Solaire (INES) près de Chambéry. La démarche de qualité des mesures et de la conception des cellules est similaire à celle de [Lomas *et al.* \[1997\]](#). Cinq des six faces de

la cellule sont fortement isolées laissant un transfert de chaleur majoritaire à travers une façade « test » plus spécifiquement étudiée.

Plus récemment, l'INES a construit une plateforme de maisons individuelles à l'échelle 1:1 tendant à respecter les exigences du label allemand Passivhaus¹ dénommée « Plateforme INCAS ». Quatre maisons passives de géométrie similaire mais employant des systèmes constructifs différents (béton banché, double mur en bloc béton, ossature bois et brique de terre cuite dite « Monomur ») ont été lourdement instrumentées. On notera la contribution de Spitz [2012] qui a proposé une des premières démarches de validation empirique sur un cas aussi complexe. Une description succincte de la plateforme peut être trouvée dans un livre récent portant sur l'état de l'art de la recherche dans le domaine de l'énergétique des bâtiments [Peuportier et Groupe d'Analyse Prospective Thématique Bâtiment et Ville Durables, 2013]. D'autres plateformes expérimentales françaises y sont d'ailleurs recensées.

3.1.2.4 Avantages et désavantages des différentes méthodes

Quelle que soit l'approche méthodologique globale, les différentes méthodes de validation détaillées dans le § 3.1.2 restent toujours les mêmes. Le tableau 3.2 répertorie les avantages et les inconvénients de ces méthodes. Les travaux de Leconte [2010] ont ici aussi été repris et complétés.

3.1.3 Méthodologie sélectionnée

Une méthodologie doit à présent être choisie afin de répondre à nos objectifs que nous rappelons ici :

- évaluer la fiabilité des modèles développés dans le chapitre 2, dans le cadre des nouvelles typologies de bâtiment (bâtiments à très basse consommation d'énergie voire passifs),
- évaluer la plus-value de la complexification du modèle de bâtiment global induit par l'implémentation de modèles détaillés,
- évaluer l'influence des modèles détaillés sur la prise en compte de l'inertie thermique.

La démarche sélectionnée fait intervenir les quatre étapes de validation complémentaires décrites dans le § 3.1.2, c.a.d. :

- ① vérification du code,
- ② validation analytique,
- ③ validation numérique,
- ④ validation expérimentale.

1. Site internet du Passive House Institute : <http://www.passiv.de/en/index.php>

TABLEAU 3.2 – Avantages et inconvénients des différentes méthodes de validation des outils STD

Méthodes de validation	Avantages	Inconvénients
Examen du code	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Transparence des hypothèses ➤ Cohérence de la théorie ➤ Code commenté et référencé 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Travail fastidieux ➤ Nécessite des connaissances importantes en informatique
Analytique	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Aucune incertitude d'entrée ➤ Bon marché ➤ Information exacte concernant la fiabilité du logiciel 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Pas de test sur l'ensemble du logiciel ➤ Limitée aux cas pour lesquels un résultat analytique peut être trouvé ➤ Neutralisation des sous-modèles parfois complexe à mettre en œuvre
Numérique	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Aucune incertitude d'entrée ➤ Tous niveaux de complexité ➤ Rapide et bon marché ➤ Nombreuses comparaisons possibles 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Pas d'information sur la fiabilité du logiciel ➤ Difficulté de définition des données d'entrée (comparaisons inter-modèles)
Empirique	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tous niveaux de complexité ➤ Qualification de la fiabilité du code de calculs (conditionnée à la précision des mesures expérimentales) ➤ Possibilité d'une bonne représentativité des bâtiments actuels 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Incertitudes inhérentes aux mesures expérimentales ➤ Mesures de bonne qualité chères et difficiles à obtenir ➤ Nombre limité de sites expérimentaux de qualité

Les deux premières étapes de validation seront appliquées à des algorithmes isolés. Cependant, la démarche ne pourra être appliquée à l'ensemble des sous-modèles (cf. § 3.2).

En ce qui concerne la validation numérique par comparaisons inter-modèles, aucune solution complètement satisfaisante n'a été trouvée. En effet, nous n'avons pas trouvé de cas d'études numériques représentatifs de la nouvelle typologie de bâtiments à très basse consommation d'énergie facilitant les comparaisons inter-modèles avec des outils STD de référence. Le BESTEST a donc été sélectionné par défaut pour ce processus de validation numérique (cf. § 3.3). A titre d'exemple, la résistance thermique des parois verticales extérieures du cas d'étude est égale à $2 \text{ m}^2.K.W^{-1}$ quand celle du plafond atteint difficilement $3 \text{ m}^2.K.W^{-1}$, alors que les niveaux de ces résistances dans les bâtiments passifs sont environ trois fois supérieurs. Pourtant, les concepteurs du BESTEST ont récemment considéré qu'il était temps de faire évoluer le cas d'étude datant du début des années 90 et par voie de conséquence le standard ANSI/ASHRAE 140 correspondant [Judkoff et Neymark, 2013]. Malheureusement, il n'est pas fait mention de la nécessité d'augmenter les niveaux des résistances thermiques des parois pour que les cas d'étude soient plus

représentatifs de la typologie de bâtiments émergente. Malgré cette critique, le BESTEST a une caractéristique qui répond de manière satisfaisante à une des nos attentes : le BESTEST prend en compte l'inertie thermique en dédoublant les cas d'études grâce à deux typologies de systèmes constructifs ayant des caractéristiques inertielles différentes (forte et faible inertie thermique) à coefficient de déperdition constant.

La dernière étape de validation empirique est l'occasion de prendre en compte des typologies de bâtiments plus récentes. C'est pourquoi nous avons choisi de travailler sur une des maisons individuelles passives de la plateforme INCAS à Chambéry (cf. § 4.3). Les mesures disponibles et de qualité sont relatives à la maison dite « Béton banché » ou « I-BB » pour INES-BétonBanché du début du mois de janvier à la fin du mois d'avril de l'année 2012. Différents scénarios d'exploitation du bâtiment ont été appliqués lors de cette période.

3.1.4 Conclusions

Les modèles détaillés présentés dans le chapitre 2 introduisent une complexité croissante dans la plateforme de simulation dans laquelle ils ont été implémentés. Nous avons besoin d'évaluer la valeur ajoutée de ces modèles : se rapproche-t-on significativement de la réalité grâce à un effort accru en terme de calculs et de temps de simulation ? Afin de répondre à cette question, nous avons besoin d'une méthodologie de validation globale. Les processus de validation permettent d'analyser les écarts entre les simulations et des résultats de référence induits par différentes sources d'erreurs que nous avons listées dans le § 3.1.1. C'est pourquoi nous avons fait un état de l'art des différents processus de validation. Trois formes complémentaires de processus de validation ont été trouvés :

- ① validation numérique de certains algorithmes relatifs aux modèles détaillés implémentés (cf. § 3.1.2.1),
- ② validation numérique (cf. § 3.1.2.2),
- ③ validation empirique (cf. chapitre 4).

Les différents avantages et inconvénients de ces méthodes ont par ailleurs été analysés dans le § 3.1.2.4.

Nous avons par la suite procédé à des choix méthodologiques pouvant répondre à notre problématique (cf. § 3.1.3). Chaque cas d'étude sera décrit plus précisément dans les sections suivantes ainsi que les méthodes d'analyses plus spécifiques nécessaires à l'exploitation des résultats.

3.2 Validation numérique de certains algorithmes

La validation analytique n'a été appliquée que de manière parcellaire dans cette thèse. Deux sous-modèles ont été investigués analytiquement :

- ➔ le modèle d'évaluation de la matrice de Gebhart (cf. § 2.1.3),
- ➔ un problème de rayonnement GLO.

Par ailleurs, on vérifiera que le réseau « T* » est en mesure de reproduire le comportement du réseau simplifié grâce à une méthode ad hoc afin d'écartier certaines sources d'erreur interne (erreurs d'implémentation par exemple).

3.2.1 Évaluation de la matrice de Gebhart

3.2.1.1 Rappels théoriques

Les coefficients d'absorption GLO de Gebhart G_{ij} interviennent dans l'expression du flux radiatif GLO échangé entre deux parois i et j , $q_{rad.GLO,i-j}$, dans (2.20). Clark et Korybalski [1974] en donnent la définition suivante (les notations ont été modifiées mais sont équivalentes) :

“ Le facteur d'absorption de Gebhart, G_{ij} , est défini comme la fraction du rayonnement émis par la surface S_i qui est absorbée par la surface S_j en considérant tous les chemins d'échanges radiatifs entre les surfaces S_i et S_j . ”

Le flux radiatif GLO absorbé par la paroi j provenant de toutes les surfaces (y compris elle-même), $q_{GLO,a,j}$, s'exprime de la manière suivante :

$$q_{GLO,a,j} = \alpha_{GLO,j} S_j E_j \quad (3.1)$$

avec E_j le flux radiatif GLO incident à la paroi j (cf. equation (2.12)), et $\alpha_{GLO,j}$ l'absorptivité GLO de la paroi j .

En appliquant le principe de réciprocité des facteurs de forme ($FF_{1j}S_1 = FF_{j1}S_j$) dans la définition de E_j de l'équation (2.12), E_j s'exprime en fonction des facteurs de forme et des radiosités notés respectivement $FF_{\bullet\bullet}$ et B_{\bullet} de la manière suivante :

$$E_j = \sum_{i=1}^{N_p} FF_{ji} B_i \quad (3.2)$$

Une autre représentation du bilan des échanges radiatifs GLO d'une paroi i ($E_i = \alpha E_i + B_i$, avec $B_i = M_i + \rho_i E_i$) est donnée ici :

$$\begin{aligned} B_i = M_i + \rho_i E_i &\Leftrightarrow -B_i + \rho_i \sum_{j=1}^{N_p} FF_{ij} B_j + \epsilon_i \sigma T_{s,i}^4 = 0 \\ &\Leftrightarrow \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_p} FF_{ij} B_j + B_i \left(FF_{ii} - \frac{1}{\rho_i} \right) + \frac{\epsilon_i}{\rho_i} \sigma T_{s,i}^4 = 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

En considérant l'ensemble des N_p parois afin de transposer la dernière équation algébrique en équation matricielle de la forme $\mathbf{A}_G \cdot \mathbf{B} + \mathbf{K}_G = \mathbf{0}$:

$$\left\{ \begin{pmatrix} FF_{11} & \dots & FF_{1N_p} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ FF_{N_p 1} & \dots & FF_{N_p N_p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{\rho_1} & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & -\frac{1}{\rho_{N_p}} \end{pmatrix} \right\} \cdot \begin{pmatrix} B_1 \\ \vdots \\ B_{N_p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\epsilon_1}{\rho_1} \sigma T_{s,1}^4 \\ \vdots \\ \frac{\epsilon_{N_p}}{\rho_{N_p}} \sigma T_{s,N_p}^4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

On isole par la suite le vecteur des radiosités \mathbf{B} :

$$\mathbf{B} = -\mathbf{A}_G^{-1} \mathbf{K}_G \quad (3.5)$$

Afin d'isoler la part de $q_{GLO,a,j}$ provenant uniquement de la paroi i , on fixe virtuellement toutes les températures surfaciques des N_p parois à $0K$ à l'exception de la paroi i . Le rayonnement GLO émis par les $N_p - 1$ parois à $0K$ est nul (ce qui équivaut à une émittance nulle). En revanche, ces parois peuvent absorber et réfléchir du rayonnement GLO. On note ainsi $q_{GLO,a,j}^i$, le flux radiatif GLO absorbé par la paroi j , E_j^i l'éclairement GLO incident à la paroi j et B_j^i la radiosité de la paroi j , avec pour seule source d'émission de rayonnement GLO la paroi i . Pour chaque paroi j , on obtient donc N_p équations de la forme :

$$\begin{aligned} q_{GLO,a,j}^i &= \alpha_{GLO,j} S_j E_j^i \\ &= \alpha_{GLO,j} S_j \sum_{k=1}^{N_p} FF_{jk} B_k^i \end{aligned} \quad (3.6)$$

Les N_p composantes B_k^i ($k \in \llbracket 1; N_p \rrbracket$) forment un vecteur noté \mathbf{B}^i :

$$\mathbf{B}^i = -\mathbf{A}_G^{-1} \mathbf{K}_G^i \quad (3.7)$$

Le vecteur \mathbf{K}_G^i est nul à l'exception de sa $i^{\text{ème}}$ composante $K_{G,i}^i$ qui est égale à $\frac{\epsilon_i}{\rho_i} \sigma T_{s,i}^4$:

$$\begin{pmatrix} B_1^i \\ B_2^i \\ \vdots \\ B_i^i \\ \vdots \\ B_{N_p}^i \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} A_{G,11}^{-1} & A_{G,12}^{-1} & \cdots & A_{G,1i}^{-1} & \cdots & A_{G,1N_p}^{-1} \\ A_{G,21}^{-1} & A_{G,22}^{-1} & \cdots & A_{G,2i}^{-1} & \cdots & A_{G,2N_p}^{-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & & \vdots \\ A_{G,i1}^{-1} & A_{G,i2}^{-1} & \cdots & A_{G,ii}^{-1} & \cdots & A_{G,iN_p}^{-1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ A_{G,N_p1}^{-1} & A_{G,N_p2}^{-1} & \cdots & A_{G,N_pi}^{-1} & \cdots & A_{G,N_pN_p}^{-1} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ K_{G,i}^i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -A_{G,1i}^{-1} K_{G,i}^i \\ \vdots \\ \vdots \\ -A_{G,ii}^{-1} K_{G,i}^i \\ \vdots \\ -A_{G,N_pi}^{-1} K_{G,i}^i \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

En suivant la définition du facteur d'absorption de Gebhart donnée au début du § 3.2.1.1, G_{ij} s'exprime de la manière suivante :

$$G_{ij} = \frac{\alpha_{GLO,j} S_j E_j^i}{\epsilon_i S_i \sigma T_{s,i}^4} \quad (3.9)$$

Grâce à l'expression de E_j^i développée dans (3.2) :

$$G_{ij} = \frac{\alpha_{GLO,j} S_j \sum_{k=1}^{N_p} FF_{jk} B_k^i}{\epsilon_i S_i \sigma T_{s,i}^4} \quad (3.10)$$

et à celle de B_k^i développée dans (3.8) :

$$G_{ij} = - \frac{\alpha_{GLO,j} S_j \sum_{k=1}^{N_p} FF_{jk} A_{G,ki}^{-1} K_{G,i}^i}{\epsilon_i S_i \sigma T_{s,i}^4} \quad (3.11)$$

Soit, en développant (3.11), notamment grâce à l'hypothèse des corps gris ($\alpha_{GLO,j} = \epsilon_{GLO,j}$, pour ne pas alourdir les notations, $\epsilon_{GLO,j}$ sera noté ϵ_j) et d'opacité des parois au rayonnement GLO ($\tau_{GLO,j} = 0$) :

$$\begin{aligned} G_{ij} &= - \frac{\epsilon_j S_j \left(\frac{\epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \sigma T_{s,i}^4 \right)}{\epsilon_i S_i \sigma T_{s,i}^4} \sum_{k=1}^{N_p} FF_{jk} A_{G,ki}^{-1} \\ &= - \frac{\epsilon_j (S_j/S_i)}{1 - \epsilon_i} \sum_{k=1}^{N_p} FF_{jk} A_{G,ki}^{-1} \end{aligned} \quad (3.12)$$

A partir de (3.12), on calcule la matrice complète des coefficients d'absorption de Gebhart

notée **G**.

3.2.1.2 Cas d'étude

Nous avons choisi un cas d'étude assez complexe pour évaluer la robustesse de l'algorithme de calcul de la matrice de Gebhart. Le cas d'étude est tiré de l'article de [Clark et Korybalski \[1974, fig.3 p.38\]](#), lui-même inspiré d'un cas d'étude de [Gebhart \[1971\]](#) : c'est un parallélépipède avec une fenêtre que l'on a schématisé dans la figure 3.4.

Plusieurs dimensions doivent être précisées ici. Les unités du système métrique international ont été substituées aux unités anglo-saxonnes sans conversion (les rapports entre les longueurs ne sont pas modifiés et le problème reste complètement équivalent). La zone étudiée forme un cube avec une hauteur, une largeur et une longueur égales à $4m$. La position de la fenêtre est repérée par les paramètres dimensionnels a et b tous deux égaux à $1.5m$. Par ailleurs, la fenêtre a une géométrie carrée : $l_1 = l_2 = 1m$.

On distingue deux sous cas d'étude en fonction des émissivités intérieures des parois (cf. tableau 3.3).

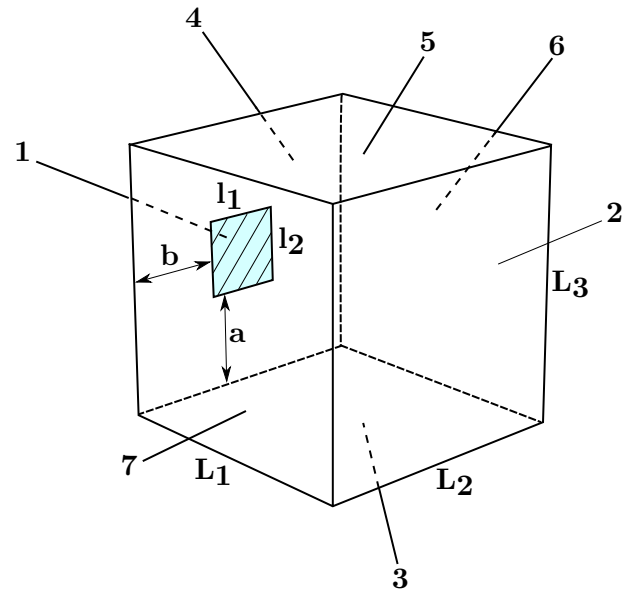


FIGURE 3.4 – Cas d'étude pour l'évaluation de la matrice de Gebhart [[Clark et Korybalski, 1974, fig.3 p.38](#)]

TABLEAU 3.3 – Données d'entrée du cas d'étude de validation analytique de l'algorithme d'évaluation de la matrice de Gebhart **G**

		Paroi 1	Paroi 2	Paroi 3	Paroi 4	Paroi 5	Paroi 6	Paroi 7
ϵ_i	Cas n°1	0.99999	0.9	0.99999	0	0	0	0
	Cas n°2	0.99999	0.9	0.99999	0.5	0.5	0.5	0.5

Les facteurs de forme ont été calculés grâce à l'outil *View3D²* disponible avec le logiciel EnergyPlus (cf. tableau 3.4).

La somme des facteurs de forme entre une paroi donnée et toutes les autres, c.a.d. $\sum_{j=1}^{N_p} FF_{ij}$ est compris entre 0.999999 pour la paroi 4 et 1.000002 pour la fenêtre (paroi

2. Chemin d'accès à l'intérieur du dossier d'installation d'EnergyPlus : `PreProcess\ViewFactorCalculation\View3D.exe` pour l'exécutable et `PreProcess\ViewFactorCalculation\ViewFactorInterface.xls` pour la génération des fichiers d'entrée

TABLEAU 3.4 – Matrice des facteurs de forme **FF** valables pour les cas d'étude n°1 et n°2

FF	$FF_{\bullet 1}$	$FF_{\bullet 2}$	$FF_{\bullet 3}$	$FF_{\bullet 4}$	$FF_{\bullet 5}$	$FF_{\bullet 6}$	$FF_{\bullet 7}$
$FF_{1\bullet}$	0	0.236634	0.190842	0	0.190842	0.190842	0.190842
$FF_{2\bullet}$	0.014790	0	0.200044	0.185035	0.200044	0.200044	0.200044
$FF_{3\bullet}$	0.011928	0.200044	0	0.188116	0.199825	0.200044	0.200044
$FF_{4\bullet}$	0	0.197371	0.200657	0	0.200657	0.200657	0.200657
$FF_{5\bullet}$	0.011928	0.200044	0.199825	0.188116	0	0.200044	0.200044
$FF_{6\bullet}$	0.011928	0.200044	0.200044	0.188116	0.200044	0	0.199825
$FF_{7\bullet}$	0.011928	0.200044	0.200044	0.188116	0.200044	0.199825	0

1), ce qui nous conforte dans la justesse du calcul du programme *View3D*. Cependant, on peut noter les corrections que le logiciel apporte pour respecter cette règle : alors que les parois 5 et 6 (ou 7) jouent un rôle absolument symétrique avec la paroi 3, les facteurs de forme FF_{53} et FF_{63} sont légèrement différents. Ils devraient d'ailleurs être exactement égaux à 0.2. On notera par ailleurs les valeurs nulles pour les facteurs de forme entre les parois 1 et 4, ce qui est rassurant car la paroi 1 (vitrage) est incluse dans la paroi 4 (les deux parois ne se « voient » donc pas).

Nous avons aussi implémenté un algorithme de calcul simplifié des facteurs de forme tel que :

$$FF_{ij} = \frac{S_j}{\sum_{k=1}^{N_p} S_k - S_i} \quad (3.13)$$

Dans notre cas d'étude, la matrice des facteurs de forme tels que définis dans (3.13) est présentée dans le tableau 3.5.

TABLEAU 3.5 – Matrice des facteurs de forme simplifiés **FF** valables pour les cas d'étude n°1 et n°2

FF	$FF_{\bullet 1}$	$FF_{\bullet 2}$	$FF_{\bullet 3}$	$FF_{\bullet 4}$	$FF_{\bullet 5}$	$FF_{\bullet 6}$	$FF_{\bullet 7}$
$FF_{1\bullet}$	0	0.168421	0.168421	0.157895	0.168421	0.168421	0.168421
$FF_{2\bullet}$	0.012500	0	0.200000	0.187500	0.200000	0.200000	0.200000
$FF_{3\bullet}$	0.012500	0.200000	0	0.187500	0.200000	0.200000	0.200000
$FF_{4\bullet}$	0.012346	0.197531	0.197531	0	0.197531	0.197531	0.197531
$FF_{5\bullet}$	0.012500	0.200000	0.200000	0.187500	0	0.200000	0.200000
$FF_{6\bullet}$	0.012500	0.200000	0.200000	0.187500	0.200000	0	0.200000
$FF_{7\bullet}$	0.012500	0.200000	0.200000	0.187500	0.200000	0.200000	0

Comme il était attendu, la procédure simplifiée d'évaluation des facteurs de forme ne

permet pas d'assurer le principe de réciprocité et de gérer les conséquences de l'inclusion de la fenêtre dans la paroi 4. Des méthodes plus satisfaisantes et de complexité intermédiaire entre le calcul dans *View3D* et cette méthode simplifiée existent et pourraient constituer une perspective intéressante de ce travail.

3.2.1.3 Résultats du cas d'étude

Cas d'étude n°1

Si l'algorithme d'évaluation des matrices de Gebhart implémenté est correct alors les composantes $G_{\bullet 4}$, $G_{\bullet 5}$, $G_{\bullet 6}$ et $G_{\bullet 7}$ devraient être nulles car l'émissivité des parois 4, 5, 6 et 7 sont nulles (pas de flux radiatifs émis à l'origine par ces parois). Les résultats trouvés avec la plateforme de simulation incluant le modèle T^* , c.a.d. la PST^* , sont regroupés dans le tableau 3.6. Les résultats sont affichés avec un arrondi à la 7^{ème} décimale. Les résultats de référence dérivés à partir du programme *DERGEBHOT* dans le papier de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#) sont présentés dans le tableau 3.7. Dans les deux cas, les composantes $G_{\bullet 4}$, $G_{\bullet 5}$, $G_{\bullet 6}$ et $G_{\bullet 7}$ de la matrice de Gebhart sont bien nulles. On notera aussi que les termes diagonaux de la matrice ne sont pas nuls contrairement à ceux de la matrice des facteurs de forme. En effet, un paroi peut rayonner vers elle-même grâce aux multiples inter-réflexions.

Nous calculons consécutivement les différences relatives $\delta_{ij} = \left| G_{ij}^{Clark} - G_{ij}^{PST^*} \right| / G_{ij}^{Clark}$ dans le tableau 3.8. Ces différences sont inférieures à 3.61% et ce sur un coefficient de Gebhart G_{31} de l'ordre de 0.031. Les erreurs sont plus importantes dans les composantes impliquant la fenêtre (plus d'approximations sur les facteurs de forme et le calcul des composantes de la matrice \mathbf{A}_G^{-1} car les valeurs traitées sont faibles, à cause de la taille relative de la fenêtre par rapport aux autres parois). Les différences relatives n'impliquant pas la fenêtre oscillent entre 0.00 et 0.19%. La moyenne des écarts relatifs est égale à 0.23%, ce qui est tout à fait rassurant pour cette comparaison.

La somme pour chaque paroi i des facteurs d'absorption de Gebhart ($\forall i \in [1; N_p]$: $\sum_{N_p}^{j=1} G_{ij}$) est théoriquement égale à 1. Nous pouvons voir dans le tableau que les sommes calculées à partir de la PST^* sont plus proches de 1 que celles de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#). Les valeurs de $\sum_{N_p}^{j=1} G_{ij}$ pour une paroi donnée i sont comprises entre 0.9999994 et 1.0000013 pour la PST^* et entre 1.00004 et 1.00057 dans le papier de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#).

TABLEAU 3.6 – Matrice de Gebhart \mathbf{G} dérivée de la PST* pour le cas d'étude n°1

\mathbf{G}	$G_{\bullet 1}$	$G_{\bullet 2}$	$G_{\bullet 3}$	$G_{\bullet 4}$	$G_{\bullet 5}$	$G_{\bullet 6}$	$G_{\bullet 7}$
$G_{1\bullet}$	0.0157556	0.4825107	0.5017663	0	0	0	0
$G_{2\bullet}$	0.0335064	0.3585917	0.6079033	0	0	0	0
$G_{3\bullet}$	0.0313594	0.5471182	0.4215233	0	0	0	0
$G_{4\bullet}$	0.016393	0.4591773	0.5244291	0	0	0	0
$G_{5\bullet}$	0.0261367	0.4559993	0.5178648	0	0	0	0
$G_{6\bullet}$	0.0261319	0.4559161	0.5179528	0	0	0	0
$G_{7\bullet}$	0.0261319	0.4559161	0.5179528	0	0	0	0

TABLEAU 3.7 – Matrice de Gebhart \mathbf{G} issue du cas d'étude n°1 de l'article de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#)

\mathbf{G}	$G_{\bullet 1}$	$G_{\bullet 2}$	$G_{\bullet 3}$	$G_{\bullet 4}$	$G_{\bullet 5}$	$G_{\bullet 6}$	$G_{\bullet 7}$
$G_{1\bullet}$	0.0159081	0.472315	0.50381	0	0	0	0
$G_{2\bullet}$	0.0323387	0.359179	0.608085	0	0	0	0
$G_{3\bullet}$	0.0315906	0.547225	0.42123	0	0	0	0
$G_{4\bullet}$	0.016497	0.46003	0.524039	0	0	0	0
$G_{5\bullet}$	0.0263256	0.456021	0.517691	0	0	0	0
$G_{6\bullet}$	0.0263256	0.456021	0.517691	0	0	0	0
$G_{7\bullet}$	0.0263256	0.456021	0.517691	0	0	0	0

TABLEAU 3.8 – Matrice des différences relatives $\delta[\%]$ pour le cas d'étude n°1

δ	$\delta_{\bullet 1}$	$\delta_{\bullet 2}$	$\delta_{\bullet 3}$	$\delta_{\bullet 4}$	$\delta_{\bullet 5}$	$\delta_{\bullet 6}$	$\delta_{\bullet 7}$
$\delta_{1\bullet}$	0.96	2.16	0.5	0	0	0	0
$\delta_{2\bullet}$	3.61	0.16	0.03	0	0	0	0
$\delta_{3\bullet}$	0.73	0.02	0.07	0	0	0	0
$\delta_{4\bullet}$	0.63	0.19	0.07	0	0	0	0
$\delta_{5\bullet}$	0.72	0	0.03	0	0	0	0
$\delta_{6\bullet}$	0.74	0.02	0.05	0	0	0	0
$\delta_{7\bullet}$	0.74	0.02	0.05	0	0	0	0

Cas d'étude n°2

De même que précédemment, on présente les matrices de Gebhart \mathbf{G} dérivées de la PST* (cf. tableau 3.9) et du cas d'étude n°2 [[Clark et Korybalski, 1974, tab.5 p.42](#)] (cf. tableau 3.13) ainsi que les différences relatives entre les deux (cf. tableau 3.11). Les sommes pour chaque paroi i des facteurs d'absorption G_{ij} sont ensuite analysées pour évaluer la rigueur des résultats. La remarque concernant les différences relatives élevées quand la fenêtre est impliquée reste vrai dans le cas d'étude n°2. Une apparente erreur, relative à

TABLEAU 3.9 – Matrice de Gebhart \mathbf{G} dérivée de la PST* pour le cas d'étude n°2

\mathbf{G}	$G_{\bullet 1}$	$G_{\bullet 2}$	$G_{\bullet 3}$	$G_{\bullet 4}$	$G_{\bullet 5}$	$G_{\bullet 6}$	$G_{\bullet 7}$
$G_{1\bullet}$	0.0050626	0.2891752	0.2820385	0.03914832	0.128211	0.1281983	0.1281983
$G_{2\bullet}$	0.0200809	0.1011599	0.3150975	0.13397354	0.1432393	0.143225	0.143225
$G_{3\bullet}$	0.0176269	0.2835905	0.1217808	0.13824221	0.1461968	0.1462817	0.1462817
$G_{4\bullet}$	0.0052196	0.2572289	0.2949139	0.04047138	0.134064	0.1340507	0.1340507
$G_{5\bullet}$	0.0160257	0.2578306	0.2923906	0.12568499	0.0420802	0.1329942	0.1329942
$G_{6\bullet}$	0.0160241	0.2578049	0.2925606	0.12567248	0.1329942	0.0420537	0.1328905
$G_{7\bullet}$	0.0160241	0.2578049	0.2925606	0.12567248	0.1329942	0.1328905	0.0420537

TABLEAU 3.10 – Matrice de Gebhart \mathbf{G} issue du cas d'étude n°2 de l'article de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#)

\mathbf{G}	$G_{\bullet 1}$	$G_{\bullet 2}$	$G_{\bullet 3}$	$G_{\bullet 4}$	$G_{\bullet 5}$	$G_{\bullet 6}$	$G_{\bullet 7}$
$G_{1\bullet}$	0.0050921	0.27813	0.283295	0.0391638	0.128772	0.128772	0.128772
$G_{2\bullet}$	0.0197074	0.10136	0.315158	0.134419	0.143255	0.143255	0.143255
$G_{3\bullet}$	0.0177627	0.283629	0.121739	0.138082	0.146246	0.146246	0.146246
$G_{4\bullet}$	0.0052483	0.258131	0.294765	0.040265	0.133986	0.133986	0.133986
$G_{5\bullet}$	0.0161479	0.257845	0.292489	0.12553	0.420419	0.132951	0.132951
$G_{6\bullet}$	0.0161479	0.257845	0.292489	0.12553	0.132951	0.0420419	0.132951
$G_{7\bullet}$	0.0161479	0.257845	0.292489	0.12553	0.132951	0.132951	0.0420419

TABLEAU 3.11 – Matrice des différences relatives $\delta[\%]$ pour le cas d'étude n°2

δ	$\delta_{\bullet 1}$	$\delta_{\bullet 2}$	$\delta_{\bullet 3}$	$\delta_{\bullet 4}$	$\delta_{\bullet 5}$	$\delta_{\bullet 6}$	$\delta_{\bullet 7}$
$\delta_{1\bullet}$	0.58	3.97	0.44	0.04	0.44	0.45	0.45
$\delta_{2\bullet}$	1.9	0.2	0.02	0.33	0.01	0.02	0.02
$\delta_{3\bullet}$	0.76	0.01	0.03	0.12	0.03	0.02	0.02
$\delta_{4\bullet}$	0.55	0.35	0.05	0.51	0.06	0.05	0.05
$\delta_{5\bullet}$	0.76	0.01	0.03	0.12	89.99	0.03	0.03
$\delta_{6\bullet}$	0.77	0.02	0.02	0.11	0.03	0.03	0.05
$\delta_{7\bullet}$	0.77	0.02	0.02	0.11	0.03	0.05	0.03

la valeur de G_{55} , a été relevée dans le papier de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#) (0.0420419 au lieu de 0.420419, ce qui entraîne une différence relative δ_{55} proche de 90% dans le tableau 3.11). Dans le cas où l'on prend en compte cette correction, la moyenne des écarts relatifs est égale à 0.27%, ce qui reste très correct au vu de la complexification du cas d'étude (plus de parois impliquées dans le problème). Les valeurs de $\sum_{N_p}^{j=1} G_{ij}$ pour une paroi donnée i sont comprises entre 0.9999991 et 1.0000322 pour la PST* et entre 0.992 et 1.00053 dans le papier de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#).

Influence de l'évaluation des facteurs de forme

La matrice de Gebhart pour le cas d'étude n°2 a aussi été calculée dans le cas où les facteurs de forme sont évalués à partir d'une procédure simplifiée (cf. tableau 3.5). Cette matrice est présentée dans le tableau 3.13.

Les sommes $\sum_{N_p}^{j=1} G_{ij}$ pour une paroi donnée i sont comprises entre 0.996 et 1.185. Par ailleurs, les différences entre les termes de la matrice de Gebhart calculée à partir des facteurs de forme simplifiés et détaillés peuvent être conséquents, avec une moyenne de 12%. Comme on pouvait s'y attendre les plus grands écarts sont dus au fait que la procédure simplifiée ne gère pas l'inclusion de la fenêtre dans la paroi sud. S'ils étaient calculés, les échanges radiatifs GLO entre la paroi sud et la fenêtre seraient donc surestimés.

TABLEAU 3.12 – Matrice de Gebhart \mathbf{G} issue du cas d'étude n°2 de l'article de *Clark et Korybalski* [1974, tab.5 p.42] avec évaluation simplifiée des facteurs de forme

\mathbf{G}	$G_{\bullet 1}$	$G_{\bullet 2}$	$G_{\bullet 3}$	$G_{\bullet 4}$	$G_{\bullet 5}$	$G_{\bullet 6}$	$G_{\bullet 7}$
$G_{1\bullet}$	0.0057875	0.2843896	0.3184482	0.1365713	0.1465037	0.1465037	0.1465037
$G_{2\bullet}$	0.0149679	0.1026362	0.3125328	0.1340343	0.1437823	0.1437823	0.1437823
$G_{3\bullet}$	0.0152368	0.2841207	0.1205423	0.1364421	0.1463652	0.1463652	0.1463652
$G_{4\bullet}$	0.0139734	0.2605628	0.2917679	0.0403832	0.1342293	0.1342293	0.1342293
$G_{5\bullet}$	0.0138793	0.2588081	0.2898031	0.1242864	0.0424163	0.1333254	0.1333254
$G_{6\bullet}$	0.0138793	0.2588081	0.2898031	0.1242864	0.1333254	0.0424163	0.1333254
$G_{7\bullet}$	0.0138793	0.2588081	0.2898031	0.1242864	0.1333254	0.1333254	0.0424163

TABLEAU 3.13 – Matrice des différence relative δ [%] entre les facteurs d'absorption de Gebhart calculés à partir de la méthode détaillée (View3D) et simplifiée d'évaluation des facteurs de forme dans le cas d'étude n°2

δ	$\delta_{\bullet 1}$	$\delta_{\bullet 2}$	$\delta_{\bullet 3}$	$\delta_{\bullet 4}$	$\delta_{\bullet 5}$	$\delta_{\bullet 6}$	$\delta_{\bullet 7}$
$\delta_{1\bullet}$	14.3	1.7	12.9	248.9	14.3	14.3	14.3
$\delta_{2\bullet}$	25.5	1.5	0.8	0.0	0.4	0.4	0.4
$\delta_{3\bullet}$	13.6	0.2	1.0	1.3	0.1	0.1	0.1
$\delta_{4\bullet}$	167.7	1.3	1.1	0.2	0.1	0.1	0.1
$\delta_{5\bullet}$	13.4	0.4	0.9	1.1	0.8	0.2	0.2
$\delta_{6\bullet}$	13.4	0.4	0.9	1.1	0.2	0.9	0.3
$\delta_{7\bullet}$	13.4	0.4	0.9	1.1	0.2	0.3	0.9

3.2.1.4 Conclusion du cas d'étude

Les différences relatives entre les composantes des matrices de Gebhart calculées par la PST* et le programme DERGEBHOT dans le papier de *Clark et Korybalski* [1974, tab.5

p.42] ont été évaluées pour deux cas d'étude. Elles sont faibles, de l'ordre de 0.25%.

La loi de conservation concernant les coefficients d'absorption de Gebhart ($\forall i \in [1; N_p] \sum_{j=1}^{N_p} G_{ij} = 1$) est globalement respectée lorsque l'on utilise la PST*. Elle est même mieux respectée que dans l'étude de [Clark et Korybalski \[1974, tab.5 p.42\]](#). Il est très probable que ceci soit dû à un respect plus important de la loi de conservation concernant les facteurs de forme ($\forall i \in [1; N_p] \sum_{j=1}^{N_p} FF_{ij} = 1$) ainsi que la précision relative à l'inversion de la matrice \mathbf{A}_G (cf. 3.8). En tout cas, on peut extrapoler le fait que si les lois de conservation sont bien respectées pour les facteurs de formes, alors elles le seront aussi pour les coefficients d'absorption de Gebhart. C'est ce que semble confirmer l'analyse du cas où les facteurs de forme sont calculés à partir d'un algorithme très simplifié. Heureusement, des algorithmes plus précis mais quand même moins lourds que la procédure d'évaluation des facteurs de forme dans *View3D* existent. Ces procédures essaient au maximum de respecter les règles de conservation ($\sum_{j=1}^{N_p} FF_{ij} = 1$) et de réciprocité ($S_i FF_{ij} = S_j FF_{ji}$) [[EnergyPlus Team, 2011](#), p.67].

3.2.2 Évaluation des échanges radiatifs GLO

Un autre cas d'étude, semblable au précédent a été choisi pour observer la sensibilité des différentes méthodes de prise en compte des échanges radiatifs GLO intérieurs. Ce dernier a été traité dans un exemple d'application du modèle « MRT » de [Caroll \[1980\]](#) dans un ouvrage collectif édité par [Hensen et Lamberts \[2011, p.112-113\]](#).

3.2.2.1 Présentation des modèles étudiés

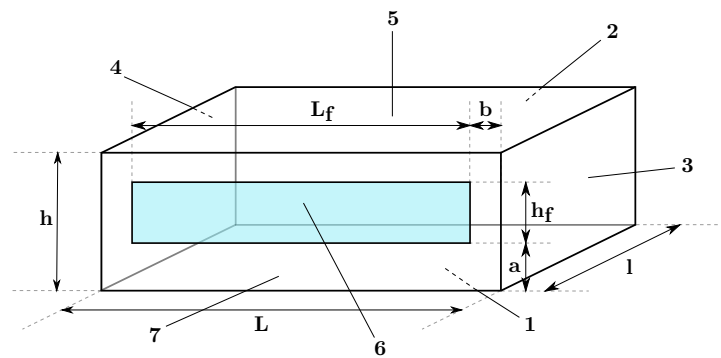
Nous avons modélisé les échanges radiatifs GLO intérieurs grâce à plusieurs méthodes. La méthode employée par l'auteur d'une section de l'ouvrage collectif édité par [Hensen et Lamberts \[2011\]](#) dont est tiré le cas d'étude est désignée comme la méthode « MRT » pour Mean Radiant Temperature. Cette température radiative moyenne est la température fictive avec laquelle échangeraient toutes les surfaces dans un réseau simplifié sans convection (cf. figure 2.1d). Les coefficients d'échanges calculés par cette méthode issue des travaux de [Caroll \[1980\]](#) sont dépendants d'une température de référence T_{ref} , des émissivités ϵ_i , de facteurs de forme simplifiés F_i . Ils sont ensuite corrigés grâce à la prise en compte des températures surfaciques $T_{s,i}$ et de deux températures radiatives moyennes ($T_{MR,1}$ et $T_{MR,2}$) calculées successivement. Le flux net radiatif est ensuite évalué grâce à l'équation $q_{rad.GLO,net,i} = h_{rad.GLO,i} S_i (T_{s,i} - T_{MR,2})$.

Les autres méthodes ont été présentées dans le § 2.1. La deuxième, dite de « Gebhart » fait intervenir les coefficients d'absorption de Gebhart (cf. § 2.1.3) : $q_{rad.GLO,net,i} = \sum_{i=1}^7 \epsilon_i S_i \sigma G_{ij} (T_{s,i} - T_{s,j})$. La suivante, dite des « Radiosités » donne directement les flux

nets radiatifs GLO : $q_{rad.GLO,net,i} = \sum_{j=1}^7 R_{ij}T_{s,j}^4$ (cf. § 2.1.2.2 et plus spécifiquement l'équation (2.10)). La dernière méthode, dite « récursive » modélise différentes étapes successives de réflexion et d'absorption jusque ce que les flux radiatifs GLO échangés soient insignifiants (cf. 2.1.2.1). Nous avons d'ailleurs simulés plusieurs valeurs du nombre de réflexions pris en compte (1, 3, 6 et 10 récursions notées N_{rec}). Afin d'apprécier si le nombre de récursions est suffisant, on pourra observer la somme $\sum_{i=1}^7 q_{rad.GLO,net,i}$ car cette somme est théoriquement nulle selon le principe de conservation de l'énergie.

3.2.2.2 Cas d'étude

Un certain nombre de données d'entrée du cas d'étude doit être précisé, notamment les dimensions de la figure 3.5. Soient la longueur $L = 6m$, la largeur $l = 4m$, la hauteur $h = 3m$, les dimensions de la fenêtre $h_f = 1.5m$ et $L_f = 5m$, l'allège $a = 1m$ et un dernier paramètre de positionnement de la



fenêtre $b = 0.5m$. D'autre part, les émissivités intérieures et les températures surfaciques intérieures sont présentées dans le tableau 3.14. Une erreur a été repérée dans la description du cas d'étude dans l'exemple de Hensen et Lamberts [2011, tab. 5.9, p.112]. En effet, la température surfacique de la fenêtre est a priori égale à $9^\circ C$ et non pas $15^\circ C$. Il semblerait que les valeurs des températures surfaciques intérieures aient été interverties entre la fenêtre et la paroi verticale extérieure Sud (parois 6 et 7) d'après l'analyse des résultats dans le même exemple [Hensen et Lamberts, 2011, tab. 5.10, p.113].

FIGURE 3.5 – Cas d'étude tiré de Hensen et Lamberts [2011, p.112] afin d'évaluer différents modèles d'échanges radiatifs GLO intérieurs

TABLEAU 3.14 – Données d'entrée du cas d'étude tiré de Hensen et Lamberts [2011, tab. 5.9, p.112]

n° Paroi	Nom Paroi	S_i [m^2]	ϵ_i [—]	$T_{s,i}$ [$^\circ C$]
1	PB	24	0.9	14
2	PvExt Nord	18	0.9	17
3	PvExt Est	12	0.9	17
4	PvExt Ouest	12	0.9	17
5	PH	24	0.9	18
6	Fenêtre	7.5	0.9	9
7	PvExt Sud	10.5	0.9	15

3.2.2.3 Résultats du cas d'étude

Les résultats sont présentés dans le tableau 3.15.

TABLEAU 3.15 – *Évaluation des échanges radiatifs GLO intérieurs selon différents modèles*

	Modèle	Modèle	Modèle	Modèle Récursif		
	MRT	Gebhart	Radiosités	$N_{rec} = 3$	$N_{rec} = 6$	$N_{rec} = 10$
$q_{rad.GLO,net,1}$	-284	-286	-286	-277	-286	-286
$q_{rad.GLO,net,2}$	114	127	127	133	127	127
$q_{rad.GLO,net,3}$	71	78	78	83	79	78
$q_{rad.GLO,net,4}$	71	78	78	83	79	78
$q_{rad.GLO,net,5}$	319	339	339	347	339	339
$q_{rad.GLO,net,6}$	-241	-268	-268	-266	-268	-268
$q_{rad.GLO,net,7}$	-51	-69	-69	-65	-69	-69
$\sum_{i=1}^7 q_{rad.GLO,net,i}$	-1,0E-02	-9,0E-05	5,9E-03	3,8E+01	4,4E-02	5,8E-03

3.2.2.4 Conclusion du cas d'étude

Dans le tableau, on peut observer que les modèles de Gebhart, des Radiosités et Récursif (pour $N_{rec} > 6$) développés dans le § 2.1 conduisent à des résultats équivalents. Cette convergence des résultats est de nature à conforter la confiance que l'on peut avoir dans le modèle de Gebhart sous-tendant le modèle T^* que l'on a sélectionné à l'issue du § 2.1. Lorsque l'on compare les résultats du modèle MRT (qui se rapproche plus du modèle simplifié, cf. § 2.1.1) au modèle de Gebhart, on obtient des différences significatives allant de 0.5 à 26.4% respectivement pour le plancher bas (PB) et la paroi verticale extérieure orientée au sud (PvExt Sud). Cela signifie que l'influence des échanges radiatifs GLO n'est pas anodine. On notera que les différences de température entre les parois sont relativement importantes et que par conséquent, les échanges radiatifs GLO correspondants sont sur-estimés par rapport à la réalité des bâtiments très performants.

3.2.3 Identification du réseau simplifié à partir du réseau T^*

Afin de vérifier si des erreurs internes n'étaient pas présentes dans le code, nous avons créée une procédure capable d'identifier le réseau simplifié (cf. figure 2.1d) à partir du réseau T^* (cf. figure 2.1c). Dans un premier temps, nous avons considéré un cas d'étude monozone afin de vérifier si les sorties de la PSB étaient similaires à celles de la PST* intégrant la procédure d'identification. Puis, dans un deuxième temps, nous avons testé

un cas plus complexe avec deux zones thermiques, tiré du BESTEST. Finalement, une des maisons passives de la plateforme INCAS a aussi été testée. Dans tous les cas, les résultats sont probants, c.a.d qu'on arrive à reproduire le comportement de la PSB à partir de la PST*.

3.2.3.1 Procédure d'identification

Il est possible de reproduire le comportement de la PSB à partir de la PST* grâce à une procédure que l'on active spécifiquement dans le cadre de cette vérification.

Il faut tout d'abord initialiser les résistances du réseau T^* afin qu'elles soient identiques à celles du réseau simplifié :

$$\forall i \in [1; N_{po}], R_i^* = \frac{R_{g,i,int}}{S_i} [K.W^{-1}] \quad (3.14)$$

Les fenêtres sont traitées à part car la PSB ne calcule pas leur coefficient d'échanges superficiels globaux intérieurs. Malgré tout, nous avons été amené dans le cadre de la PST* à considérer des résistances thermiques de fenêtres auxquelles on soustrayait une résistance thermique de référence correspondant aux échanges superficiels globaux intérieurs : $R_{pv,i}^* = R_{pv,i} - 1/h_{g,i,int}$ avec $h_{g,i,int} = 8.29 W.m^{-2}.K^{-1}$. Ainsi, afin que la résistance thermique de la fenêtre dans la PST* soit égale à $R_{pv,i}$, on doit fixer les N_{pv} résistances $R_{N_{po}+i}^*$ telles que :

$$\forall i \in [1; N_{pv}], R_{N_{po}+i}^* = \frac{S_i}{8.29} [K.W^{-1}] \quad (3.15)$$

Par la suite un élément clé de l'identification intervient. Afin de reproduire le comportement de la PSB, il faut que les températures T^* et T_{air} du réseau T^* soient confondues. Les deux températures joueront alors un rôle équivalent à la température de zone T_z du réseau simplifié de la PSB. Pour cela, on alloue une valeur très faible à la résistance : $R^* = 1.10^{-8} K.W^{-1}$.

Dans la suite de la simulation, on garde les résistances du réseau T^* constantes au lieu de les recalculer à chaque pas de temps. Les corrections du modèle sont ainsi nulles car les résistances n'évoluent pas dans le temps. On reproduit ainsi exactement le comportement de la PSB.

3.2.3.2 Cas d'étude multizone

Nous avons choisi un cas d'étude multizone afin de ne pas restreindre le champ de validité de cette vérification : le cas 960 du BESTEST [[Judkoff et Neymark, 1995](#)] (cf.

figure 3.6). Le bâtiment comporte une véranda dotée d'une large baie vitrée orientée au sud ainsi qu'une zone attenante sans baies vitrées. La zone attenante est thermostatée entre 20 et 27°C à la différence de la véranda dont la température est en évolution libre. Pour une description détaillée de ce cas d'étude, le lecteur est prié de se référer au § 3.3.1.

Nous allons donc comparer les résultats de la PSB et de la PST* intégrant la procédure d'identification en terme de :

- température de la véranda T_v ,
- température de la zone attenante T_{za} ,
- puissance du système de chauffage et de refroidissement $q_{ch-clim}$.

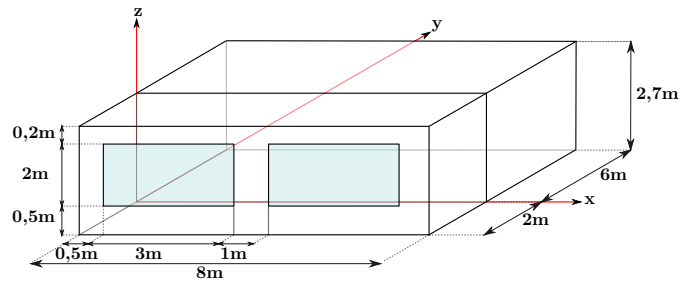
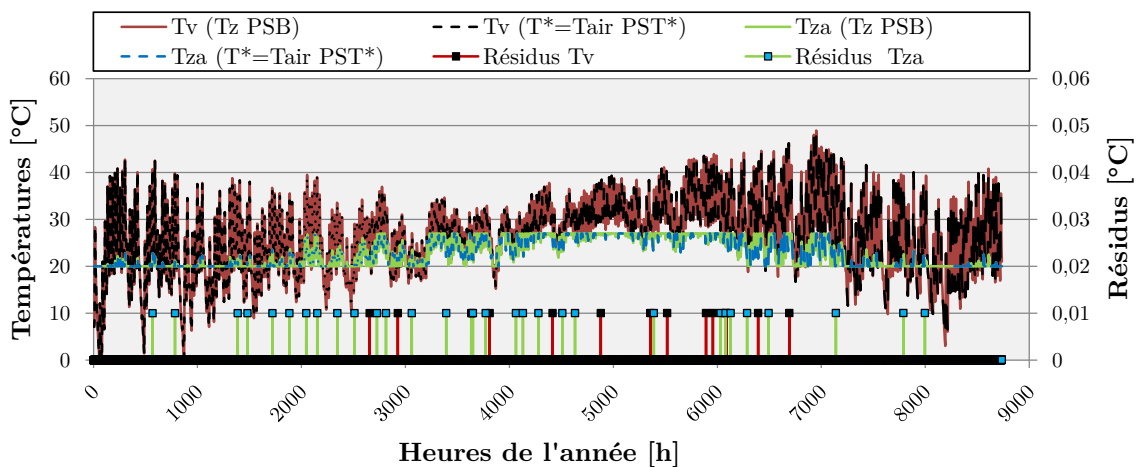


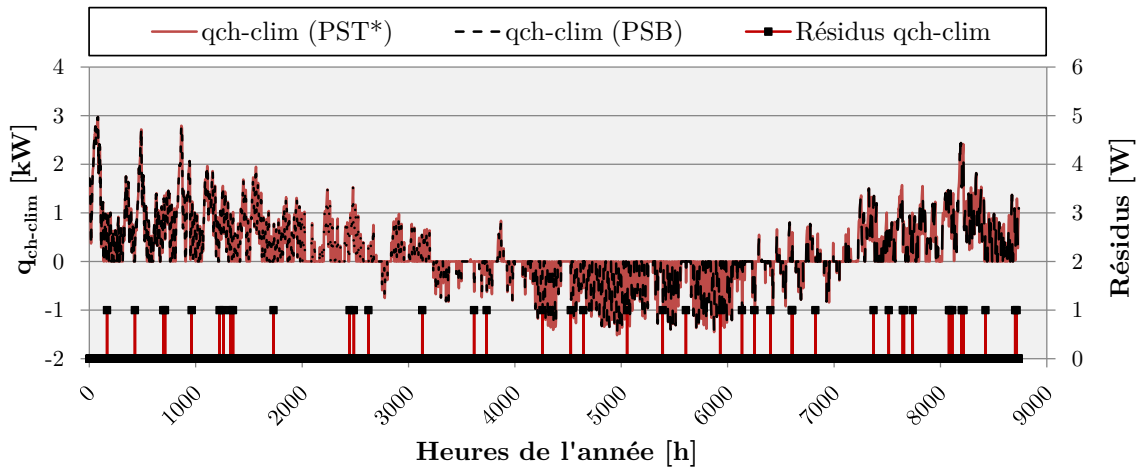
FIGURE 3.6 – Cas d'étude n°960 du BES-TEST [Judkoff et Neymark, 1995]

3.2.3.3 Résultats du cas d'étude multizone

Dans la figure 3.7a et 3.7b, nous présentons respectivement les températures T_v et T_{za} pour la PSB et la PST* incluant la procédure d'identification. La température calculée par la PSB est une température de zone alors que celle calculée par la PST* est la température T_{air} (pour rappel, grâce à la valeur infinitésimale de R^* , les températures T_{air} et T^* sont confondues). Nous calculons par la suite les résidus $|T_z - T_{air}|$. Nous exploitons enfin les puissances de chauffage et de refroidissement ($q_{ch-clim} > 0$ quand le système chauffe, $q_{ch-clim} < 0$ quand il rafraîchit la véranda).



(a)



(b)

FIGURE 3.7 – Températures T_v , T_{za} (a) et puissance $q_{ch-clim}$ (b) pour la PSB et la PST* ; résidus (entre les deux plateformes) en fonction des heures de l'année

3.2.3.4 Conclusion du cas d'étude multizone

Les résidus observés dans la figure 3.7 sont quasiment nuls. Les valeurs différentes de zéro correspondent aux approximations d'arrondi lors de l'exportation des résultats (2 chiffres significatifs pour les températures et précision à l'unité pour les puissances). Nous pouvons donc conclure que le comportement de la PSB peut être identifié à partir de la PST* moyennant une procédure simplifiée. Cela signifie qu'une partie significative des erreurs internes potentielles en terme d'implémentation informatique de la structure du réseau T^* a été évitée grâce à cette vérification. Une plus grande confiance peut en tout cas être accordée à cette implémentation informatique.

3.2.4 Conclusions

Un certain nombre de vérifications ont été menées principalement afin de déceler d'éventuelles erreurs internes dans l'implémentation des sous-modèles concernant les échanges radiatifs GLO intérieurs. Une attention particulière a été portée aux échanges radiatifs par rapport aux échanges convectifs et à la distribution des apports solaires. Ce choix est a été réalisé en toute conscience car c'est bien la modélisation des échanges radiatifs GLO qui modifie l'architecture de la plateforme de simulation de base dans laquelle nous avons implémenté tous les modèles développés dans le chapitre 2, notamment à cause de la typologie du réseau T^* . Cependant, des investigations pourraient aussi être menées sur les algorithmes concernant les changes convectifs et la distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages.

Nous avons donc pu gagner en confiance sur l'algorithme d'évaluation des matrices de Gebhart, en sachant que les sources d'erreurs provenant de l'évaluation des facteurs de forme peuvent altérer significativement la fiabilité de la matrice de Gebhart.

Par la suite, nous avons vu que plusieurs modèles d'échanges radiatifs GLO intérieurs, notamment celui basé sur l'équation (2.20) et sous-tendant la construction du réseau T^* , avaient des résultats convergents sur un cas d'étude monozone. Ce faisceau de preuves conforte la fiabilité du modèle d'échanges radiatifs GLO intérieurs implémenté. L'influence de ces modèles semble relativement significatif sur ce cas d'étude par rapport au modèle MRT dont le niveau de complexité est intermédiaire entre le modèle simplifié du § 2.1.1 et le modèle de Gebhart.

Finalement, des potentielles sources d'erreurs internes quant à l'implémentation du réseau T^* ont été analysées. Il apparaît que la plateforme de simulation intégrant l'architecture du réseau T^* peut retranscrire de manière satisfaisante le comportement de la plateforme de simulation de base moyennant une procédure d'identification simple, ce qui écarte les interrogations que l'on pourrait avoir sur l'implémentation informatique du réseau T^* dans la plateforme de simulation de base.

3.3 Validation numérique et sensibilité à l'inertie thermique

Cette étape de validation des modèles détaillés présentés dans le chapitre 2 consiste en une validation numérique par comparaisons inter-modèles sur plusieurs cas d'études du BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995]. Le BESTEST a plusieurs avantages qui méritent d'être rappelés ici :

- ➔ les cas d'études sont relativement simples et séquencés par complexité croissante,
- ➔ un cas d'étude a quasiment toujours deux versions ayant des coefficients de déperdition équivalents mais des systèmes constructifs différents (inerties faible et forte),
- ➔ les outils STD de référence au niveau international mettent à jour régulièrement (à chaque nouvelle version) les résultats des cas d'études du « Standard 140/2001 » [ASHRAE, 2001] qui représente la transcription normative du BESTEST.

Treize cas d'études du BESTEST visant à diagnostiquer des sources d'erreurs internes ont été sélectionnés pour cette phase de validation numérique. Nous présenterons ces cas d'études ainsi que les résultats correspondants dans les prochaines sections. Nous nous servirons des différents modèles implémentés dans la plateforme de modélisation introduite dans le chapitre 2, soient les modèles PSB, PST*, PST*Conv et PST*ConvTach. TRNSYS 17.1³, ESP-r 11.10⁴ et EnergyPlus 7.2⁵ représenteront les outils STD de référence. Les résultats les plus récents des dernières versions de ces outils ont été recueillis.

Les cas d'études du BESTEST sont tous basés sur un thermostat appliqué à la température d'air. Or, la PSB n'est pas en mesure de modéliser une telle température. Il est donc tout à fait important d'être conscient de cette différence entre la PSB et les outils STD de référence. En revanche, les autres plateformes de simulation que nous avons développées sont bien capables de modéliser une température d'air sur laquelle un thermostat peut être appliqué. Nous pourrions alors privilégier deux types de comparaisons :

- ① les comparaisons entre les plateformes de simulation détaillées et les outils STD de référence avec une température de régulation sur la température d'air,
- ② les comparaisons entre la PSB et les plateformes de simulations détaillées dérivant de

3. Résultats recueillis après des échanges avec Marion Hiller de TRANSSOLAR [Aschaber *et al.*, 2009], responsable de la mise à jour du Standard 140/2001 pour TRNSYS.

4. Les cas du BESTEST sont pré-construits dans ESP-r et les résultats disponibles après une simple simulation.

5. Les résultats d'EnergyPlus ont été trouvés dans le compte rendu du Standard 140/2001 http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/pdfs/energyplus_ashrae_140_envelope.pdf

cette dernière avec une température de régulation sur la température opérative car la température de zone T_z modélisée par la PSB se rapproche d'une telle température.

Dans un second temps, nous exploiterons les résultats bruts des simulations afin d'en dériver des conclusions pertinentes quant à la fiabilité et la plus-value des modèles implémentés dans les différentes plateformes de simulation.

3.3.1 Présentation des cas d'études du BESTEST sélectionnés

3.3.1.1 Géométrie des cas d'étude

Les cas d'études du BESTEST sont majoritairement monozones. La zone thermique se présente comme un parallélépipède de 8 mètres par 6 avec une hauteur de 2.7 mètres. Deux grandes baies vitrées de 3 mètres par 2 sont incluses dans la paroi verticale extérieure orientée au sud (cf. figure 3.8a). Une variante monozone vise à étudier l'influence des orientations des mêmes baies vitrées dont l'une est orientée à l'est et l'autre à l'ouest (cf. figure 3.8b). Une dernière variante bizona présente une véranda incluant deux baies vitrées orientées au sud, de dimensions identiques mais ayant une allège différente (cf. figure 3.8c). La zone attenante à la véranda ne contient pas de baies vitrées. Les schémas de ces 3 géométries sont regroupés dans la figure 3.8.

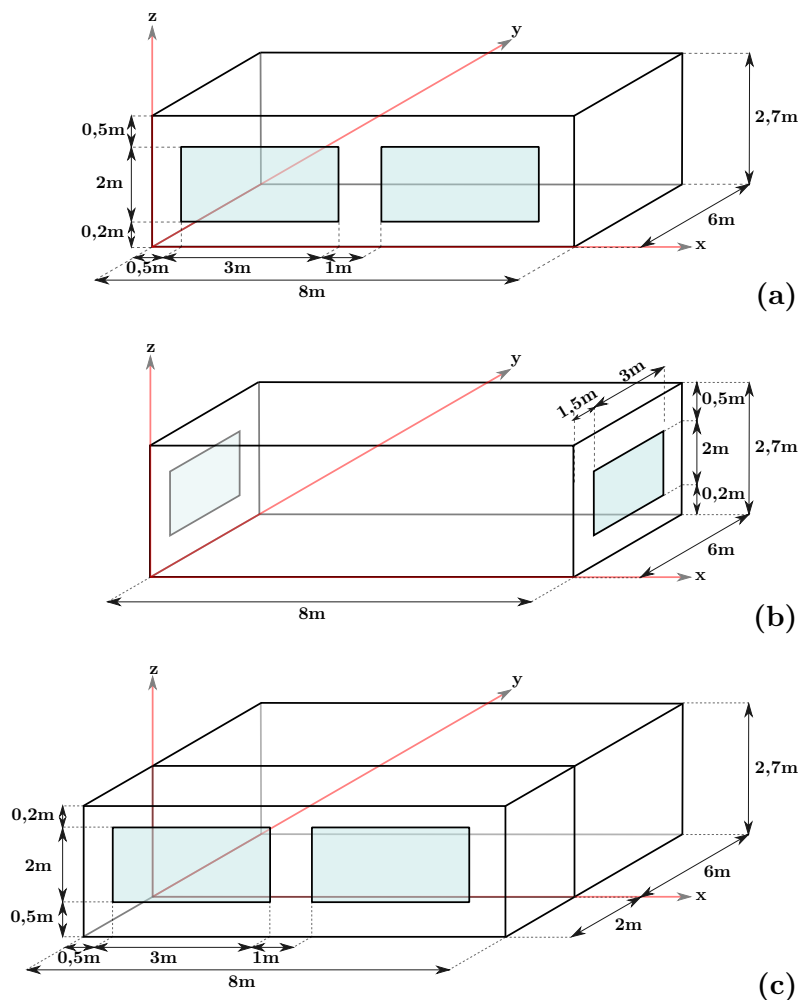


FIGURE 3.8 – Description des trois géométries différentes pouvant être rencontrées dans le BESTEST : cas monozone avec deux baies vitrées orientées sud (a), cas monozone avec deux baies vitrées orientées est/ouest (b), cas bizona avec une véranda incluant deux baies vitrées orientées sud et une zone attenante sans baies vitrées (c)

3.3.1.2 Données climatiques

Le climat est rigoureusement spécifié dans le BESTEST, au moyen d'un fichier au format MRY. Ce format n'étant pas reconnu par la PSB, il a été transformé dans le format TRY. La température extérieure ainsi que les différents éclairagements caractéristiques (E_{Dh} , E_{dh} et E_{Dn}) peuvent être visualisés dans la figure A.1. Le type de climat est décrit comme clair et froid en hiver, et chaud et sec en été. L'amplitude des températures et les forts éclairagements solaires en découlant permettent de bien exciter le bâtiment. L'albédo du sol est par ailleurs considéré constant ($alb = 0.2$). De même pour la température du sol égale à 10 °C à 10 m de profondeur.

3.3.1.3 Systèmes constructifs des cas d'étude

Cas d'études monozones

Les cas d'étude du BESTEST sont repérés par des numéros à 3 chiffres. La première distinction qui peut être réalisée entre ces différents cas d'études est le type de système constructif. Lorsque le chiffre des centaines de l'identifiant du cas d'étude considéré est égal à 6 ou 9, le système constructif correspond à des matériaux structurels respectivement légers et lourds. Le lecteur pourra trouver les détails concernant les tableaux 3.16 (cas 6●●) et 3.17 (cas 9●●). Les parois vitrées n'ont pas été renseignées dans ces tableaux. Ce sont des doubles vitrages dont les caractéristiques sont équivalentes quels que soient les cas d'études : $S_{pv} = 6 \text{ m}^2$, $U_{pv} = 3 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ et $\tau_{\perp} = 0.787$ (τ_{\perp} correspond au facteur solaire du double vitrage à incidence normale).

TABLEAU 3.16 – Description du système constructif des cas d'études dont l'identifiant commence par 6●● : système constructif léger

Parois	Matériaux	λ	ρ	C_p	e	R	U
<i>PvExt</i>	Plaque de plâtre	0.16	950	840	0.012	0.075	13.333
	Laine de verre	0.04	12	840	0.066	1.650	0.606
	Bardage bois	0.14	530	900	0.009	0.064	15.556
	Total				0.087	1.789	0.559
<i>PB</i>	Parquet bois	0.14	650	1200	0.025	0.179	5.600
	Isolant	0.04	min ⁶	min ⁶	1.003	25.075	0.040
	Total				1.028	25.254	0.040
<i>PH</i>	Plaque de plâtre	0.16	950	840	0.010	0.063	16.000
	Laine de verre	0.04	12	840	0.112	2.795	0.358
	Couverture toiture	0.14	530	900	0.019	0.136	7.368
	Total				0.141	2.993	0.334

6. Valeurs minimales acceptées par l'outil STD considéré

3.3. VALIDATION NUMÉRIQUE ET SENSIBILITÉ À L'INERTIE THERMIQUE

TABLEAU 3.17 – Description du système constructif des cas d'études dont l'identifiant commence par 9●● : système constructif lourd

Parois	Matériaux	λ	ρ	C_p	e	R	U
<i>PvExt</i>	Blocs béton	0.51	1400	1000	0.100	0.196	5.100
	Mousse isolante	0.04	10	1400	0.062	1.538	0.650
	Bardage bois	0.14	530	900	0.009	0.064	15.556
	Total				0.171	1.798	0.556
<i>PB</i>	Chape béton	1.13	1400	1000	0.080	0.071	14.125
	Isolant	0.04	min ⁶	min ⁶	1.007	25.175	0.040
	Total				1.087	25.246	0.040
<i>PH</i>	Plaque de plâtre	0.16	950	840	0.010	0.063	16.000
	Laine de verre	0.04	12	840	0.112	2.795	0.358
	Couverture toiture	0.14	530	900	0.019	0.136	7.368
	Total				0.141	2.993	0.334

Cas d'étude multizone

Pour rappel, le cas multizone 960 consiste en deux zones : une véranda (notée v) intégrant deux baies vitrées orientées au sud et une zone attenante (notée za) sans baies vitrées (cf. 3.8c). Ces deux zones sont séparées par une paroi commune. La zone attenante est identique à celle du cas 600 (système constructif léger à faible inertie) à l'exception de la paroi verticale extérieure orientée au sud, qui est remplacée par la paroi commune. Les caractéristiques de cette paroi sont présentées dans le tableau 3.18.

TABLEAU 3.18 – Caractéristiques de la paroi commune séparant la véranda de la zone attenante dans le cas 960 du BESTEST

Paroi	ρ [$kg.m^{-3}$]	C_p [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	e [m]	R [$m^2.K.W^{-1}$]	U [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
Paroi commune	1400	1000	0.2	0.392	2.55

Le système constructif de la véranda, en revanche, est identique aux cas 900 (système constructif lourd à forte inertie).

3.3.1.4 Scénarios d'exploitation des cas d'étude

Un nombre relativement restreint d'entrées du problème doivent ici être spécifiés. Il s'agit des infiltrations, des apports internes, des états de surface, ainsi que des détails concernant les systèmes énergétiques et leur régulation.

Cas d'études monozones

Les cas 600 et 900 sont en quelque sorte les deux cas de base. A partir de ces derniers, on modifie une de leur caractéristique à la fois afin d'évaluer la capacité des modèles à représenter l'orientation des baies vitrées (Cas 620 et 920), les ralentis de chauffage (Cas 640 et 940), ou encore la sur-ventilation nocturne (Cas 650 et 950). La température des cas d'études dont l'identifiant contient le label « FF » est dite en « évolution libre », c.a.d. qu'il n'intègrent pas de système de chauffage ou de refroidissement.

Le système de chauffage est un système 100% aéraulique, avec un thermostat appliqué sur la température d'air. La puissance du système est théoriquement infinie et son efficacité est de 100%. Les consignes de températures sont respectivement de 20 °C et 27 °C pour le chauffage et le refroidissement. Ces consignes sont actives tout au long de l'année.

Les apports internes $q_{app.int}$ sont égaux à 200W et constants toute l'année. 40% de ces apports sont dissipés par convection ($\%_{conv,app.int} = 0.4$) et 60% par rayonnement GLO ($\%_{rad.GLO,app.int} = 0.6$).

Le taux d'infiltration, est égal à 0.41 vol.h^{-1} , ce qui correspond à un débit d'infiltration de $153.1 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, noté $Q_{infiltr}$. Il tient compte d'une correction de la masse volumique de l'air en fonction de l'altitude du site étudié qui est égale à 1609 m.

En sus des débits d'infiltration, un scénario de sur-ventilation nocturne (noté V dans le tableau 3.19 consiste à appliquer un taux de renouvellement d'air de 13.14 vol.h^{-1} entre 18h et 7h (système simple flux), noté RAH . Lorsque ce scénario est activé, on annihile le chauffage. En revanche, on laisse la consigne de température à 27 °C en ce qui concerne le refroidissement.

Le scénario de ralenti fait intervenir une température de consigne de chauffage de 10 °C entre 23h et 7h. Le reste du temps, c.a.d. entre 7h et 23h, la consigne de température de chauffage conventionnelle de 20 °C s'applique.

Les états de surface sont constants pour les cas d'études sélectionnés. Les émissivités GLO intérieure et extérieure sont égales à 0.9 alors que les absorptivités CLO sont égales à 0.6, ce qui représente des valeurs tout à fait standards.

Cas d'étude multizone

Le scénario d'exploitation de la zone attenante à la véranda est identique à celui du cas 600. La température de la véranda est en évolution libre. Le seul scénario à spécifier ici est son taux d'infiltration, égal à celui de la zone attenante ($Q_{infiltr} = 153.1 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$).

Récapitulatif des scénarios d'exploitation

Le tableau 3.19 résume les scénarios d'exploitation ainsi que les géométries propres à chaque cas d'étude sélectionné.

TABLEAU 3.19 – Scénarios d'exploitation des cas d'études du BESTEST sélectionnés

Cas	Géo. ⁷	Cons. ⁸ [°C]	Syst. ⁹	$q_{app.int.}$ ¹⁰ [W]	$Q_{infiltr.}$ [m ³ .h ⁻¹]	ϵ_{int} [-]	ϵ_{ext} [-]	α_{int} [-]	α_{ext} [-]	S_{pv} [m ²]	Or. ¹¹
600	fig. 3.8a	20,27	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
600FF	fig. 3.8a	–	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
620	fig. 3.8b	20,27	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	6,6	E,O
640	fig. 3.8a	Ralenti	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
650	fig. 3.8a	27,V	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
650FF	fig. 3.8a	–	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
900	fig. 3.8a	20,27	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
900FF	fig. 3.8a	–	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
920	fig. 3.8b	20,27	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	6,6	E,O
940	fig. 3.8a	Ralenti	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
950	fig. 3.8a	27,V	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
950FF	fig. 3.8a	–	tab. 3.17	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
960 (v) ¹²	fig. 3.8c	–	tab. 3.17	0	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	12	S
960 (za) ¹²	fig. 3.8c	20,27	tab. 3.16	200	153.1	0.9	0.9	0.6	0.6	0	–

7. Géométrie du bâtiment – cf figure 3.8

8. Consignes de température (la première pour le chauffage et la seconde pour le refroidissement) avec un thermostat appliqué à la température d'air lorsque cela est possible. « V » signifie sur-Ventilation nocturne

9. Système constructif - cf les compositions et les matériaux correspondants dans les tableaux 3.16 et 3.17

10. Les apports internes sont échangés à 40% par convection ($\%_{conv,app.int} = 0.4$) et à 60% par rayonnement GLO ($\%_{rad.GLO,app.int} = 0.6$)

11. Orientation des baies vitrées : Est (E), Ouest (O) ou Sud (S)

12. Le cas 960 est un cas d'étude multizone, la véranda est notée *v* et la zone attenante *za*. La paroi commune séparant les deux zones est décrite dans le tableau 3.18

3.3.1.5 Hypothèses de modélisation

Coefficients d'échanges superficiels globaux extérieurs

Les coefficients d'échanges superficiels globaux extérieurs préconisés dans le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.5] lorsque l'outil STD ne possède pas d'algorithme particulier pour les calculer (en fonction de la vitesse du vent par exemple) sont égaux à $29.3 W.m^{-2}.K^{-2}$ pour les parois verticales extérieures et le plancher haut, et à $21 W.m^{-2}.K^{-2}$ pour les parois vitrées. La PSB intègre un set de coefficients d'échanges

superficiels globaux extérieurs à l’instar des coefficients d’échanges intérieurs présentés dans le § 2.2.1.1, provenant de la même référence scientifique [Achard et Gicquel, 1986]. Trois niveaux correspondant à la sévérité de l’exposition aux vents sont pris en compte (abrité, normal, sévère). L’exposition qui a été retenue est une exposition « sévère » pour les parois verticales extérieures et « normale » pour le plancher haut car les coefficients correspondants sont assez proches à ceux préconisés par le BESTEST ($22.2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$ pour le plancher haut avec une émissivité de 0.9 et $33.3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$ pour les parois verticales extérieures). On notera que lorsque l’exposition est considérée comme « sévère », les coefficients ne sont plus dépendant de l’émissivité (domination de l’effet du vent). Ces coefficients seront aussi utilisés par les autres plateformes de simulation car ce sont uniquement les échanges convectifs intérieurs qui ont été détaillés.

Coefficients d’échanges superficiels globaux intérieurs

En ce qui concerne les coefficients d’échanges superficiels globaux intérieurs, la PSB utilise un set de coefficients provenant de Achard et Gicquel [1986] présenté dans le § 2.2.1.1. Ces coefficients seront utilisés tels quels même si le BESTEST en préconise d’autres [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.6]. Lorsque les plateformes de simulation PST*Conv et PST*ConvTach seront utilisées, les échanges convectifs et radiatifs GLO intérieurs seront pseudo-découplés et les algorithmes détaillés correspondants seront alors utilisés (cf. § 2.2.2). La convection mixte pourra être considérée lors de la simulation des cas d’étude 650, 650FF, 950, et 950FF quand le taux de renouvellement d’air, noté RAH dépasse assez largement les 3 vol.h^{-1} .

Apports solaires transmis à travers les vitrages

Les baies vitrées des cas d’études du BESTEST sont en double vitrage. Le facteur solaire à incidence normale τ_{\perp} est égal à 0.787. Le facteur solaire τ appliquée à la composante directe du rayonnement solaire dépend de l’angle d’incidence θ (cf. figure 2.12). Le BESTEST décrit cette valeur $\tau(\theta)$ pour des angles d’incidence allant de 0 à 80° [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.8]. Quelle que soit la plateforme de simulation utilisée, la loi reliant le facteur solaire à l’angle d’incidence pour un double vitrage est de la forme :

$$\tau(\theta) = \tau_{\perp} \cos \theta (2.5 - 1.56 \cos \theta) \quad (3.16)$$

Les résultats pour la PSB (valables pour les autres plateformes de simulation détaillées) sont présentés dans le tableau 3.20.

Les valeurs sont relativement proches mais cela méritait d’être souligné.

TABLEAU 3.20 – Comparaison entre le facteur solaire en fonction de l'angle d'incidence pour un double vitrage donné par le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.8] et la PSB

θ [°]		0	10	20	30	40	50	60	70	80
$\tau(\theta)$ [-]	BESTEST	0.740	0.747	0.765	0.783	0.787	0.757	0.677	0.529	0.305
	PSB	0.747	0.747	0.745	0.740	0.730	0.707	0.652	0.517	0.263

Distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages

Le BESTEST préconise des distributions constantes des apports solaires transmis à travers les vitrages entre les différentes parois de la zone thermique en fonction de leur absorptivité intérieure et de l'orientation des baies vitrées (selon le cas d'étude considéré). Ces distributions sont appliquées à la somme des composantes directe, diffuse et réfléchie du rayonnement solaire et sont présentées dans le tableau 3.21.

TABLEAU 3.21 – Distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages selon le BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995, tab. 1.9] en [%]

	Vitrages au Sud ¹³	Vitrages Est/Ouest ¹⁴	Véranda ¹⁵
<i>PB</i>	64.2	64.2	60
<i>PH</i>	16.8	16.8	6
<i>PvExt Est</i>	3.8	2.5	2
<i>PvExt Ouest</i>	3.8	2.5	2
<i>PvExt Nord</i>	5.3	5.25	20
<i>PvExt Sud</i>	2.6	5.25	3
$1 - F_{CLO,z}$ ¹⁶	3.5	3.5	7

13. correspond aux cas 600, 600FF, 640, 650, 650FF, 900, 900FF, 940, 950 et 950FF avec une absorptivité intérieure de 0.6

14. correspond aux cas 620 et 920 avec une absorptivité intérieure de 0.6

15. correspond au cas 960 avec une absorptivité intérieure de 0.6

16. cette quantité représente les pertes vers l'environnement après de multiples réflexions internes

3.3.2 Caractérisation de l'inertie thermique des cas d'études 600 et 900

Une première analyse de la constante de temps principale du bâtiment au sens de Givoni [1998] (cf. équation (1.54)) est proposée dans le tableau 3.22.

L'analyse modale nous permet par ailleurs d'évaluer les constantes de temps relatives à chaque mode du cas d'étude. Dans les cas 600 et 900, 24 modes sont créés suite à

TABLEAU 3.22 – Constantes de temps du bâtiment pour les cas d'études à inertie faible (Cas 6●●) et forte (Cas 9●●)

Type UA	S_i [m^2]	UA [$W.K^{-1}$]		C [$J.K^{-1}$]		τ_{bat} [h]	
		Cas 6●●	Cas 9●●	Cas 6●●	Cas 9●●	Cas 6●●	Cas 9●●
<i>PvExt</i>	63.6	35.5	35.4	9.24E+05	9.23E+06		
<i>PB</i>	48	1.9	1.9	9.36E+05	5.38E+06		
<i>PH</i>	48	16.0	16.0	8.72E+05	8.72E+05	-	-
<i>Fenêtres</i>	12	36.0	36.0	7.14E+04	7.14E+04		
<i>Infiltr.</i>	-	18.4	18.4	1.59E+05	1.59E+05		
Total	-	107.9	107.8	2.96E+06	1.57E+07	7.6	40.5

la discrétisation réalisée par la PSB. Le figure 3.9 présente les 24 constantes de temps associées à ces 24 modes pour les cas 600 et 900.

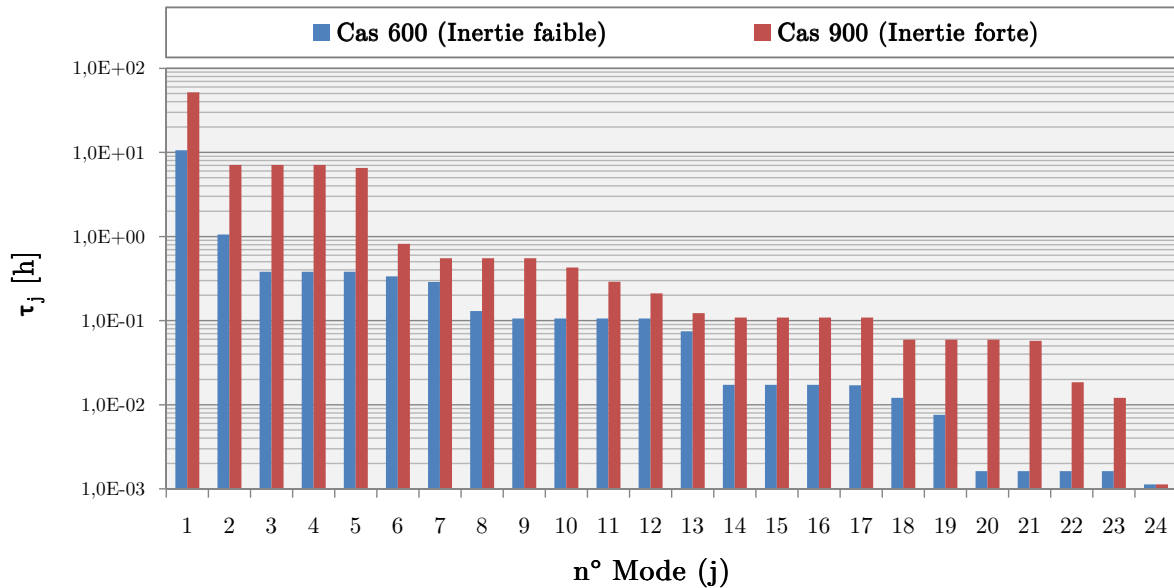


FIGURE 3.9 – Constantes de temps associées aux 24 modes des cas 600 et 900

Les spectres de réponses indicielles ont été tracés pour les sollicitations suivantes :

- ➔ température extérieure (T_{ext}),
- ➔ puissance délivrée par le système de chauffage (q_{syst}),
- ➔ apports solaires transmis à travers les vitrages ($q_{rad.CLO,pv,z}$).

Les deux cas d'études de base (les cas 600 et 900) ont été considérés afin d'observer les différences en terme d'inertie thermique en utilisant la PSB. On peut observer ces différences en visualisant la figure 3.10.

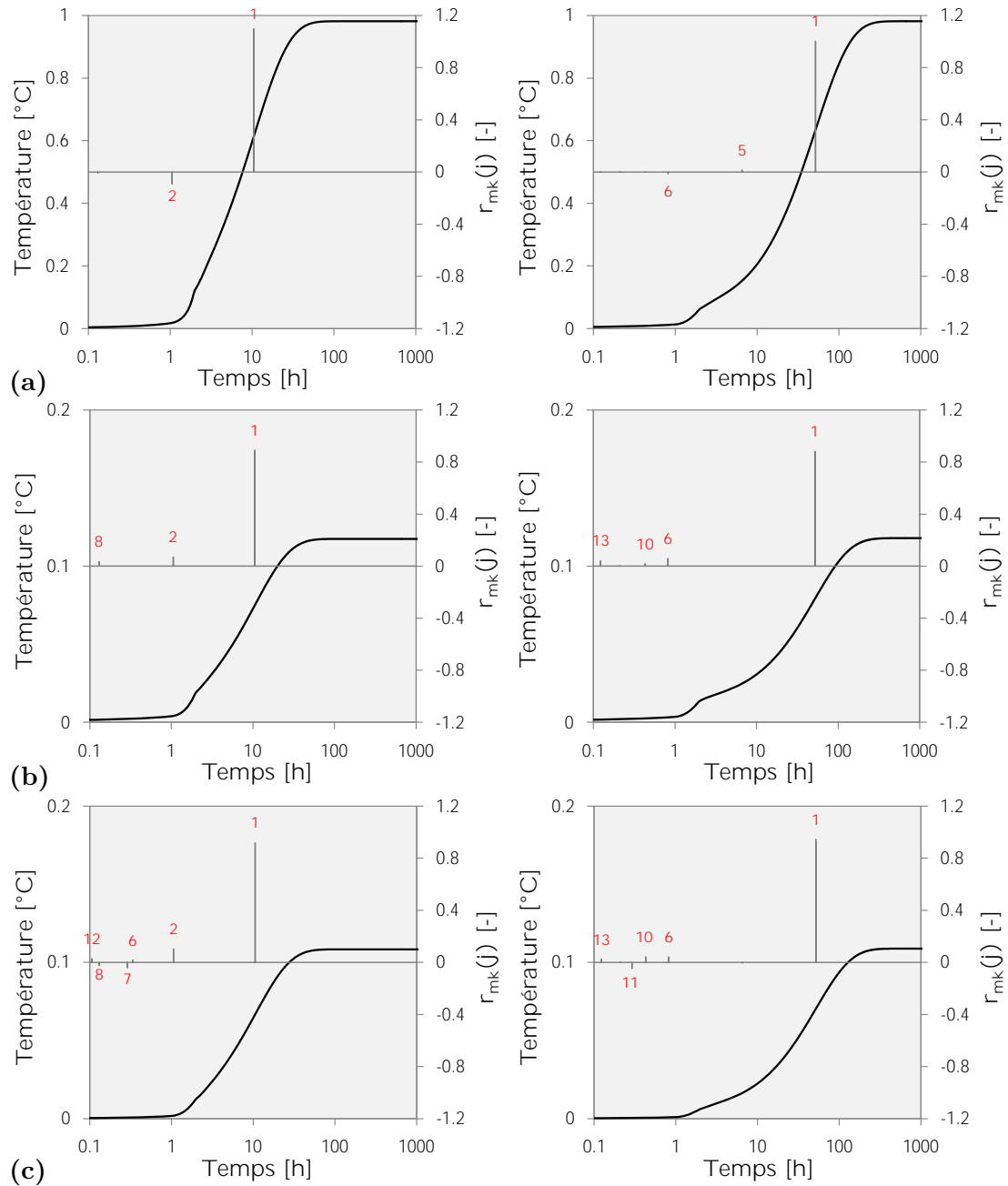


FIGURE 3.10 – Spectres de réponse indicielle (pour rappel, chaque mode est repéré par un numéro et une raie de hauteur $r_{mk}(j)$) pour les trois sollicitations suivantes : température extérieure T_{ext} (a), puissance convective q_{syst} (b) et apports solaires $q_{rad.CLO,pv,z}$ (c), pour les cas 600 (à gauche) et 900 (à droite) du BESTEST.

3.3.3 Résultats des cas d'études du BESTEST sélectionnés

Le BESTEST préconise d'étudier un certain nombre de sorties afin de comparer les résultats entre les différents outils STD. Nous avons sélectionné plusieurs d'entre elles :

- ➔ besoins de chauffage B_{ch} [$kWh.m^{-2}$],

- ➔ besoins de rafraîchissement B_{clim} [$kWh.m^{-2}$],
- ➔ puissance maximale appelée pour le chauffage $P_{max,ch}$ [W],
- ➔ puissance maximale appelée pour le rafraîchissement $P_{max,clim}$ [W],
- ➔ profils de températures du 4 janvier (Cas 600FF/900FF) et le 27 juillet (Cas 650FF/950FF).

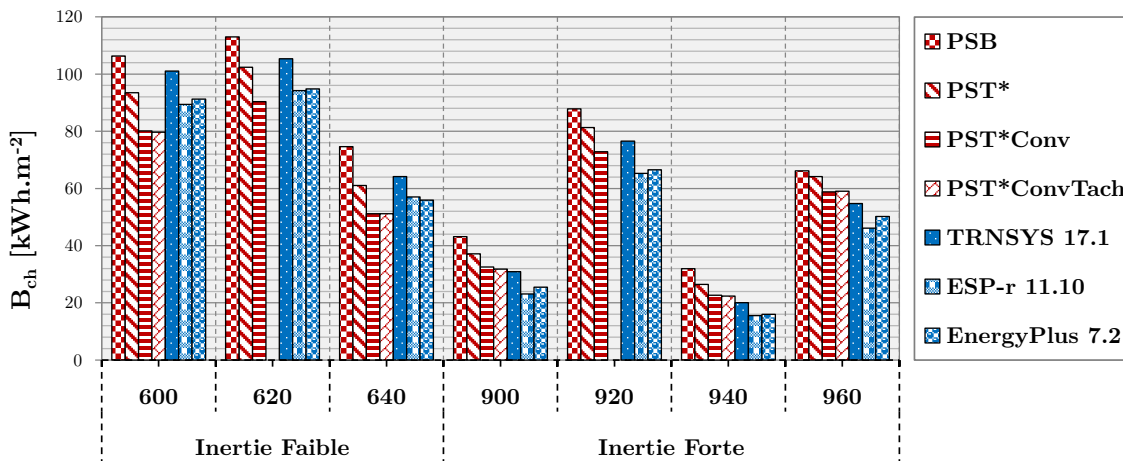
3.3.3.1 Besoins de chauffage B_{ch} et de refroidissement B_{clim}

Les cas d'études concernés par ces résultats de besoins de chauffage sont les cas 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960, les autres cas d'études ne comportant pas de consignes de chauffage. En ce qui concerne les besoins de rafraîchissement, les cas concernés sont les cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960.

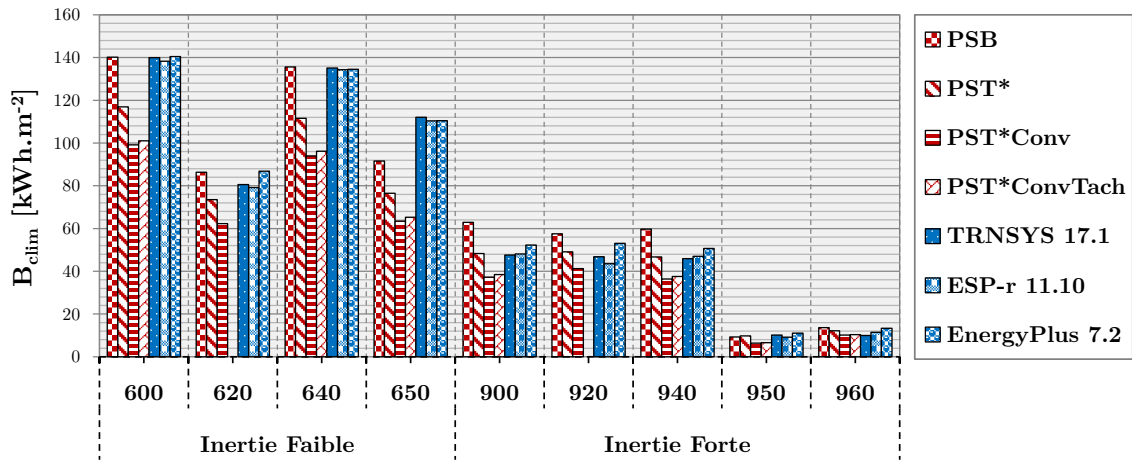
Les différents modèles exploités sont la PSB, la PST*, la PST*Conv et la PST*ConvTach, TRNSYS 17.1, ESP-r 11.10 et EnergyPlus 7.2. La plateforme de simulation de base n'est pas en mesure de modéliser un thermostat sur une température d'air (l'hypothèse étant que les occupants ressentent une température opérative et calent la position du thermostat en fonction de ce ressenti). Cependant, à titre indicatif, elle sera incluse dans les comparaisons suivantes.

Les résultats sont présentés sous forme graphique dans les figures 3.11a et 3.11b, et sous forme tabulée dans les tableaux A.1 et A.2, respectivement en ce qui concerne les besoins de chauffage et de refroidissement.

Un thermostat appliqué sur la température opérative pour les plateformes PST*, PST*Conv et PST*ConvTach a aussi été considéré. Les résultats peuvent aussi être trouvés dans les tableaux A.1 et A.2.



(a)



(b)

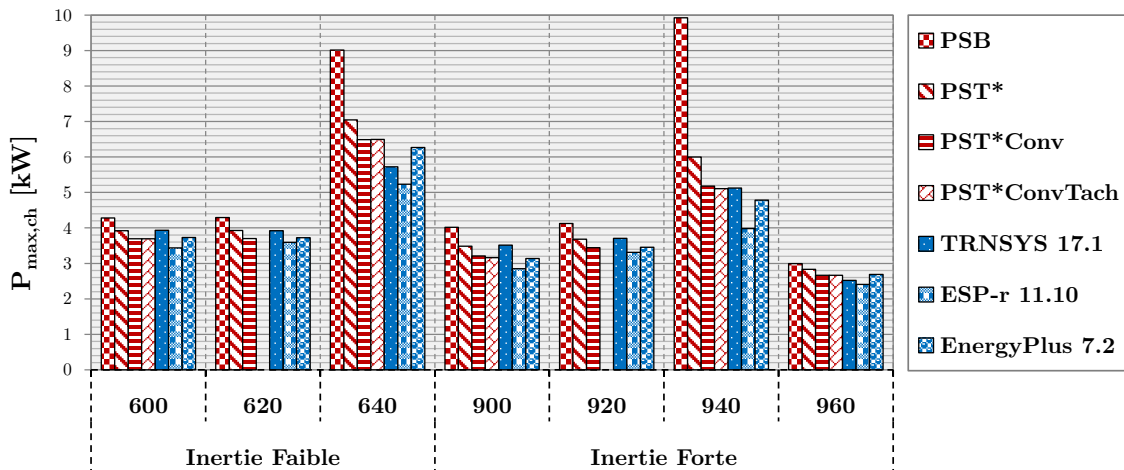
FIGURE 3.11 – Besoins de chauffage B_{ch} (a) et de rafraîchissement B_{clim} (b) en $[kWh.m^{-2}]$ des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

3.3.3.2 Puissances maximales $P_{max,ch}$ et $P_{max,clim}$

Les cas d'études et les outils STD concernés sont les mêmes que dans le § 3.3.3.1.

Les résultats sont présentés sous forme graphique dans les figures 3.12a et 3.12b, et sous forme tabulée dans les tableaux A.3 et A.4, respectivement en ce qui concerne les puissances maximales appelées de chauffage et de refroidissement.

De même que pour les besoins de chauffage, une variante avec un thermostat sur la température opérative a été considérée. Les résultats relatifs aux puissances maximales appelées sont aussi répertoriées dans les tableaux A.3 et A.4.



(a)

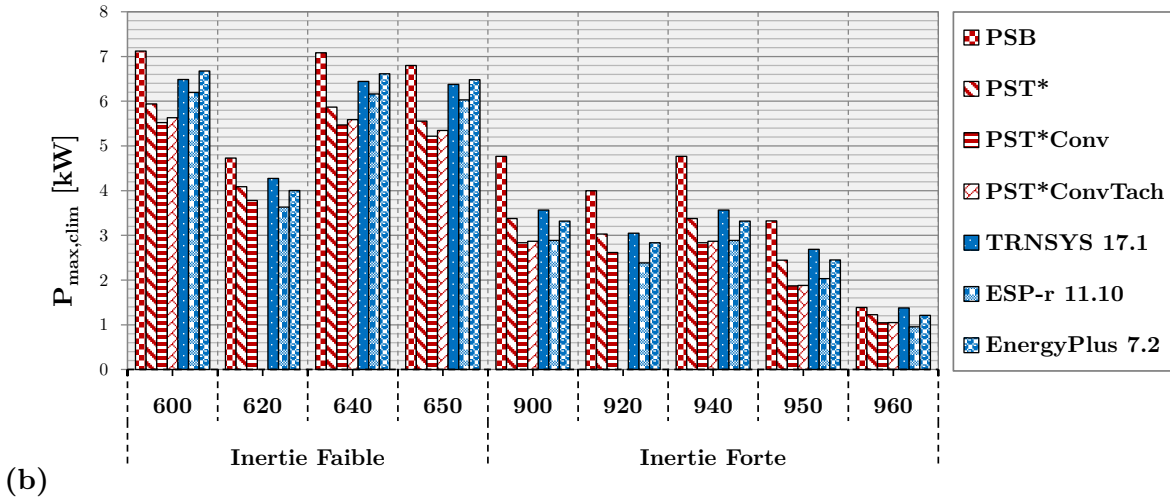


FIGURE 3.12 – $P_{max,ch}$ (a) et $P_{max,clim}$ (b) en [kW] des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

Le comportement de la PSB pour les cas 640 et 940 est dû à la nature de la température thermostatée (T_z proche d’une température opérative) conjugué au fait que les ralentis de nuit laissent le temps aux parois de se refroidir. Les puissances appelées sont donc plus importantes que les autres modèles basés sur un thermostat sur la seule température d’air.

3.3.3.3 Profils de températures

Le BESTEST a sélectionné une journée représentative d’hiver et d’été afin de comparer les différents outils STD en ce qui concerne les profils de températures (cf. figures 3.13a et 3.13b pour la journée d’hiver du 04 janvier). Afin de rester cohérent dans la démarche de comparaison avec des données fiables et récentes, nous n’avons pas sélectionné ESP-r 11.10 car nous n’avons pas les compétences pour visualiser les profils de températures des cas en « Free Floating » (FF). Par ailleurs, les données d’EnergyPlus 7.2 pour le cas 900FF sont manquantes dans le document récupéré sur internet⁵. La journée d’été sélectionnée par le BESTEST pour observer l’influence de la modélisation de la sur-ventilation nocturne dans les cas en évolution libre (cas 650FF et 950FF) est le 27 juillet. Les données sont représentées dans les figures 3.13c et 3.13d pour les outils STD étudiés.

3.3. VALIDATION NUMÉRIQUE ET SENSIBILITÉ À L'INERTIE THERMIQUE

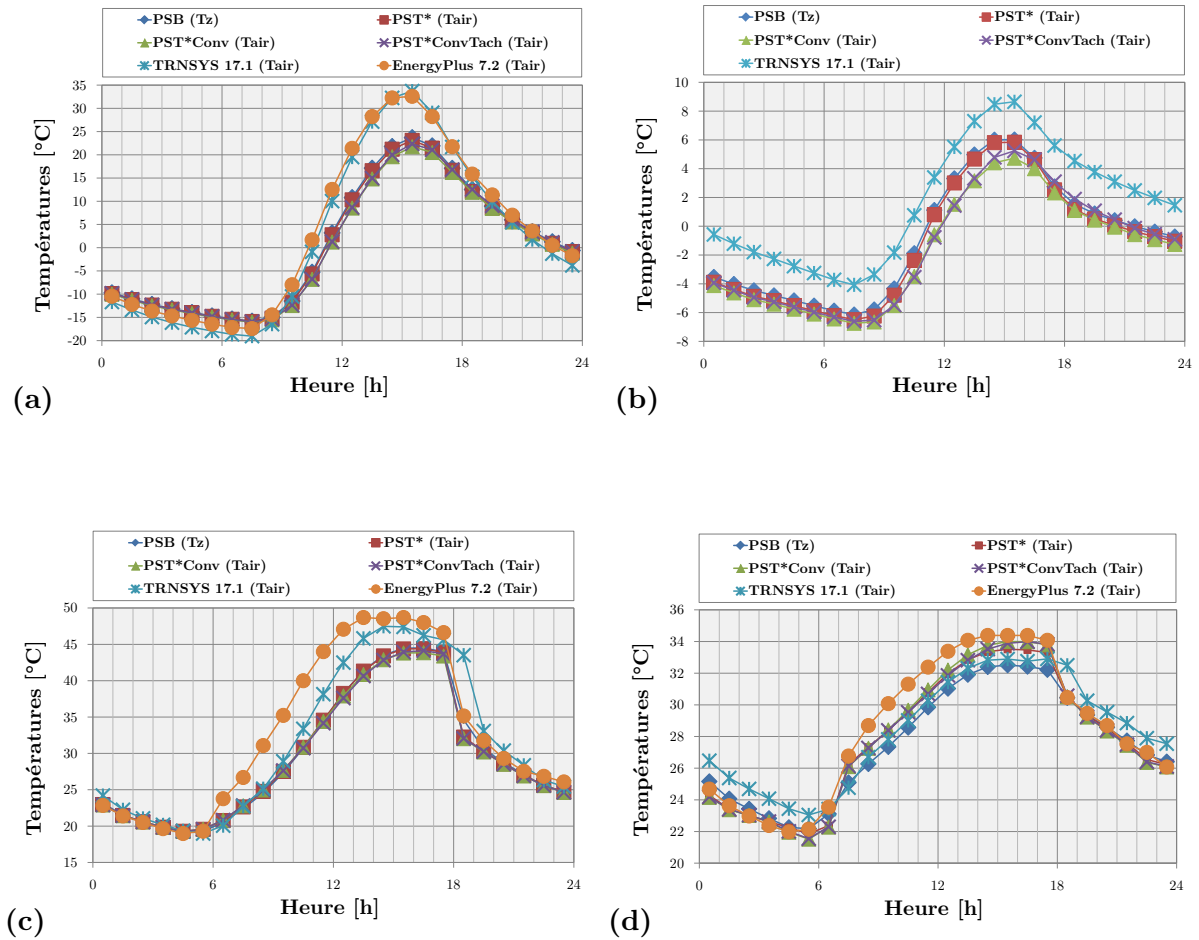


FIGURE 3.13 – Profils de température de la journée du 4 janvier des cas 600FF (a) et 900FF (b), et du 27 juillet des cas 650FF (c) et 950FF (d) pour les différents outils STD étudiés

3.3.4 Analyse des résultats

Les résultats des modèles détaillés seront analysés en termes d'écarts aux outils de référence et d'influence par rapport à la PSB. Les écarts seront calculés relativement aux références et par une simple différence afin d'observer les sens de variation.

3.3.4.1 Écarts aux outils de référence

Nous avons dans un premier temps calculé pour chaque cas d'étude la moyenne des résultats des trois outils STD de référence (identifiés par l'indice ref) TRNSYS 17.1, ESP-r 11.10 et EnergyPlus 7.2. Par la suite, nous avons évalué la différence relative entre les résultats des plateformes de simulation étudiées et ces moyennes en terme de besoins de chauffage (ΔB_{ch} , cf. figure 3.14a), de besoins de refroidissement (ΔB_{clim} , cf. figure 3.14b),

de besoins thermiques totaux (ΔB_{tot} , cf. figure 3.14c), de puissance maximale appelée de chauffage ($\Delta P_{max,ch}$, cf. figure 3.15a) et de refroidissement ($\Delta B_{max,clim}$, cf. figure 3.15b) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta B_{ch} = \frac{B_{ch,ref} - B_{ch}}{B_{ch,ref}} \\ \Delta B_{clim} = \frac{B_{clim,ref} - B_{clim}}{B_{clim,ref}} \\ \Delta B_{tot} = \frac{|B_{tot,ref} - B_{tot}|}{B_{tot,ref}} \\ \Delta P_{max,ch} = \frac{P_{max,ch,ref} - P_{max,ch}}{P_{max,ch,ref}} \\ \Delta P_{max,clim} = \frac{P_{max,clim,ref} - P_{max,clim}}{P_{max,clim,ref}} \end{array} \right.$$

Des moyennes des écarts absolus entre les modèles implémentés et les modèles de référence seront aussi présentés afin de synthétiser les résultats.

Besoins thermiques de chauffage, de refroidissement et totaux

La différence relative (en valeur absolue) entre les besoins de chauffage ΔB_{ch} de la PSB et des outils STD de référence est en moyenne de 37% (moyenne sur les cas d'étude 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960). Il faut cependant noter que les écarts relatifs les plus importants correspondent aux besoins les plus faibles. D'autre part, elle est respectivement de 21, 16 et 19% pour la PST*, la PST*Conv et la PST*ConvTach (cf. figure 3.14a). Les modèles détaillés implémentés dans la PSB tendent donc globalement à réduire les besoins de chauffage (cf. figure 3.11a).

De même que pour les besoins de chauffage, les besoins de rafraîchissement dérivés des modèles détaillés donnent des résultats beaucoup plus faibles (cf. figure 3.11b). Cependant, les résultats s'écartent globalement des résultats moyens des références (cf. figure 3.14b). C'est ce que l'on peut résumer par la moyenne des écarts absolus relatifs ΔB_{clim} (moyenne sur les cas d'étude 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960) pour les modèles PSB, PST*, PST*Conv et PST*ConvTach ; soit respectivement 14, 10, 26 et 27%.

Nous avons vu que les écarts entre les modèles étudiés et les outils de référence sont plus ou moins importants selon que l'on observe les besoins de chauffage ou de refroidissement. Nous appliquons la même méthode d'évaluation des écarts relatifs sur les besoins thermiques totaux (ΔB_{tot} , cf. figure 3.14c). L'écart absolu relatif moyen entre la PSB et les résultats moyens des outils de référence est égal à 20%. En ce qui concerne la PST*, la PST*Conv, la PST*ConvTach, les écarts absolus relatifs moyens sont égaux

3.3. VALIDATION NUMÉRIQUE ET SENSIBILITÉ À L'INERTIE THERMIQUE

respectivement à 13, 19 et 21%. Ainsi, conclure quant à la fiabilité des modèles détaillés implémentés paraît relativement complexe.

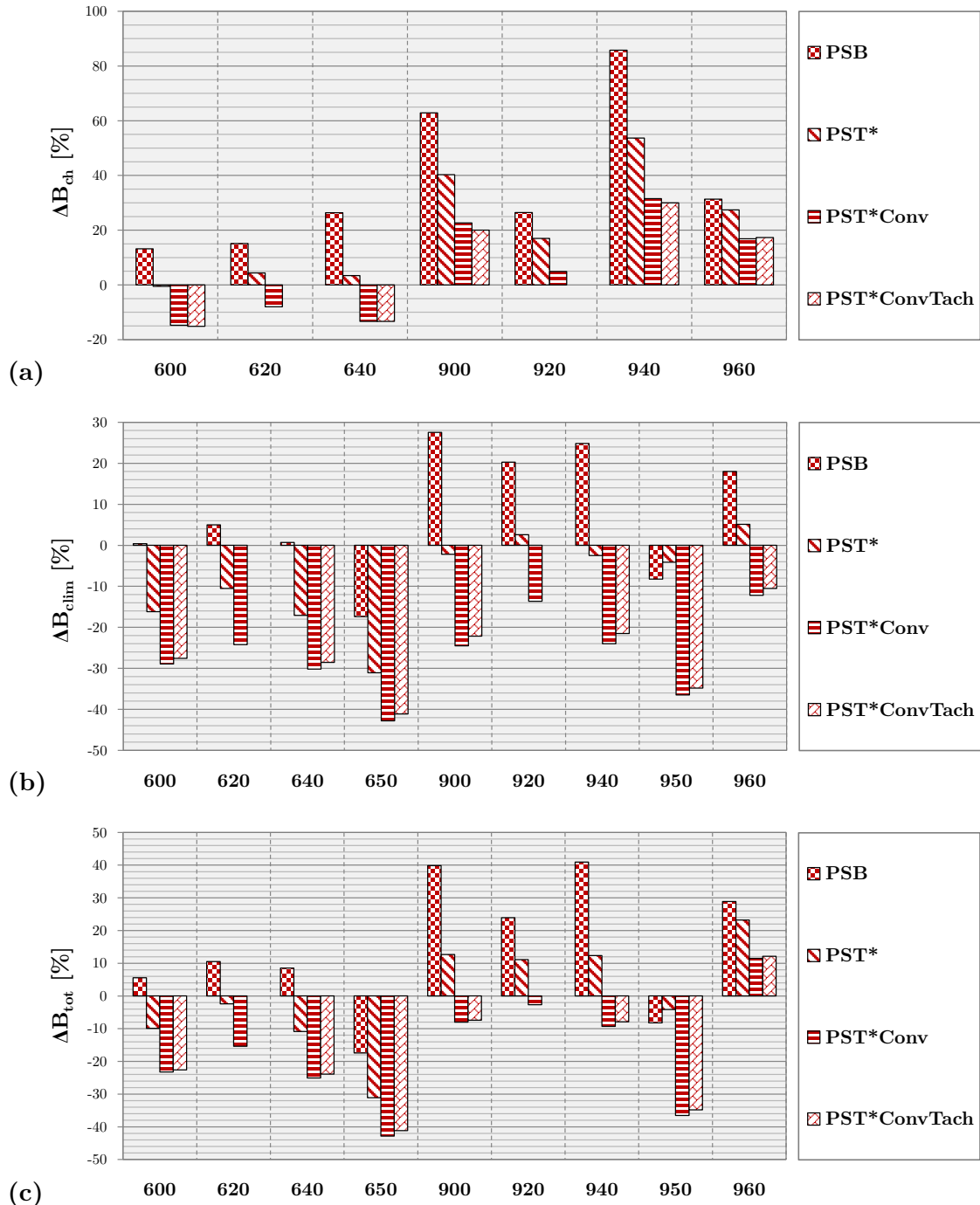
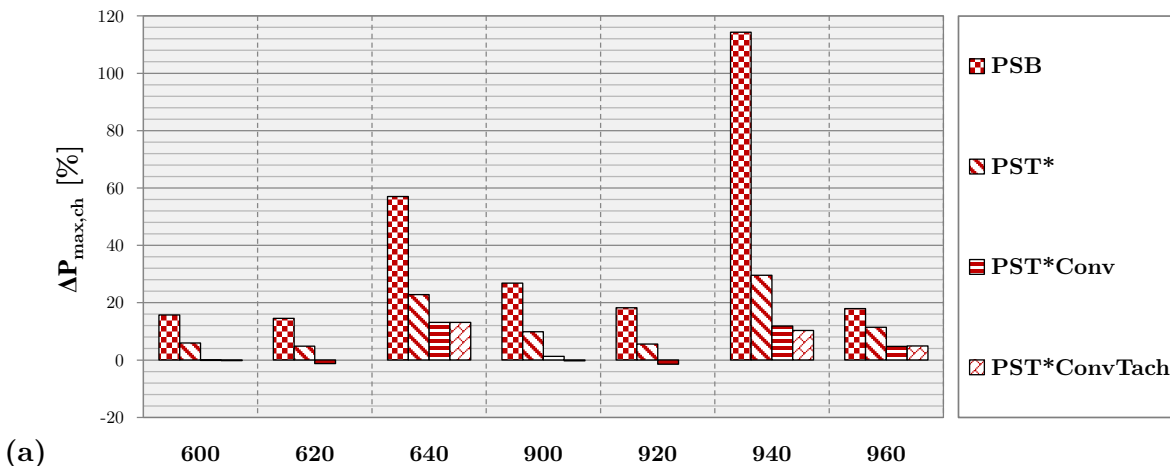


FIGURE 3.14 – Différences relatives ΔB_{ch} (a), ΔB_{clim} (b) et ΔB_{tot} (c) entre les différents modèles étudiés et les résultats moyens des outils STD de référence (TRNSYS17.1, ESP-r 11.10 et EnergyPlus 7.2) pour les cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960

Puissances maximales de chauffage et de refroidissement appelées

Les résultats des modèles détaillés sont ici significativement différents de ceux de la PSB dans les cas où un ralenti de chauffage est présent (Cas 640 et 940). En effet, la puissance maximale de chauffage est réduite de moitié pour les modèles détaillés par rapport à la PSB dans ce dernier cas (cf figure 3.15 pour observer les écarts aux références) . Plus l'inertie thermique est forte, plus cela nécessite d'énergie pour maintenir la température superficielle des parois proche de la température de consigne. C'est pourquoi la différence entre une consigne sur une température opérative (PSB) et une température d'air (PST*) est d'autant plus importante que le cas d'étude présente une forte inertie thermique (cas 940 par rapport au cas 640).

Les modèles détaillés ont permis ici de mieux représenter l'hypothèse de thermostat sur une température d'air stipulée dans le BESTEST, contrairement à la PSB qui modélise un thermostat sur une température proche d'une température opérative. Ceci permet in fine de réduire les écarts entre les résultats de puissance maximale appelée calculés par la PST* et les modèles de référence internationaux, qui pour leur part modélisent un thermostat sur une température d'air. On observe du reste que c'est bien le modèle T^* qui permet d'améliorer cet aspect de modélisation grâce à l'intégration d'une véritable température d'air dans la plateforme de simulation.



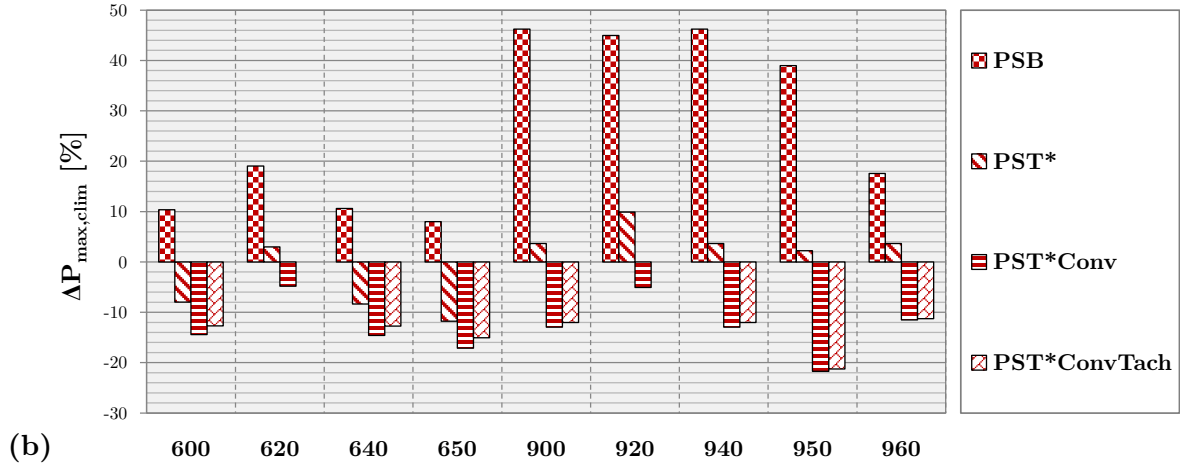


FIGURE 3.15 – Différences relatives $\Delta P_{max,ch}$ (a) et $\Delta P_{max,clim}$ (b) entre les différents modèles et cas d'études étudiés

On peut synthétiser ces résultats par les moyennes des écarts absolus relatifs entre les modèles étudiés et les modèles de référence. En ce qui concerne la puissance maximale de chauffage, ces moyennes sont égales à 38, 13, 5 et 6 % respectivement pour les modèles PSB, PST*, PST*, PST*Conv et PST*ConvTach. De même, concernant la puissance maximale de refroidissement, les moyennes des écarts absolus aux modèles de référence sont égales à 27, 6, 13, et 14% pour les mêmes modèles que précédemment.

Profils de température

Les profils de température confirment la tendance des modèles détaillés à donner des besoins thermiques plus faibles que la PSB. En effet, on observe bien dans la figure 3.13 une amplitude réduite des températures d'air des modèles PST*Conv et PST*ConvTach. Les profils de températures corroborent le fait qu'il est difficile de dire si les modèles détaillés permettent de se rapprocher des températures modélisées par les outils de référence.

3.3.4.2 Influence des modèles détaillés

Dans cette section, nous allons évaluer l'influence des modèles décrits dans le chapitre 2, notamment en comparant les sorties de ces modèles par rapport à celles de la PSB. Les différences relatives seront calculées en prenant comme référence la PSB. En prenant comme exemple les besoins de chauffage calculés par la PSB et la PST*, notés respectivement B_{ch}^{PSB} et B_{ch}^{PST*} , la différence relative ΔB_{ch} sera telle que $\Delta B_{ch} = (B_{ch}^{PST*} - B_{ch}^{PSB}) / B_{ch}^{PSB}$.

ΔB_{ch} est en moyenne égal à -12, -23 et -25% respectivement pour les modèles PST*, PST*Conv et PST*ConvTach. En ce qui concerne les besoins de refroidissement, ΔB_{clim}

est égal à -15, -31 et -31%. On voit bien ici que quel que soit le modèle détaillé ajouté à la PSB, les besoins thermiques sont fortement diminués. Nous allons expliquer les raisons de cette tendance.

Modèle détaillé d'échanges superficiels radiatifs GLO intérieurs

La nature du réseau T^* complique fortement la comparaison entre les coefficients d'échanges radiatifs GLO de la PSB et de la PST*. En effet, la PSB associe un coefficient à une paroi alors que la construction du réseau T^* nécessite la prise en compte initiale de coefficients par paire de paroi (49 paires de parois en tout). Une paire de paroi se détache largement des autres avec deux coefficients associés (la réciprocité implique que ces deux coefficients sont égaux puisque leur surface est identique) : celle entre le plancher haut et le plancher bas.

Cette paire a effectivement un facteur de forme FF_{ij} et consécutivement un facteur de Gebhart G_{ij} important. La valeur de ce coefficient $h_{rad,GLO,i-j}$ est la plus élevée de tous les coefficients. Elle oscille autour de $2.5 W.m^{-2}.K^{-1}$ avec une amplitude totale de $0.5 W.m^{-2}.K^{-1}$ dans le cas le plus favorable (c.a.d. le cas 600 où les variations de température sont plus importantes car les coefficients d'échanges radiatifs dépendent des températures superficielles). Un autre ensemble de paires de parois impliquant le plancher bas et haut à d'autres parois se détachent aussi des autres coefficients, leur valeur oscillant entre 1.5 et $2 W.m^{-2}.K^{-1}$. Ces valeurs sont donc relativement faibles et stables. En comparaison, les coefficients d'échanges de la PSB sont presque tous très proches de $4.84 W.m^{-2}.K^{-1}$. Il n'est cependant pas suffisant de comparer ces valeurs brutes pour deux raisons :

- ➔ pour chaque paroi, le flux échangé par rayonnement GLO dans la PST* résulte de la somme des flux échangés avec toutes les autres parois alors que ce n'est qu'un seul terme pour la PSB,
- ➔ la nature des températures des éléments avec lesquels échangent une paroi est différente (T_z pour la PSB, toutes les autres températures superficielles $T_{s,i}$ pour la PST*).

Afin de contourner ces difficultés, nous avons décidé de représenter dans un premier temps les puissances de chauffage et de refroidissement ainsi que les profils de températures dans les cas 600 et 900 pour les deux journées conventionnellement utilisées pour les cas en évolution libre (4 janvier et 27 juillet). On observe dans la figure 3.16 que durant les périodes de chauffage et de refroidissement, les puissances $P_{ch-clim}$ calculées par la PST* sont majoritairement inférieures (en valeurs absolues) à celles de la PSB. Lorsque la température évolue entre les deux consignes, la température d'air évolue moins rapidement

que la température de zone, principalement parce que les charges appliquées sont moins importantes pour la PST* comme le laisse penser la comparaison des puissances de chauffage et de refroidissement lorsque les consignes sont atteintes.

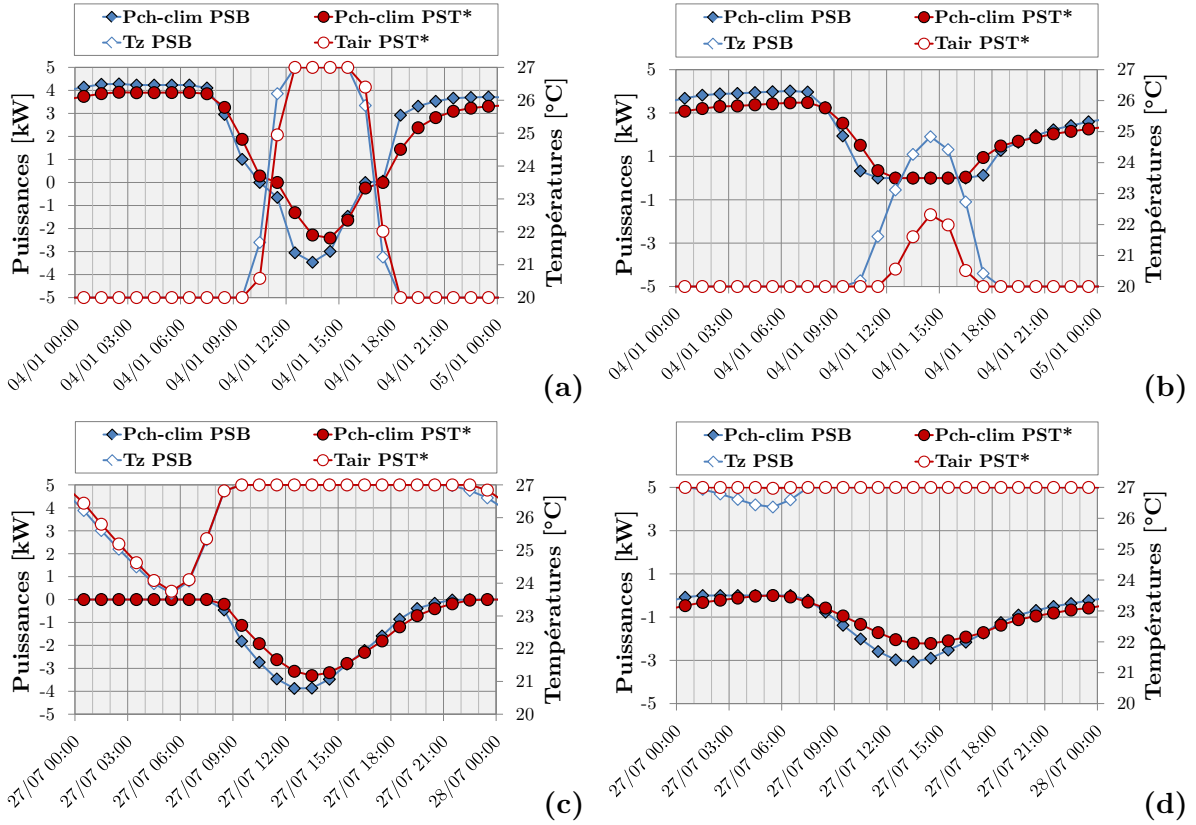


FIGURE 3.16 – Puissances de chauffages et de refroidissement ($P_{ch-clim}$ [W]) et températures (T_z , T_{air} [°C]) calculées par la PSB et la PST* pour la journée du 4 janvier dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST et la journée du 27 juillet dans les cas 600 (c) et 900 (d) du BESTEST

Les écarts entre les résultats de la PSB et de la PST* proviennent donc très probablement de la nature du thermostat modélisé. En effet, la PSB modélise un thermostat sur la température de zone (proche d'une température opérative) alors que la PST* est capable de modéliser un thermostat appliqué à la température d'air, ce qu'impose le BESTEST. Il s'agit maintenant d'évaluer les charges thermiques appliquées au nœud thermostaté (notées $q_{thermos}$). Dans le cas de la PSB, $q_{thermos}$ représente la somme des échanges thermiques par convection et rayonnement GLO entre le nœud de zone et les parois ($q_{thermos} = \sum_{i=1}^{N_p} h_{g,i,int} S_i (T_{s,i} - T_z)$). Dans le cas de la PST*, $q_{thermos}$ représente les échanges thermiques entre le nœud T^* et le nœud de l'air ($q_{thermos} = R^* (T^* - T_{air})$). La figure 3.17 révèle que la distribution des charges thermiques appliquées à l'air lorsque l'on considère la PST* est globalement plus proche de zéro, ce qui explique la tendance globale

baissière des résultats de la PST* par rapport à la PSB. Ce remarque peut être extrapolée à tous les cas du BESTEST.

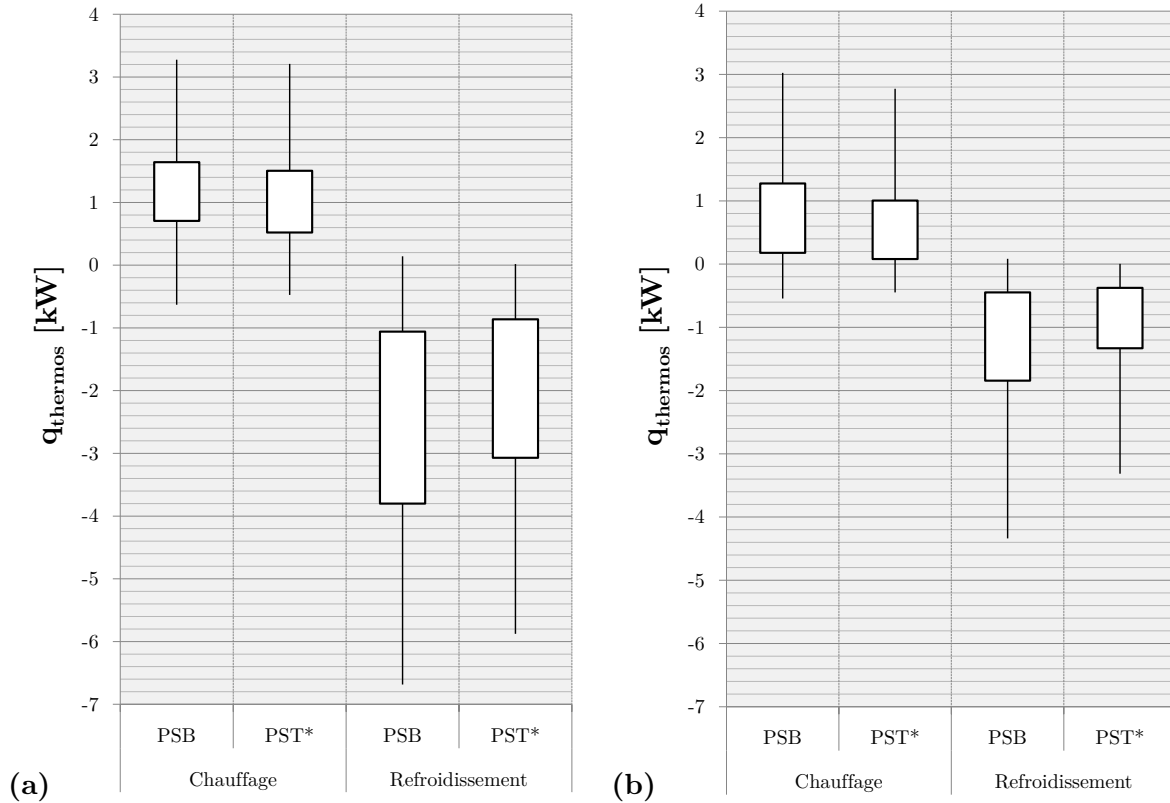


FIGURE 3.17 – Distribution des charges thermiques appliquées à l'air pendant les périodes de chauffage et de refroidissement pour les modèles PSB et PST* dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST

Afin de confirmer la tendance du modèle PSB à chauffer non seulement l'air mais aussi les températures surfaciques des parois à cause de la nature de la température thermostatée (proche d'une température opérative), nous avons tracé la distribution des températures surfaciques des parois pour les cas 600 et 900 dans la figure 3.18. Toutes les températures surfaciques ont une amplitude de variation plus faible lorsque l'on considère le modèle PSB, ce qui corrobore notre analyse. On peut vérifier que quel que soit le cas d'étude, la PST* donne des besoins thermiques inférieurs à ceux de la PSB dans les figures 3.11a et 3.11b.

Les résultats concernant les variantes avec un thermostat sur la température confirment l'analyse selon laquelle c'est bien la nature de la température thermostatée de la PSB qui a l'origine de besoins et de puissances plus élevées que celles des modèles détaillés avec thermostat sur l'air. En effet, comme les chiffres le montrent dans les tableaux A.1, A.2, A.3 et A.4, les résultats des modèles détaillés avec thermostat sur la température

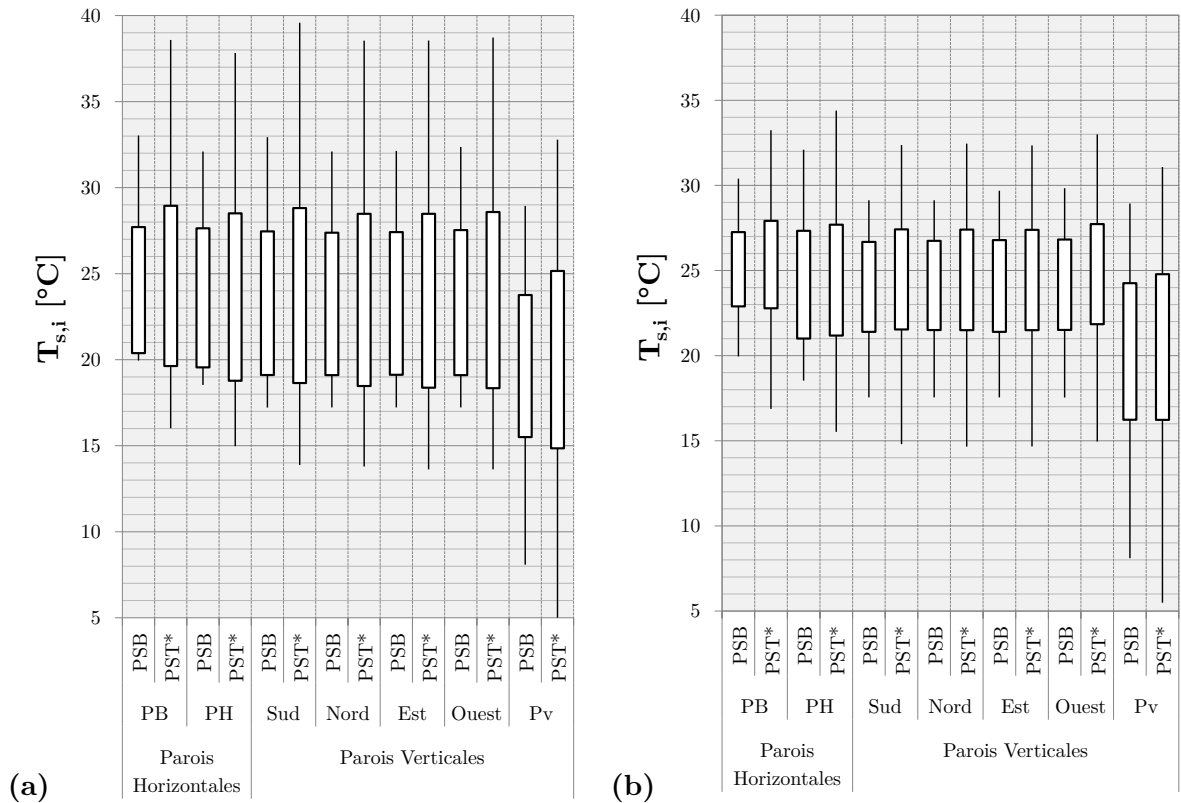


FIGURE 3.18 – Distribution des températures surfaciques des sept parois pour les modèles PSB et PST* dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST

opérative ont des résultats beaucoup plus proches de la PSB qu’avec un thermostat sur la température d’air. La tendance globale reste quand même à la baisse. Les écarts moyens sur tous les cas d’études entre la PST* (thermostat T_{op}) avec la PSB sont respectivement de -6 et -2% en ce qui concerne les besoins de chauffage et de refroidissement, et -3 et -6% en ce qui concerne les puissances maximales de chauffage et refroidissement appelées.

Modèle détaillé d’échanges superficiels convectifs intérieurs

Les coefficients d’échanges superficiels convectifs intérieurs peuvent être directement comparés entre la PST* (identiques à ceux de la PSB) et la PST*Conv. Nous avons évalué la distribution de ces coefficients pour le cas 600 et 900 dans la figure 3.19.

Comparativement aux coefficients d’échanges radiatifs GLO par exemple, les amplitudes de variation observées pour les coefficients d’échanges convectifs sont très importantes (modèle PST*Conv dans les figures 3.19a et 3.19b).

C’est d’autant plus vrai pour les parois horizontales, dont les coefficients convectifs reposent sur les équations (2.42) et (2.43) d’Alamdari et Hammond [1983]. En effet,

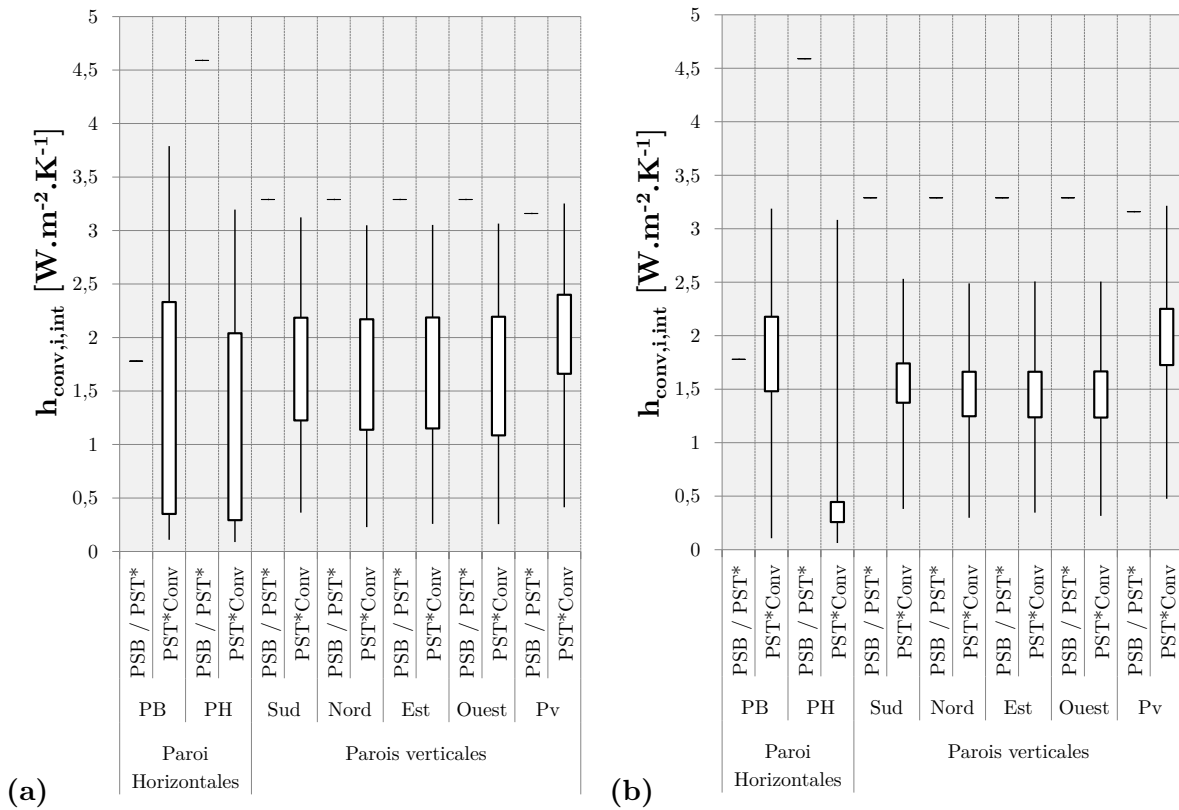


FIGURE 3.19 – Coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs des sept parois pour les modèles PST^* et PST^*Conv dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST

on retrouve ici l'effet de la convection gravitationnelle (equation (2.42)) et stratifiée (equation (2.43)) pour les parois horizontales.

L'équation (2.42), relative à la convection gravitationnelle des parois horizontales, pour une même différence de température entre la surface d'une paroi et l'air, donne des coefficients supérieurs à l'équation (2.41), relative aux parois verticales, qui elle-même produit des coefficients largement supérieurs à l'équation (2.43), relative à la convection stratifiée des parois horizontales, comme on peut l'observer dans la figure 2.6.

A titre d'exemple, la convection gravitationnelle est active 5820 et 7689 heures sur 8736 heures au total, en ce qui concerne le plancher bas, respectivement dans le cas 600 et 900 du BESTEST (pour rappel, ces coefficients sont calculés grâce à la PST^*Conv). En revanche, concernant le plancher haut, ces niveaux sont beaucoup plus bas, soit respectivement 3149 et 2653 heures pour le cas 600 et 900. La température superficielle intérieure du plancher bas est donc majoritairement supérieure à la température de l'air, et inversement pour le plancher haut. Cette différence notable entre le plancher haut et bas est corroborée par le fait que la résistance thermique du plancher bas est entre huit et neuf fois plus élevée que celle du plancher haut (en raison de la volonté des auteurs du BESTEST de minimiser

les transferts thermiques avec le sol). Par ailleurs, les coefficients constants calculés par la PSB (mais aussi par la PST*) sont en moyenne deux fois supérieurs aux coefficients variables calculés par la PST*Conv, à l'exception du plancher haut, pour lequel les valeurs sont plus proches et cohérentes. A noter l'écart très important dans le cas du plancher haut entre la PSB et la PST*Conv.

Observons à présent la distribution des résistances R_i^* et R^* [$K.W^{-1}$] du réseau T^* de la PST* et de la PST*Conv pour les deux cas 600 et 900 du BESTEST (figure 3.20).

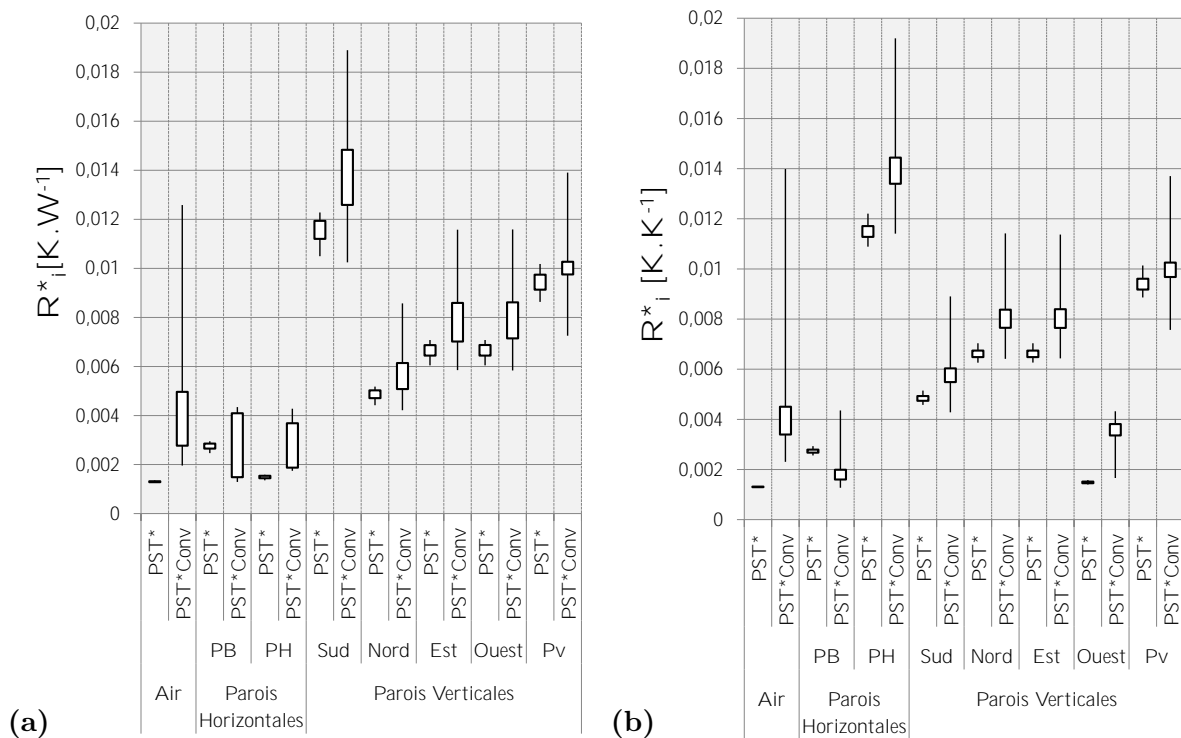


FIGURE 3.20 – Résistances thermiques du réseau T^* (R_i^* et R^* [$K.W^{-1}$]) pour les modèles PST^* et PST^*Conv dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST

Les résistances évaluées par la PST^*Conv ont les mêmes caractéristiques que les coefficients d'échanges convectifs : une forte amplitude de variation, et des valeurs majoritairement supérieures à celles de la PST^* . En effet, la résistance thermique étant l'inverse de la conductance, des valeurs plus faibles de $h_{conv,i,int}$ entraînent des valeurs plus élevées de R_i^* .

Si les résistances thermiques du réseau T^* de la PST^*Conv sont globalement supérieures à celle de la PST^* , alors il est très probable que cela implique des charges thermiques sur le nœud de l'air plus faibles, et donc des besoins thermiques moins importants, ce qui est clairement vérifié lorsque l'on observe les besoins de chauffage et de rafraîchissement dans les figures 3.11a et 3.11b. Une illustration de cette analyse est présentée dans la figure 3.21

correspondant à l'évolution des puissances de chauffage et de refroidissement ainsi que des températures des noeuds thermostatés au cours de deux journées types pour les cas 600 et 900.

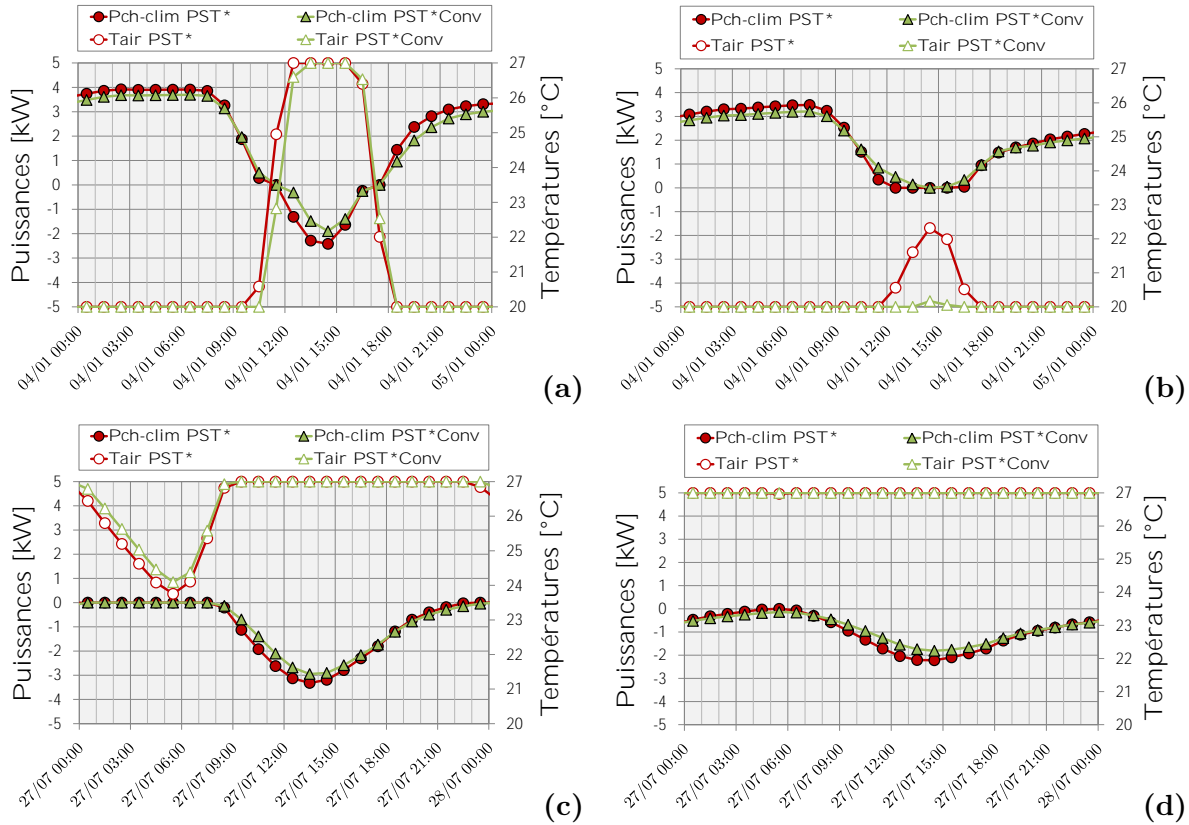


FIGURE 3.21 – Puissances de chauffages et de refroidissement ($P_{ch-clim}$ [W]) et températures (T_z , T_{air} [°C]) calculées par la PSB et la PST* pour la journée du 4 janvier dans les cas 600 (a) et 900 (b) du BESTEST et la journée du 27 juillet dans les cas 600 (c) et 900 (d) du BESTEST

Modèle détaillé de suivi de la tache solaire

Le modèle de suivi géométrique de la tache solaire traite spécifiquement de la composante directe des apports solaires transmis à travers les vitrages. Pour rappel, la plateforme de modélisation intégrant ce modèle est dénommée PST*ConvTach. Elle diffère de la PST*Conv uniquement par cette gestion spécifique de la répartition de la composante directe des apports solaires. Les autres composantes (diffuse et réfléchi par le sol) continuent à y être considérées comme complètement diffuses et réparties au prorata du produit de la surface des paroi et de leur absorptivité CLO.

Afin de rendre compte de l'influence de ce modèle, nous avons décidé de prendre comme exemple le cas 960 du BESTEST. Il est peu pertinent de démultiplier le nombre de cas

d'études distingués car les paramètres relatifs aux parois n'interviennent que très peu dans le modèle de suivi de la tache solaire : les résistances thermiques superficielles R_i^* et $R_{i,1}/(2S_i)$ n'influencent que la répartition entre le nœud T^* et le premier nœud intérieur $T_{i,1}$ du flux solaire absorbé par la paroi (cf. équation (2.81)), en sachant que la proportion transmise à $T_{i,1}$ est fréquemment très proche de 1 (la première maille ayant une très petite épaisseur et donc une très faible résistance thermique).

Lorsque le flux solaire transmis à travers les vitrages et restant dans la zone (c.a.d. non réfléchi puis re-transmis à travers les vitrages vers l'environnement) $q_{rad.CLO,z}$ a été calculé, la composante directe est isolée et traitée par le modèle de suivi de la tache solaire. Une partie de ce flux solaire primaire direct incident est absorbée par les parois susceptibles de recevoir le flux solaire primaire direct incident : le plancher bas (PB) et les parois verticales extérieures Nord, Est et Ouest (PvExtNord, PvExtEst, PvExtOuest). Dans le cas 960, la paroi verticale extérieure nord est relativement proche des vitrages (2 mètres, cf. figure 3.8c).

Deux graphiques sont proposés ici afin d'illustrer les sorties de ce modèle détaillé. Un premier graphique (cf. figure 3.22) propose l'évolution de la moyenne hebdomadaire de la répartition du flux solaire primaire CLO (lorsque celui-ci est strictement supérieur à 0) transmis à travers les vitrages, restant dans la zone et absorbé par les parois susceptibles de recevoir une partie du flux solaire direct. La somme des différents pourcentages pour une semaine donnée est égale à 100%. Ce premier graphique permet de voir les effets saisonniers, notamment dus à la hauteur solaire.

Le comportement du modèle est tout à fait logique. En été, la hauteur solaire est beaucoup plus élevée qu'en hiver, ce qui entraîne une prépondérance de la tache solaire sur le plancher (proche de 100% pendant 20 semaines en été). En revanche, l'hiver la tache solaire est majoritairement située sur la paroi verticale extérieure nord en raison de la faible hauteur solaire. Le pourcentage du flux solaire sur les parois verticales extérieures est et ouest est relativement faible car leur surface est faible, la véranda étant peu profonde (2 mètres). Les maximums sur ces parois se situent en mi-saison.

Le deuxième graphique (cf. figure 3.23), vise à observer les effets journaliers dus à la course du soleil d'est en ouest (azimut solaire) et son élévation verticale (hauteur solaire) grâce à la visualisation de la répartition du flux solaire primaire CLO pour quatre journées types : le 1^{er} jour du printemps (cf. figure 3.23a), le 1^{er} jour de l'été (cf. figure 3.23b), le 1^{er} jour de l'automne (cf. figure 3.23c) et le 1^{er} jour de l'hiver (cf. figure 3.23d).

Là aussi, le comportement du modèle est intuitif et rationnel. Les remarques sur le graphique précédent se confirment par ces illustrations journalières. On visualise ici plus distinctement le rôle des parois extérieures verticales est et ouest, symétrique par rapport

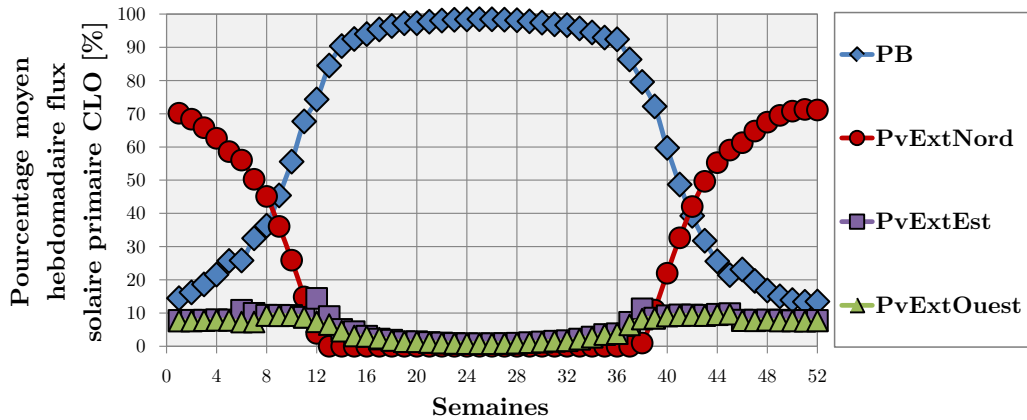


FIGURE 3.22 – Répartition moyenne hebdomadaire et horaire du flux solaire primaire CLO (composante directe) transmise à travers les vitrages, restant dans la zone thermique et absorbé par les quatre parois susceptibles de recevoir du flux solaire direct (PB, PvExtNord, PvExtEst et PvExtOuest)

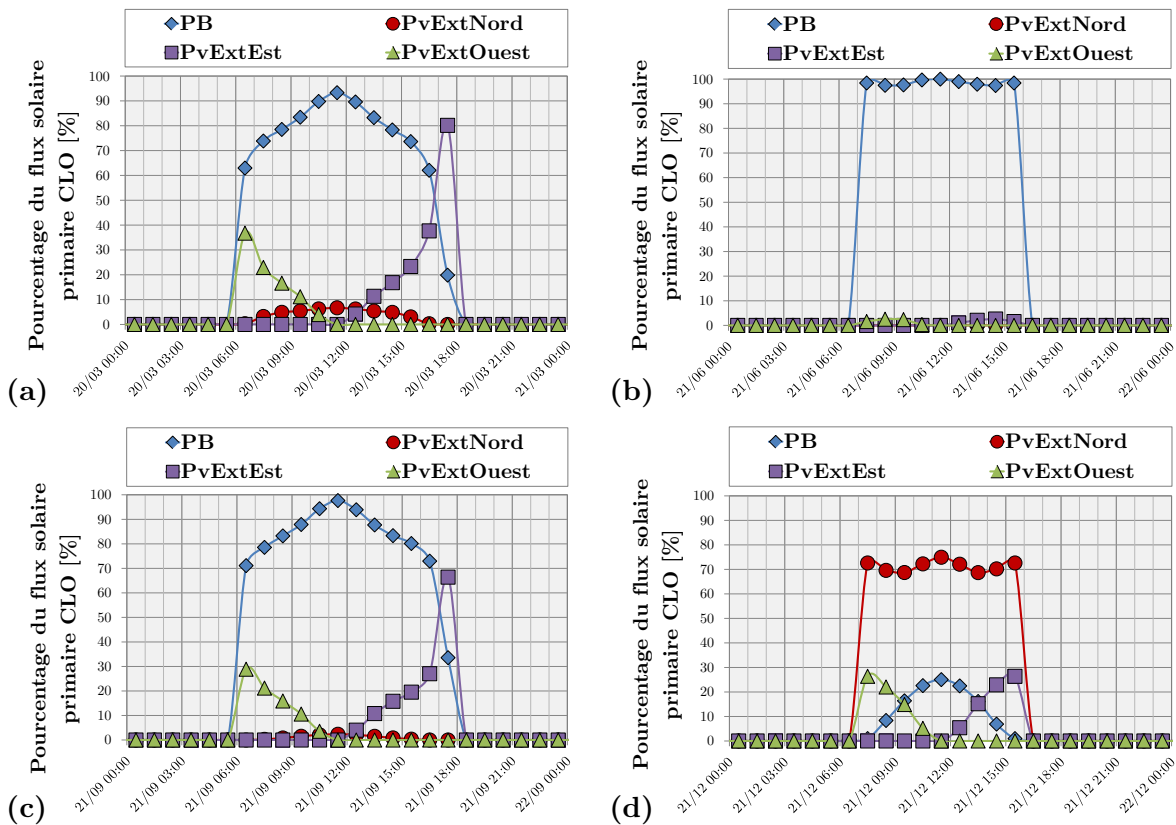


FIGURE 3.23 – Répartition horaire du flux solaire primaire CLO (composante directe) transmis à travers les vitrages, restant dans la zone thermique et absorbé par les quatre parois susceptibles de recevoir du flux solaire direct (PB, PvExtNord, PvExtEst et PvExtOuest), pour le 20 mars (a), le 21 juin (b), le 21 septembre (c) et le 21 décembre (d)

au midi vrai : dans la matinée, la tache solaire se répartie entre la paroi ouest et le plancher bas, alors qu'elle est partagée entre la paroi est et le plancher bas dans la soirée.

L'influence du modèle de tache solaire ne peut être appréciée à la seule considération de la composante directe du rayonnement solaire. C'est en observant la répartition de toutes les composantes du rayonnement solaire que l'on pourra comprendre cette influence. Ainsi, après absorption du rayonnement solaire primaire, la partie complémentaire non absorbée est considérée comme complètement diffuse et est traitée de la même manière que les autres composantes du rayonnement solaire (diffuse et réfléchi par le sol). L'étape suivante consiste à répartir le flux total absorbé par chaque paroi entre les nœuds T^* et $T_{i,1}$. Finalement, on peut donc évaluer la répartition globale du flux solaire $q_{rad.CLO,z}$ entre les N_{po} nœuds $T_{i,1}$ et le nœud T^* , en terme de rapport entre les flux thermiques transmis à chaque nœud et le flux solaire total $q_{rad.CLO,z}$.

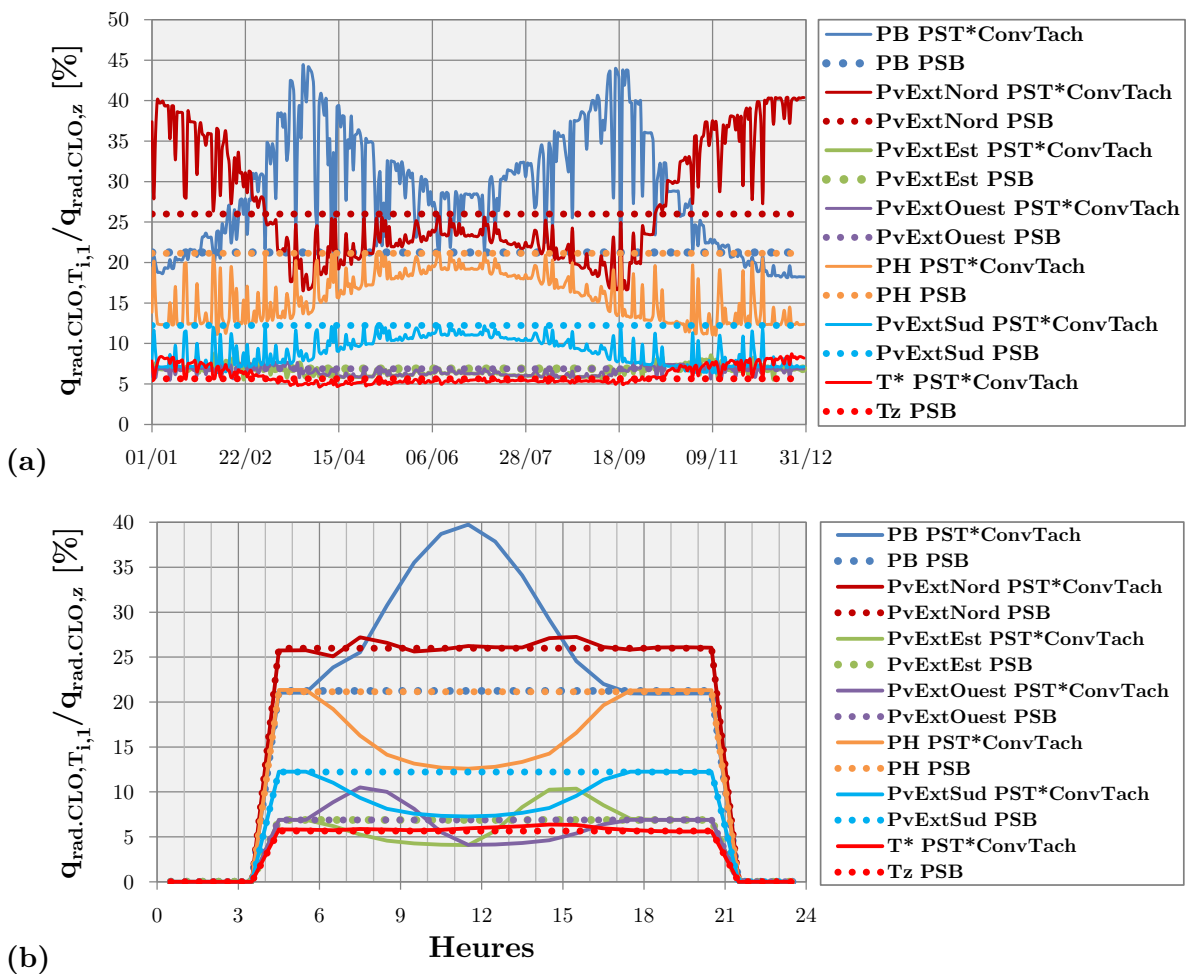


FIGURE 3.24 – Répartition moyenne journalière (a) et horaire (b) du flux solaire transmis à travers les vitrages et restant dans la zone thermique

Les figures 3.24a et 3.24b montrent que la PSB sous-estime assez largement la part du flux solaire $q_{rad.CLO,z}$ transmis au plancher bas tandis qu'elle sur-estime la part transmise au plancher haut et à la paroi sud. On constate aussi assez distinctement dans la figure 3.24a que le comportement de la PST*ConvTach se rapproche fortement de celui de la PSB lorsque la proportion de rayonnement direct durant la journée est faible. On voit aussi que l'été, la distribution du rayonnement solaire total évaluée par la PST*ConvTach ne suit pas la même évolution que la distribution du rayonnement solaire direct isolé (cf. moyennes hebdomadaires dans la figure 3.22). En effet, alors que la part du rayonnement solaire direct augmente sur plancher bas en été, la part du rayonnement solaire totale diminue sur la même paroi avec des maximums en inter-saison. Ce faisant, la distribution pour le plancher bas, mais aussi pour les autres parois se rapprochent de la distribution forfaitaire évaluée par la PSB. Ceci peut être expliqué par le fait qu'en été, la part du rayonnement solaire direct transmis à travers les vitrages est de l'ordre 50% (au maximum, dans la journée), alors que cette même part est de l'ordre de 80% en mi-saison et de 90% en hiver.

Malgré les conséquences du modèle PST*ConvTach en terme de répartition du flux solaire transmis à travers les vitrages, l'influence de ce dernier semble négligeable sur les différents cas d'études du BESTEST sélectionnés. En effet, les différences relatives par rapport à la PST*Conv sont très faibles, de l'ordre de quelques dizaines de kWh sur quelques milliers au total en ce qui concerne les besoins de chauffage et de refroidissement (cf. tableau A.1 et A.2).

3.3.5 Conclusions

Le § 3.3.3 a permis de présenter les résultats des modèles implémentés dans le chapitre 2 pour treize cas d'études sélectionnés parmi l'ensemble des cas d'études du BESTEST (cf. § 3.3.1), en terme de besoins de chauffage et de refroidissement (cf. figure 3.11 et tableau A.1), de puissances maximales de chauffage et de refroidissement (cf. figure 3.12 et tableau A.2) et de profils de température (cf. figure 3.13 et tableaux A.5, A.6, A.7 et A.8). Dans un premier temps, nous avons comparé ces résultats avec la moyenne des résultats les plus récents des trois outils STD de référence au niveau international sélectionnés. L'enseignement principal que l'on peut tirer de ces comparaisons est que les modèles détaillés ne permettent pas dans tous les cas de se rapprocher des modèles de référence. En effet, lorsque l'on raisonne sur les besoins de chauffage totaux, les écarts entre la PSB, la PST*, la PST*Conv et la PST*ConvTach d'une part et la moyenne de TRNSYS 17.1, d'ESP-r 11.10 et d'EnergyPlus 7.2 d'autre part sont respectivement de 20, 13, 19 et 21%. On voit donc que l'introduction du modèle T^* (réseau T^* , rayonnement GLO intérieur détaillé) permet de se rapprocher des résultats de référence, mais que l'ajout du modèle

de convection détaillé ramène cet écart moyen au niveau de celui de la PSB. Finalement l'addition du modèle de suivi de la tache solaire écarte un peu plus les résultats de ceux des outils de référence, jusqu'à dépasser l'écart moyen relatif à la PSB. Il est donc compliqué de tirer des conclusions quant à la fiabilité de ces modèles détaillés. En revanche, les modèles détaillés permettent se rapprocher des outils STD de référence en terme de puissances maximales appelées (cf. figure 3.15). Cela est principalement du au fait que la PSB modélise un thermostat sur une température de zone proche d'une température opérative alors que tous les autres plateformes ainsi que les outils STD de référence modélisent quant à eux un thermostat appliqué à l'air (ce qui n'est pas forcément réaliste quand on intègre les occupants).

Dans un deuxième temps, nous avons étudié plus particulièrement l'influence des modèles par rapport à la PSB. La remarque précédente permet d'expliquer en grande partie la tendance à la baisse des besoins thermiques et des puissances maximales appelées lorsque l'on introduit le modèle T^* dans la PSB (PST*). Par suite, nous nous sommes rendu compte que les coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs évalués par le modèle détaillé de convection (PST*Conv) étaient assez largement inférieurs aux coefficients constants de la PSB et de la PST*. Ce phénomène induit une augmentation sensible des résistances du réseau T^* (si l'on compare les plateformes PST* et PST*Conv) et notamment la résistance thermique R^* entre l'air et le nœud fictif T^* , ce qui entraîne des charges thermiques moins importantes au niveau de l'air et donc des besoins et des puissances appelées plus faibles. Le dernier modèle de suivi de la tache solaire n'influence que très peu les résultats (si l'on compare la PST*Conv à la PST*ConvTach). Ce modèle ne modifie pas la quantité des apports solaires transmis à travers les vitrages mais bien leur répartition entre les parois à l'intérieur de la zone thermique considérée. Les cas d'étude du BESTEST ne sont peut-être pas les plus adaptés pour tester l'influence de ce dernier modèle (toutes les parois ont des inerties comparables pour un cas d'étude donné, et les cas multizone en configuration étagée sont inexistant).

3.4 Conclusions

Différents modèles détaillés ont été implémentés dans le chapitre 2. Ces modèles ont tous trait aux échanges superficiels entre les transferts de chaleur superficiels intérieurs des parois. Cet axe de recherche a été justifié par l'état de l'art dans le chapitre 1. Les deux premiers modèles développés remettent en cause certaines hypothèses simplificatrices comme la globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO intérieurs. Par ailleurs, les coefficients d'échanges correspondants étaient considérés comme fixes tout au long de la simulation alors qu'ils sont ré-évalués à chaque pas de temps à présent. D'autre part, la répartition des apports solaires étaient forfaitaires. Pour affiner cet hypothèse, nous avons implémenté un modèle de suivi de la tache solaire qui calcule à chaque pas de temps le flux solaire primaire transmis à travers les vitrages et projeté sur les surfaces intérieures des parois d'une zone thermique.

Nous avons implémenté ces modèles dans une plateforme de simulation basé sur une discrétisation spatiale par volumes finis et une résolution des équations de transfert de chaleur grâce à l'application de l'analyse modale. Ce type de formalisme mathématique fait intervenir une réduction modale, qui élimine un certain nombre d'équations faisant intervenir des dynamiques rapides afin d'accélérer l'évaluation des sorties globales du modèle de bâtiment. En remettant en cause certaines hypothèses simplificatrices, et en implémentant les modèles détaillés correspondant, nous avons enrichi la plateforme de simulation. Le plus haut niveau de complexité est atteint pour la plateforme intégrant les trois modèles dont nous avons rappelé la teneur précédemment.

Afin de gagner en confiance sur ces modèles en termes de fiabilité et d'influence notamment, nous avons donc développé dans le § 3.1 une méthodologie en trois étapes séquentielles :

- ➔ validation numérique de certains algorithmes relatifs aux modèles détaillés implémentés (cf. § 3.2),
- ➔ validation numérique des modèles détaillés par comparaisons inter-modèles sur des cas d'études simples tirés du BESTEST (cf. § 3.3),
- ➔ validation empirique sur des maisons passives instrumentées (cf. chapitre 4).

Le chapitre 3 a consisté à traiter les deux premières étapes.

Concernant la première étape de validation numérique, nous nous sommes préoccupés essentiellement du rayonnement GLO, qui allait modifier la structure même de la PSB. Dans un premier temps, l'algorithme d'évaluation de la matrice de Gebhart a été validée par comparaison avec les résultats d'une étude de [Clark et Korybalski \[1974\]](#). Nous avons pu voir cependant que la qualité des résultats dépendait de la précision sur les facteurs de

forme. Nous avons pu constater dans un second temps que les flux nets radiatifs évalués à partir du modèle de Gebhart (représentation des échanges radiatifs GLO par paire de parois, appelée réseau FF dans le chapitre 2) tendaient vers des résultats similaires à d'autres modèles numériques détaillés, ce qui laisse penser que cette représentation des échanges radiatifs GLO est tout à fait équivalente à celle des radiosités et du modèle récursif. Par ailleurs, le cas d'étude considéré a permis de voir que l'influence sur ces types de modèle détaillé était assez faible par rapport à une approche de complexité intermédiaire (modèle MRT) en sachant que le modèle de la PSB est plus simplifié. Cependant, il faut noter que le modèle T^* repose sur cette représentation par paire de paroi mais qu'elle la simplifie en essayant de s'en rapprocher le plus possible grâce à une optimisation des résistances du réseau T^* . Une bonne représentation des échanges nets grâce au modèle de Gebhart n'induit pas forcément une bonne représentation de ces mêmes échanges évalués par le modèle T^* . Finalement, nous avons pu éliminer de potentielles sources d'erreurs internes (au niveau de l'implémentation informatique par exemple) en identifiant la PSB à partir de la PST* sur des cas mono et multi-zones.

Concernant la deuxième étape de validation numérique, elle a consisté à étudier treize cas d'études tirés du BESTEST. Nous avons calculé pour deux régulations différentes (sur l'air et la température opérative) les besoins de chauffage et de refroidissement ainsi que les puissances maximales de chauffage et de refroidissement appelées en utilisant les modèles PST*, PST*Conv et PST*ConvTach. Nous avons par ailleurs évalué ces mêmes sorties pour la PSB et un set de trois outils de référence au niveau international (TRNSYS, ESP-r et EnergyPlus). La PST* avec thermostat sur l'air diminue notablement les besoins thermiques et les puissances appelées, ce qui est lié à la régulation considérée. Cette analyse est corroborée par le fait que les résultats de la PST* avec un thermostat sur la température opérative sont beaucoup plus proches de ceux de la PSB. Nous précisons ici qu'un thermostat sur la température de zone (dans le cas de la PSB) est tout à fait recevable sur le plan pratique. En effet, dans la réalité, la température superficielle des parois, dont la température opérative est fonction, agit sur le ressenti des occupants. Si les parois sont froides, l'occupant montera sa consigne de température de chauffage jusqu'à ce que la situation devienne satisfaisante. L'introduction du modèle de convection détaillé a une influence importante, et là aussi avec une tendance à la baisse des besoins thermiques et des puissances appelées. Nous avons expliqué cette tendance par la propension de la plateforme PST*Conv à produire des coefficients convectifs globalement plus faibles que les coefficients constants de la PSB. Les charges thermiques appliquées à l'air diminuent, entraînant une baisse importante des besoins thermiques et des puissances appelées, et ce, pour tous les cas d'études. Finalement, le modèle de suivi de la tache solaire de la

PST*ConvTach n'a que très peu d'influence sur les résultats (résultats similaires à ceux de la PST*Conv). Malgré l'influence importante de ces modèles détaillés par rapport à la PSB, ils ne permettent pas de se rapprocher nettement de la moyenne des résultats des modèles de référence. En effet, si l'on considère les besoins thermiques totaux, les moyennes des écarts relatifs (en valeur absolue) aux outils STD de référence sur tous les cas d'études pour la PSB, la PST*, la PST*Conv et la PST*ConvTach sont respectivement de 20, 13, 19 et 21%. Il est donc compliqué de statuer sur la fiabilité des modèles détaillés après cette comparaison inter-modèles.

Malheureusement, il se peut que la complexification de la plateforme de simulation ait augmenté le nombre de potentielles sources d'erreurs dues à l'introduction de nouveaux facteurs d'entrée. Par ailleurs, les temps de calcul sont multipliés par trois ou quatre. Ceci étant, les résultats sont fiables en termes de sensibilité aux paramètres de conception : le sens de variation des résultats en modifiant un paramètre à la fois reste le même pour les différents modèles comparés (cf. figure 3.11) à l'exception notable entre les cas 900 et 920 où même les modèles de référence ont des sens de variations différents.

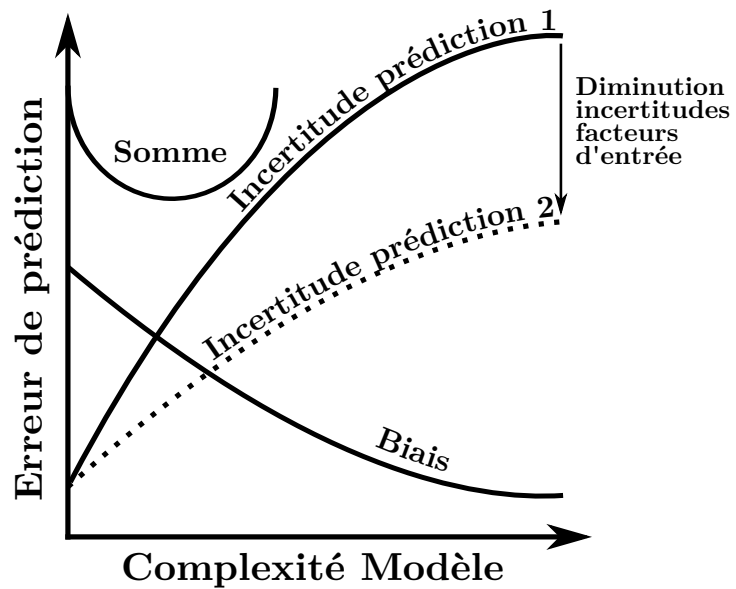


FIGURE 3.25 – Incertitudes de prédictions vs complexité du modèle selon Trčka et Hensen [2010]

Nous nous intéresserons dans le prochain chapitre à un cas d'étude relatif à un bâtiment plus performant afin d'évaluer l'influence des modèles dans cette configuration.

CHAPITRE 4

Validation sur une maison passive à forte inertie

Des modèles détaillés liés à l'inertie thermique ont été présentés dans le chapitre 2.

Une méthodologie à même d'évaluer la fiabilité et l'influence des modèles détaillés implémentés liés à l'inertie thermique a été proposée. Nous développerons dans ce chapitre la dernière étape de cette démarche consistant à les valider empiriquement.

Des mesures expérimentales effectuées sur une maison passive en béton banché (I-BB) de la plateforme INCAS de l'INES entre janvier et avril 2012 seront utilisées à cette fin. Nous présenterons dans un premier temps cette maison ainsi que la manière dont elle a été exploitée sur cette période (cf. § 4.1).

Ensuite, la méthodologie adoptée afin de comparer les résultats de simulation aux mesures expérimentales sera discutée dans le § 4.2, et appliquée finalement dans le § 4.3.

Table des matières détaillée

4.1	Présentation de la maison passive I-BB	203
4.1.1	Description de la maison passive I-BB	203
4.1.1.1	Architecture globale	203
4.1.1.2	Propriétés de l'enveloppe	205
4.1.1.3	Description des systèmes installés	206
4.1.1.4	Caractérisation de l'inertie thermique	208
4.1.2	Protocole expérimental	209
4.1.2.1	Description des scénarios d'exploitation expérimentale	209
4.1.2.2	Mesures des données météorologiques	210
4.1.2.3	Mesures des températures intérieures	213
4.1.3	Hypothèses de modélisation	216
4.1.3.1	Zonage de la maison	216
4.1.3.2	Débits de ventilation externes et internes	218
4.1.3.3	Infiltrations	220
4.1.3.4	Répartition zonale de la puissance de chauffage	221
4.1.3.5	Ponts thermiques et dimensions des parois	221
4.1.3.6	Facteurs de forme	223
4.1.3.7	Puissance dissipée par les systèmes	223
4.1.3.8	Occultations des vitrages	224
4.1.3.9	Faux plafonds	224
4.1.3.10	Emissivités GLO et absorbtivité CLO	224
4.1.3.11	Masques proches des débords et du balcon	224
4.1.3.12	Albédo	225
4.1.3.13	Initialisation de la simulation	225
4.1.3.14	Plateformes de modélisation considérées	225
4.1.4	Conclusions	226
4.2	Méthodologie d'Analyse de Sensibilité et d'Incertitudes (ASAI)	227
4.2.1	État de l'art	227
4.2.1.1	Terminologie	227
4.2.1.2	Méthodes	228
4.2.1.3	Grandeur d'intérêt du problème	234
4.2.2	Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents	236
4.2.2.1	Principe de la méthode	236
4.2.2.2	Échantillonnage de la méthode	238

4.2.2.3	Mesures de sensibilité de la méthode	239
4.2.3	Propagation des incertitudes par un tirage hypercube latin (LHS)	240
4.2.3.1	Évaluation de l'incertitude associée aux facteurs d'entrée	240
4.2.3.2	Échantillonnage des facteurs d'entrée	241
4.2.4	Analyse de sensibilité globale : indices de Sobol	243
4.2.4.1	Indices de Sobol étudiés	243
4.2.4.2	Évaluation des indices de premier ordre et totaux	244
4.2.4.3	Optimisation de l'estimation des indices	246
4.2.5	Conclusions	247
4.3	Validation empirique de la PSB et de la PST*Conv	248
4.3.1	Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents	248
4.3.1.1	Facteurs d'entrée étudiés et incertitude correspondante	248
4.3.1.2	Résultats de la méthode de criblage de Morris	254
4.3.1.3	Sélection des facteurs d'entrée influents	262
4.3.2	Propagation de l'incertitude associée aux facteurs d'entrée sélectionnés	264
4.3.2.1	Modélisation des incertitudes pesant sur les facteurs d'entrée sélectionnés	264
4.3.2.2	Incertainces associées aux écarts aux mesures	266
4.3.2.3	Comparaison températures mesurées et simulées	267
4.3.3	Analyse de sensibilité globale	273
4.3.3.1	Échantillonnage pour l'évaluation des indices de Sobol	273
4.3.3.2	Indices de Sobol du premier ordre et totaux	273
4.3.3.3	Analyse des résultats	277
4.3.4	Conclusions	279
4.4	Conclusions	280

4.1 Présentation de la maison passive I-BB

Cette section consistera à présenter les principales caractéristiques de la maison I-BB sans pour autant viser l'exhaustivité au regard de la grande quantité d'informations. Afin de ne pas alourdir le corps de la thèse, certains détails seront consignés dans l'annexe B.

Les informations que nous allons détailler dans cette section font largement référence aux documents suivants :

- le rapport final du projet ANR Maison Passive,
- le rapport de suivi de chantier des maisons INCAS,
- le livrable L1-1 du projet ANR HABISOL - SIMINTHEC [CEA, 2010],
- le rapport intermédiaire du projet ANR Fiabilité, disposant d'informations plus récentes dans certains cas,
- et enfin, la thèse de Spitz [2012] qui s'est intéressée plus particulièrement à la maison passive double mur en blocs béton ou « I-DM », dont la géométrie est en tout point similaire à la maison I-BB.

4.1.1 Description de la maison passive I-BB

4.1.1.1 Architecture globale

La maison I-BB (cf. figure 4.1b) a été construite au sein de la plateforme INCAS de l'INES¹ dédiée à l'étude de maisons « passives » destinées à produire plus d'énergie qu'elles n'en consomment globalement sur une année, notamment grâce à une large surface de panneaux solaires photovoltaïques intégrés au pan de toiture orienté au sud et des panneaux solaires thermiques intégrés sur la face verticale du garde-corps du balcon orientée au sud. La plateforme INCAS intègre d'autres maisons passives en double mur blocs béton « I-DM », en ossature bois « I-OB » (cf. figure 4.1a). Bientôt, une quatrième maison en brique de terre cuite complètera la plateforme.

Lors de la conception de la maison, le but était d'atteindre une consommation annuelle en énergie finale concernant le chauffage inférieure à 15 kWh.m^{-2} tout en limitant la puissance nominale du système de chauffage à 10 W.m^{-2} . La maison se veut donc d'une architecture simple et compacte, l'idée initiale des concepteurs étant de limiter les surcoûts de construction, notamment en utilisant des matériaux conventionnels. Cependant, certaines techniques constructives telles l'isolation thermique extérieure ou le retour de l'isolant en sous-face de plancher bas vers l'isolant des parois verticales extérieures restent

1. Il est possible de visiter virtuellement les maisons de la plateforme à cette adresse : <http://www.ines-solaire.org/france/DT1310485609/visiteinteractive/INCAS.html>



FIGURE 4.1 – (a) Vue de la plateforme INCAS de l'INES : I-BB (à gauche), I-DM (au milieu) et I-OB (à droite) ; (b) Vue aérienne de la maison I-BB (au premier plan), des cellules PASSIS et de l'INES (au second plan) – Crédit photo P.Rifflard (CEA)

encore peu expérimentées en France et donc relativement chères.

L'orientation de la maison est décalée dans le sens trigonométrique d'environ 15° par rapport à l'axe Nord/Sud. La maison est érigée sur un vide-sanitaire, et possède des combles perdus sous la toiture. La maison dispose d'une grande pièce de vie ouverte (cuisine, salon et séjour), d'un cellier, d'un hall d'entrée et de toilettes au RDC. On trouve à l'étage, trois chambres, une salle de bain et des toilettes. Les hauteurs sous plafond sont respectivement de 2.7 et 2.4 mètres pour le RDC et le niveau R+1 (incluant les faux-plafonds). Les dimensions intérieures sont égales à 8.5×7.5 m pour une surface intérieure de 89 m². Les plans au sol des deux niveaux principaux sont présentés dans la figure B.1, ceux du vide sanitaire et des combles perdues dans la figure B.2 et le plan en

élévation dans la figure B.3.

4.1.1.2 Propriétés de l'enveloppe

Nous présenterons ici les compositions des parois opaques et vitrées que nous avons modélisé dans la PSB.

Compositions des parois opaques

Le système constructif de la maison I-BB est basé sur des parois verticales extérieures en béton banché (15 cm d'épaisseur) isolées par l'extérieur (2 couches croisées de 10 cm de polystyrène extrudé).

Le plancher bas est constitué d'une dalle en béton coulé sur place de 16 cm surmontée d'une chape en béton de 8 cm. Un retour d'isolant de 80 cm de longueur et 20 cm d'épaisseur sur les faces intérieures des murs verticaux du vide sanitaire limitent par ailleurs le pont thermique du plancher bas. La dalle du plancher bas s'appuie sur une série de plots liés au murs verticaux du vide sanitaire par des chainages verticaux. Entre ces plots, une partie de l'isolant (la moitié de l'épaisseur totale, soit 10 cm) en sous-face du plancher bas revient vers l'isolant des parois verticales extérieures.

Le plancher intermédiaire est basé sur un système de plancher poutrelles et entrevous béton de 16 cm de hauteur, d'une dalle béton sur-élevée de 4 cm et d'une chape de 8 cm. Les consoles du balcon sont fixées à la paroi verticale extérieure sud par l'intermédiaire de fixations métalliques ponctuelles. Le plancher haut est quant à lui constitué d'un faux-plafond et de 2 couches superposées de 20 cm de laine de verre. Les pannes sablières sont sur-élevées par rapport à la limite haute des parois verticales extérieures orientées au nord et au sud grâce à des supports métalliques adaptés. Les murs pignons est et ouest sont isolés à l'intérieur et à l'extérieur. Les cloisons intérieures sont légères avec une isolation phonique de 4 cm en laine de verre.

Les compositions des parois opaques sont décrites dans le tableau B.3.

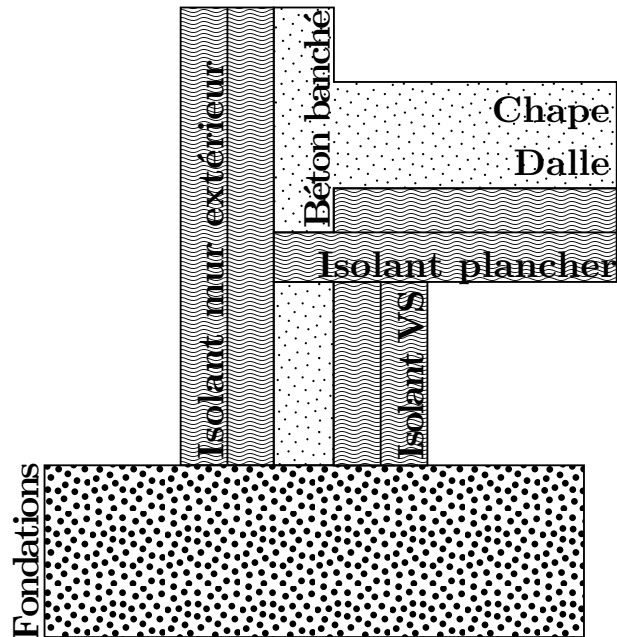


FIGURE 4.2 – Schéma de principe du système constructif de la maison I-BB

Description des menuiseries

On dénombre huit types de fenêtres différentes selon leur dimensions et leur caractéristiques (doubles et triples vitrage argon peu émissifs). La pièce à vivre contient deux grandes portes-fenêtres à double vitrage exposées au sud (type F2) de même que pour les chambres 2 et 3 (type F1). Au nord, deux fenêtres à triple vitrage sont disposées dans le cellier et l'escalier entre les deux dégagements du RDC et de l'étage. Les autres fenêtres sont des doubles vitrages situées dans les autres pièces de la maison. Une vue de toutes les façades permet de se représenter les dimensions, dispositions et les ratios de vitrages selon les quatre orientations cardinales (cf. figure 4.3). Les caractéristiques en termes de dimensions, de coefficients de transmissions moyens et de facteurs solaires moyens sont détaillés dans le tableau B.2. Les doubles vitrages ont un coefficient de transmission de $1.1 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ et un facteur solaire de 0.6, et les triples vitrages, de $0.7 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ et de 0.45.

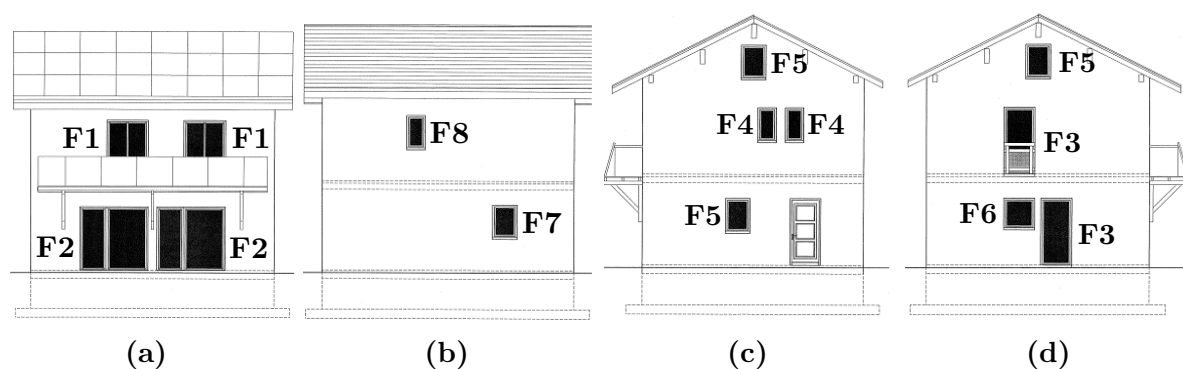


FIGURE 4.3 – Emplacement des fenêtres au sein des façades Sud (a), Nord (b), Est (c) et Ouest (d) de la maison I-BB

La porte d'entrée est caractérisée par un coefficient de transmission thermique de $1.2 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$. Ses dimensions $L \times l$ sont égales à $2.15 \times 1 \text{ m}$.

4.1.1.3 Description des systèmes installés

Un ensemble de systèmes énergétiques ont été installés lors de la construction de la maison. Nous ne présenterons ici ceux qui représentent un intérêt pour le processus de validation empirique, c.a.d. les systèmes de chauffage et de ventilation. Les appareils électriques seront abordés ultérieurement lors de la modélisation des puissances dissipées par ces derniers.

Système énergétique de chauffage

La très basse consommation d'énergie induite par la conception et la réalisation soignées de la maison passive I-BB permet de se passer de nombreux émetteurs de chaleur (comme les radiateurs par exemple) et des réseaux associés. Le débit de renouvellement d'air, associé à une épingle électrique suffit à chauffer l'ensemble de la maison. La puissance nominale de cette épingle électrique est estimée à environ 1.2 kW (une mesure de 1190 W a été donnée dans la thèse de Spitz [2012]), ce qui place la puissance de chauffage par unité de surface (la surface considérée dans le label allemand est la surface extérieure) légèrement au dessus du critère du label Passiv Haus allemand de 10 W.m^{-2} . On précise ici que l'épingle électrique est placée après le boîtier de l'échangeur double flux (cf. figure 4.4). Le rendement de l'épingle électrique est considéré comme idéal (égal à 1). Nous verrons par la suite comment cette puissance de chauffage totale est distribuée dans les différentes zones chauffées que sont le salon et les trois chambres (le thermostat est situé dans le salon).

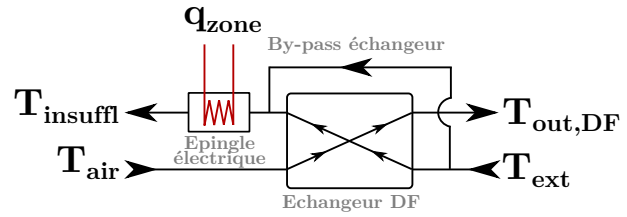


FIGURE 4.4 – Schéma de principe de l'installation de chauffage aéraulique associée à l'échangeur de chaleur de la ventilation mécanique double flux

Ventilation mécanique

L'échangeur de chaleur à plaque air/air dont est dotée la ventilation mécanique contrôlée double flux (VMCDF) est installé dans le cellier. La prise d'air extérieure est située dans cette même pièce. Un réseau de distribution part du cellier pour desservir les pièces à ventiler (les trois chambres et le salon). Les pièces d'eau (toilettes, salle de bain) ainsi que la cuisine possèdent des bouches d'extraction d'où l'air vicié est extrait (cf. figure 4.5). Les conduits sont isolés grâce à un système double peau en PVC (conduits rigides plats de 5.5 cm d'épaisseur). L'efficacité de l'échangeur est de l'ordre de 90%. Cependant, comme on le verra par la suite, aucun scénario d'exploitation que nous allons considérer ne fait intervenir l'échangeur de chaleur de la VMC double flux. En effet, un by-pass capable de contourner l'échangeur de chaleur existe afin notamment de ne pas réchauffer de l'air frais rentrant les soirées d'été. Les ventilateurs du réseau aéraulique sont théoriquement sensés pouvoir imposer deux débits nominaux de ventilation de $135 (Q_{v,nom-1})$ et $270 \text{ m}^3.h^{-1} (Q_{v,nom-2})$. Comme on le verra dans les sections suivantes, les problématiques concernant la ventilation dans cette étude ont été très préoccupantes en raison de la difficulté de mesurer précisément les débits de ventilation et de connaître exactement les régimes du by-pass de l'échangeur de chaleur de la VMC DF. Les débits de renouvellement d'air effectivement modélisés seront donc précisés ultérieurement. Nous nous appuyons notamment sur une

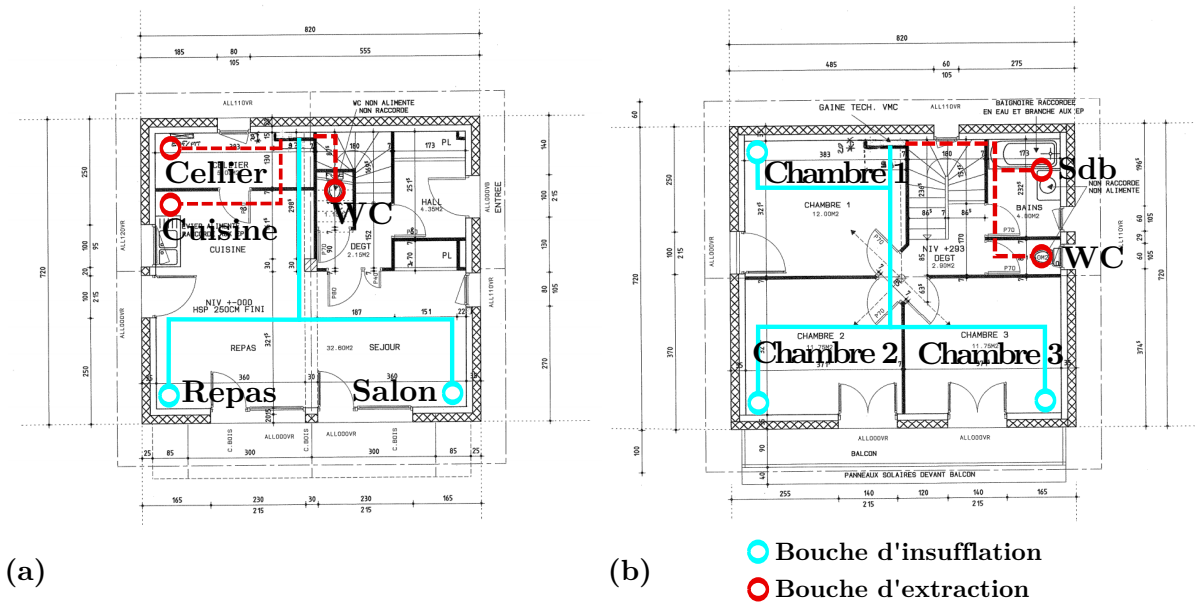


FIGURE 4.5 – Schéma de principe du réseau de distribution aéraulique au RDC (a) et à l'étage (b)

campagne de mesure ponctuelle in situ de ces débits de soufflage et d'extraction.

4.1.1.4 Caractérisation de l'inertie thermique

Les constantes de temps du bâtiment ont été caractérisées grâce à l'analyse modale. Lorsque le modèle n'est pas réduit, on dénombre 414 modes relatifs à 11 zones thermiques. Les constantes de temps associées sont représentées dans la figure 4.6.

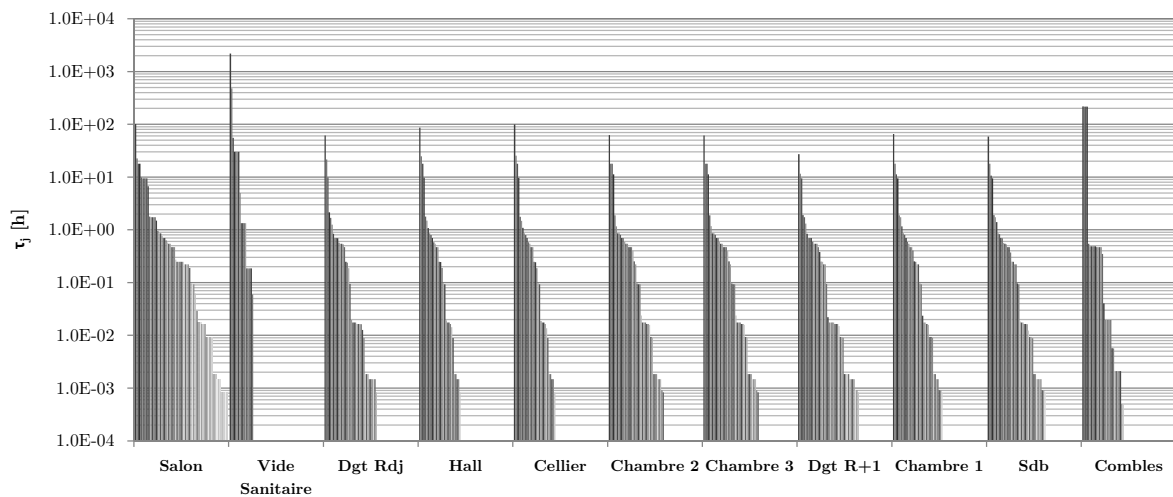


FIGURE 4.6 – Constantes de temps associées aux 414 modes de la maison I-BB

En comparant les constantes de temps avec le cas 900 du BESTEST, on s'aperçoit que

la maison INCAS est caractérisée par des constantes de temps fortement plus élevées, ce qui lui confère un caractère inertiel important (les modes principaux sont aux alentours de 100h). Ceci peut être expliqué par les systèmes constructifs qui ont été mis en œuvre dans la maison I-BB avec vingt centimètres de béton isolés par vingt centimètres de polyuréthane, ainsi que des planchers bas et intermédiaires en béton. Cette remarque renvoie au concept d'inertie d'absorption développé dans le premier chapitre.

4.1.2 Protocole expérimental

4.1.2.1 Description des scénarios d'exploitation expérimentale

Les maisons de la plate-forme Incas sont inoccupées afin de faciliter les interprétations et ne pas avoir à prendre en compte le caractère incertain et aléatoire du comportement d'éventuels habitants. La période expérimentale que nous allons exploiter s'étend du 1^{er} janvier au 22 avril 2012. Il est important de noter que cette période fait partie d'une période d'exploitation plus large ayant débuté quelques mois auparavant (le 15 septembre 2011 exactement) et que nous nous sommes restreints à la période janvier/avril en raison de mesures expérimentales plus fiables et de scénarios d'exploitation plus stables. Au sein de cette période, un protocole expérimental comprend plusieurs séquences de plusieurs semaines, qui se sont succédées et que nous appellerons scénarios. A l'issue de chacun d'entre eux, les expérimentateurs de l'INES ont modifié un voire plusieurs paramètres d'exploitation (consigne de température de chauffage, régime et débit de la VMC DF, occultation des vitrages et séparation physique entre les deux étages).

Six scénarios sont décrits ci-dessous et schématisés dans la figure 4.7. Les dates précises de début et de fin de ces scénarios sont renseignées dans le tableau 4.1.

- **scénario n°1** : consigne de chauffage à 20°C ; volets fermés ; séparation physique entre l'étage et le RDC (découplage aéraulique) ; débit nominal de renouvellement d'air $Q_{v,nom-1}$; by-pass de l'échangeur,
- **scénario n°2** : températures en évolution libre ; systèmes de chauffage et de ventilation éteints (Off),
- **scénario n°3** : séparation physique entre les deux niveaux retirée,
- **scénario n°4** : idem scénario n°1 mais avec consigne de chauffage à 24°C,
- **scénario n°5** : ouverture des volets ; chauffage Off ; séparation physique entre les deux niveaux replacée,
- **scénario n°6** : renouvellement d'air avec un débit nominal augmenté noté $Q_{v,nom-2}$.

TABLEAU 4.1 – Dates de début et de fin des scénarios d'exploitation expérimentale

n° scénario	Date début	Date Fin
1	01/01/2012 00 : 30	15/01/2012 23 : 30
2	17/01/2012 00 : 30	08/02/2012 22 : 30
3	10/02/2012 00 : 30	19/02/2012 23 : 30
4	21/02/2012 00 : 30	15/03/2012 12 : 30
5	15/03/2012 13 : 30	31/03/2012 17 : 30
6	31/03/2012 18 : 30	21/04/2012 23 : 30

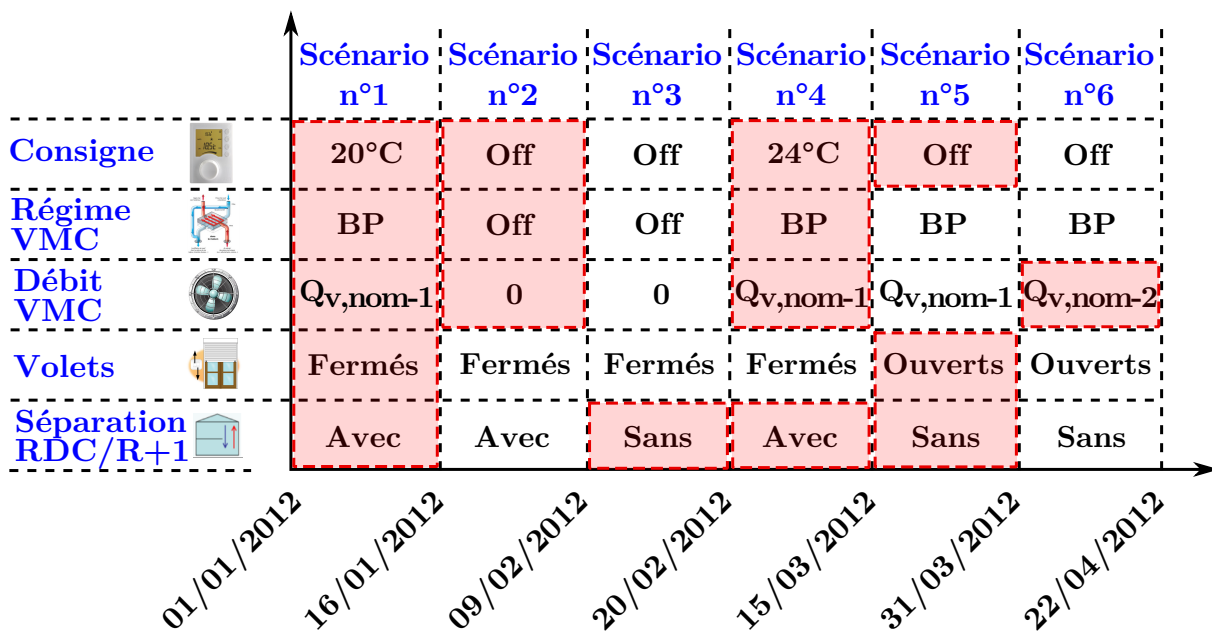


FIGURE 4.7 – Protocole expérimental appliqué à la maison I-BB du 01/01/12 au 22/04/12

4.1.2.2 Mesures des données météorologiques

Les données météorologiques indispensables aux simulations que l'on effectuera grâce aux plateformes de simulation sélectionnées sont relativement peu nombreuses (format TRY [Lund, 1985]) :

- température extérieure [$^{\circ}\text{C}$],
- rayonnement global horizontal [$J.cm^{-2}$],
- rayonnement diffus horizontal [$J.cm^{-2}$],
- rayonnement direct normal [$J.cm^{-2}$].

Il n'est pas obligatoire de renseigner le rayonnement normal car il est dérivable des rayonnements global et diffus horizontaux. Par ailleurs, les coordonnées géographiques du site interviennent dans le calcul de la hauteur et de l'azimut solaires. Les masques lointains ainsi que la course du soleil peuvent être appréciés dans la figure B.4. L'altitude sera

précisée à titre indicatif car aucune correction de température en fonction de cette dernière ne sera effectuée. En effet, les mesures expérimentales de la température extérieure ont été réalisées à la même altitude que celle du site de la plateforme INCAS. Deux jeux de données nous ont été transmis par les expérimentateurs du CEA². Un premier, provenant de diverses stations météo in situ et un deuxième provenant de l'aéroport de Chambéry - Savoie situé à trois cent mètres au sud-est du site de la plateforme INCAS.

Site

La plateforme INCAS est située au Bourget du Lac, à 10 km au nord de Chambéry. Les informations relatives au site sont précisées ci-dessous :

- longitude : $-5,8814^{\circ}$,
- latitude : $45,6876^{\circ}$,
- altitude : 233 m,
- température du sol à 10 mètres : 9°C .

Le Bourget du Lac est entouré de massifs montagneux induisant des masques lointains : le massif des bauges à l'est, la chaîne de l'Épine à l'ouest et le massif de la Chartreuse au Sud. Ces derniers ainsi que la course du soleil en fonction des mois de l'année peuvent être visualisés dans la figure B.4, et ce, à titre indicatif. En effet, les données météorologiques prennent en compte ces masques lointains puisque la station météorologique est située à trois cent mètres du site de la plateforme INCAS.

Température extérieure

Trois sources de données différentes ont été considérées en amont de la construction du fichier météo :

- mesure de la température extérieure au niveau de la bouche d'aspiration de l'air neuf de la VMC DF de la maison I-DM (située à quelques mètres de la maison I-BB),
- station météo sur la plateforme du toit du bâtiment Lynx 3,
- station météo de l'aéroport de Chambéry-Savoie.

La température extérieure mesurée par la sonde de température de la prise d'air de la VMC DF de la maison I-DM est inutilisable en l'état. Les données sont manquantes du 08/02/2012 au 08/02/2012 et du 19/04/2012 au 22/04/2012. Elle semble par ailleurs largement influencée par le fonctionnement de l'épingle électrique située non loin du capteur dans le caisson de la VMC DF. Pour les deux autres séries de mesure, on constate que

2. Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Énergies Alternatives

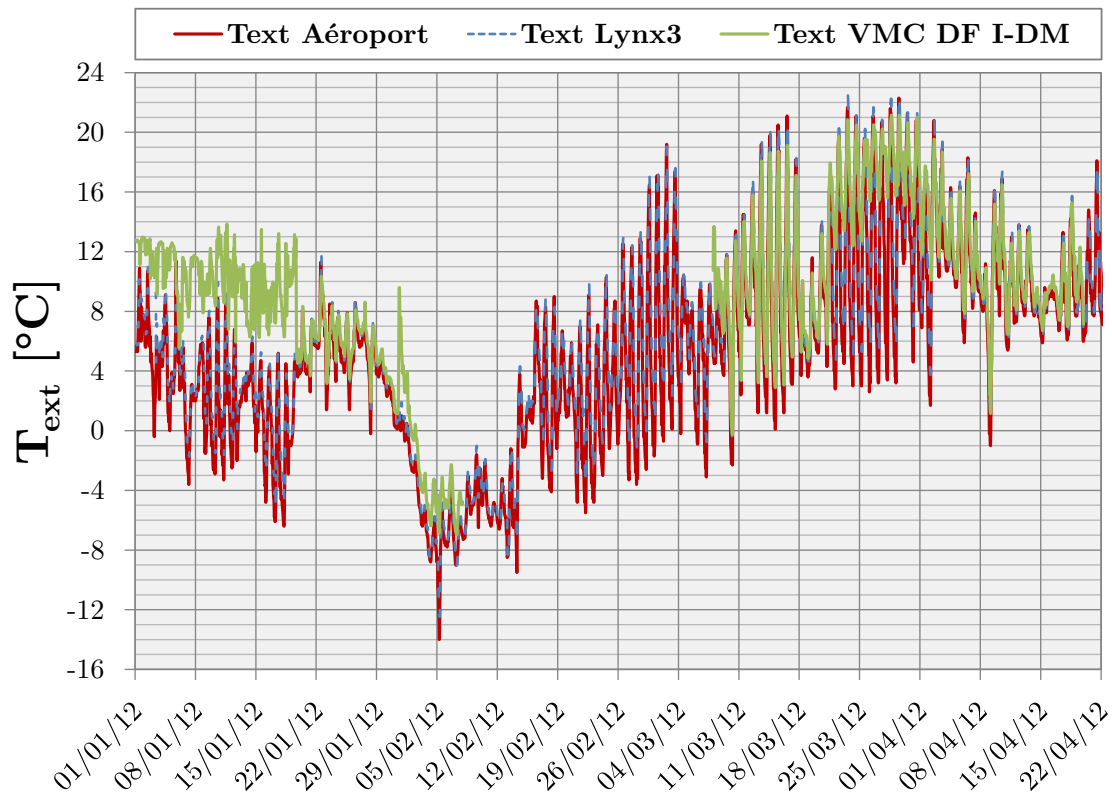


FIGURE 4.8 – Températures extérieures mesurées à l’aéroport de Chambéry-Savoie (courbe rouge), la station météo du toit du bâtiment Lynx3 (tirets bleus) et le capteur de température de prise d’air neuf de la VMC DF de la maison I-DM (courbe verte)

la température extérieure mesurée par la station de l’aéroport est en moyenne inférieure d’un degré Celsius à celle mesurée par la station Lynx3, avec des pics de plus de 5°C de différence, notamment la nuit. A cette étape de la comparaison entre les différentes sources de mesures, il est encore difficile d’en choisir une en particulier. Ce choix sera dirigé par la complétude d’une de ses séries (disponibilité pour toutes les mesures météo nécessaires) et non pas par leur fiabilité, qui est difficilement estimable, même si les aéroports ont en général une longue expérience des mesures météo.

Les écarts relevés entre la température extérieure mesurée par les deux stations (aéroport et Lynx3) nous permettront d’estimer les incertitudes pouvant peser sur cette données météo cruciale.

Rayonnement solaire

Dans un premier temps, nous avons accompli un travail de consolidation des mesures du rayonnement global horizontal provenant de la station météo de la plateforme d’ex-

périmentation des panneaux solaires photovoltaïques (BIPV7). Par la suite, nous avons reconstitué l'éclairement diffus horizontal à partir du global horizontal sur la base de deux modèles de complexité croissante (modèle d'Orgill et Hollands [1977] et de Perez *et al.* [1987]). Le modèle de Perez a nécessité la consolidation de mesures expérimentales additionnelles comme la température de rosée et l'humidité relative de l'air extérieur. Nous ne présenterons ici d'ailleurs que le rayonnement diffus horizontal dérivé du modèle de Perez. Finalement, nous avons reçu les mesures de température de la station de l'aéroport. Les mesures des éclairagements globaux et diffus horizontaux peuvent être observés dans la figure 4.9.

Le rayonnement global mesuré par les stations de l'aéroport et du BIPV7 sont relativement proches à l'exception notable de certaines journées des mois de janvier et février (cf. figure 4.9a). En revanche, le rayonnement diffus mesuré par la station de l'aéroport et calculé à partir du rayonnement global de la station Lynx3 grâce au modèle de Perez diffèrent assez largement en terme d'amplitude. Par ailleurs, des décalages temporels de plusieurs heures apparaissent fréquemment entre les deux séries.

Le rayonnement direct normal n'est disponible qu'à partir des données météo de l'aéroport et ne sera pas représenté graphiquement.

Dans un souci de cohérence et de fiabilité des données (le rayonnement diffus horizontal mesuré par la station de l'aéroport est à priori plus fiable que celui approché par calcul avec le modèle de Perez), le jeu de données de l'aéroport a finalement été retenu.

4.1.2.3 Mesures des températures intérieures

Les températures d'air sont mesurées grâce à des sondes de platine de type Pt100 (incertitude de $\pm 0.35^\circ\text{C}$). Des boucliers thermiques en plastique protègent les capteurs du rayonnement solaire direct qui pourrait potentiellement nuire à la fiabilité des mesures. Afin de ne pas modifier la circulation d'air autour des capteurs, les boucliers ont la forme d'un cylindre avec un diamètre suffisamment important. Des mats placés au centre de chacune des pièces (à l'exception du cellier) de la maison contiennent des capteurs positionnés à trois hauteurs différentes.

TABLEAU 4.2 – *Position des capteurs de température d'air sec PT100 (Classe A) sélectionnés pour représenter les températures homogènes*

Capteur	Pièce	x	y	z
PTA029	Salon	6.52	1.75	1.10
PTA030	Dgt RDC	5.59	3.61	1.15
PTA031	Hall	6.76	4.00	1.15
PTA019	Chambre 1	2.04	4.92	4.02
PTA020	Chambre 2	1.82	1.61	4.02
PTA021	Chambre 3	5.70	2.60	4.01
PTA027	Dgt R+1	5.04	3.36	4.06
PTA037	Sdb	6.46	5.22	4.02

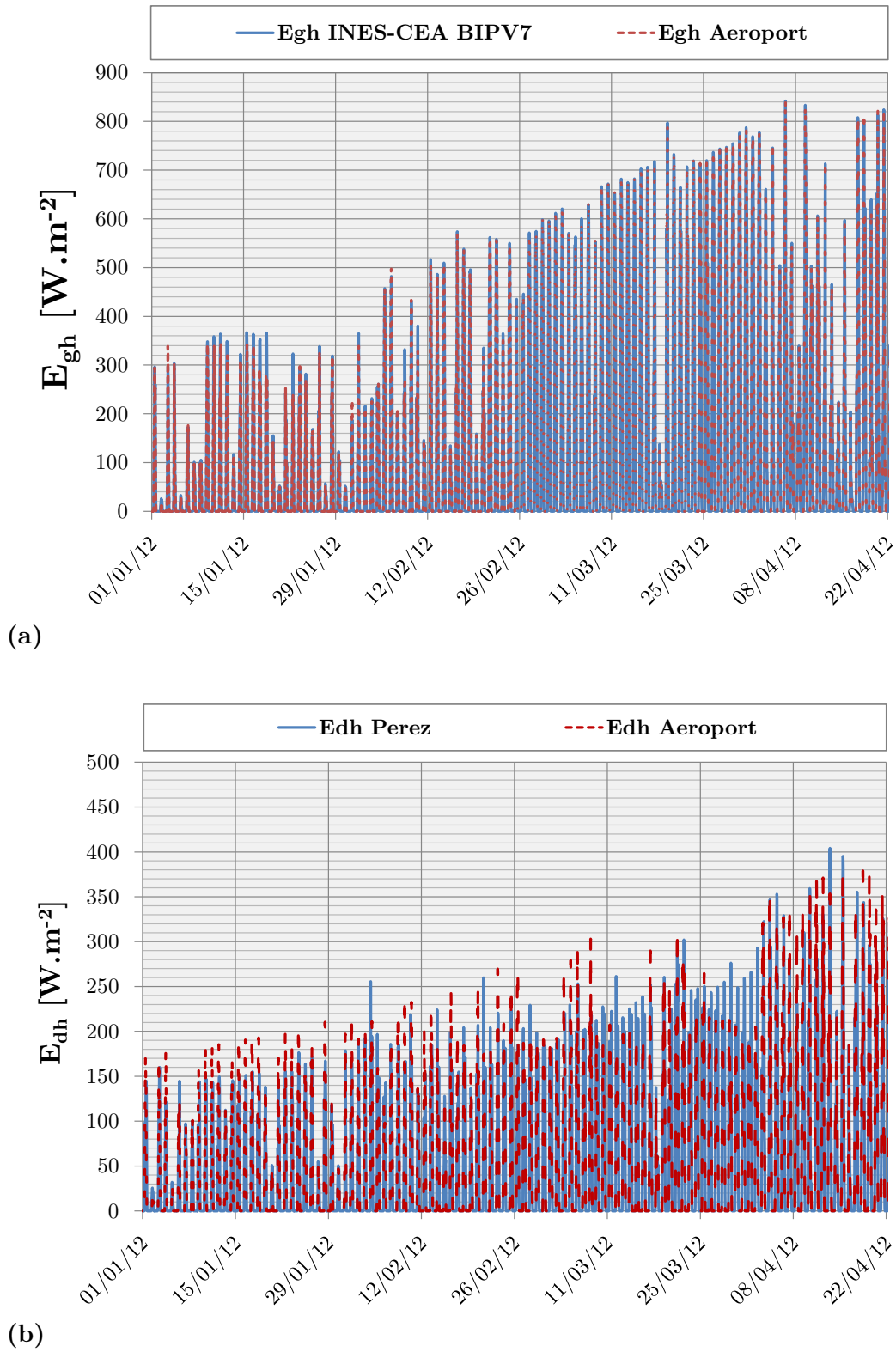


FIGURE 4.9 – Éclairement global (a) et diffus (b) sur un plan horizontal mesurés par la station de l'aéroport (a) et (b), et une station météo située sur une plateforme d'expérimentation liée au solaire photovoltaïque (a)

Huit capteurs ont été sélectionnés afin de représenter les températures d'air sec des huit zones thermiques sujettes à validation expérimentale (cf. tableau 4.2 ; la base du repère orthogonormé Oxyz est située dans l'angle sud-est du salon, avec l'axe Ox dans le sens ouest→est et l'axe Oy dans le sens sud→nord). Une attention particulière sera portée à la zone du salon qui est suffisamment complexe pour solliciter les différents sous-modèles des plateformes de simulation que nous allons valider. Les capteurs sélectionnés sont les capteurs situés approximativement à 1.1 m au dessus du sol, c.a.d. à hauteur de hanche (hauteur conventionnelle). Étant donnée l'hypothèse selon laquelle la température d'une zone thermique est homogène dans le volume considéré, il a été décidé de sélectionner ces capteurs situés à une hauteur intermédiaire. Nous avons tracé dans la figure 4.10 l'évolution des températures du salon et des trois chambres (afin de ne pas surcharger le graphique) sur la période étudiée.

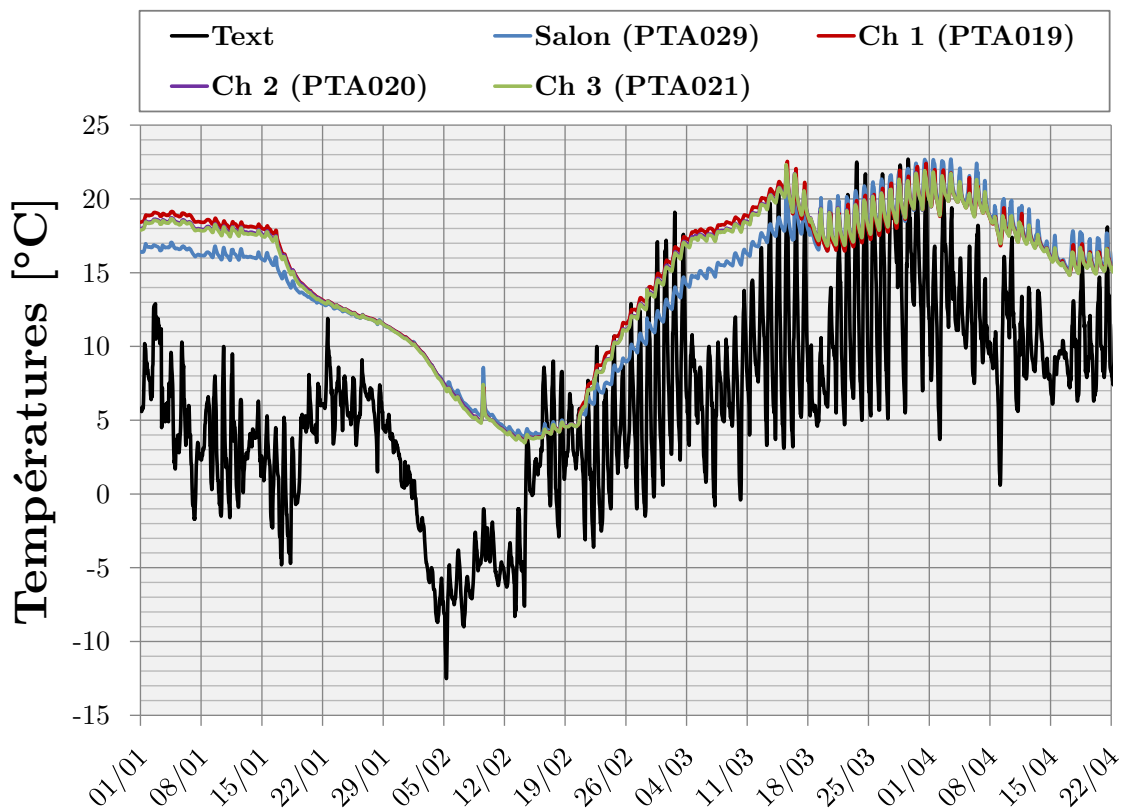


FIGURE 4.10 – Évolution de la température extérieure et des températures d'air sec mesurées par les capteurs PTA029 (salon), PTA019 (chambre 1), PTA020 (chambre 2) et PTA021 (chambre 3)

On distingue clairement dans la figure l'influence des scénarios. Ainsi, on observe que les consignes de températures de 20 et 24°C des scénarios n°1 et n°4 ne sont pas atteintes. Cela

peut s'expliquer par le fait que l'échangeur de la VMC DF est en fait by-passé pendant ces périodes. De plus, les volets sont fermés, ce qui annihile les apports solaires indispensables à une maison passive pour fonctionner correctement. L'évolution libre des scénarios n°2 et n°3 est aussi clairement visible. Les amplitudes de variation des températures y sont très faibles. On remarque un évènement ponctuel correspondant à l'ouverture des volets pendant quelques heures de la journée du 9 février, ce qui entraîne une augmentation subite de toutes les températures. Le scénario 5, correspondant à l'ouverture des volets a pour conséquence d'augmenter la variabilité journalière des températures des zones. Quant au scénario 6 à partir duquel le débit de renouvellement d'air est fortement augmenté et par là-même les pertes thermiques par renouvellement d'air, on voit bien que cela entraîne une baisse généralisée des températures. La période d'ouverture des volets fait aussi apparaître une plus grande amplitude de variation des températures du salon. Ce phénomène est à priori imputable aux apports solaires relativement plus importants en comparaison avec les autres zones (les surfaces de parois vitrées y sont plus grandes).

Par ailleurs, durant les périodes de chauffage (scénario 1 et 4), on observe une distinction nette entre deux groupes de températures. En effet, les températures correspondantes aux zones du niveau R+1 sont nettement plus élevées par rapport à celles des zones du RDC.

Compte tenu des incertitudes intrinsèques aux capteurs de type PT100 de classe A, des effets induits par le bouclier thermique et de l'inhomogénéité de la température dans les pièces, [Spitz \[2012\]](#) propose d'appliquer une bande d'incertitude de $\pm 1^\circ\text{C}$ autour des mesures à 1.1 m. Afin d'illustrer cette incertitude, nous traçons dans la figure 4.11 l'évolution de la température du salon (en trait plein) encadrée par sa bande d'incertitude (en pointillé).

4.1.3 Hypothèses de modélisation

4.1.3.1 Zonage de la maison

Les zones thermiques que nous avons modélisées correspondent quasiment toutes à une pièce donnée de la maison I-BB (seules la salle de bain et les toilettes de l'étage ont été regroupées en une seule zone thermique). Les noms des zones sont précisés dans la figure 4.12. Les volumes et surfaces intérieures de ces dernières sont renseignées dans le tableau B.1. On notera que les combles et le vide sanitaire (y compris 1 m de sol) ont aussi été modélisés, ce qui porte le nombre de zones thermiques à onze. Ce choix de modélisation a été guidé par la modélisation des échanges radiatifs GLO basée sur les paires de parois. En regroupant des pièces, l'algorithme de ce modèle serait alors beaucoup plus complexe (notamment au niveau de l'évaluation des facteurs de forme).

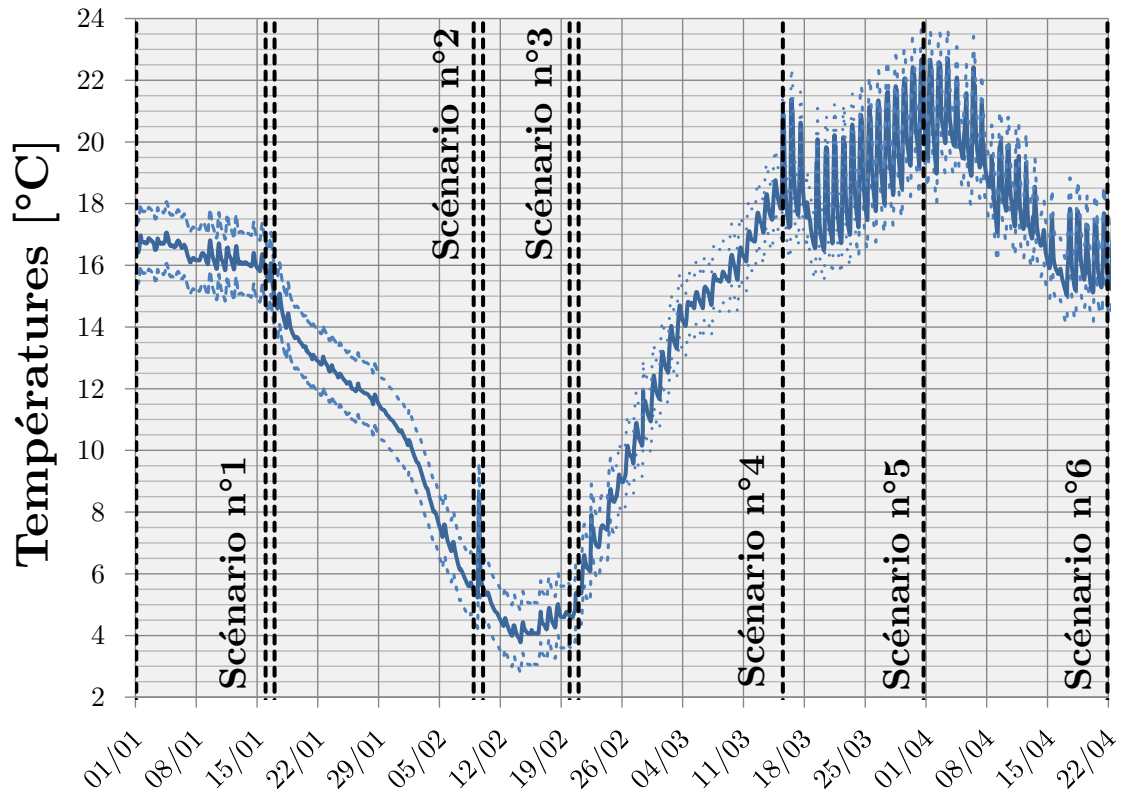


FIGURE 4.11 – Bandes d'incertitudes entourant la mesure de température d'air sec du salon (PTA029)

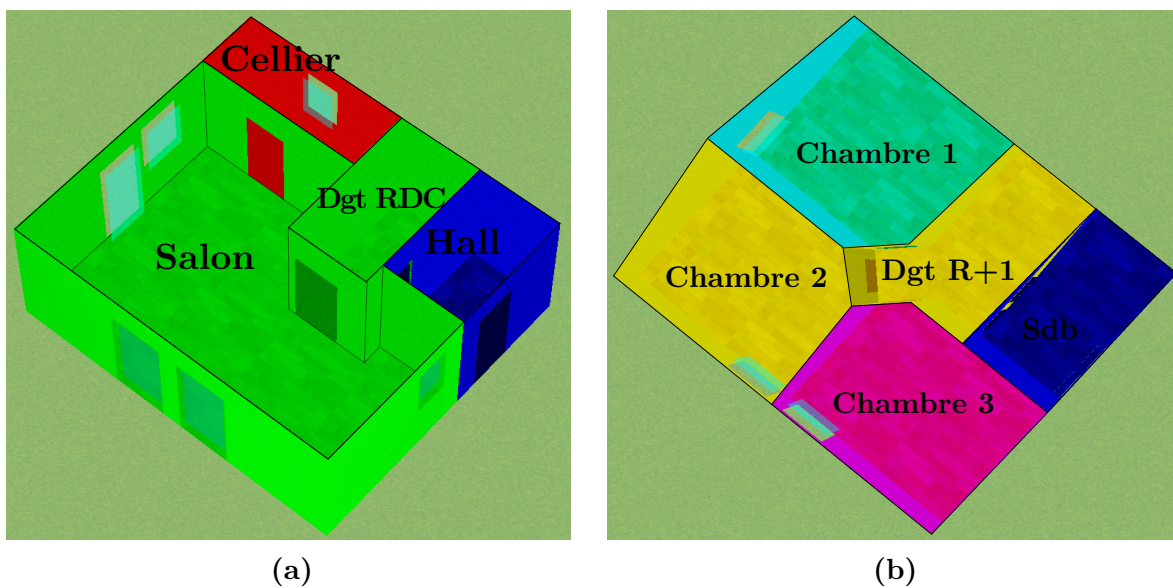


FIGURE 4.12 – Modélisation des zones thermiques du RDC (a) et du niveau R+1 (b) de la maison I-BB

4.1.3.2 Débits de ventilation externes et internes

Le renouvellement d'air, au même titre que les mouvements d'air internes ont été complexes à évaluer et à modéliser. Des doutes quant au régime de la VMC DF (notamment le comportement du by-pass de l'échangeur de chaleur) et aux débits volumiques de soufflage subsistent et sont préoccupants.

Concernant le premier point (régime de la VMC DF), le problème se situait durant les périodes des scénario n°1 et N°4 au cours desquelles le by-pass de la VMC DF était sensé être en mode automatique. Dans notre cas, nous savons que la température extérieure était plus faible que la température de consigne et les températures intérieures (à l'exception de quelques jours au cours du scénario n°4, cf. figure 4.10), l'air neuf aurait donc dû passer par l'échangeur de chaleur de la VMC DF et non par le by-pass. C'est donc ce que nous avons modélisé dans un premier temps. Nous nous sommes rendus compte que nous atteignons les consignes de 20 et 24 °C (respectivement pour les scénarios n°1 et n°4) assez rapidement, ce qui n'était pas du tout le cas dans la réalité (cf. figure 4.10). Nous avons donc conclu que l'air neuf passait intégralement par le by-pass, ce qu'ont corroboré les simulations, beaucoup plus proches des mesures (consignes non atteintes). Cette incertitude reste inquiétante à ce stade de la validation.

Quant au second point (les débits de soufflage), plusieurs informations ne sont succédées avant de figer les valeurs des débits nominaux de la VMC DF. Nous avons en premier lieu des informations constructeurs affirmant que les débits nominaux sont égaux à $Q_{v,nom-1} = 135 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $Q_{v,nom-2} = 270 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Le CEA a par la suite mené une campagne de mesures ponctuelle in situ. Malheureusement, la précision de ces mesures a été limitée par la nature du capteur de vitesse (balomètre). D'après ces mesures (cf. tableau 4.3), on constate que le bâtiment est globalement en surpression avec un excédent de débit d'environ $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à l'étage. En effet, le débit d'extraction avoisine les $122 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ quand celui de soufflage est égal à $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Soit un débit de soufflage

TABLEAU 4.3 – Débits des différentes bouches de soufflage et d'aspiration de la maison I-BB mesurés pendant une campagne de mesure ponctuelle par balomètre

Mode	Pièce	Débit [m ³ .h ⁻¹]
<i>Soufflage</i>	Repas	31.7
<i>Soufflage</i>	Séjour	36.1
<i>Soufflage</i>	Chambre 1	25.5
<i>Soufflage</i>	Chambre 2	26.6
<i>Soufflage</i>	Chambre 3	30.8
<i>Soufflage</i>	Total	150.7
<i>Aspiration</i>	Cuisine	32.2
<i>Aspiration</i>	Cellier	13.7
<i>Aspiration</i>	WC RDC	55.2
<i>Aspiration</i>	WC R+1	10.9
<i>Aspiration</i>	Salle de bain	10.5
<i>Aspiration</i>	Total	122.5

relativement différent du débit nominal $Q_{v,nom-1} = 135 \text{ m}^3/\text{h}$ initialement prévu par le fabricant de la VMC DF. Finalement, après de nombreux échanges avec les expérimentateurs du CEA (notamment lors d'une réunion plénière du projet ANR Fiabilité qui s'est tenue le 15 mai 2013), les débits de soufflage $Q_{v,nom-1}$ et $Q_{v,nom-2}$ ont été fixés respectivement à 110 et $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

A partir de ces données, nous avons modélisé les débits de ventilation externe représentés en bleu dans la figure 4.13. Nous précisons ici que pendant toute la période d'exploitation expérimentale, les portes intérieures sont restées entièrement ouvertes, ce qui implique une circulation d'air et des échanges thermiques entre les zones spécifiques.

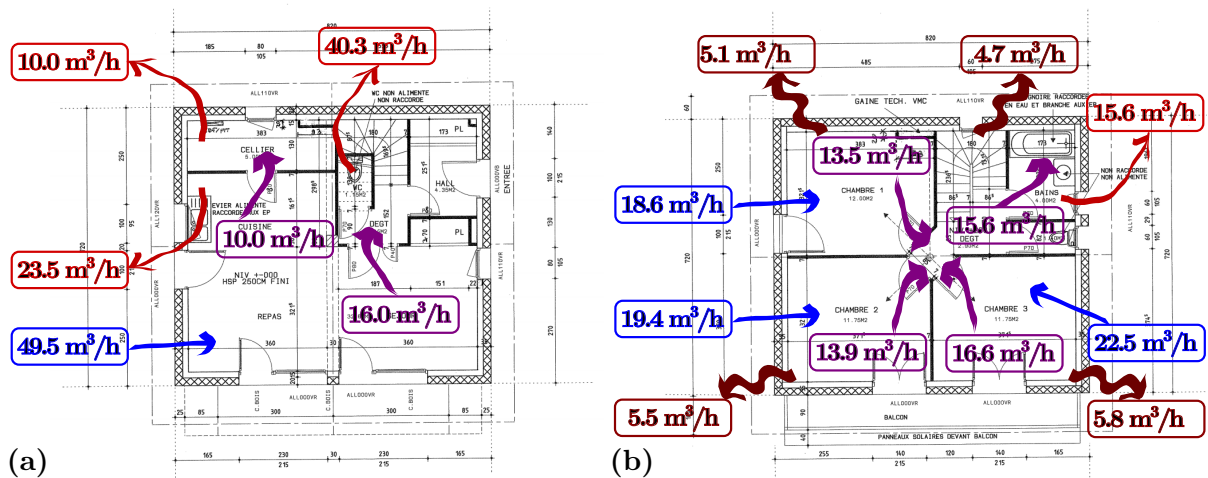


FIGURE 4.13 – Débits de ventilation externe (en bleu), interne (en violet), d'aspiration (en rouge) et de fuite (en bordeaux) au RDC (a) et à l'étage (b); débit de ventilation interne du R+1 vers le RDC de $23.7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Les débits de ventilation interne, représentés par des flèches voilettes dans la figure 4.13, sont des débits nets entre les zones thermiques en contact aéraulique. Les mouvements d'air sont en réalité bidirectionnels. Schématiquement, une cellule convective se forme au niveau des portes avec une circulation des masses d'air chaudes et froides respectivement au niveau de la partie haute et basse de la porte. Le bilan thermique sera différent si l'on prend en compte cette bidirectionnalité. Cette approche est plus réaliste et sera préférée à un

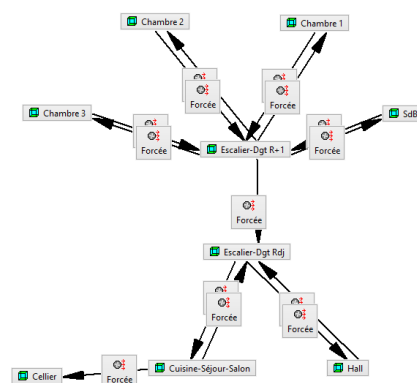


FIGURE 4.14 – Modélisation des débits de ventilation interne fonctionnement de la ventilation interne sous Pléiades grâce au logiciel CONTAM

échange monodirectionnel. Afin d'évaluer les débits présentés dans la figure 4.13, une modélisation sous le logiciel CONTAM³ (outil d'analyse multizone des mouvements d'air) a été réalisée. Pour chaque scénario d'exploitation, l'ensemble des mouvements d'air internes entre les zones ont été évalués (les températures des zones dans CONTAM sont fixées), ce qui a permis d'établir des scénarios de ventilation interne (débits de ventilation forcés) entre les zones en contact aéraulique (en mode bidirectionnel). La figure 4.14 illustre cette modélisation grâce à une vue de l'interface graphique de la PSB associée aux problématiques de ventilation interne.

4.1.3.3 Infiltrations

L'étanchéité à l'air est un enjeu crucial dans le cadre des maisons passives. Il convient de préciser les hypothèses prises à ce sujet. Concernant les combles et le vide-sanitaire, dont les infiltrations sont à priori plus importantes que dans les pièces à vivre, nous avons réalisé un calibrage relativement grossier en ajustant les débits forcés de ventilation externe par minimisation de la somme des écarts quadratiques entre les températures mesurées et les températures simulées sur la période étudiée. Les valeurs retenues pour les combles et le vide-sanitaire sont respectivement de 3 et 1 $vol.h^{-1}$.

Pour le reste des pièces, nous nous appuyons sur les tests de porte soufflante effectués in situ par le CETE de Lyon en février 2010 suivant le protocole de mesure conforme aux exigences de la norme NF EN 12237. Le taux d'infiltration mesuré avec une surpression de 50 Pa (n_{50}) est égal à 0.26 $vol.h^{-1}$ (largement inférieur au critère de 0.6 $vol.h^{-1}$ du label allemand Passiv Haus). Le bâtiment est en moyenne plus proche d'une différence de pression de 4 Pa. Le CETE de Lyon préconise de multiplier le taux d'infiltration sous 50 Pa par $(4/50)^{2/3}$ pour obtenir le taux d'infiltration sous 4 Pa, soit 0.048 $vol.h^{-1}$. D'après la norme EN 12831, le débit d'infiltrations sous des conditions normales ($Q_{infiltr}$) est calculé à partir de la relation suivante :

$$Q_{infiltr} = 2V_i n_{50} e_i \epsilon_i \quad (4.1)$$

avec V_i le volume du local chauffé, ici 271 m^3 ; e_i le coefficient d'exposition (site non abrité avec un espace chauffé soumis à des expositions multiples au vent dans notre cas) égal à 0.05 et ϵ_i un facteur correctif prenant en compte l'augmentation de la vitesse du vent avec la hauteur de l'espace considéré au dessus du niveau du sol. Ici, la hauteur étant inférieure à 10 mètres, on a $\epsilon_i = 1$. Soit $Q_{infiltr}$ égal à 7.05 $m^3.h^{-1}$ (ou 0.026 $vol.h^{-1}$). Nous avons choisi de modéliser le débit d'infiltration calculé à partir de la norme EN 12831 que nous

3. <http://www.bfrl.nist.gov/IAQanalysis/CONTAM/>

avons arrondi à 0.03 vol.h^{-1} .

Comme nous l'avons vu, lorsque la VMC est en fonctionnement, le bâtiment est globalement en surpression. Pendant ces périodes (tous les scénarios à l'exception des scénarios n°2 et n°3), nous avons considéré que les pertes par infiltration étaient négligeables. Ainsi, les débits d'infiltration ont été modélisé par des débits de ventilation forcés que nous avons intégrés aux scénarios annuels de ventilation externe, mais uniquement pendant les périodes relatives aux scénarios n°2 et n°3 (c.a.d. du 16/02/2012 au 20/02/2012).

Une remarque générale sur la modélisation des aspects concernant les mouvements d'air en général peut être faite ici. Un modèle de gestion des mouvements d'air [Trocmé, 2009] est en cours d'intégration par l'éditeur du logiciel Pléiades Comfie. Ce modèle peut gérer les infiltrations et les débits de ventilation externes et internes. Cependant, cela nécessiterait des données d'entrée supplémentaires comme les coefficients de pression sur les parois extérieures, la vitesse du vent ou encore sa direction. Il conviendrait par ailleurs de décrire avec précision les connexions aérauliques entre les zones elles-mêmes d'une part et entre les zones et l'extérieur d'autre part, mais aussi les caractéristiques de toutes les ouvertures (portes, fenêtres, fissures, escalier, etc.). La principale difficulté de cette approche est le calcul des coefficients de pression sur les différentes parois en fonction de leur orientation car les incertitudes sont importantes [De Wit, 2002].

4.1.3.4 Répartition zonale de la puissance de chauffage

La puissance maximale de la résistance électrique est de $1,2 \text{ kW}$. Étant donnée la nature du chauffage (chauffage par air soufflé), il nous a paru pertinent de répartir cette puissance dans les différentes zones chauffées au prorata des débits de soufflage issus de la campagne de mesures du CEA (cf. tableau 4.3). Soit la répartition zonale présentée dans le tableau 4.4. Les incertitudes relatives à cette distribution concernent les proratas des débits de soufflage ainsi que les pertes thermique du réseau de distribution dans les faux plafonds.

TABLEAU 4.4 – Répartition zonale de la puissance de chauffage nominale de l'épingle électrique

Zone	Puissance [W]
Salon	540
Chambre 1	203
Chambre 2	212
Chambre 3	245
Total	1200

4.1.3.5 Ponts thermiques et dimensions des parois

Les systèmes constructifs utilisés induisent des ponts thermiques. La convention traditionnellement utilisée pour calculer les ponts thermiques est la convention « nu intérieur ».

Nous avons recalculé les ponts thermiques à l'aide d'un logiciel basé sur une discrétisation en éléments finis (TRISCO) avec une convention différente que nous avons appelée « mi béton ». Prenons l'exemple d'un angle sortant (cf. figure 4.15).

Afin de calculer le pont thermique correspondant, on modélise une première fois le cas réel (une seule paroi avec l'angle), puis le cas « modélisation STD » avec deux parois distinctes (tirets verts dans la figure 4.15 avec la convention « nu intérieur »). Dans les deux cas, les déperditions thermiques sont différentes (régime permanent avec différence de température de 20°C et coefficients d'échanges superficiels globaux conventionnels), ce que l'on traduit par un coefficient de déperdition linéique qui, une fois multiplié par le linéique vient compléter la différence de flux thermique existant entre le cas réel (1 paroi avec l'angle du mur) et le cas « modélisation STD » (2 parois distinctes). Il a été décidé non plus de s'arrêter au nu intérieur mais 7.5 cm plus loin en direction de l'angle du mur, c.a.d. au milieu de la couche de béton banché de 15 cm d'épaisseur (cf. trait en pointillé rouge dans la figure 4.15).

Ainsi, nous prenons en compte la totalité de la capacité thermique de l'angle de la couche de béton (dans la figure 4.15, le volume de couleur orange est pris en compte deux fois, ce qui compense le volume de couleur fushia qui n'est pas pris en compte). Le pont thermique est recalculé grâce à cette convention, ce qui entraîne des coefficients linéiques moins élevés. Les dimensions de l'intégralité des parois ont été rectifiées afin de respecter cette convention. Les volumes intérieurs respectent cependant les volumes réels.

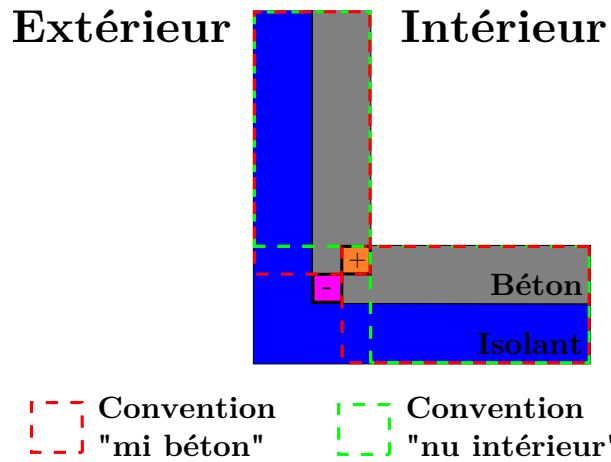


FIGURE 4.15 – Illustration de la convention « mi-béton » afin de calculer les ponts thermiques (cas d'un angle sortant)

TABLEAU 4.5 – Récapitulatif des ponts thermiques globalisés selon la zone et les zones thermiques adjacentes

Zone	EXT [W.K ⁻¹]	LNC [W.K ⁻¹]
Salon	4.275	1.213
Cellier	0.801	0.232
Dgt Rdc	0.432	0.083
Hall	0.877	0.276
Chambre 1	1.217	0.165
Chambre 2	1.417	0.162
Chambre 3	1.417	0.162
Dgt R+1	0.401	0.043
Sdb	1.047	0.116

L'ensemble des ponts thermiques ont été calculés à l'exception de ceux relatifs aux menuiseries, qui ont été choisis dans les fascicules de la réglementation thermique (cf. tableau B.4). Il est possible de les regrouper afin de ne conserver qu'un seul voire deux ponts thermiques par zone thermique selon l'ambiance adjacente (ambiance extérieure, locaux non-chauffés : combles perdus ou vide sanitaire). Le tableau 4.5 récapitule les valeurs de ces ponts thermiques globalisés. Sans surprises, ce sont les ponts thermiques du salon qui sont les plus importants.

4.1.3.6 Facteurs de forme

Les facteurs de forme géométriques sont indispensables à la construction du réseau T^* . C'est notamment pour cette raison qu'une zone thermique correspond à une pièce car cela facilite grandement le traitement des échanges radiatifs GLO. Cependant, il serait possible de regrouper plusieurs pièces dans une zone thermique et d'annihiler les échanges entre deux parois qui ne se « voient » pas en appliquant un facteur de forme nul. Dans un premier temps, nous avons donc recensé toutes les parois et les coordonnées de leurs points caractéristiques afin de les décrire dans le logiciel View3D (logiciel de pre-process disponible avec EnergyPlus) que nous avons déjà utilisé pour des cas d'études précédents, et ce, pour chaque zone de la maison. Les données ne seront pas détaillées ici car la quantité de données à fournir est trop importante (nom et dimensions de toutes les parois de toutes les zones et les matrices des 11 zones thermiques).

4.1.3.7 Puissance dissipée par les systèmes

De multiples appareils électriques dissipent de la chaleur à l'intérieur de la maison I-BB. Les mesures de consommation électrique de ces appareils permettent de déterminer leur puissances dissipées dans les pièces de la maison (commutateur, transformateurs, centrale de traitement des mesures, capteurs divers, moteur de la VMC, etc). Soit un total de 208 W à prendre en compte avec la répartition décrite dans le tableau 4.6. La modélisation des puissances dissipées a donné lieu à cinq scénarios (relatifs aux cinq zones du tableau 4.6) constants sur l'intégralité de la période de validation empirique.

TABLEAU 4.6 – *Puissance dissipée par les appareils électriques*

Zone	Puissance dissipée [W]
<i>Salon</i>	30
<i>Cellier</i>	59
<i>Hall d'entrée</i>	79
<i>Chambre 2</i>	10
<i>Salle de bain</i>	30
<i>Total</i>	208

4.1.3.8 Occultations des vitrages

Des volets roulants sont installés sur l'ensemble des menuiseries, à l'exception des fenêtres des combles (type F5 sur les pignons est/ouest). Le coffre de volet roulant ($18 \times 18 \text{ cm}$) est encastré à l'extérieur et isolé par un rupteur de pont thermique de 6 cm d'épaisseur caractérisé par une résistance thermique de $2.55 \text{ m}^2.K.W^{-1}$. La résistance additionnelle des volets a été fixée à $0.20 \text{ m}^2.K.W^{-1}$. Elle reste cependant très incertaine car nous ne disposons pas d'informations à son sujet.

4.1.3.9 Faux plafonds

Les faux plafonds n'ont pas été modélisés en tant que zones thermiques. La lame d'air séparant la plaque de plâtre de la sous-face des planchers intermédiaires et haut a été modélisée comme une résistance thermique incluant les échanges conductifs, radiatifs et convectifs.

4.1.3.10 Emissivités GLO et absorbtivité CLO

Toutes les surfaces intérieures à l'exception des planchers sont de couleur blanche, de même que les enduits extérieurs. Les planchers sont quant à eux de couleur brun clair (carrelage). Nous avons par ailleurs décrit l'état de surface correspondant à la toiture en sous-face des panneaux solaires photo-

TABLEAU 4.7 – États de surface des différents revêtements de la maison I-BB

Type surface	ϵ [-]	α [-]
Enduit extérieur	0.9	0.65
Peinture intérieure	0.91	0.2
Carrelage	0.9	0.7
Toiture sous PV	0.5	0.2

voltaïques avec une absorptivité CLO relativement faible, du fait de l'obstruction des panneaux. Les émissivités GLO et absorptivités CLO sont répertoriés dans le tableau 4.7.

4.1.3.11 Masques proches des débords et du balcon

Plusieurs caractéristiques de la maison induisent des masques proches comme :

- ➔ le garde corps du balcon (modélisé par un brise soleil au vue de la nature des panneaux solaires thermiques en tube transparent) pour la partie basse des menuiseries des chambres 2 et 3 (type F1),
- ➔ l'avancée de toiture au sud (1.25 m d'avancée, 47 cm de distance entre la toiture et la partie haute des fenêtres) pour la partie haute des menuiseries des chambres 2 et 3 (type F1),

- l'avancée du balcon (1.55 m d'avancée, 43 cm de distance entre le balcon et le haut des fenêtres) pour les menuiseries du salon au sud (type F2),
- l'avancée de toiture au nord (85 cm d'avancée, 68 cm de distance entre la toiture et la partie haute de la fenêtre) pour la menuiserie situé entre les deux dégagements (type F7),
- le garde corps de la menuiserie est des combles (type F5),
- les retraits de toutes les menuiseries (25 cm de retrait).

4.1.3.12 Albédo

Un albédomètre a été mis en place afin de mesurer la réflectivité du sol environnant la maison I-BB constitué de sable de couleur claire (jusqu'à une vingtaine de mètres de la maison) et d'herbe (plus loin). La valeur de 0,35 a été mesurée en été et est proche de la réflectivité typique d'un sable clair. Cette valeur est considérée constante sur toute la période d'étude malgré la variabilité de l'état du sol dans le temps (neige, végétation, etc.)

4.1.3.13 Initialisation de la simulation

La simulation a été initialisé de la manière suivante : la première heure des scénarios de consigne de chauffage a été fixée à la température mesurée expérimentalement, et ce, pour les onzes zones de la maison. Ainsi, la PSB initialise la température des zones à cette « fausse » consigne et les températures des parois en régime permanent (à $t=0$, $\mathbf{X}_g = \mathbf{0}$). L'erreur réalisée par rapport à cette hypothèse de régime permanent n'est pas très importante. En effet, les températures mesurées des zones sont relativement stables lors des semaines précédant la première semaine de janvier 2012. Par ailleurs, nous avons simulé les dernières semaines de 2011, puis sauvegardé les états thermiques (composantes du vecteur \mathbf{X}_g^{n+1} dans l'équation (1.46)) de la dernière heure de 2011 afin d'initialiser ceux de la première heure de 2012. Les écarts de températures entre les deux versions de l'initialisation étant relativement faibles pendant une à deux semaines (quelques dixièmes de degrés) puis proches de zéro ensuite, nous avons décidé que l'initialisation en régime permanent suffisait.

4.1.3.14 Plateformes de modélisation considérées

Nous ne considérerons dans ce processus de validation que deux plateformes de simulation : la PSB et la PST*Conv. En effet, le modèle de suivi de la tache solaire n'est pas adapté à un cas aussi complexe que la maison I-BB et n'a donc pas été considéré, d'autant plus que les résultats des tests précédents ont montré une très faible influence de

la tache solaire. La plateforme PST*Conv reste donc la plateforme la plus détaillée et c'est pourquoi nous l'avons choisie. Nous pourrions donc comparer la plateforme de base avec la plateforme intégrant les modèles les plus détaillés et disponibles pour le cas d'étude. On précise ici que les simulations seront réalisées avec un pas de temps de 30 minutes.

4.1.4 Conclusions

Nous avons présenté dans cette section le cas d'étude sur lequel nous allons appliquer la validation empirique de la PSB et de la PST*Conv (cf. § 4.1.1). Par la suite, le protocole expérimental appliqué pendant la période allant du 1er janvier au 22 avril 2012 a été explicité (cf. § 4.1.2). Les mesures expérimentale relative à cette période ont été consolidées et sont prêtes à être exploitées. Les données météorologiques ont été compilées afin de générer un fichier d'entrée météo compatible avec les plateformes de simulation considérées. Finalement, toutes les hypothèses à même d'éclairer le lecteur quant à nos choix de modélisation ont été détaillées (cf. § 4.1.3). Il s'agit maintenant de préciser la méthodologie que nous allons appliquer afin d'évaluer l'influence des modèles détaillés implémentés dans le chapitre 2 sur les résultats et leur contribution à une meilleure représentation de la réalité par rapport à la plateforme de simulation de base.

4.2 Méthodologie d'Analyse de Sensibilité et d'Incertitudes (ASAI)

4.2.1 État de l'art

Un état de l'art concernant les méthodes d'ASAI sera engagé dans cette section. On précisera dans un premier temps la terminologie employée dans le domaine, puis nous présenterons les méthodes en tant que telles avant de proposer une démarche à même de répondre à notre problématique.

4.2.1.1 Terminologie

Modèles, facteurs d'entrée, sorties et grandeur d'intérêt

Un **modèle** numérique, noté $\mathcal{F}(\bullet)$, représente la transposition mathématique des mécanismes régissant le comportement d'un **système** donné. Ce modèle est ensuite implémenté sous forme d'un code de calcul (transposition informatique). Nous utiliserons indifféremment les concepts de modèles, de code de calcul ou de plateformes de simulations. Les modèles de bâtiments peuvent être considérés comme des modèles complexes de par la diversité des phénomènes physiques modélisés et du nombre très important de **facteurs d'entrée** considérés ($\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_d) \in \mathbb{R}^d$). Les **sorties** d'un modèle de bâtiment sont généralement décrites par un vecteur de scalaires (besoins de chauffage, puissances maximales appelées, etc.) que l'on notera $\mathbf{Y} = (y_1, y_2, \dots, y_p) \in \mathbb{R}^p$. Implicitement, nous venons donc de restreindre l'étude aux modèles déterministes à d facteurs d'entrée et p sorties appartenant à l'ensemble des réels. La **grandeur d'intérêt** du problème fait intervenir une combinaison plus ou moins complexe des sorties du modèle, en fonction de l'objectif de l'étude. La grandeur d'intérêt spécifique à notre contexte de validation empirique sera relative aux écarts existant entre les températures simulées par le(s) modèles et mesurées expérimentalement, et sera précisée ultérieurement. Concrètement, la ou les grandeurs d'intérêt du problème seront notées de la même manière que les sorties. Soit le concept :

$$\mathbf{Y} = \mathcal{F}(\mathbf{X}) \tag{4.2}$$

Analyse de sensibilité et d'incertitude (ASAI)

L'**analyse d'incertitude** est définie comme la quantification de l'incertitude pesant sur les sorties des modèles. Pour un modèle donné, cette incertitude sur les sorties provient

essentiellement des incertitudes pesant sur les facteurs d'entrée et il s'agit donc de propager ces dernières à travers le modèle.

L'**analyse de sensibilité** est quant à elle définie par un des principaux spécialiste du domaine [Saltelli *et al.*, 2004] comme suit :

“ Étude de la manière dont l'incertitude pesant sur la sortie d'un modèle (numérique ou autre) peut être attribuée à différentes sources d'incertitude pesant sur les facteurs d'entrée du modèle. ”

Les analyses de sensibilité et d'incertitudes sont donc définitivement liées, l'analyse d'incertitude précédant en pratique l'analyse de sensibilité. Les ASAI dites « **externes** » sont celles où le modèle est considéré comme une « boîte noire » et dont les algorithmes ne sont pas modifiés. De nombreuses simulations sont réalisées en modifiant à chaque nouvelle simulation une ou plusieurs valeurs des facteurs d'entrée étudiés. Chaque résultat de simulation correspond donc à un jeu de facteur d'entrée. Les ASAI externes sont aujourd'hui majoritaires car plus souples et peu intrusives. Les méthodes « **internes** », quant à elles, se caractérisent par une représentation mathématique des incertitudes pesant sur les facteurs d'entrée à l'intérieur du code de calcul. Leur implémentation est donc laborieuse et restreinte à un code de calcul en particulier. En revanche, elles ne nécessitent qu'une seule simulation afin de propager les incertitudes des facteurs d'entrée. Macdonald [2002] a par exemple implémenté les deux types de méthodes dans ESP-r. Nous nous concentrerons exclusivement sur les méthodes externes dont la réplicabilité est tout à fait intéressante.

4.2.1.2 Méthodes

Les méthodes d'ASAI peuvent être utilisées à de multiples fins. Il convient de préciser ici pourquoi nous souhaitons faire appel à ces méthodes et dans quel cadre. L'objectif de ce chapitre est avant tout de répondre à la question suivante : « se rapproche-t-on significativement de la réalité en raffinant la modélisation de certains échanges thermiques intérieurs ? ».

Méthodes

Les ASAI se répartissent en différentes familles selon leurs restrictions applicatives, leurs capacités informatives et leur intensité en terme de nombre d'évaluations du modèle :

- méthodes de **criblage**,

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

- ➔ méthodes d'analyses **locales**,
- ➔ méthodes d'analyses **globales**.

Pour une état de l'art exhaustif au sujet des méthodes d'ASAI, le lecteur pourra notamment se référer à la revue détaillée de [Saltelli et al. \[2000\]](#).

Les méthodes d'ASAI dites « **locales** » traitent uniquement de l'influence locale des facteurs d'entrée sur les sorties du modèle. Elles consistent à calculer les dérivées partielles des sorties face à celles des facteurs d'entrée au voisinage d'un point de référence des facteurs d'entrée (repéré par le vecteur \mathbf{X}_{ref}) :

$$\left. \frac{\partial \mathcal{F}(\mathbf{X})}{\partial x_i} \right|_{\mathbf{X}=\mathbf{X}_{\text{ref}}} \quad (4.3)$$

Afin de calculer ces dérivées partielles, il suffit de réaliser une simulation du point de référence et autant de simulations qu'il n'y a de facteurs d'entrée considérés (plan OAT pour One At a Time) en faisant varier chaque facteur d'entrée autour de sa valeur nominale. L'intervalle de variation est en général commun à tous les facteurs et doit être assez faible ($\Delta x_i = 1\%$ par exemple) afin que l'approximation suivante soit valable :

$$\left. \frac{\partial \mathcal{F}(\mathbf{X})}{\partial x_i} \right|_{\mathbf{X}=\mathbf{X}_{\text{ref}}} \approx \frac{\mathcal{F}(x_{1,\text{ref}}, \dots, x_{i,\text{ref}} + \Delta x_i, \dots, x_{d,\text{ref}}) - \mathcal{F}(x_{1,\text{ref}}, \dots, x_{i,\text{ref}}, \dots, x_{d,\text{ref}})}{\Delta x_i} \quad (4.4)$$

Soient les indices de sensibilité dérivés de cette méthode (les indices sont réduits afin qu'ils soient comparables entre eux) :

$$S_i = x_{i,\text{ref}} \frac{\mathcal{F}(x_{1,\text{ref}}, \dots, x_{i,\text{ref}} + \Delta x_i, \dots, x_{d,\text{ref}}) - \mathcal{F}(x_{1,\text{ref}}, \dots, x_{i,\text{ref}}, \dots, x_{d,\text{ref}})}{\Delta x_i} \quad (4.5)$$

Les méthodes locales ont l'avantage d'être économes en terme de nombre d'évaluations du modèle (même si le nombre de facteurs d'entrée est conséquent) et faciles à mettre en place [[Saltelli et al., 2008](#)]. Par ailleurs, les indices de sensibilités explicités dans l'équation (4.5) permettent une première information sur l'ordre d'importance des facteurs d'entrée. C'est pour cela sûrement qu'elles sont autant employées dans la littérature. Elles cumulent en revanche des désavantages souvent rédhibitoires. En effet, étant donné qu'elles n'explorent pas l'intervalle d'incertitude des facteurs d'entrée, les méthodes locales ne sont pas en mesure de donner des informations pertinentes lorsque le modèle est non-linéaire (les indices de sensibilité n'auraient pas les mêmes valeurs sur l'intégralité des intervalles d'incertitude des facteurs d'entrée). Elles ne donnent par ailleurs aucunes indications quant aux interactions entre les facteurs d'entrée et l'incertitude pesant sur la sortie. Autrement dit, les méthodes locales peuvent fournir des informations intéressantes sur le

comportement du modèle autour d'un point nominal mais les conclusions ne peuvent en général pas être extrapolées à l'ensemble de l'hyper-espace des facteurs d'entrée.

Lorsque la modèle est non-linéaire (ou de linéarité inconnue) et que les facteurs d'entrée possèdent des intervalles d'incertitudes relativement importants, une méthode dite « globale » sera préférée. Ces méthodes, plus récentes, permettent d'évaluer conjointement l'incertitude globale pesant sur la sortie et la responsabilité portée par chaque facteur d'entrée sur cette dernière (sensibilité). Chaque facteur d'entrée étudié se voit attribuer une fonction de densité de probabilité représentant son degré de connaissance [Macdonald et Strachan \[2001\]](#). Un tirage dépendant de ces probabilités est ensuite réalisé afin de propager les incertitudes correspondantes à travers le modèle (les tirages les plus courants sont de type Monte-Carlo [\[Hopfe et Hensen, 2011\]](#), LHS [\[Mara et Tarantola, 2008\]](#) ou Quasi-Monte-Carlo [Saltelli et al. \[2010\]](#), par ordre croissant d'efficacité). Ainsi, l'hyper-espace des facteurs d'entrée est bien exploré et de multiples interactions peuvent être quantifiées (toutes les valeurs des facteurs d'entrée changent d'une simulation à l'autre). Ces méthodes d'ASAI sont principalement basées sur le concept de décomposition de la variance, conduisant notamment aux fameux indices de sensibilité de [Sobol \[2001\]](#) que nous détaillerons plus en avant. Le principe est simple : la variance de la sortie du modèle, notée $V(Y)$, est décomposée en une somme de $2^d - 1$ termes qui sont attribuables à tel ou tel facteur d'entrée, avec des interactions potentielles de tout ordre :

$$V(Y) = \sum_{i=1}^d V_i + \sum_{i=1}^d \sum_{j>i}^d V_{ij} + \sum_{i=1}^d \sum_{j>i}^d \sum_{k>j}^d V_{ijk} \cdots + V_{12\dots d} \quad (4.6)$$

[Sobol \[1993\]](#) a prouvé que cette décomposition était possible à condition que les facteurs d'entrée soient indépendants et que la fonction $\mathcal{F}(\mathbf{X})$ soit deux fois intégrable (la décomposition de la variance résulte en réalité de la décomposition orthogonale de la fonction $\mathcal{F}(\mathbf{X})$ [\[Sobol, 1993\]](#)). Les premiers termes de la décomposition de la variance sont précisés ici :

$$\begin{cases} V_i &= V[E(Y|x_i)] \\ V_{ij} &= V[E(Y|x_i, x_j)] - V[E(Y|x_i)] - V[E(Y|x_j)] \end{cases} \quad (4.7)$$

avec $V[\bullet|\bullet]$ et $E[\bullet|\bullet]$ les opérateurs de variance et d'espérance conditionnelles (par exemple, $V[E(Y|x_i)]$ représente la variance de l'espérance mathématique de la sortie Y lorsque le paramètre x_i est fixe et tous les autres variables). En divisant les deux membres de (4.6) par la variance totale de la sortie Y , on obtient les indices de Sobol représentant la responsabilité de chaque facteurs et des groupes de facteurs d'entrée en interactions dans

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

la variance totale de la sortie Y :

$$\sum_{i=1}^d S_i + \sum_{i=1}^d \sum_{j>i}^d S_{ij} + \sum_{i=1}^d \sum_{j>i}^d \sum_{k>j}^d S_{ijk} \cdots + S_{12\dots d} = 1 \quad (4.8)$$

Le désavantage principal de ces méthodes reste le nombre élevé d'évaluations du modèle exigé par l'exploration de l'hyper-espace des facteurs d'entrée, ce qui limite généralement le nombre de facteurs d'entrée que l'on peut étudier. Dans le cadre général d'un modèle non-linéaire et non-monotone, et de facteurs d'entrée x_i mutuellement indépendants et tirés de manière aléatoire (ou pseudo-aléatoire avec une fonction de densité de probabilité),

Les méthodes de criblage (« screening » en anglais) sont utilisées dans la phase amont des analyses de sensibilité et d'incertitudes. Elles se rapprochent des analyses locales dans le sens où elles permettent de procéder à une sélection de facteurs d'entrée ayant un impact significatif sur les sorties, mais en étendent les possibilités. Les méthodes de criblage sont destinées aux modèles numériques à dimensions élevées (typiquement plusieurs dizaines voire plusieurs centaines de facteurs d'entrée) et dont les simulations sont chronophages. En effet, le nombre d'évaluations du modèle est faible mais les informations recueillies sont en général assez riches. Elles permettent de classer les facteurs d'entrée par ordre d'importance. Les informations de ce type de méthode sont davantage d'ordre informatif que qualitatif. De plus, leur application requiert souvent une connaissance à priori du modèle considéré en termes de linéarité, monotonie, interactions... à l'exception notable de la méthode dite de [Morris \[1991\]](#) qui cumule des avantages certains que nous détaillerons par la suite. Le criblage est donc définitivement une étape préliminaire à une méthode d'ASAI plus intensive.

[Iooss \[2011b\]](#) propose une revue détaillée des différentes méthodes d'analyses de sensibilité qu'il classifie de manière tout à fait pertinente. La schématisation de la classification de l'auteur a été reprise dans la figure 4.16. Dans la figure, l'auteur fait référence à deux grands groupes de méthodes (criblage et décomposition de la variance). Le groupe de décomposition de la variance peut être rapproché des méthodes globales. Les méthodes locales ne sont pas représentées ici car elles sont trop limitées, les lacunes de ces dernières pouvant être compensées par une utilisation complémentaire des méthodes de criblage et globales.

Certaines méthodes n'ont pas été abordées jusqu'ici. Il s'agit pour les plus importantes des plans d'expériences et des métamodèles.

Les plans d'expériences font partie de la famille des méthodes de criblage. Les facteurs d'entrée sont représentés par des intervalles d'existence avec plusieurs niveaux (généralement deux niveaux haut et bas). On ordonne les simulations à réaliser pour construire un

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

Les métamodèles proposent de représenter le modèle de bâtiment par une fonction mathématique plus ou moins complexe, valable dans le domaine de variation des facteurs d'entrée. La manipulation ultérieure du modèle mathématique construit est peu coûteuse. On peut donc exploiter les métamodèles avec des méthodes d'ASAI très intensives en termes de nombre d'évaluations du modèle (type indices de Sobol). Cependant, certains métamodèles permettent d'obtenir directement les indices de sensibilité avec une évaluation de l'approximation due à la nature même du métamodèle (métamodèle de krigeage) mais leur implémentation est relativement complexe. Par ailleurs, la construction du métamodèle reste intensive.

Résumons en quoi ces méthodes pourraient nous être utiles. L'analyse d'incertitude pesant sur la sortie du modèle de bâtiment privilégiera les méthodes d'ASAI globales car se sont les plus adaptées. Étant donné l'intensivité de ces méthodes, une sélection des facteurs d'étude influents devra être réalisée. À cette fin, les méthodes de criblage seront préférées aux méthodes locales car l'application de ces dernières est trop restrictive.

Démarche proposée

Nous sommes à présent en possession de mesures expérimentales consolidées relatives à un cas d'étude dont les caractéristiques principales ont été modélisées. Les simulations à proprement parler peuvent alors être indifféremment lancées à partir des deux modèles sélectionnés à l'issue du précédent chapitre : la PSB et la PST*Conv. Nous sommes donc clairement dans un cadre de validation empirique de modèles numériques. Il s'agit par conséquent dans un premier temps de comparer des températures issues de simulations avec des températures mesurées expérimentalement et de quantifier les écarts correspondants (cf ; § 4.2.1.3). Cependant, les conclusions d'une étude consistant à confronter les résultats d'une seule simulation aux mesures expérimentales seraient très limitées. En effet, les facteurs d'entrée des deux plateformes de simulations considérées sont entachés d'incertitudes et n'auront probablement pas exactement la même influence selon que l'on considère l'une ou l'autre. Par ailleurs, nous ne saurions pas expliquer les sources principales des écarts entre les températures simulées et mesurées. Ainsi, il est préférable de comparer des bandes de températures représentant l'incertitude pesant sur ces dernières [Aude *et al.*, 2000] (cf. figure 4.11 pour un exemple de bandes d'incertitudes appliquées aux mesures de températures du salon de la maison I-BB). À cette fin, une propagation des incertitudes pesant sur les facteurs d'entrée doit être réalisée. Seulement, les facteurs d'entrée des modèles numériques que l'on considère ici forment un hyper-espace trop vaste à explorer. Concrètement, cela nécessiterait des semaines entières de simulation et des centaines de milliers de simulations, et ce, pour un seul cas d'étude. Une étape préliminaire de

sélection des paramètres influents visant à diminuer le nombre de simulations s'impose alors d'elle-même. A l'issu de cette phase dite de criblage, la propagation des incertitudes sur un nombre restreint de facteurs d'entrée prend alors tout son sens, pouvant être menée dans des délais plus raisonnables. A ce stade de la méthodologie, nous aurions donc trois bandes d'incertitudes relatives aux températures simulées par les deux plateformes de simulation considérées et aux températures mesurées expérimentalement. La validité de chacun des deux modèles pourra alors être évaluée en statuant quant à l'inclusion des bandes de températures simulées à l'intérieur de celles des températures mesurées. Cependant, cette représentation graphique des écarts entre les températures simulées et mesurées n'est pas suffisante. En effet, conclure quant à une meilleure représentation de la réalité par l'une ou l'autre des deux plateformes de simulation serait dans ce cas trop subjectif. Il est donc nécessaire de quantifier ces écarts par une grandeur représentative. Après de multiples simulations, nous serons alors amenés à manipuler des distributions d'une grandeur quantifiant les écarts aux mesures que l'on pourrait comparer suivant les deux plateformes de simulations considérées, en termes de moyenne et d'écart type par exemple. Finalement, nous pourrions comparer les responsabilités attribuables à chacun des facteurs d'entrée quant à la variabilité de la grandeur d'intérêt considérée (cf. § 4.2.4). Les perspectives de ce travail pourront faire intervenir un processus itératif en réduisant les incertitudes sur des facteurs d'entrée influents et incertains puis en suivant à nouveau la méthodologie dessinée précédemment. Finalement, nous pourrions appliquer un processus de calibrage afin d'identifier les valeurs des facteurs d'entrée les plus susceptibles de représenter la réalité. Le calibrage de type bayésien (inférence bayésienne [Kennedy et O'Hagan, 2001]) est prometteur et a fait l'objet d'applications tout à fait convaincantes dans le domaine du bâtiment [Heo, 2011].

4.2.1.3 Grandeur d'intérêt du problème

Il est fondamental de bien définir la grandeur d'intérêt du problème, qui doit être adaptée à la problématique posée initialement. Deux grandeurs d'intérêts concernant la validation empirique des modèles numériques ont été isolées.

Quantification des écarts aux mesures

Palomo Del Barrio et Guyon [2003] définissent les résidus comme la différence à un instant t entre les simulations et les mesures. Si $y_i(t)$ représente la $i^{\text{ème}}$ composante du vecteur des sorties de plateforme de simulation considérée, et $y_i^{\text{mes}}(t)$ la mesure expérimentale

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

correspondante, à l'instant t , alors le résidu $r_i(t)$ s'exprime de la façon suivante :

$$r_i(t) = y_i^{mes}(t) - y_i(t) \quad (4.10)$$

L'erreur type (ou Root Mean Square Error, d'où la notation RMSE) est quand à elle définie par la racine carrée de la mesure quadratique moyenne des résidus :

$$RMSE_i = \sqrt{\frac{1}{N_{pas}} \sum_{n_{pas}=1}^{N_{pas}} r_i(n_{pas}\Delta t)^2} \quad (4.11)$$

avec N_{pas} le nombre de pas de temps considéré dans les simulations et Δt le pas de temps de la simulation. Le nombre d'éléments de la série temporelle des mesures doit a priori correspondre à celui des simulations par soucis de cohérence. Dans notre cas, des moyennes horaires seront utilisées pour les simulations et les mesures principalement pour des questions d'économie de mémoire informatique (à titre d'exemple les résultats de l'analyse de sensibilité globale finale représentent 11 Go de données). Cet indicateur sera retenu pour quantifier les écarts entre simulations et mesures sur chacun des six scénarios décrits dans le § 4.1.2.1.

La $RMSE_i$ présente l'avantage de résumer en une seule valeur l'information relative aux écarts aux mesures sur une période et une zone thermique données. Le traitement statistique de cette grandeur d'intérêt s'en trouve alors facilité. Cependant, l'information traitée en est appauvrie. Étant donné que nous dupliquerons les analyses pour chaque scénario et que nous nous intéressons en priorité aux différences de comportement des deux plateformes de simulations sélectionnées, la $RMSE_i$ paraît tout à fait adaptée.

Une autre agrégation sera réalisée afin de traiter l'ensemble des zones thermiques étudiées. Les N_z^{mes} zones où des mesures sont disponibles sont listées ici (cf. tableau 4.2 pour le nom et la position des capteurs de température correspondants) : salon, dégagement RDC, hall, chambre 1, chambre 2, chambre 3, dégagement R+1 et salle de bain.

Afin de respecter l'influence relative de chaque zone, nous considérerons une moyenne des N_z^{mes} $RMSE_i$ pondérée par les surfaces intérieures des zones, que nous noterons $RMSE_g$:

$$RMSE_g = \frac{1}{\sum_{i=1}^{N_z^{mes}} S_{z_i}} \sum_{i=1}^{N_z^{mes}} RMSE_i \cdot S_{z_i} \quad (4.12)$$

Bandes d'incertitudes des températures simulées

Les séries temporelles des températures simulées par la PSB et la PST*Conv représentent aussi des grandeurs d'intérêt du problème. Les zones considérées ont déjà été citées précédemment. Contrairement au § précédent, les données ne seront pas agrégées. Nous privilégierons l'observation des températures du salon, zone suffisamment complexe pour être représentative. Il convient ici de décrire comment nous allons évaluer les bandes d'incertitude autour des moyennes des résultats de simulations. Trois courbes pourront être tracées à cette fin : $\bar{y}_i(t)$, $y_i^+(t)$ et $y_i^-(t)$. Soit N_{simuls} le nombre d'évaluations de la plateforme de simulations considérée, alors les trois courbes se définissent comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{y}_i(t) = \frac{1}{N_{simuls}} \sum_{j=1}^{N_{simuls}} y_i(t, x_j) \\ y_i^-(t) = \bar{y}_i(t) - 2 \sqrt{\frac{1}{N_{simuls}} \sum_{j=1}^{N_{simuls}} [y_i(t, x_j) - \bar{y}_i(t)]^2} \\ y_i^+(t) = \bar{y}_i(t) + 2 \sqrt{\frac{1}{N_{simuls}} \sum_{j=1}^{N_{simuls}} [y_i(t, x_j) - \bar{y}_i(t)]^2} \end{array} \right. \quad (4.13)$$

$\bar{y}_i(t)$, $y_i^+(t)$ et $y_i^-(t)$ représentent respectivement les séries temporelles des moyennes des températures $y_i(t)$, et des moyennes des températures $y_i(t)$ auxquelles on rajoute ou retranche deux fois l'écart type calculé à chaque pas de temps. Ce choix du nombre d'écart type correspond à un ordre de grandeur de 95% de valeurs prises en compte dans le cas où la distribution des températures $y_i(t)$ suit une loi normale.

4.2.2 Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents

4.2.2.1 Principe de la méthode

Comme nous l'avons dessiné dans la démarche proposée, une sélection des paramètres influents doit être réalisée afin de réduire le nombre de facteurs que nous traiterons ultérieurement par une méthode d'ASAI globale. A cette fin, les méthodes de criblage ont été préférées aux méthodes locales. Une méthode de criblage en particulier paraît tout à fait adaptée à notre objectif : c'est la méthode de criblage de [Morris \[1991\]](#) (aussi appelée « méthode des effets élémentaires » [[Saltelli et al., 2008](#)]), notamment parce qu'elle ne requiert aucune connaissance a priori sur la complexité et la régularité du modèle considéré et qu'elle permet de traiter des effet principaux et totaux (cf. figure 4.16) de très nombreux facteurs d'entrée.

[De Wit \[2001\]](#) a étudié l'incertitude pesant sur le confort thermique estival en phase de conception. Il a tout d'abord considéré 89 facteurs d'entrée et sélectionné 13 d'entre

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

eux pour une analyse d'incertitude plus poussée grâce à la méthode de criblage de Morris ($Q = 4$ niveaux, un pas $\Delta = 2/3$, $r = 5$ trajectoires, soit 450 simulations). Sa thèse est une illustration assez remarquable de la puissance de la méthode de Morris, de surcroît quand elle est suivie d'une propagation des incertitudes par une méthode de type Monte-Carlo.

Dans notre cas, chaque facteur d'entrée se voit attribuer un intervalle d'existence rendant compte de l'incertitude pesant sur lui. Comme nous pouvons le voir dans la figure 4.17, un facteur d'entrée peut être relativement incertain, mais si la sensibilité du modèle à ce dernier est faible, alors l'incertitude de la sortie sera aussi faible (cf. figure 4.17a). En revanche pour la même incertitude sur le facteur d'entrée, si la sensibilité du modèle est forte à ce dernier, l'incertitude sur la sortie sera comparativement plus importante (cf. figure 4.17b). Finalement, pour une même sensibilité du modèle mais une meilleure connaissance du facteur d'entrée (incertitude plus faible), alors l'incertitude sur la sortie sera plus faible (cf. figure 4.17c).

Cette figure permet donc d'énoncer quelques conclusions au sujet de la relation « incertitudes/sensibilité » [Chouquet, 2007] :

- ➔ toutes choses égales par ailleurs, plus l'incertitude est importante en entrée, plus elle l'est en sortie,
- ➔ quelle que soit l'incertitude sur un facteur d'entrée, la variabilité de la sortie induite dépend fortement de la sensibilité du modèle à ce facteur.

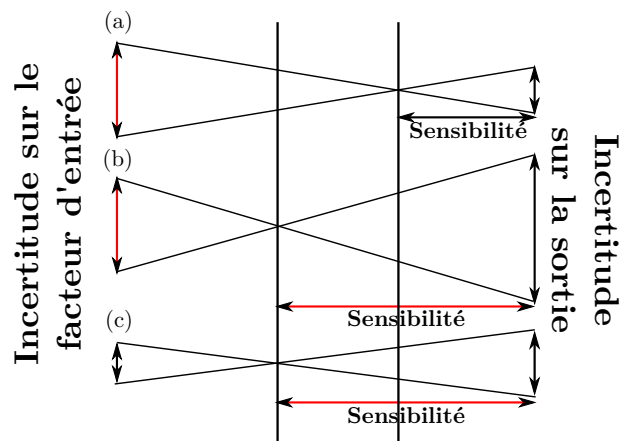


FIGURE 4.17 – Liens entre incertitudes et sensibilité, adapté de Chouquet [2007]

La méthode de Morris [1991] consiste à répéter r fois (concrètement, $5 < r < 20$) une trajectoire constitué de d portions de trajectoire au cours desquelles on ne modifie qu'un facteur d'entrée à la fois (un facteur d'entrée n'est modifié qu'une seule fois sur une trajectoire et l'ordre de modification des facteurs d'entrée est aléatoire) et dont le point de départ est choisi de manière aléatoire dans l'hyper-espace des facteurs d'entrée. Le nombre d'évaluations du modèle par trajectoire est donc égal à $d + 1$ (d évaluations pour les d modifications des facteurs d'entrée et 1 pour le point de départ). Au total, la méthode de criblage de Morris requiert finalement $r(d + 1)$ évaluations du modèle.

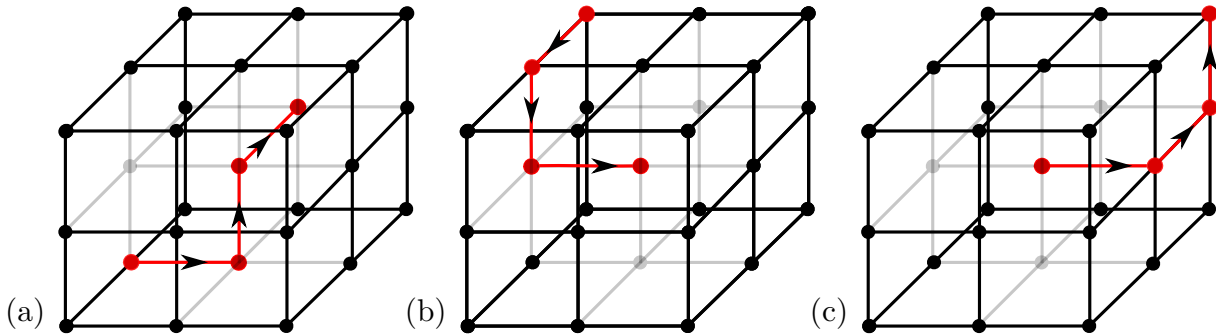


FIGURE 4.18 – Échantillonnage de la méthode de criblage de Morris avec $d = 3$ facteurs étudiés, $Q = 3$ niveaux discrétisés, $\Delta = 1/2$ et $r = 3$ trajectoires (a), (b) et (c)

4.2.2.2 Échantillonnage de la méthode

L'échantillonnage consiste à discrétiser l'intervalle de chaque facteur en Q niveaux $\llbracket 0, \frac{1}{Q-1}, \frac{2}{Q-1}, \dots, 1 \rrbracket$. L'hyper-espace des entrées peut être alors imaginé comme une grille de nœuds de dimension d . Pour chaque répétition i avec $i \in \llbracket 1, r \rrbracket$, on tire aléatoirement un point de départ puis on se déplace dans une direction aléatoire d'un pas Δ , proportionnel à la distance entre deux niveaux $\frac{1}{Q-1}$, vers une autre nœud, et ce autant de fois qu'il y a de facteurs d'entrée. Morris [1991] propose de choisir un niveau de discrétisation Q pair et un pas $\Delta = \frac{Q}{2(Q-1)}$ afin de garantir l'équiprobabilité des différents niveaux. Si un facteur a été modifié une fois au cours de la trajectoire, alors il ne peut plus l'être par la suite. A chaque répétition, la valeur de tous les paramètres d'entrée aura donc été modifiée une et une seule fois. On remarque que la valeur de Δ est équivalente à la variation Δx_i d'un facteur d'entrée donné que l'on aurait centré préalablement (intervalle d'existence transposé à l'intervalle $[0, 1]$).

L'échantillonnage peut évidemment être optimisé. En effet, l'hyper-espace des entrées sera d'autant mieux couvert que les trajectoires ne répètent pas les mêmes simulations et explorent le maximum de niveaux de la grille. C'est tout le sens du travail de Campolongo *et al.* [2007] qui ont optimisé l'échantillonnage en sélectionnant les r trajectoires (parmi un nombre plus important de trajectoires) maximisant les « distances » entre elles. Une autre tentative d'amélioration, s'affranchissant du concept de discrétisation en niveaux, peut aussi permettre d'améliorer l'exploration de l'hyper-espace des entrées [Pujol, 2009].

Une illustration d'un échantillonnage classique de la méthode de Morris est présentée dans la figure 4.18.

4.2.2.3 Mesures de sensibilité de la méthode

Pour chaque trajectoire (indice i), la méthode de criblage de Morris vise à calculer un effet élémentaire pour chaque facteur (indice j) et peut être vu comme l'accroissement du modèle ($\Delta y/\Delta$ avec pour rappel Δ le pas appartenant à l'intervalle $[0, 1]$) :

$$EE_j^i = \frac{\mathcal{F}(x_1^i, \dots, x_j^i + \Delta x_j^i, \dots, x_d^i) - \mathcal{F}(x_1^i, \dots, x_j^i, \dots, x_d^i)}{\Delta} \quad (4.14)$$

Une fois l'intégralité des effets élémentaires calculés, on détermine :

➔ la moyenne des effets élémentaires

$$\mu_j = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r EE_j^i \quad (4.15)$$

➔ la moyenne des valeurs absolues des effets élémentaires

$$\mu_j^* = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r |EE_j^i| \quad (4.16)$$

➔ l'écart-type des effets élémentaires

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{r-1} \sum_{i=1}^r (EE_j^i - \mu_j)^2} \quad (4.17)$$

On préfère utiliser μ_j^* plutôt que μ_j pour éviter que des effets élémentaires de signes opposés ne se compensent [Campolongo *et al.*, 2007]. μ_j^* représente le degré d'influence qu'a le facteur j sur le modèle \mathcal{F} tandis que σ_j donne une information quant aux potentielles implications des facteurs d'entrée dans des interactions ou des non-linéarités. En effet, Iooss [2011b] explique que « si la sortie dépend linéairement du facteur j et qu'il n'interagit pas avec d'autres entrées, [...] σ_j est alors égal à zéro. Par conséquent, plus σ_j est élevé

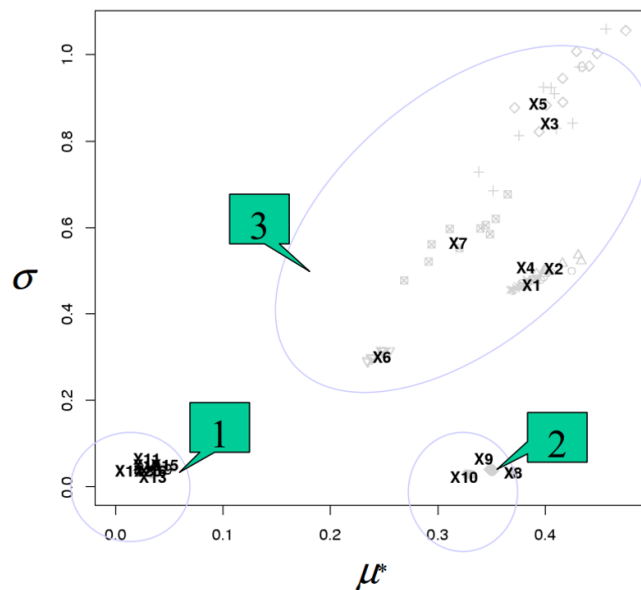


FIGURE 4.19 – Exemple de résultats pour la méthode de Morris d'après Iooss [2011a]

(par rapport à μ_j^*), moins l'hypothèse de linéarité et de non interaction est pertinente ». Finalement, un graphique similaire à celui de la figure 4.19 peut être tracé et permet de catégoriser les facteurs d'entrée selon trois groupes :

- des entrées ayant des effets négligeables (groupe n°1),
- des entrées ayant des effets linéaires (groupe n°2),
- des entrées ayant des effets non linéaires et/ou avec interactions (groupe n°3).

On définit d_j^* comme la distance entre l'origine et le point relatif au $j^{\text{ème}}$ facteur d'entrée dans le graphique μ^* vs σ :

$$d_j^* = \sqrt{\mu_j^{*2} + \sigma_j^2} \quad (4.18)$$

On se propose dans cette thèse de classer les facteurs selon leur distance d_j^* .

4.2.3 Propagation des incertitudes par un tirage hypercube latin (LHS)

La propagation des incertitudes consiste à modéliser dans un premier temps les incertitudes grâce à des fonctions de densité de probabilité, puis à échantillonner ces fonctions et à réaliser les simulations correspondantes. Les sorties du modèles sont finalement caractérisées par des distributions.

4.2.3.1 Évaluation de l'incertitude associée aux facteurs d'entrée

L'échantillonnage consiste à tirer un certain nombre de valeurs d'une variable aléatoire. Le tirage peut toujours être considéré comme régi par des lois de probabilité favorisant le tirage de certaines valeurs plutôt que d'autres. Ces lois sont représentées par des fonctions de densité de probabilité (probability density function ou « PDF » en anglais). Les PDF les plus utilisées s'appuient sur les lois uniformes et normales (cf. figure 4.20).

La fonction de densité de probabilité de la **loi uniforme** est définie comme suit (cf. figure 4.20a) :

$$\left\{ \begin{array}{l} P(x, a, b) = \begin{cases} \frac{1}{b-a} & \text{ssi } a \leq x \leq b \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \\ \mu = \frac{b-a}{2} \\ \sigma = \sqrt{\frac{(b-a)^2}{12}} \end{array} \right. \quad (4.19)$$

Elle est utilisée quand l'incertitude sur le facteur d'entrée considéré est telle que l'on est pas en mesure si telle ou telle valeur est plus probable. En revanche, les bornes de la loi reflètent le fait qu'il est très peu probable que le facteur d'entrée prenne ses valeurs en dehors de ces dernières. Le choix de cette loi peut entraîner une surestimation de l'influence du facteur et dénote une certaine méconnaissance du facteur.

Lorsque la connaissance du facteur d'entrée est basée sur une mesure quelconque ou un ensemble de mesures statistiques caractérisés par une moyenne μ et un écart-type σ , il est souvent plus raisonnable de modéliser l'incertitude par une **loi normale**, définie par les caractéristiques suivantes (cf. figure 4.20b) :

$$P(x, \mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{\Pi/2}} \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{x - \mu}{\sigma}\right)^2\right) \quad (4.20)$$

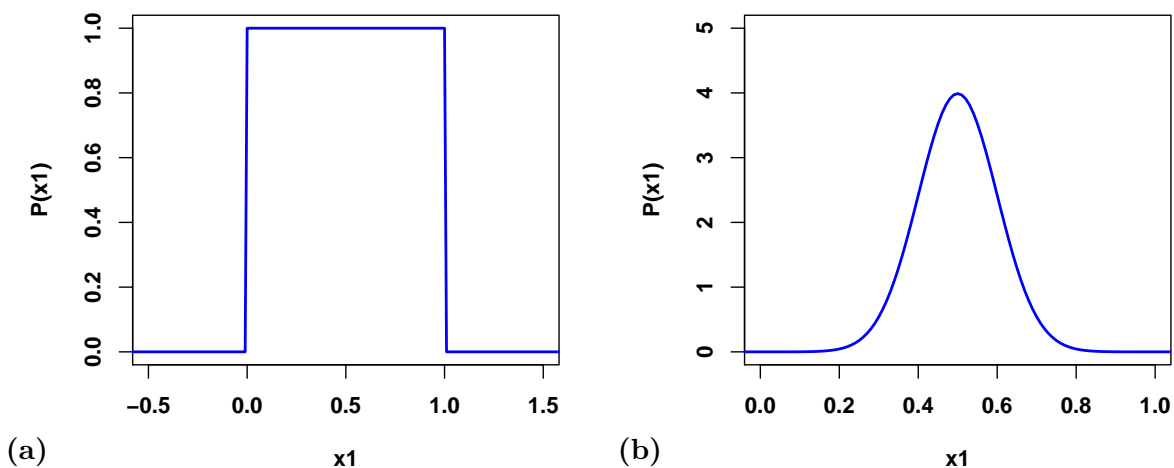


FIGURE 4.20 – Fonctions de densité de probabilité uniforme sur l'intervalle $[0, 1]$ (a) et normale avec $\mu = 0.5$ et $\sigma = 0.1$ (b)

Parfois, des valeurs non physiques doivent être écartées de la loi normale, il est alors possible de modéliser une pdf suivant un loi normale tronquée.

Un large choix de pdf est disponible dans la littérature, notamment les lois triangulaires et log-normales, aussi beaucoup utilisées. Les lecteurs pourront se référer à la thèse de [Macdonald \[2002\]](#) pour un complément sur ces deux dernières lois. Maintenant que nous avons défini des lois de probabilité sur l'ensemble des facteurs étudiés, il s'agit de choisir un type de tirage.

4.2.3.2 Échantillonnage des facteurs d'entrée

Il existe une diversité importante d'échantillonnage [[Saltelli et al., 2000](#)]. On peut cependant considérer trois grandes familles :

- échantillonnage aléatoire,
- échantillonnage stratifié,
- échantillonnage quasi-aléatoire.

Nous proposons ici un illustration de ces 3 grandes familles d'échantillonnage que nous avons repris dans la figure 4.21.

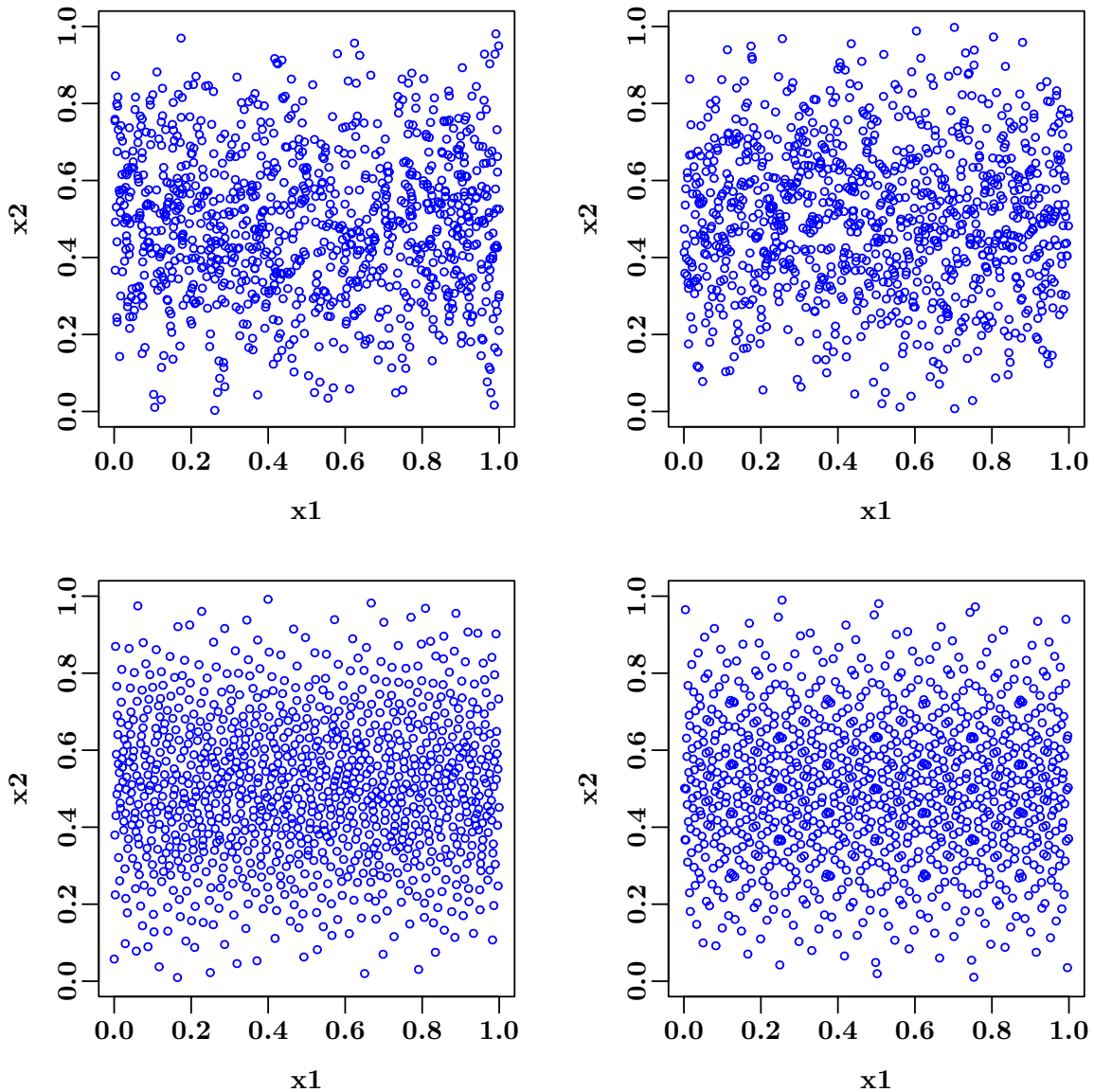


FIGURE 4.21 – Échantillonnage (1000 tirages) de type aléatoire ou Monte-Carlo (en haut à gauche), stratifié LHS (en haut à droite), stratifié LHS optimisé MaxiMin (en bas à gauche), quasi-aléatoire en séquences de Sobol(en bas à droite) pour deux facteurs d'entrée (x_1 et x_2) dotés respectivement d'une loi uniforme sur l'intervalle $[0, 1]$ et d'une loi normale tronquée sur $[0, 1]$ ($\mu = 0.5$, $\sigma = 0.1$)

4.2. MÉTHODOLOGIE D'ANALYSE DE SENSIBILITÉ ET D'INCERTITUDES (ASAI)

L'**échantillonnage aléatoire** est le moins efficace des échantillonnages, c.a.d. que c'est celui qui requiert le plus grand nombre de tirages afin de couvrir correctement l'intervalle d'incertitude d'un facteur d'entrée. En revanche, c'est le seul tirage qui n'induit pas de biais sur les estimations de la moyenne et de l'écart type (théorème de la limite centrale). L'échantillonnage aléatoire est souvent assimilé à la technique de tirage Monte-Carlo pur.

L'**échantillonnage stratifié** consiste à subdiviser la fonction de densité de distribution en un certain nombre d'intervalles afin de ré-itérer autant de fois un tirage aléatoire. Dans le cas particulier où les intervalles sont équi-probables, l'échantillonnage est dit « Hypercube Latin » (Latin Hypercube Sampling ou LHS en anglais). Ces méthodes sont plus efficaces que les tirages aléatoires classiques. En effet, la convergence des résultats est plus rapide (l'intervalle d'incertitude est mieux et plus rapidement couvert). Cependant, ces tirages introduisent des biais dans l'estimation de la variance.

L'**échantillonnage quasi-aléatoire** fait intervenir des séquences pré-déterminées de chiffres afin de réaliser les tirages. Des motifs sont en général visibles lorsque l'on visualise un large échantillon. Cette technique permet d'éviter des simulations dont le jeu de facteurs d'entrée est très proche (bonne couverture de l'hyper-espace des entrées) et souvent reconnue comme la technique la plus efficace en terme de convergence des estimateurs de la moyenne et de l'écart type de la sortie.

Nous avons choisi une méthode d'échantillonnage stratifié de type LHS simple. Ce choix a été justifié par la simplicité et l'efficacité du tirage LHS, le tirage aléatoire de type Monte-Carlo nécessitant trop de tirages et l'optimisation maximin trop chronophage. Le choix aurait pu aussi se porter sur un échantillonnage quasi-aléatoire mais nous sommes resté sur notre premier choix à cause de la popularité du tirage LHS. L'étude de la convergence de la propagation des incertitudes serait une perspective intéressante de ce travail.

4.2.4 Analyse de sensibilité globale : indices de Sobol

La méthode de calcul des indices de sensibilité de Sobol (attribuée à [Sobol \[1993\]](#)) est utilisée dans le cadre d'une analyse de sensibilité globale (cf. § 4.2.1.2). Elle s'appuie principalement sur la théorie de la décomposition fonctionnelle de la variance (ANOVA, cf. équation (4.6)). Les indices de Sobol en sont une conséquence directe (cf. équation (4.8)).

4.2.4.1 Indices de Sobol étudiés

Les principaux indices étudiés sont les indices de premier ordre (S_i) et les indices dits « totaux » (S_{T_i}) car le calcul des indices d'ordres supérieurs nécessiterait un temps et un

nombre de simulations considérables :

$$\begin{cases} S_i = \frac{V[E(Y|x_i)]}{V(Y)} \\ S_{T_i} = \frac{E[V(Y|x_{\sim i})]}{V(Y)} = 1 - \frac{V[E(Y|x_{\sim i})]}{V(Y)} \end{cases} \quad (4.21)$$

Les **indices de Sobol de premier ordre** représentent la part de la variance de la sortie imputable à la variabilité de chaque facteur d'entrée pris de manière isolée. Une approche « rudimentaire » consisterait à évaluer cet indice de la manière suivante :

- ➔ pour un certain jeu de simulations (disons 1000), considérer une valeur fixe de x_i et évaluer l'espérance conditionnelle $E(Y|x_i)$,
- ➔ répéter un nombre suffisant de fois l'opération précédente (disons 1000 aussi pour rester cohérent) pour différentes valeurs de x_i afin d'estimer la variance de l'espérance mathématique conditionnelle sachant x_i ($V[E(Y|x_i)]$),
- ➔ calculer la variance de la sortie Y ($V(Y)$) directement grâce à un échantillonnage adéquat.

Cette méthode nécessiterait donc $1000 * 1000 = 10^6$ simulations pour l'évaluation d'un seul indice de sensibilité de premier ordre. Nous verrons par la suite une manière plus pertinente et efficace de calculer les indices de premier ordre.

Les **indices de Sobol totaux** représentent pour leur part la contribution totale de chaque paramètre dans la variance de la sortie Y , c.a.d. les effets de premier ordre et de tous les ordres supérieurs dus aux potentielles interactions entre facteurs. Si maintenant, nous faisons varier seulement le facteur x_i , c.a.d. que tous les facteurs d'étude sont considérés comme fixes mis à part le facteur x_i (notation $x_{\sim i}$) grâce à un jeu de simulations, alors nous sommes en capacité d'évaluer l'espérance conditionnelle $E(Y|x_{\sim i})$. Alors de manière similaire à précédemment, on peut répéter cette opération afin de calculer la variance correspondante et ainsi déterminer la valeur de l'indice total.

4.2.4.2 Évaluation des indices de premier ordre et totaux

Nous décrivons ci-dessous la méthode d'estimation des indices de premier ordre et totaux attribuable à Saltelli [2002]. On reprend ici la notation utilisée par Saltelli *et al.* [2008] avec quelques modifications minimales :

- ➔ générer deux échantillonnages indépendants (représentés par les matrices A et B) de taille $[N_{simuls} \times d]$ (avec N_{simuls} typiquement compris entre quelques centaines et quelques milliers de simulations et que nous noterons momentanément N pour

une meilleure visibilité des équations suivantes) :

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} x_1^{(1)} & x_2^{(1)} & \cdots & x_i^{(1)} & \cdots & x_d^{(1)} \\ x_1^{(2)} & x_2^{(2)} & \cdots & x_i^{(2)} & \cdots & x_d^{(2)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_1^{(N-1)} & x_2^{(N-1)} & \cdots & x_i^{(N-1)} & \cdots & x_d^{(N-1)} \\ x_1^{(N)} & x_2^{(N)} & \cdots & x_i^{(N)} & \cdots & x_d^{(N)} \end{pmatrix} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} x_{d+1}^{(1)} & x_{d+2}^{(1)} & \cdots & x_{d+i}^{(1)} & \cdots & x_{2d}^{(1)} \\ x_{d+1}^{(2)} & x_{d+2}^{(2)} & \cdots & x_{d+i}^{(2)} & \cdots & x_{2d}^{(2)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{d+1}^{(N-1)} & x_{d+2}^{(N-1)} & \cdots & x_{d+i}^{(N-1)} & \cdots & x_{2d}^{(N-1)} \\ x_{d+1}^{(N)} & x_{d+2}^{(N)} & \cdots & x_{d+i}^{(N)} & \cdots & x_{2d}^{(N)} \end{pmatrix} \quad (4.23)$$

- ➔ construire par une procédure ad-hoc les d matrices \mathbf{C}_i ($i \in \llbracket 1, d \rrbracket$) formées de toutes les colonnes de la matrice \mathbf{B} à l'exception de la $i^{\text{ème}}$ colonne qui doit être prise dans la matrice \mathbf{A} :

$$\mathbf{C}_i = \begin{pmatrix} x_{d+1}^{(1)} & x_{d+2}^{(1)} & \cdots & x_i^{(1)} & \cdots & x_{2d}^{(1)} \\ x_{d+1}^{(2)} & x_{d+2}^{(2)} & \cdots & x_i^{(2)} & \cdots & x_{2d}^{(2)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{d+1}^{(N-1)} & x_{d+2}^{(N-1)} & \cdots & x_i^{(N-1)} & \cdots & x_{2d}^{(N-1)} \\ x_{d+1}^{(N)} & x_{d+2}^{(N)} & \cdots & x_i^{(N)} & \cdots & x_{2d}^{(N)} \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

- ➔ lancer les $N_{simuls} (d + 2) = N_{evals}$ évaluations du modèle pour l'ensemble des lignes des $d + 2$ matrices (\mathbf{A} , \mathbf{B} , et d matrices \mathbf{C}_i), soient les $d + 2$ vecteurs de dimensions $[N_{simuls} \times 1]$:

$$\begin{cases} y_{\mathbf{A}} = \mathcal{F}(\mathbf{A}) \\ y_{\mathbf{B}} = \mathcal{F}(\mathbf{B}) \\ y_{\mathbf{C}_i} = \mathcal{F}(\mathbf{C}_i), \forall i \in \llbracket 1, d \rrbracket \end{cases} \quad (4.25)$$

➔ calculer les indices de premier ordre et totaux de la manière suivante :

$$\begin{cases} S_i = \frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_{\mathbf{A}}^{(j)} y_{\mathbf{C}_i}^{(j)} - f_0^2}{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_{\mathbf{A}}^{(j)2} - f_0^2} \\ S_{T_i} = 1 - \frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_{\mathbf{A}}^{(j)} y_{\mathbf{C}_i}^{(j)} - f_0^2}{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^d y_{\mathbf{A}}^{(j)2} - f_0^2} \end{cases} \quad (4.26)$$

avec f_0 la moyenne des résultats de simulations pour les N_{simuls} de la matrice \mathbf{A} :

$$f_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^d y_{\mathbf{A}}^{(j)} \quad (4.27)$$

On fait remarquer ici que l'échantillonnage des matrices \mathbf{A} et \mathbf{B} peut tout à fait servir par la même occasion à la propagation des incertitudes. La technique que nous retiendrons est l'échantillonnage stratifié de type « Hypercube Latin » ou LHS.

4.2.4.3 Optimisation de l'estimation des indices

Des améliorations ont été apportées par [Saltelli et al. \[2010\]](#), qui prouve notamment la supériorité de l'estimation des indices totaux dérivée par [Jansen \[1999\]](#). [Saltelli et al. \[2010\]](#) introduit les notations suivantes : $\mathbf{A}_{\mathbf{B}}^{(i)}$ et $\mathbf{B}_{\mathbf{A}}^{(i)}$ correspondent aux matrices \mathbf{A} et \mathbf{B} à l'exception de la $i^{\text{ème}}$ colonne appartenant respectivement à la matrice \mathbf{B} et \mathbf{A} (on a donc $\mathbf{B}_{\mathbf{A}}^{(i)} = \mathbf{C}_i$) :

➔ indices de premier ordre :

$$S_i = \frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_{\mathbf{B}}^{(j)} \left(y_{\mathbf{A}_{\mathbf{B}}^{(i)}}^{(j)} - y_{\mathbf{A}}^{(j)} \right)}{\frac{1}{2N} \left(\sum_{j=1}^N y_{\mathbf{A}}^{(j)2} + \sum_{j=1}^N y_{\mathbf{B}}^{(j)2} \right) - f_0^2} \quad (4.28)$$

➔ indices totaux :

$$S_{T_i} = \frac{\frac{1}{2N} \sum_{j=1}^N \left(y_{\mathbf{A}}^{(j)} - y_{\mathbf{A}_{\mathbf{B}}^{(i)}}^{(j)} \right)^2}{\frac{1}{2N} \left(\sum_{j=1}^d y_{\mathbf{A}}^{(j)2} + \sum_{j=1}^d y_{\mathbf{B}}^{(j)2} \right) - f_0^2} \quad (4.29)$$

avec $f_0 = \frac{1}{2N} \left(\sum_{j=1}^N y_{\mathbf{A}}^{(j)} + \sum_{j=1}^d y_{\mathbf{B}}^{(j)} \right)$.

Ce sont ces derniers indices que nous évaluerons dans la dernière section de ce chapitre.

4.2.5 Conclusions

Nous avons réalisé dans cette section un état de l'art sur les méthodes d'analyses d'incertitudes et de sensibilité adaptées à notre objectif de validation empirique de modèles numériques (cf. § 4.2.1.2). La démarche que nous avons dessinée à l'issue de cet état de l'art consiste à :

- modéliser les incertitudes pesant sur les facteurs d'entrée grâce à des fonctions de densité de probabilité (cf. § 4.2.3.1),
- propager ces incertitudes en réalisant un échantillonnage des PDF de type LHS (l'optimisation MaxiMin n'a pas été retenue car elle est trop intensive mais pourrait constituer une bonne perspective à ce travail, tout comme l'échantillonnage de type quasi Monte-Carlo, cf. § 4.2.3.2),
- quantifier l'incertitude globale pesant sur les grandeurs d'intérêt sélectionnées dans le § 4.2.1.3. Ces dernières reflètent les écarts entre les températures mesurées et simulées d'une part et l'incertitude globale sur les températures simulées d'autre part,
- évaluer la contribution de chaque paramètre dans la variance de la grandeur d'intérêt, autrement dit, étudier la sensibilité des modèles à chaque facteur d'entrée, grâce aux indices de sensibilité de Sobol (cf. § 4.2.4.1 pour le principe des indices de Sobol et § 4.2.4.3 pour la méthode d'estimation retenue). L'échantillonnage de la méthode globale des indices de Sobol permet en réalité de réaliser conjointement l'analyse d'incertitude et de sensibilité (cf. § 4.2.4.2).

Cependant, la méthode sélectionnée est très intensive en termes de temps de calcul et de nombres d'évaluations du modèles (de l'ordre de plusieurs dizaines de milliers avec une dizaine de facteurs d'entrée étudiés). Il s'agit donc dans un premier temps de sélectionner les facteurs d'entrée ayant une influence sensiblement supérieure aux autres. La méthode de criblage de Morris répond tout à fait à cet objectif et permet de se dispenser d'hypothèses concernant la linéarité et la monotonie du modèle contrairement à d'autres méthodes de criblage ou locales. Cette méthode est en contrepartie relativement intensive pour une méthode sensée n'être qu'une analyse préliminaire. Toutefois, les temps de calcul restent raisonnables (quelques milliers de simulations pour une centaine de facteurs d'entrée étudiée). Le § 4.2.2 résume la mise en place de la méthode et le calculs des indicateurs qui nous permettront de sélectionner les paramètres réellement influents.

4.3 Validation empirique de la PSB et de la PST*Conv

Cette dernière section du chapitre 4 correspond aux résultats de la validation empirique des deux plateformes de simulations PSB et PST*Conv sur le cas d'étude présenté dans le § 4.1 grâce à la méthodologie adoptée dans le § 4.2.

Elle consistera en une succession de quatre étapes clés :

- sélection des facteurs d'entrée influents grâce à la méthode de criblage de [Morris \[1991\]](#) (cf. § 4.3.1),
- modélisation des incertitudes relatives aux facteurs d'entrée sélectionnés dans l'étape précédente grâce à des fonctions de densité de probabilité,
- propagation des incertitudes grâce à un échantillonnage stratifié de type LHS (cf. § 4.3.2),
- analyse de sensibilité globale grâce à l'évaluation des indices de premier ordre et totaux de [Sobol \[1993\]](#) (cf. § 4.3.3),

4.3.1 Criblage : sélection des facteurs d'entrée influents

Dans un premier, nous répertorierons les facteurs d'entrée que nous considérons lors de cette étape de criblage. Nous évaluerons alors l'incertitude pesant sur ces derniers. Nous présenterons ensuite les résultats de la méthode pour finalement sélectionner les facteurs les plus influents.

4.3.1.1 Facteurs d'entrée étudiés et incertitude correspondante

Nous avons sélectionné 153 facteurs d'entrée susceptibles d'avoir une influence sur les résultats. La méthode de criblage de Morris requiert un niveau haut et bas pour chaque facteur que nous avons respectivement noté VB et VH. A titre purement informatif, nous avons aussi renseigné la valeur dite de référence, c.a.d. celle du cas de base sur lequel un travail préliminaire a été effectué (notamment pour comprendre le régime du by-pass dans les scénarios 1 et 4). Ces valeurs sont répertoriées dans le tableau [B.5](#).

On présente ici les justifications des intervalles d'incertitude fixés dans le tableau [B.5](#).

Site

L'albédo du sol est un donnée relativement incertaine et à priori influente [[De Wit, 1997](#); [Aude et al., 2000](#)]. Dans sa thèse traitant aussi des maisons de la plateforme INCAS, [Spitz \[2012\]](#) considère un albédo de 0.35 avec une incertitude 10%. Nous avons aussi fixé

la valeur de référence de l'albédo à 0.35. L'incertitude a été portée à près de 15% (entre 0.3 et 0.4).

Les coordonnées géographiques de la maison sont très bien connues. Nous avons utilisé un outil en ligne de coordonnées géographiques et fait varier la position de la maison de quelques mètres autour de sa position nominale. On peut s'attendre à ce que la latitude et la longitude (servant pour le calcul de la hauteur solaire) n'aient que très peu d'influence sur les résultats. [Aude et al. \[2000\]](#) a aussi étudié ces facteurs.

Météo

Les données météorologiques locales sont à priori très importantes [[Bouyer, 2009](#); [De Wit, 2002](#)]. [Goffart \[2013a\]](#) propose une prise en compte de ces facteurs variables dans le temps et interdépendants dans un cadre statistique rigoureux (analyse de sensibilité globale). Nous avons opté pour une simplification de la modélisation des incertitudes pesant sur la température extérieure, la température du sol et les éclairagements globaux et diffus horizontaux.

Le facteur « Text » représente une différence de température que nous appliquons à la température extérieure du fichier météo initial variant entre 0 et 1 °C (la moyenne des résidus entre les mesures locales de la station Lynx3 et celles de l'aéroport est quasiment égale à 1 °C).

En ce qui concerne les éclairagements globaux et diffus sur un plan horizontal, nous avons considéré une incertitude de $\pm 5\%$ que nous appliquons aussi aux valeurs du fichier météo initial.

[Spitz \[2012\]](#) prend une température de sol à 10 mètres de profondeur pour le site des maisons INCAS de 9 °C. Une incertitude de ± 2 °C a été choisie, au vu du peu d'informations que nous avons à ce sujet.

Dimensions bâtiment

L'orientation de la maison I-BB est de 15.3° par rapport à l'axe nord/sud dans le sens trigonométrique [CEA \[2010\]](#). Nous avons estimé l'incertitude sur ce facteur à $\pm 2^\circ$.

Des incertitudes sur les dimensions générales du bâtiment ont été prises en compte (hauteur, largeur, longueur). Un algorithme détaillé est à même de modifier l'intégralité des dimensions de toutes les parois en fonction de ces trois facteurs d'entrée et des différentes épaisseurs de parois (aussi susceptibles de varier car on prend en compte l'incertitude correspondante), tout en gardant la convention dite « mi-béton » pour le calcul des ponts thermiques. Ainsi, au lieu de prendre en compte les incertitudes liées à toutes les superficies

de toutes les parois (plusieurs dizaines de parois différentes) à l’instar de [Aude et al. \[2000\]](#) ou de [Macdonald \[2002\]](#), on réduit ce nombre de facteurs à trois, ce qui est très intéressant en terme d’économie de facteur à étudier et de simulations à effectuer. Une incertitude de ± 5 cm a été comptabilisée.

Consignes de température

Les consignes de températures sont contrôlées à partir d’un thermostat numérique situé dans le salon. La sonde de température du thermostat est située dans la même pièce. Nous avons tenu compte d’une incertitude de ± 0.5 °C, n’ayant pas beaucoup d’informations relatives à la précision des sondes. Étant donné que les températures intérieures n’atteignent concrètement pas les températures de consigne (cf. 4.11), on s’attend à ce ce facteur soit peu influent, sauf si les modèles atteignent plus facilement ces niveaux de 19 et 24 °C respectivement pour les scénarios 1 et 4. [Macdonald et Strachan \[2001\]](#) ont étudié ce paramètre avec une incertitude plus large (± 2 °C) dans un cas d’étude avec validation empirique (cellules PASSYS [[Jensen, 1995](#)]).

Débits de ventilation

Les débits de ventilation sont des données critiques (cf. résultats de l’analyse de sensibilité sur la maison I-DM de [Spitz \[2012\]](#)). Nous savons que l’échangeur de chaleur de la VMC DF est toujours by-passé au cours de la période expérimentale (ce qui n’était pas le cas dans le processus de validation empirique de [Spitz \[2012\]](#)). Dans le cadre d’une maison passive comme la maison I-BB, ces débits représentent donc des pertes thermiques conséquentes. Comme nous l’avons vu précédemment, les débits volumiques de renouvellement d’air sont complexes à mesurer (capteurs à disposition : balomètres relativement peu précis et débitmètres à ultrason [[Spitz, 2012](#)]). Malgré les données transmises par le CEA faisant suite à une campagne de mesure ponctuelle sur la maison I-BB grâce à un balomètre (cf. tableau 4.3) et faisant état d’une débit de soufflage de 150 m³.h⁻¹, les expérimentateurs du CEA ont fixé les débits nominaux de soufflage $Qv - nom1$ (scénarios 1, 4 et 5) et $Qv - nom2$ (scénario 6) respectivement à 110 et 160 m³.h⁻¹. L’incertitude pesant sur ces débits nominaux de soufflage nous paraît donc élevée ($\pm 15\%$). Un algorithme a été créé afin de « recalculer » de manière simplifiée les débits internes de ventilation afin de rester cohérent au niveau des bilans massiques. Par ailleurs, la répartition des débits reste inchangée.

Les débits correspondant aux infiltrations dans les combles et le vide sanitaire sont extrêmement incertains (± 1 vol.h⁻¹ pour les combles, et ± 0.5 vol.h⁻¹ pour le vide sani-

taire).

Le taux d'infiltration a été mesuré par le CETE de Lyon grâce à deux séries de test de « porte soufflante » avec une surpression de 50 Pa. Une transposition de cette mesure à un cas en sous-pression de 4 Pa a été réalisée grâce à une norme européenne. Nous avons compté une incertitude de $\pm 10\%$. Nous aurions pu peut-être majorer cette incertitude (au vu de la convention de calcul préconisée par le CETE de Lyon [Carrié *et al.*, 2006])

Puissance de chauffage et puissances dissipées par les appareils électriques

Les puissances dissipées par les appareils électriques ainsi que la puissance de chauffage ont été mesurées. Les incertitudes sont donc relativement faibles ($\pm 5\%$). Macdonald et Strachan [2001] ont considéré une incertitude de $\pm 10\%$ sur la puissance de chauffage dans leur validation empirique des cellules PASSYS.

Concernant le chauffage, on peut cependant se poser des questions quant à la répartition zonale de la puissance nominale du système de chauffage. Nous avons considéré un prorata correspondant à la répartition des débits volumiques de soufflage mesurés lors de la campagne de mesure dont nous avons parlé précédemment. On peut aussi imaginer que des pertes thermiques de distribution existent et diminuent la puissance distribuée dans chaque pièce. Ces incertitudes n'ont pas été traitées mais pourraient représenter une perspective du travail effectué ici.

Nous faisons l'hypothèse ici que les puissances considérées ci-dessus sont dissipées à 100% de manière convective lorsque l'on réalise les simulations avec la PST*Conv.

Propriétés des menuiseries

Les conductances ainsi que les facteurs solaires des menuiseries sont des données mesurées par les constructeurs de manière rigoureuse et normative. On peut donc considérer que les incertitudes correspondantes sont faibles ($\pm 5\%$). De Wit [2001] prend par exemple une incertitude comprise entre 2 et 3% pour les facteurs solaires tandis que [Spitz, 2012] considère une incertitude de $\pm 5\%$ sur les coefficients de transmission des vitrages.

Les incertitudes relatives à la superficie des menuiseries ont été spécifiées. On peut penser que ces dernières sont très faibles ($\pm 1\%$).

Caractéristiques des occultations

Le rapport SIMINTHEC du CEA [2010] ne fait pas état de propriétés thermiques des occultations contrairement à la thèse plus récente de Spitz [2012] qui donne approximativement une valeur de $0.05 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. L'air compris entre le volet et le vitrage extérieur

rajoute une résistance thermique. Étant donnée l'incertitude pesant sur ce type de donnée, nous avons donc recherché nous-mêmes des valeurs conventionnelles de résistance thermique additionnelle de volets roulants. L'intervalle d'incertitude a été fixé entre 0.1 et $0.3 \text{ m}^2.K.W^{-1}$. Cet intervalle est peut-être relativement majoré.

Lorsque les volets sont fermés, nous avons considéré une incertitude comprise entre 90 et 100% de pourcentage d'occultation. Cet intervalle est sans doute trop large.

États de surface

Les émissivités GLO et absorptivités CLO ont été estimées. Elles sont donc entachées d'une incertitude assez large. Étant donné que l'absorptivité est davantage variable que l'émissivité (à l'exception des traitements de surfaces des vitrages basse émissivité par exemple), l'incertitude associée aux absorptivités a été majorée ($\pm 15\%$) par rapport à celle associée aux émissivités ($\pm 5\%$). L'état de surface de la toiture sous les panneaux solaires photovoltaïques a été traitée de manière spécifique car beaucoup plus entaché d'incertitudes ($\pm 20\%$ pour l'émissivité et $\pm 50\%$ pour l'absorptivité).

Épaisseur des couches de matériaux

Nous avons tenu compte d'une incertitude de $\pm 5\%$ concernant les épaisseurs des matériaux car elles sont a priori bien connues (De Wit [2001] fait varier les épaisseur de 2 à 15%, Koteck *et al.* [2007] de $\pm 10\%$). Certains matériaux ont été traités spécifiquement car cette incertitude impliquait des variations trop importantes à nos yeux ($\pm 5 \text{ cm}$ sur les matériaux Polystyrène extrudé Styrofoam, Wallmate et Roofmate, dalle pleine béton armé, chape béton, lame d'air 15 cm, plancher hourdis béton, béton banché, LDV Isoconfort 35). Ces incertitudes peuvent être dues à la mise en œuvre ou à la précision des découpes en usine. Nous avons préféré traiter l'ensemble des épaisseurs de toutes les couches de matériaux (à l'instar de plusieurs études de qualité [Spitz, 2012; De Wit, 2001; Aude, 1998]) plutôt que les couches principalement traitées comme les isolants ou les matériaux structurels.

Conductivité des matériaux

Les conductivités des matériaux ont été traitées de manière spécifique. Lorsque cela était possible, nous avons utilisé les données statistiques de [Macdonald, 2002, Annexe A] décrivant les écarts-type (mesures sur une population) des propriétés thermo-physiques des matériaux appartenant à une même famille et qui seraient dus à l'incertitude pesant sur leur contenu en humidité (entre 1 et 7% selon les familles de matériaux) et à leurs

potentielles variations de températures (10 °C pour toutes les familles de matériaux). Soient des variations comprises entre 6 et 15% (à l'exception de l'enduit qui varie plus largement). Lorsque les données étaient manquantes (lame d'air, argile ou limon), nous avons considéré une incertitude de $\pm 5\%$.

Capacité thermique volumique des matériaux

La même procédure a été initiée concernant les masses volumiques et les capacités thermiques massiques. Une fois les deux grandeurs analysées, nous avons pu par une simple multiplication dériver les valeurs hautes et basses des capacités thermiques volumiques des matériaux (variations entre 4 et 15% sauf pour la capacité thermique volumique de la laine de verre qui varie de $\pm 25\%$ et qui, par ailleurs n'est pas une donnée cruciale). Finalement, nous avons vérifié que les données issues de [Macdonald, 2002, Annexe A] n'entraînaient pas d'incohérences.

Coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs

Les coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs ont fait l'objet d'une étude particulière basée sur un état de l'art des valeurs couramment rencontrées dans la littérature [Achard et Gicquel, 1986; Parsons *et al.*, 1989; Halcrow *et al.*, 1990; CIBSE, 1986; Brun *et al.*, 2009]. Les données brutes sont répertoriées dans le tableau B.6. Nous avons calculé des écart-types pour les données pour lesquelles nous avons suffisamment de sources différentes. Le cas échéant, nous avons considéré les valeurs provenant de Achard et Gicquel [1986]. Les valeurs hautes, basses et de référence pour les coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs GLO intérieurs et extérieurs pour les différents types de parois considérés sont présentés dans le tableau B.7. Les coefficients d'échanges superficiels globaux sont ensuite évalués de la manière suivante (pour une paroi i) :

$$h_{g,i} = h_{conv,i} + \frac{\epsilon_i}{0.9} h_{rad.GLO,i} \quad (4.30)$$

En effet, $h_{rad.GLO,i}$ est donné pour une émissivité de 0.9. L'émissivité d'une paroi étant susceptible d'être différente de la valeur conventionnelle de 0.9, elle intervient afin de moduler la part radiative du coefficient superficiel d'échange global.

Tous les éléments d'informations présentés ci-dessus sont relatifs à la PSB. La PST*Conv calcule les coefficients d'échanges convectifs et radiatifs nécessaires à l'évaluation des résistances du réseau T* indépendamment des coefficients d'échanges présentés précédemment. Étant donnée la difficulté de prendre en compte les incertitudes sur les corrélations des coefficients convectifs de la PST*Conv, nous ne leur en avons pas associé.

Ponts thermiques

Les ponts thermiques ont été calculés grâce à un logiciel aux éléments finis (TRISCO) à l'exception des ponts thermiques relatifs aux menuiseries. Ces calculs ont été réalisés dans deux configurations correspondant à deux conventions différentes « nu intérieur » et « mi-béton » (cf. § 4.1.3.5). Pour évaluer l'incertitude associée aux ponts thermiques, nous avons utilisé les écarts existant entre les deux conventions (entre 10 et 30%). Étant donné les choix architecturaux en conception, on rappelle ici que les ponts thermiques sont relativement faibles (Spitz [2012] les a même négligé dans sa thèse, ce qui paraît cependant excessif comme hypothèse).

4.3.1.2 Résultats de la méthode de criblage de Morris

Mise en place de l'échantillonnage

Plusieurs caractéristiques de l'échantillonnage de la méthode de criblage de Morris doivent être précisées ici :

- nombre de trajectoires : $r = 30$,
- nombre de niveaux : $Q = 6$,
- longueur des segments de trajectoire ou « pas » : $\Delta = \frac{Q}{2(Q-1)} = 0.6$,
- nombre de facteurs d'entrée étudiés : $d = 153$,
- nombre de simulations par trajectoire : $N_{Simuls} = (d + 1) = 154$,
- nombre d'évaluations totales du modèle : $N_{Evals} = r(d + 1) = 4620$.

Nous rappelons par ailleurs que la grandeur d'intérêt que nous allons évaluer correspond à une mesure agrégée (entre les différentes zones thermiques considérées) des écarts entre les températures mesurées et simulées : $RMSE_g$ (cf. équation (4.12)). Les effets élémentaires sont ensuite calculés (cf. équation (4.14)) :

$$EE_i = \frac{\Delta RMSE_g}{\Delta} \quad (4.31)$$

avec Δ la longueur d'un segment de trajectoire ou « pas » et $\Delta RMSE_g$ la différence entre la grandeur d'intérêt $RMSE_g$ évaluée à partir des deux points expérimentaux (représentant 2 simulations).

Cet indicateur sera calculé pour les six scénarios du protocole expérimental. Les indicateurs de la méthode de criblage de Morris qui nous permettront ultérieurement de sélectionner les facteurs influents sont :

- la moyenne des effets élémentaires (cf. équation (4.15)),
- la moyenne de la valeur absolue des effets élémentaires (cf. équation (4.16)),

➤ l'écart type des effets élémentaires (cf. équation (4.17)).

Par ailleurs, nous mettrons en regard l'incertitude associée aux facteurs étudiés et la sensibilité des modèles considérés à ces derniers :

➤ **Caractérisation des incertitudes :**

$$Incertainitude_i = \frac{(VH_i + VB_i)/2 - VB_i}{(VH_i + VB_i)/2} * 100 \quad (4.32)$$

➤ **Caractérisation de l'influence des facteurs :**

$$Influence_i = \Delta RMSE_g = \Delta.EE_i \quad (4.33)$$

Incertainitudes vs Influence

Il est intéressant de confronter la sensibilité des modèles aux différents facteurs avec l'incertitude qui leur est associée. En effet, nous avons déjà illustré dans la figure 4.17 qu'un facteur peut être considéré comme influent alors que sa variabilité de départ est faible ou au contraire car sa plage de variation est large. Ces deux types de facteurs peuvent être repérés dans les 2 figures suivantes concernant la PSB (figure 4.22) et la PST*Conv (figure 4.23) grâce à leur dénomination (cf. tableau B.5). Chaque figure contient 6 graphiques relatifs aux six scénarios du protocole expérimental). Les indicateurs d'incertitude et de sensibilité que nous avons considéré font respectivement références aux équations (4.32) et (4.33).

Soient les facteurs d'entrée influents mais relativement bien connus suivants :

- la puissance de chauffage (Pch-nom),
- les débits de ventilation (Qv-nom1 et Qv-nom2),
- la conductivité du polystyrène des parois verticales extérieures (λ -Polystyrène),
- la capacité thermique volumique du béton banché des parois verticales extérieures (Cvol-BB),
- le facteur d'occultation des vitrages (Focc),
- l'albédo (Alb),
- le pourcentage ajouté à l'éclairement global horizontal (Gh).

Les deux plateformes de simulation font émerger les mêmes facteurs influents et peu incertains à l'exception notable de la température de consigne de 20 °C (Tc20) qui apparaît uniquement avec PST*Conv et que l'on peut donc ajouter à la liste précédente.

Concernant les facteurs influents mais plus méconnus :

- la résistance additionnelle des volets roulants (Rocc),
- le coefficient d'échanges superficiels convectifs des parois verticales extérieures (hcePvExt),

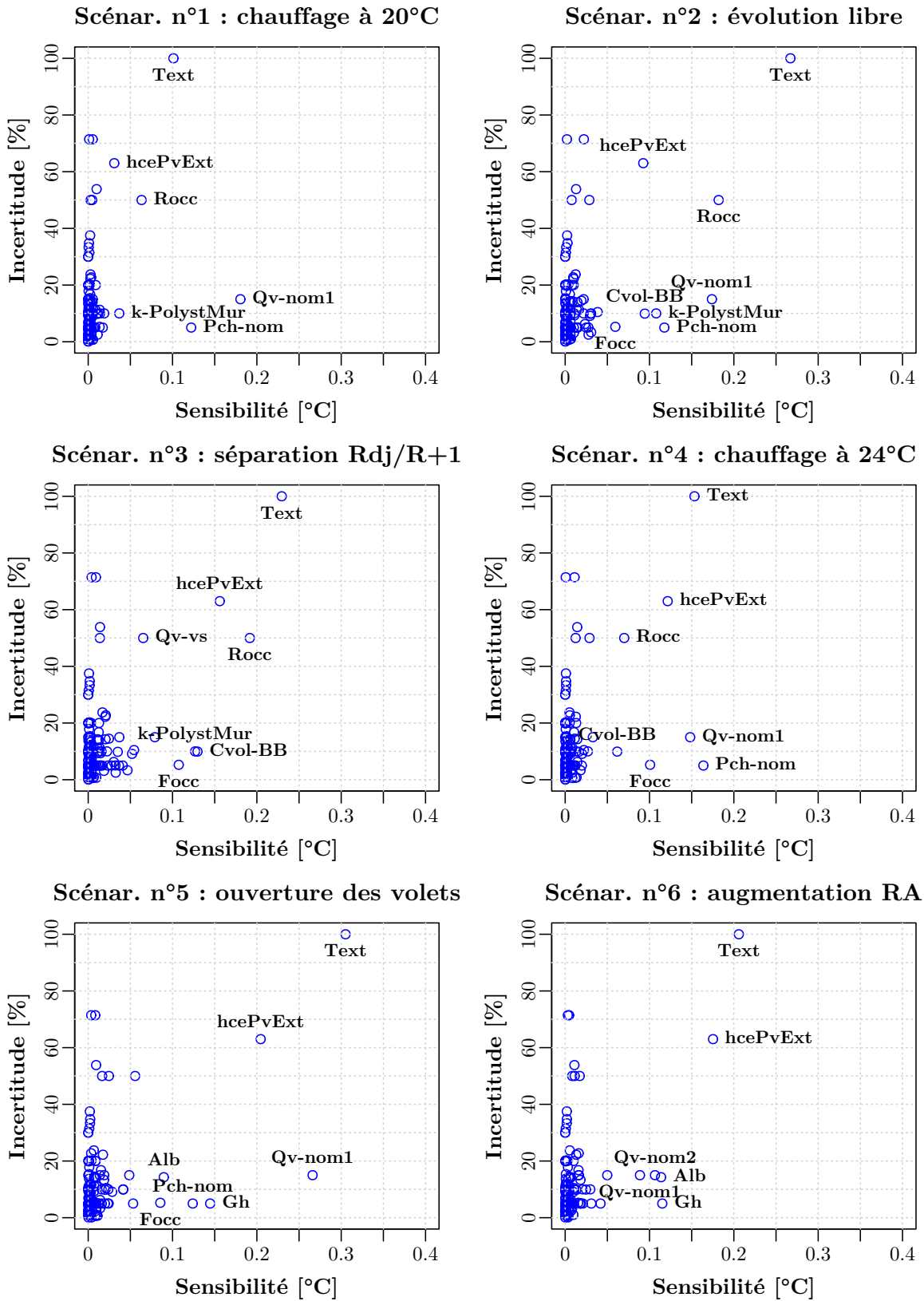


FIGURE 4.22 – Incertitudes [%] vs sensibilité [°C] évaluée à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental

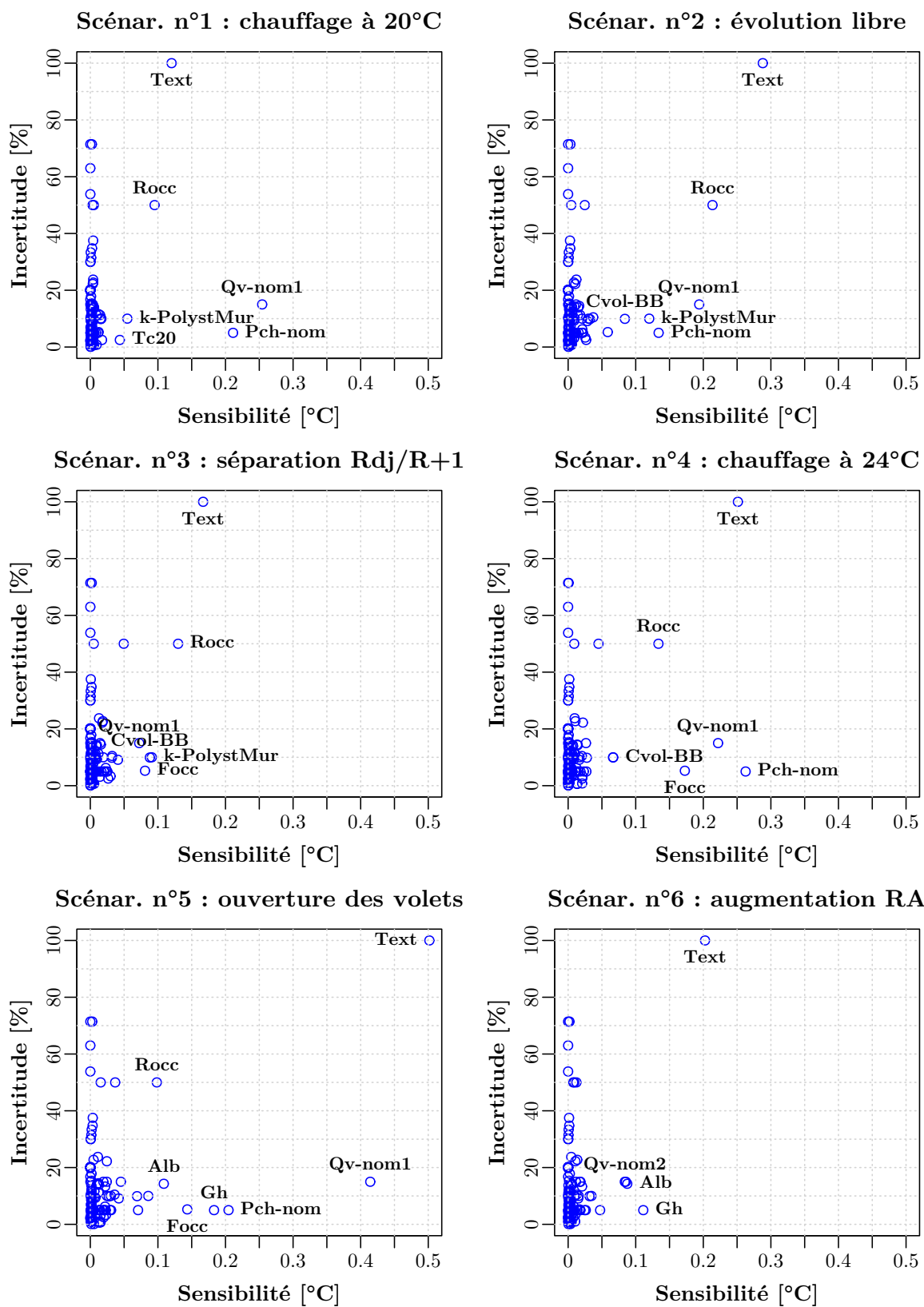


FIGURE 4.23 – Incertitudes [%] vs sensibilité [°C] évaluée à partir de la PST* Conv pour les six scénarios du protocole expérimental

➔ les infiltrations du vide sanitaire (Qv-vs).

Le facteur « Text » est un cas particulier car sa valeur nominale est égale à 0.5 et varie entre 0 et 1. Sa plage d'incertitude est donc vue comme de $\pm 50\%$ (ou 100%) et reste difficile à classer dans l'une ou l'autre des catégories de facteurs influents. En tout état de cause, ce facteur apparait comme le plus influent de tous.

Tous les autres facteurs ont une sensibilité peu significative et ne seront pas commentés davantage même si des groupes de facteurs secondaires se détachent quand même légèrement des facteurs ayant une influence véritablement insignifiante.

Sensibilité : μ^* vs σ

Les sorties principales de la méthode de criblage de Morris vont maintenant être commentées (μ^* vs σ). Nous avons préféré placer les graphiques relatifs à la moyenne des effets élémentaires (μ) dans les annexes, à titre indicatif car son exploitation peut nous amener à négliger des facteurs dont les effets élémentaires, de sens opposés, se compenseraient. C'est pour cette raison que [Campolongo et al. \[2007\]](#) préconisent l'exploitation de l'indicateur μ^* , basé sur une moyenne des valeurs absolues des effets élémentaires.

Dans les figures 4.22 et 4.23, relatives respectivement à la PSB et la PST*Conv, nous repèrerons les facteurs auxquels les modèles sont sensibles par leur dénomination disponible dans le tableau B.5.

Dans le premier scénario, on observe une forte influence des paramètres suivants :

- ➔ Text,
- ➔ Qv-nom1,
- ➔ Pch-nom,
- ➔ Rocc,
- ➔ λ -PolystMur.

L'émergence du débit de ventilation Qv-nom1 est rassurant car c'est bien le débit de ventilation appliqué lors de ce scénario. De même, le chauffage est bien actif et il est assez naturel de voir apparaître la puissance de chauffage. La résistance des volets roulants étant très incertaine, son influence est importante mais reste relativement inattendue.

Une divergence entre les deux plateformes de simulation est observable dès l'exploitation du graphique relatif au premier scénario. La PSB fait émerger le facteur hcePvExt alors que ce n'est pas le cas pour la PST*Conv. Après investigation, une erreur de programmation a été repérée. Il semble que ce facteur ait été by-passé lors des simulations de la PST*Conv. La valeur de hcePvExt était fixe à cause de l'exposition considérée comme sévère ($hcePvExt = 33.3 W.m^{-2}.K^{-1}$). Par ailleurs, la PST*Conv révèle une forte sensibilité à la température de consigne de 20 °C du premier scénario (Tc20). Cela

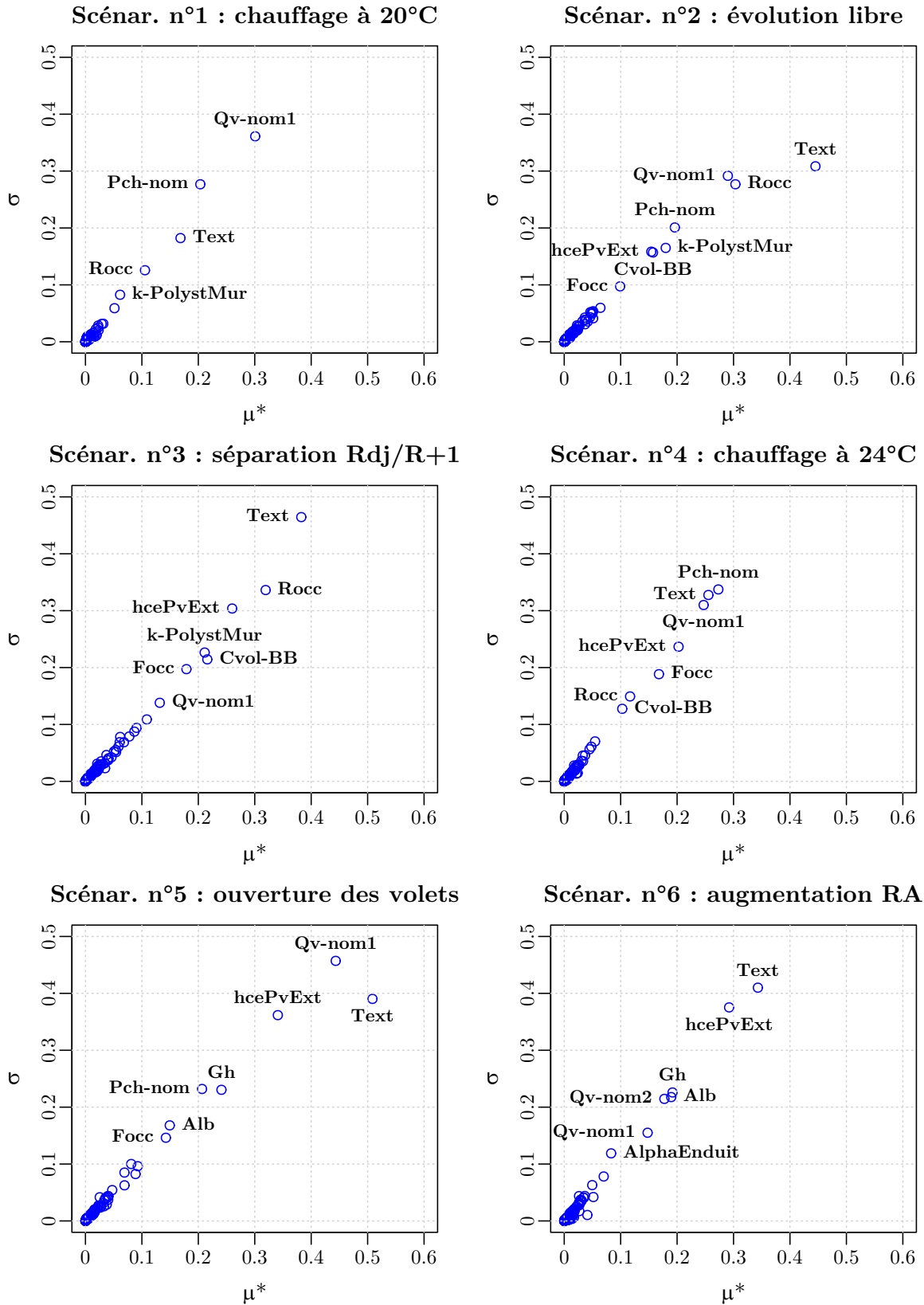


FIGURE 4.24 – σ [°C] vs μ^* [°C] évalués à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental

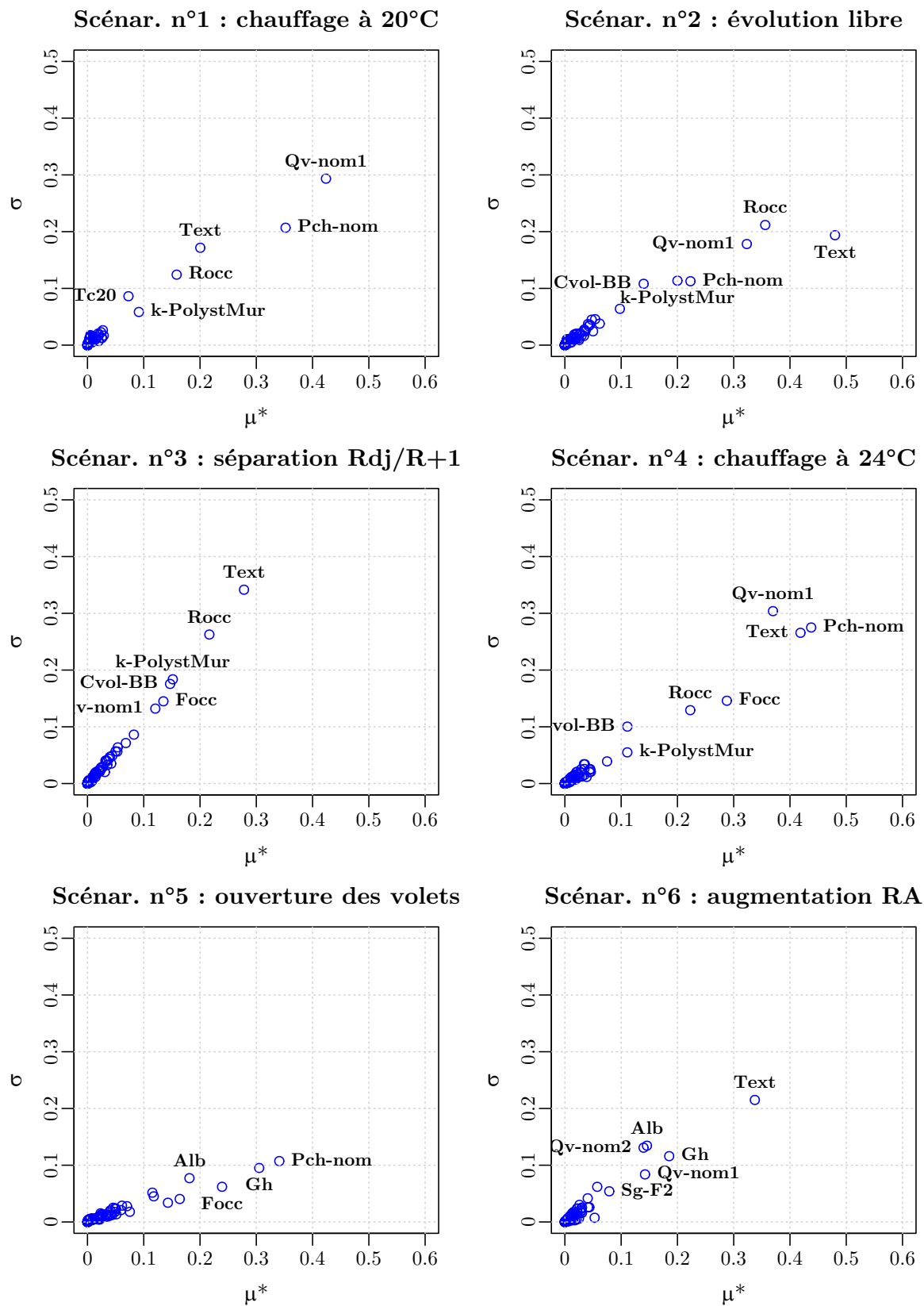


FIGURE 4.25 – σ [°C] vs μ^* [°C] évalués à partir de la $PST^* Conv$ pour les six scénarios du protocole expérimental

signifie que les températures sont amenées plus que dans la PSB à atteindre la consigne de chauffage. Cette intuition sera confirmée par la visualisation des profils de températures des simulations effectuées à partir de la PST*Conv.

Le deuxième scénario fait apparaître la capacité thermique volumique du béton banché, ce qui paraît cohérent puisque le chauffage est coupé à la fin du premier scénario (la pente de la décroissance des température dépend fortement de l'inertie thermique des murs, d'autant plus que la maison I-BB est basée sur une isolation thermique extérieure). Cette observation est confirmée par les valeurs élevées de μ^* des capacités volumiques de la chape et de la dalle en béton des planchers bas et intermédiaire (les facteurs Cvol-Chape et Cvol-Dalle sont respectivement 10 et 14^{ème} lorsque l'on classe les facteurs par ordre décroissant de μ^*). Le scénario 2 continue à être influencé par le débit de ventilation $Q_v\text{-nom1}$. Ceci est dû à la persistance de son influence après le scénario 1. Les facteurs Text et Rocc prennent dans ce scénario une place prépondérante, ce qui est tout à fait logique puisque le chauffage est éteint pendant cette période expérimentale.

Le scénario 3 est dans la continuité du scénario 2 (le seul changement est la condamnation de l'escalier entre les deux étages). On peut cependant observer que le débit de ventilation $Q_v - \text{nom1}$ voit son influence décroître naturellement.

Le scénario 4 est similaire au scénario 1 à l'exception du facteur Cvol-BB. En effet, le scénario 4 correspondant à une montée en température (au début du scénario 4, la température intérieure est approximativement de 5 °C pour finir à plus de 21 °C), il est logique de retrouver l'importance de la capacité thermique volumique du béton banché. La puissance de chauffage qui avait disparu des graphiques depuis le scénario 3 refait son apparition étant donné que le chauffage est ré-allumé au début de ce scénario.

Le scénario 5, correspondant à l'ouverture des volets fait émerger les paramètres relatifs aux apports solaires :

- ➡ le coefficient de réflexivité du sol (Alb),
- ➡ le pourcentage ajouté à l'éclairement global horizontal (Gh).

On observe ici la persistance de l'influence de la puissance de chauffage, active dans le scénario 4, même si le chauffage est éteint lors du scénario 5. De même, le facteur d'occultation continue à être influent même si les volets sont complètement ouvert pendant le scénario 5.

Le scénario 6, qui correspond à l'augmentation du débit de renouvellement d'air révèle l'importance du débit $Q_v\text{-nom2}$. Par ailleurs, les facteurs relatifs aux apports solaires restent très influents. De manière plus étonnante, l'absorptivité des enduits extérieurs fait son apparition, ce qui reste encore mal compris (8^{ème} et 13^{ème} position en terme de μ^* en considérant respectivement la PSB et la PST*Conv). Au contraire, le facteur solaire des

fenêtres sud du salon (de type F2) émerge assez logiquement comme un paramètre influent (9^{ème} et 7^{ème} position). Même si les facteurs d'entrée correspondant aux apports solaires sont bien influents lors de ce scénario, le facteur Text reste quand même prépondérant.

Nous avons observé qu'un groupe relativement restreint de facteurs d'entrée se détachait des autres facteurs dont les effets peuvent être considérés comme négligeables. Il s'agit maintenant de classer l'ensemble des facteurs afin de faciliter la sélection des plus importants.

4.3.1.3 Sélection des facteurs d'entrée influents

Comme nous l'avons expliqué à l'issue du § 4.2.2.3, nous allons classer les facteurs d'entrée étudiés par ordre décroissant d'importance en utilisant un indicateur basé sur la distance d_j^* (cf. équation (4.18)), prenant en compte l'indice de sensibilité μ^* et l'implication du facteur dans des phénomènes non-linéaires et/ou des interactions (σ).

Les distances ont été normées (toutes les distances varient entre 0 et 1), induisant l'introduction d'un nouvel indicateur *Rank*. Pour un facteur d'entrée donné j , on a donc :

$$Rank_j = \frac{d_j^* - \min(d^*)}{\max(d^*) - \min(d^*)} \quad (4.34)$$

Or, cet indicateur est calculé pour les six scénarios du protocole expérimental (la durée du $i^{\text{ème}}$ scénario est noté Δt_i). Afin de favoriser la sélection des facteurs pendant les scénarios où ils sont potentiellement les plus influents, nous avons donc décidé de considérer l'indicateur suivant ($Rank_{j,g}$) :

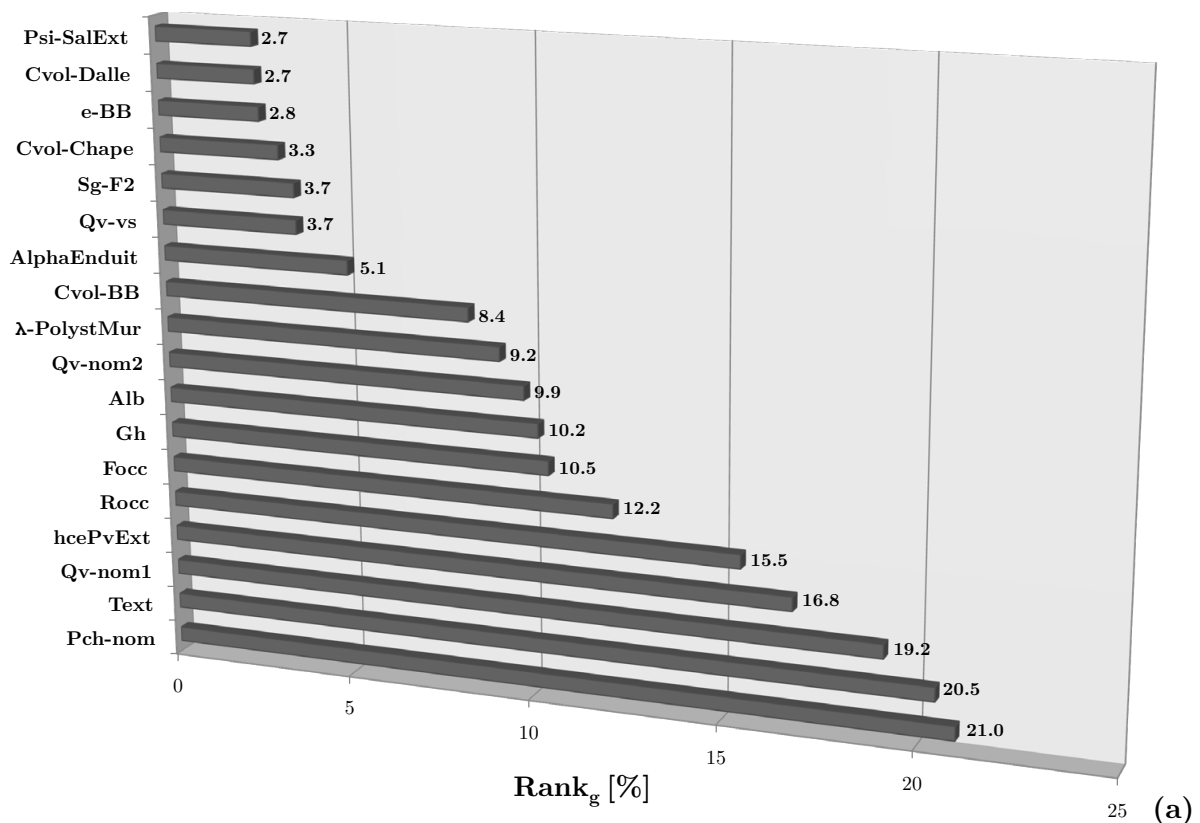
$$Rank_{j,g} = \max \left(Rank_j \frac{\Delta t_k}{\sum_{i=1}^{N_{Scenars}} \Delta t_i} \right) \text{ avec } k \in [1, N_{Scenars}] \quad (4.35)$$

Nous avons tracé dans la figure 4.26 les 18 premiers facteurs pour chacun des modèles traitées (PSB et PST*Conv). On y observe une rupture assez nette entre le 11^{ème} et 12^{ème} facteur d'entrée pour la PSB et entre le 10^{ème} et 11^{ème} pour la PST*Conv. Étant donné que les 10 premiers facteurs de la PST*Conv font aussi partie des 11 premiers facteurs de la PSB, nous avons décidé de garder les 11 premiers facteurs de la PSB. Soit la liste des 11 facteurs d'entrée sélectionnés à l'issue de la phase de criblage :

➔ **Pch-nom** : puissance de chauffage nominale,

- **Qv-nom1** : le débit nominal bas de renouvellement d'air,
- **Qv-nom2** : le débit nominal haut de renouvellement d'air,
- **Text** : la différence de température rajoutée à la température extérieure,
- **Gh** : le pourcentage rajouté à l'éclairement global horizontal,
- **Alb** : le coefficient de réflexivité du sol ou albédo,
- **Rocc** : la résistance thermique additionnelle des volets roulants,
- **Focc** : le facteur d'occultation des volets roulants,
- λ -**PolystMur** : la conductivité thermique du polystyrène des PvExt,
- **Cvol-BB** : la capacité thermique volumique du béton banché,
- **hcePvExt** : le coefficient d'échanges superficiels extérieur des PvExt.

Cette sélection vient achever la phase de criblage de Morris. Nous allons maintenant utiliser des méthodes d'ASAI globales afin de propager les incertitudes associée aux 11 paramètres sélectionnés et d'analyser leur responsabilité dans l'incertitude pesant sur les écarts aux mesures.



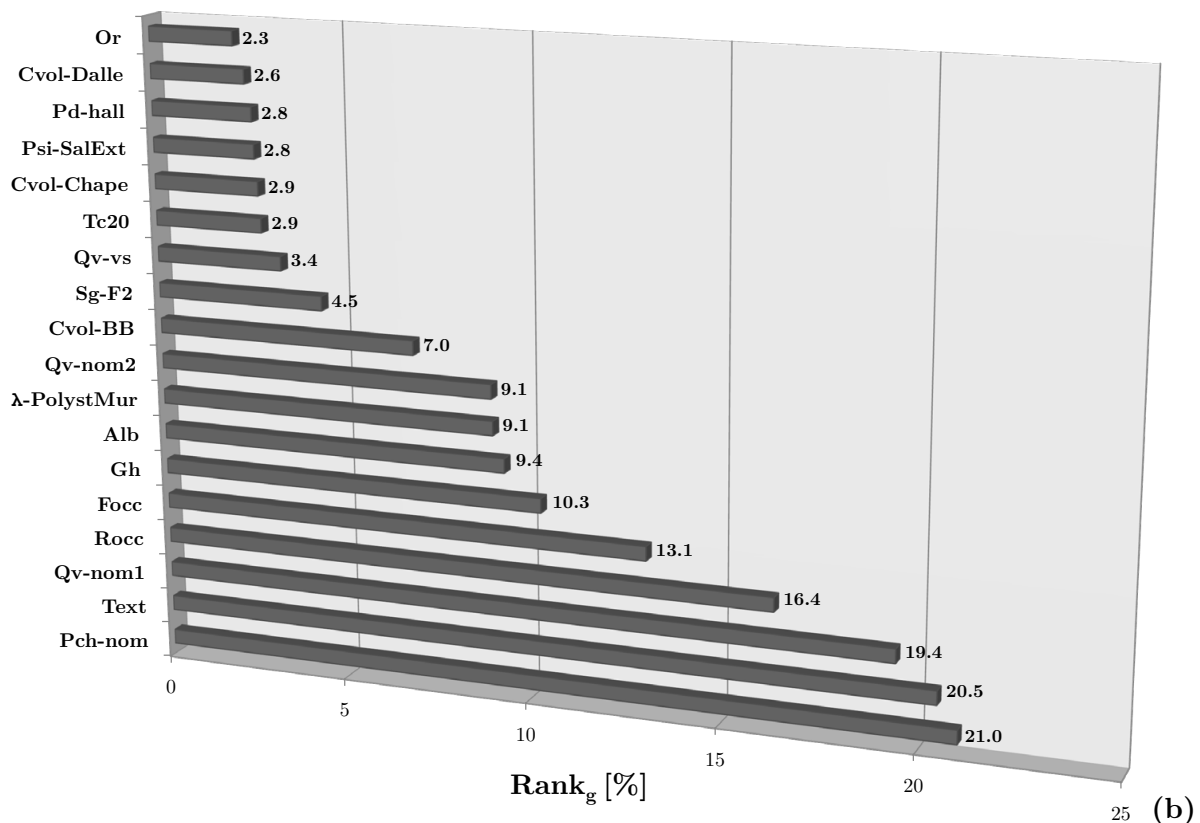


FIGURE 4.26 – Classement des facteurs d’entrée selon leur influence dérivé de la PSB (a) et de la PST*Conv (b)

4.3.2 Propagation de l’incertitude associée aux facteurs d’entrée sélectionnés

La propagation des incertitudes associées aux facteurs d’entrée sélectionnés précédemment passe avant tout par une définition claire de leurs fonctions de densité de probabilité. C’est ce que nous expliciterons dans le paragraphe suivant. Par la suite, nous analyserons les résultats en termes de distribution de la grandeur d’intérêt relative aux écarts entre les températures mesurées et simulées, mais aussi aux incertitudes concernant les températures simulées (comparaisons avec bandes d’incertitude).

4.3.2.1 Modélisation des incertitudes pesant sur les facteurs d’entrée sélectionnés

Les intervalles que nous avons fixés lorsque nous avons appliqué la méthode de Morris peuvent être vus comme des fonctions de densité de probabilité uniforme. Il s’agit maintenant d’affiner cette représentation des incertitudes grâce à des PDF. Nous utiliserons

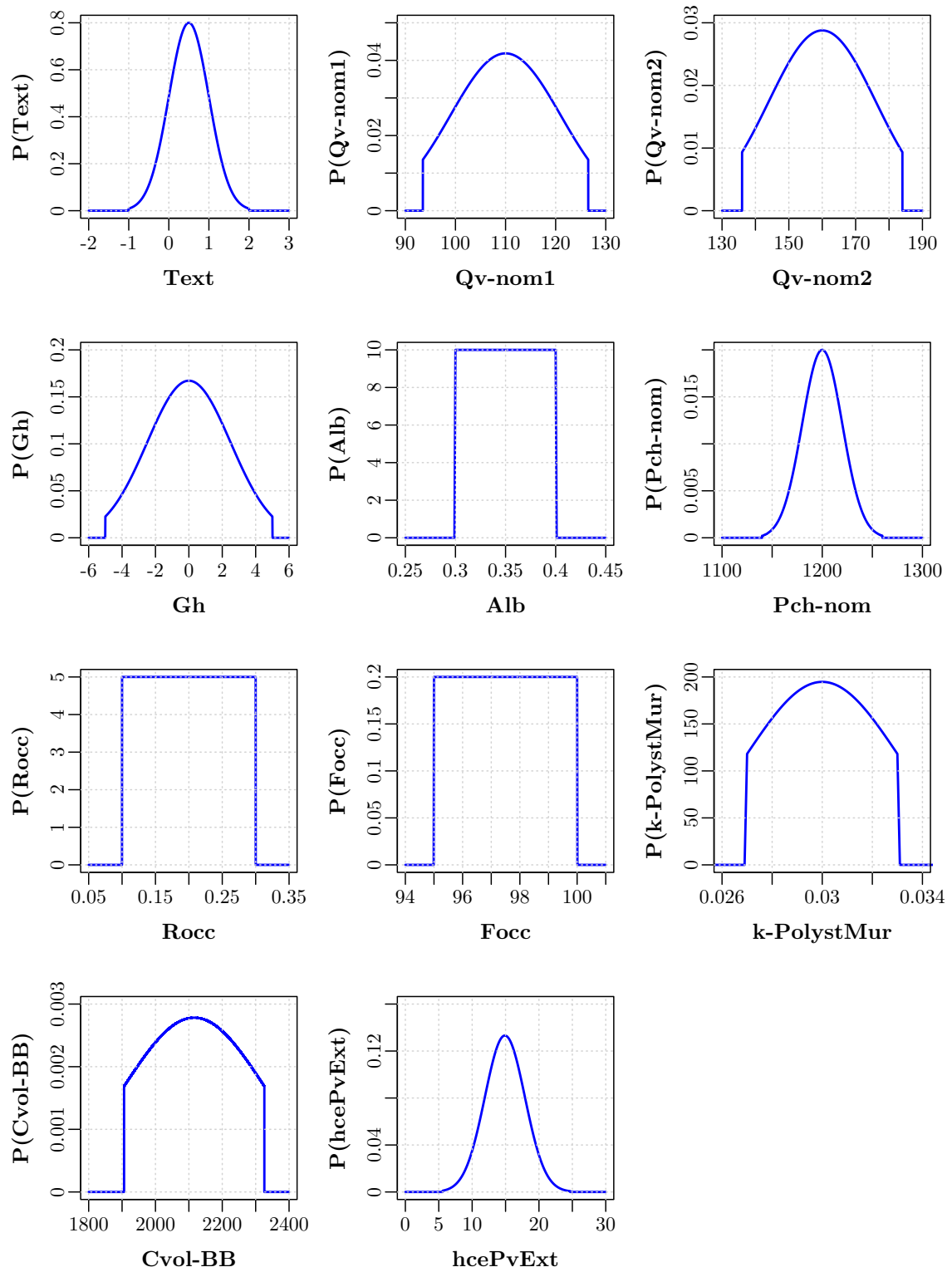


FIGURE 4.27 – Fonctions de densité de probabilité allouées aux facteurs d'entrée sélectionnés lors de l'étape de criblage de Morris

principalement les lois normales tronquées ainsi que les lois uniformes que nous avons décrites dans le § 4.2.3.1. Les troncatures appliquées pour les lois normales permettent de réaliser une modélisation intermédiaire entre une loi normale classique et une loi uniforme tout en éliminant des valeurs que l'on considère comme très peu probables (d'autant plus avec des écart-types élevés). Ces PDF peuvent être visualisées dans la figure 4.27 et leur propriétés apprécées dans le tableau 4.8.

TABLEAU 4.8 – Propriétés des fonctions de densité de probabilité en terme de moyenne (μ), écart-type (σ) et bornes inférieure (a) et supérieure (b)

Facteur	Type PDF	μ	σ	a	b
<i>Pch-nom</i>	Normale tronquée	1200	20	1140	1260
<i>Qv-nom1</i>	Normale tronquée	110,0	11,0	93,5	126,5
<i>Qv-nom2</i>	Normale tronquée	160	16	136	184
<i>Text</i>	Normale tronquée	0,5	0,5	-1,0	2,0
<i>Alb</i>	Uniforme	-	-	0,3	0,4
<i>Gh</i>	Normale tronquée	0,0	2,5	-5,0	5,0
<i>Rocc</i>	Uniforme	-	-	0,1	0,3
<i>Focc</i>	Uniforme	-	-	95	100
<i>k-PolystMur</i>	Normale tronquée	0,030	0,003	0,027	0,033
<i>Cvol-BB</i>	Normale tronquée	2116	210	1906	2326
<i>hcePvExt</i>	Normale tronquée	14,9	3,0	5,6	24,7

Nous avons opté pour un échantillonnage stratifié de type LHS qui sert aussi bien pour la propagation des incertitudes que pour l'analyse de sensibilité globale dont les résultats seront présentés ultérieurement.

4.3.2.2 Incertitudes associées aux écarts aux mesures

Nous allons maintenant observer le résultat de la propagation des incertitudes modélisées dans le § 4.3.2.1. Nous rappelons ici que la grandeur d'intérêt est une mesure agrégée sur l'ensemble des zones thermiques étudiées des écarts entre les températures mesurées et simulées (cf équation (4.12)). Cet indicateur a été calculé pour les six scénarios du protocole expérimental et pour les deux plateformes de simulation considérées (PSB et PST*Conv). La figure 4.28 illustre la distribution cette grandeur d'intérêt pour les tirages des matrices d'échantillonnage \mathbf{A} et \mathbf{B} nécessaires au calcul des indices de Sobol (cf. équation (4.22) et (4.23)). Ces deux matrices contiennent 7000 combinaisons de facteurs d'entrée chacune, ce qui représente 14000 simulations. Plus la valeur de $RMSE_g$ est faible, plus les températures simulées sont proches des températures mesurées, et inversement.

Pour l'ensemble des scénarios, on observe que la distribution de l'indicateur $RMSE_g$

dérivé de la PST*Conv est plus éloignée de zéro que celle dérivée de la PSB. Cela signifie que les modèles détaillés implémentés ne permettent pas d'améliorer la représentation du comportement thermique dynamique du bâtiment étudié. La PST*Conv a par ailleurs tendance à aplatir la distribution de la $RMSE_g$ (à l'exception du scénario 3), ce qui implique que pour un même échantillonnage, les températures simulées par la PST*Conv ont tendance à être davantage dispersées.

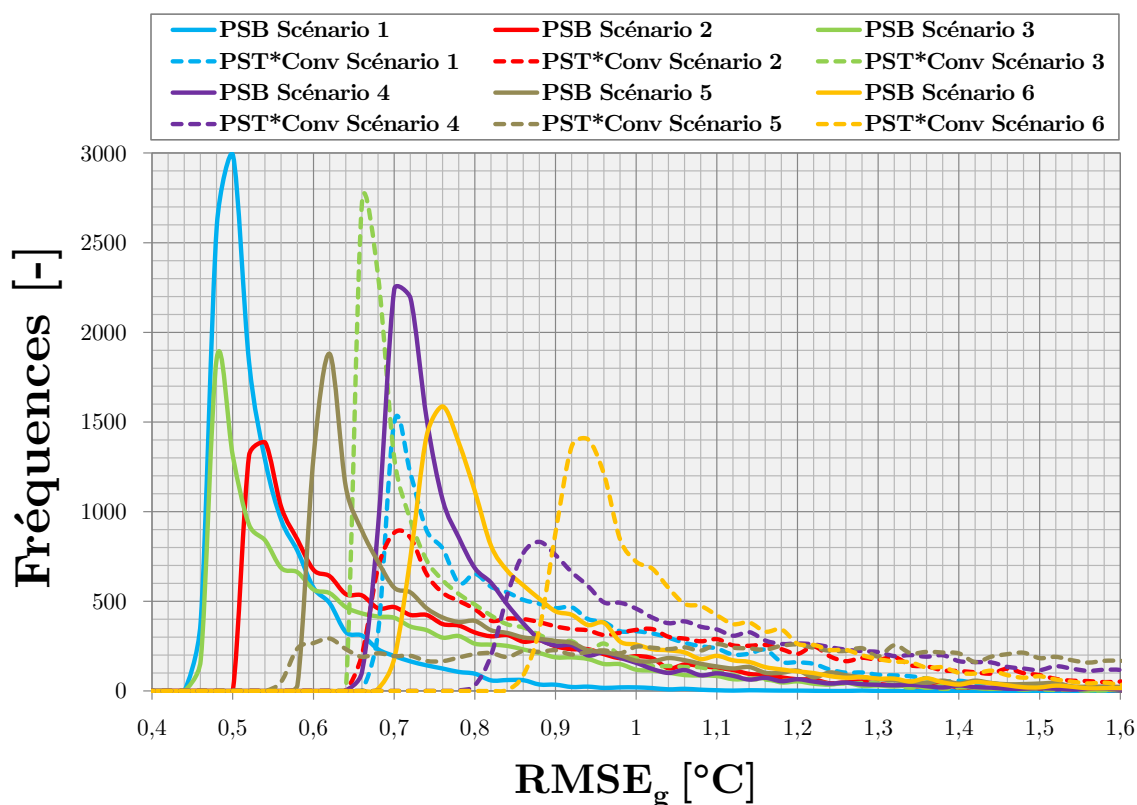


FIGURE 4.28 – Fréquences de l'indicateur mesurant les écarts aux mesures ($RMSE_g$) pour les six scénarios du protocole expérimental et les deux plateformes de simulations considérées (PSB en traits pleins et PST*Conv en pointillés)

Il s'agit maintenant d'observer plus concrètement les profils de température simulées par les deux plateformes de simulations et mesurées.

4.3.2.3 Comparaison températures mesurées et simulées

Afin de visualiser globalement les profils de températures, nous présentons ici deux graphiques comparant les températures mesurées à celles simulées par les deux plateformes de simulations considérées, en considérant une bande d'incertitude de $\pm 2\sigma$ (cf figure 4.29).

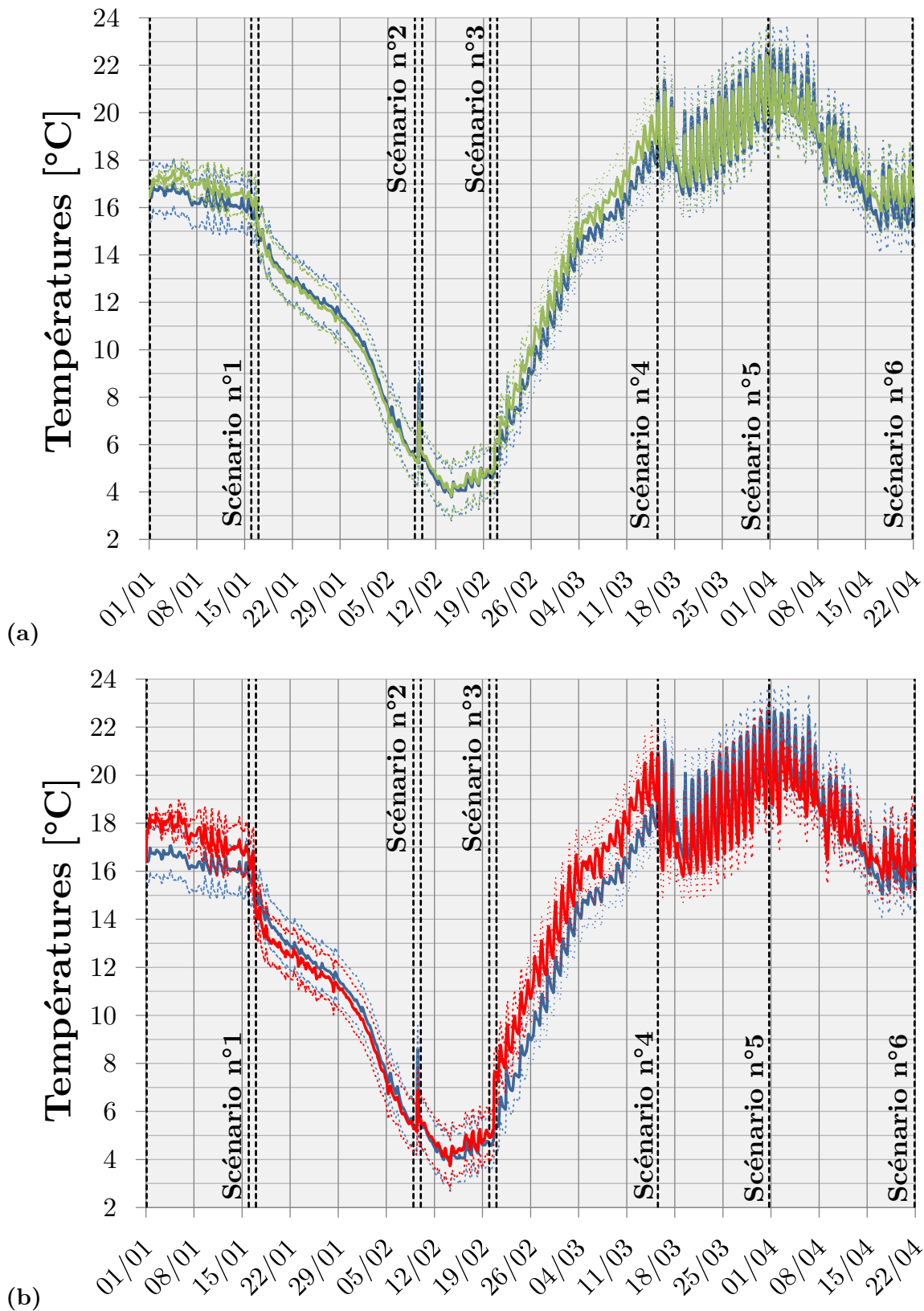


FIGURE 4.29 – Températures du salon mesurées (en bleu), simulées par la PSB (en vert (a)) et par la PST*Conv (en rouge (b)) entourées de leur bande d'incertitude à $\pm 2\sigma$ (courbes en pointillés)

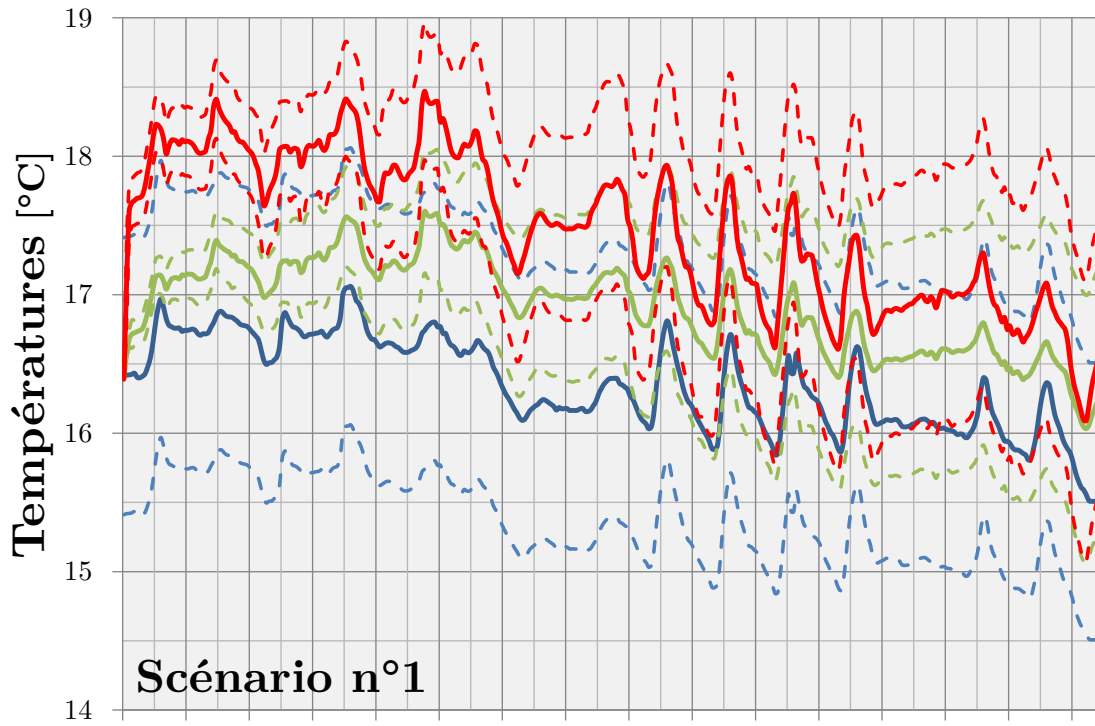
Nous avons par la suite réalisé un focus sur chacun des six scénarios du protocole expérimental (cf. figure 4.30). On se propose ici de commenter ces six graphiques en détail.

Au début du premier scénario (cf. figure 4.30a), la température du salon simulée par la PST*Conv subit une augmentation rapide et prononcée. Elle reste dans les premiers jours assez largement au dessus des températures mesurées. L'amplitude des variations de la PST*Conv est plus importante que celle de la PSB, ce qui était prévisible. Cependant, ces variations sont plus élevées que dans la réalité. On voit que la température est sensible aux variations de la température extérieure par le biais des déperditions par renouvellement d'air (variations horaires de la température extérieure) alors que les mesures sont plus lisses. La bande d'incertitude de la PST*Conv est fréquemment au dessus de la bande des mesures alors que la bande d'incertitude de la PSB est beaucoup plus proche de cette dernière. Les écarts entre les mesures et la PST*Conv est de l'ordre de 2°C quand les écarts entre les mesures et la PSB ne dépassent que rarement le degré. Dans tous les cas les températures n'atteignent pas la température de consigne de chauffage fixée à 20°C. Ceci peut s'expliquer par le fait que les apports solaires sont nuls et que l'échangeur de la VMC double flux est by-passé. Étant donnée la tendance de la PST*Conv à donner des températures sur-évaluées, on comprend mieux que le paramètre Tc20 ait pu avoir une influence au hasard de certaines combinaisons de facteurs d'entrée induisant une diminution des déperditions et une augmentation des apports.

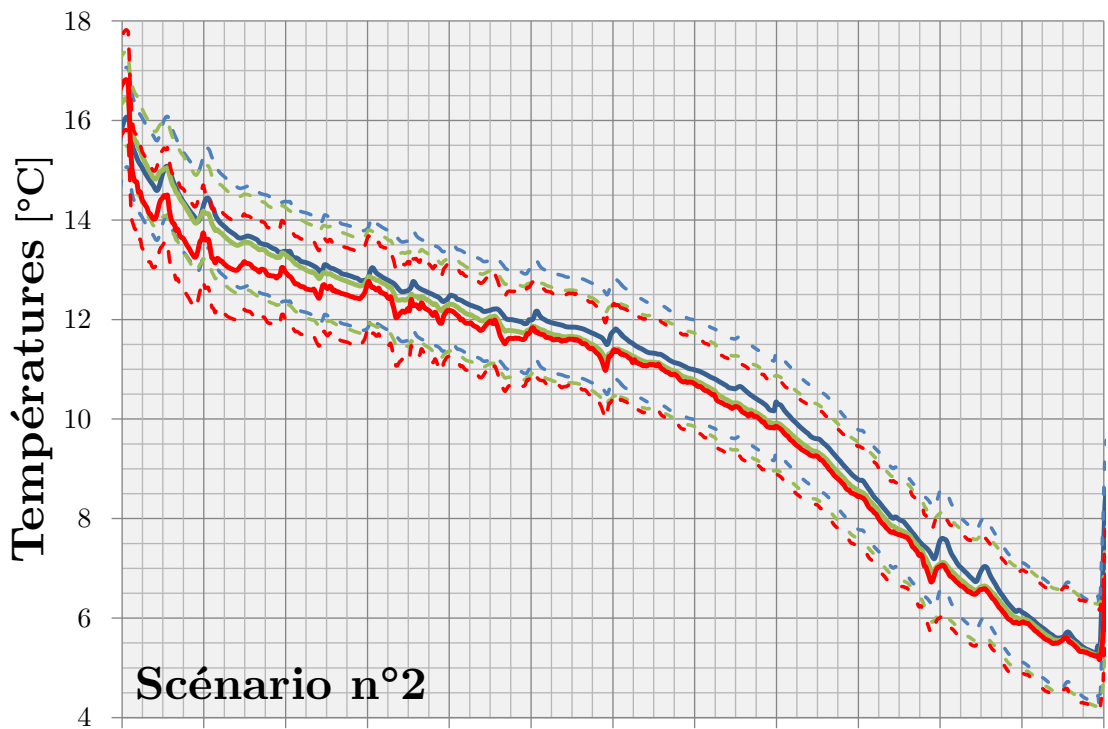
La phase d'évolution libre (cf. figure 4.30b), consécutive à l'arrêt du chauffage laisse entrevoir un meilleur comportement de la PST*Conv. Les bandes d'incertitudes des deux plateformes de simulation sont quasiment intégralement incluses dans la bande des mesures. Entre le scénario 2 et 3, les volets sont ouverts pour quelques heures (de 9h à 17h) afin de mettre en place le troisième scénario. On observe que la température mesurée du salon augmente dans une plus large mesure que les températures simulées par les deux modèles.

Le scénario 3 (cf. figure 4.30c), où l'on installe une séparation physique entre les deux étages ne modifie pas le comportement des deux plateformes de simulations. Les écarts entre les mesures et les simulations sont très faibles, de quelques dixièmes de degrés. Les bandes d'incertitudes encore une fois sont quasiment confondues. La PST*Conv reste cependant sensiblement au dessus des mesures.

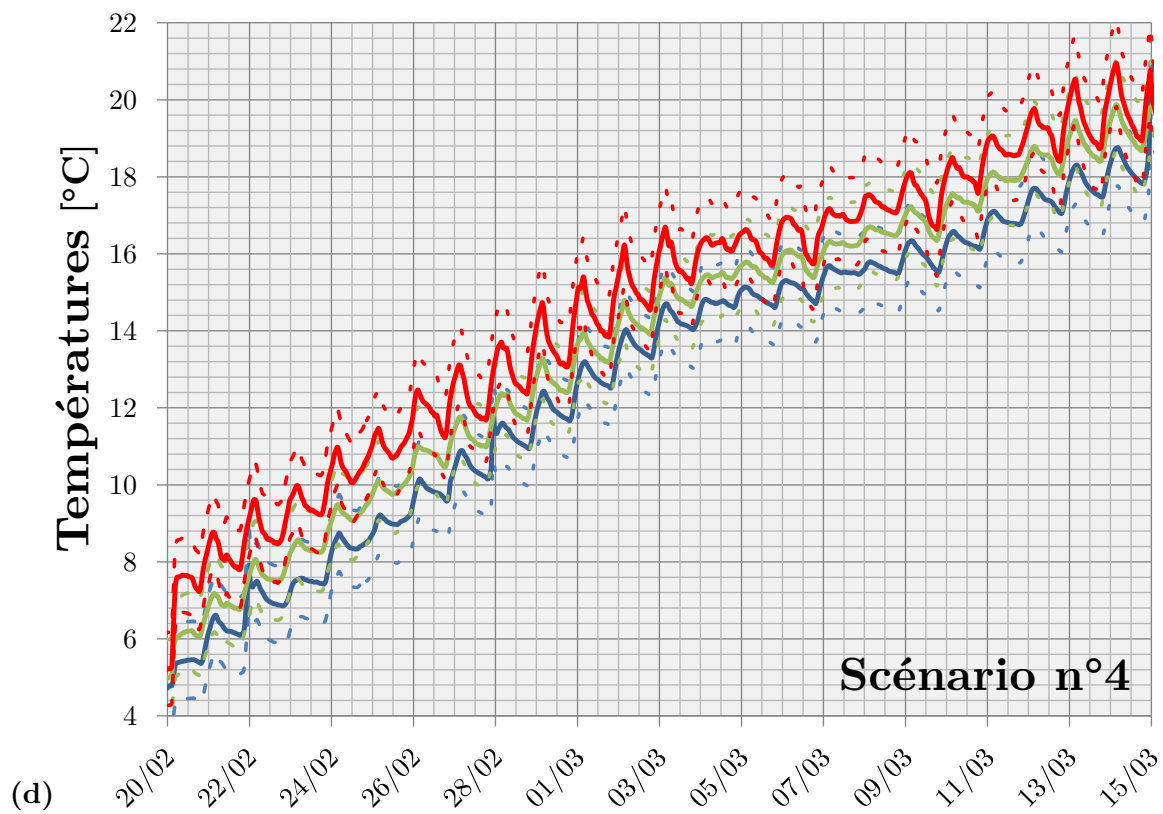
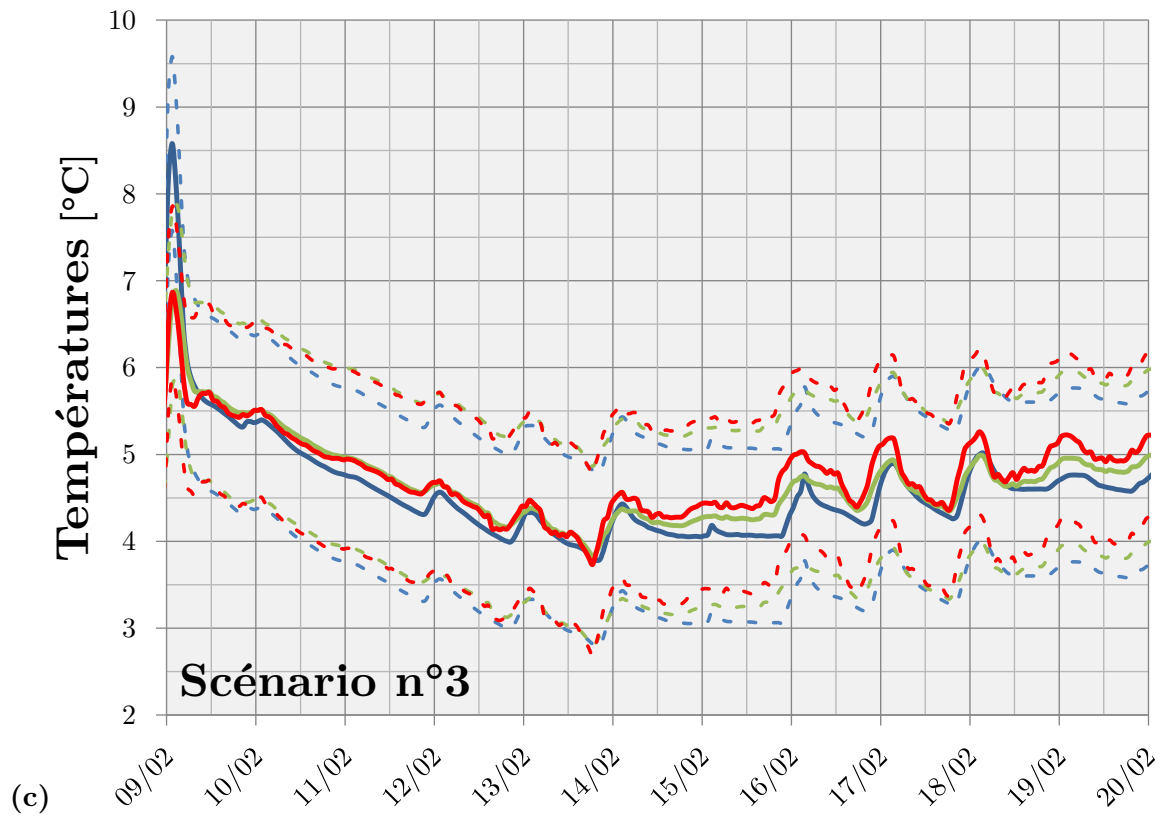
De manière similaire au premier scénario, la reprise du chauffage voit la température simulée par la PST*Conv d'élever rapidement et de manière significative (entre 1 et 1.5°C en quelques heures) alors que les mesures augmentent de seulement quelques dixièmes de degrés dans le même temps (cf. figure 4.30d). Ici encore, les variations de la PST*Conv sont plus élevées que celles des mesures et la PSB. La bande d'incertitude de la PST*Conv s'écarte rapidement de la bande des mesures. Les écarts sont entre la PST*Conv et les



(a)



(b)



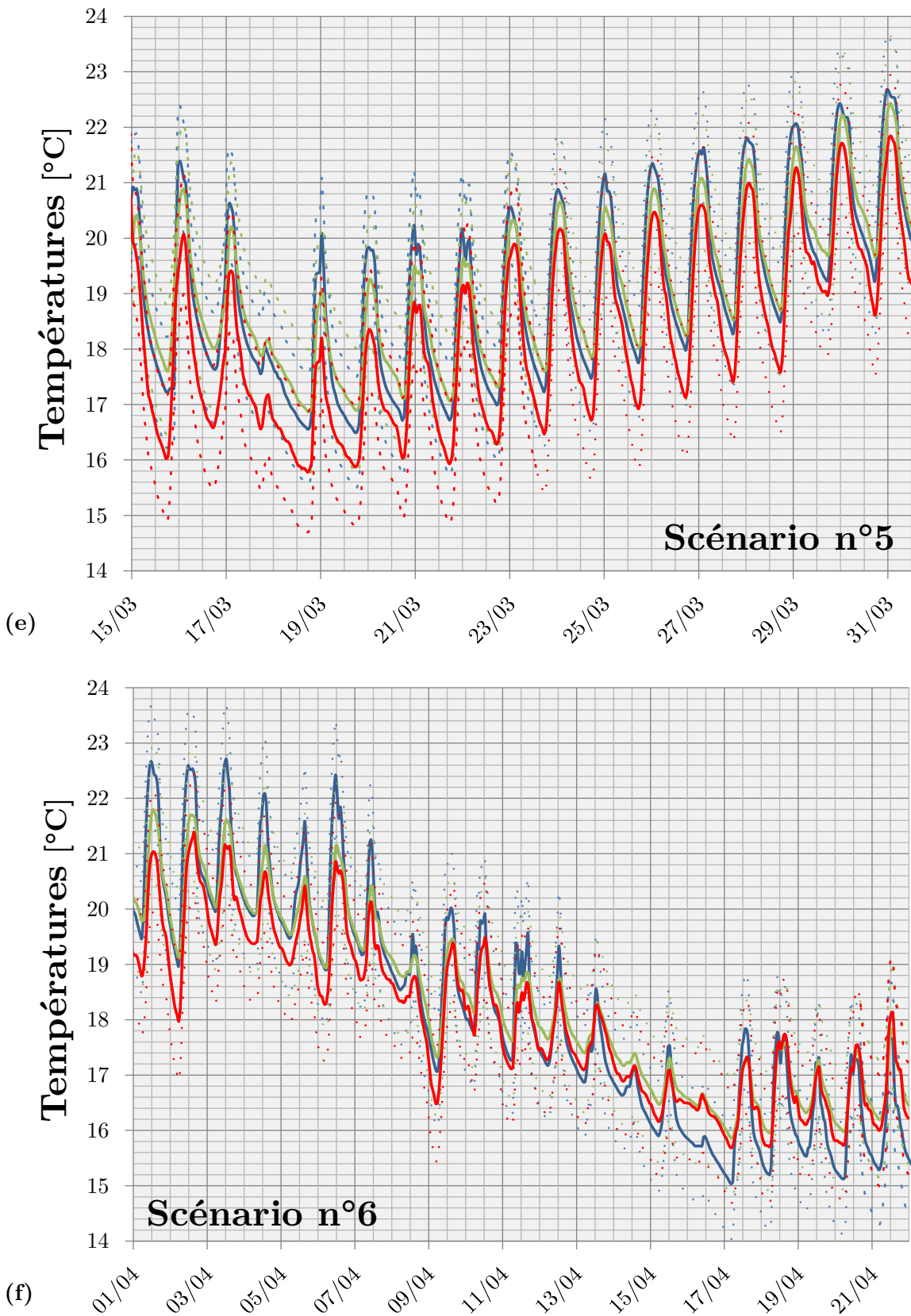


FIGURE 4.30 – Températures du salon mesurées (en bleu), simulées par la PSB (en vert) et par la PST*Conv (en rouge) entourées de leur bande d'incertitude à $\pm 2\sigma$ (courbes en pointillés) pour les scénarios 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d), 5 (e) et 6 (f)

mesures sont du même ordre de grandeur que dans le premier scénario (2°C). La PSB sur-estime aussi la température du salon mais seulement de 1°C approximativement.

Lors de l'ouverture des volets (scénario 5, cf. figure 4.30e), les amplitudes de variation des températures augmentent sensiblement (amplitude de 3°C en moyenne pour les mesures). Les amplitudes de la PST*Conv sont supérieures à celles des mesures et de la PSB (de l'ordre de 3 ou 4°C). Les températures simulées par la PST*Conv sont en moyenne inférieures d'un degré aux mesures. Les bandes d'incertitude de la PST*Conv et des mesures se chevauchent partiellement. Le comportement moyen de la PSB est plus proche des mesures que celui de la PST*Conv malgré des variations trop faibles par rapport aux mesures.

L'augmentation du débit de renouvellement d'air lors du scénario 6 (cf. figure 4.30f) entraîne une amélioration du comportement de la PST*Conv qui voit sa bande d'incertitude d'intégrer à celle des mesures quelques jours après le début de la période expérimentale correspondant au scénario 6. Alors que les amplitudes des températures de la PST*Conv avaient tendance à être trop importantes lors des scénarios précédents, on observe que cette tendance s'inverse avec l'augmentation du débit de renouvellement d'air. Le comportement de la PSB est assez satisfaisant même si les amplitudes sont aussi trop faibles comparativement aux mesures.

4.3.3 Analyse de sensibilité globale

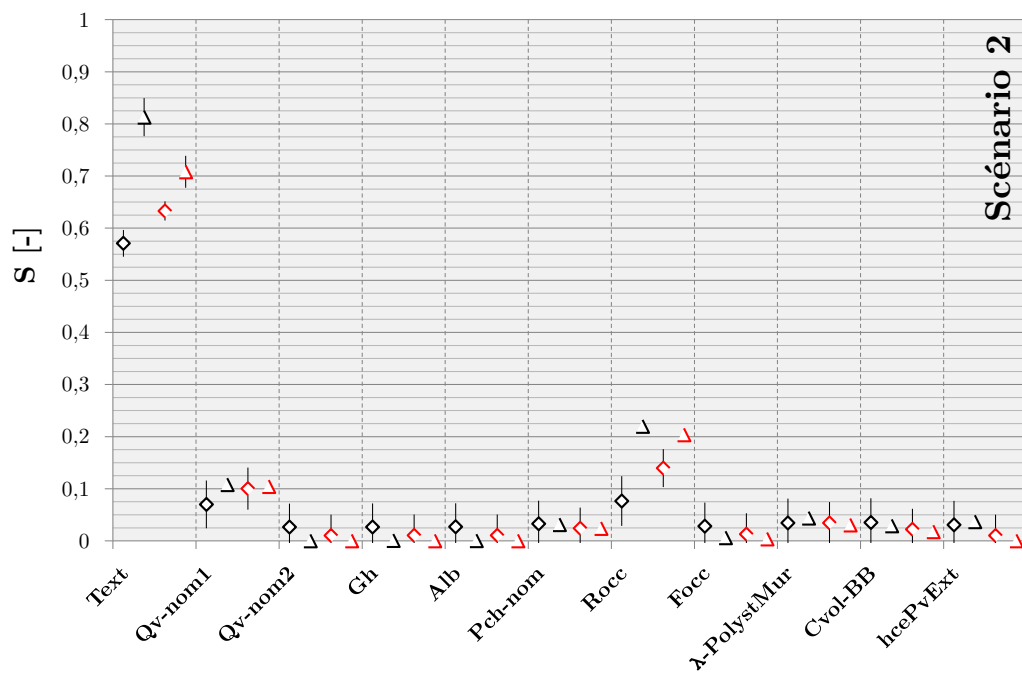
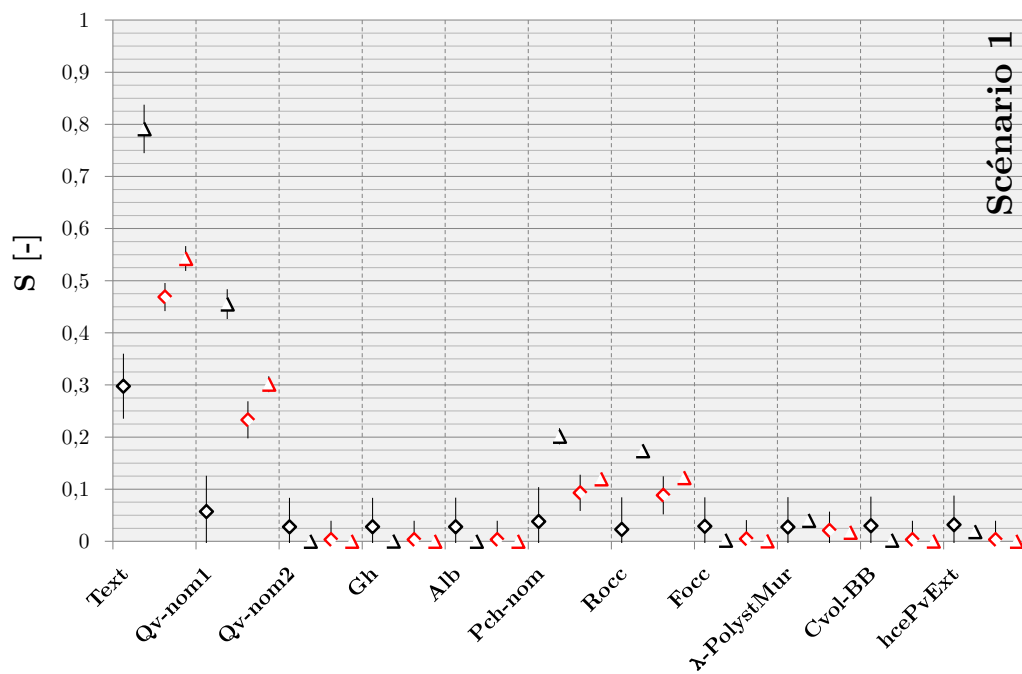
4.3.3.1 Échantillonnage pour l'évaluation des indices de Sobol

Soit l'échantillonnage spécifique à l'analyse de sensibilité globale caractérisé par :

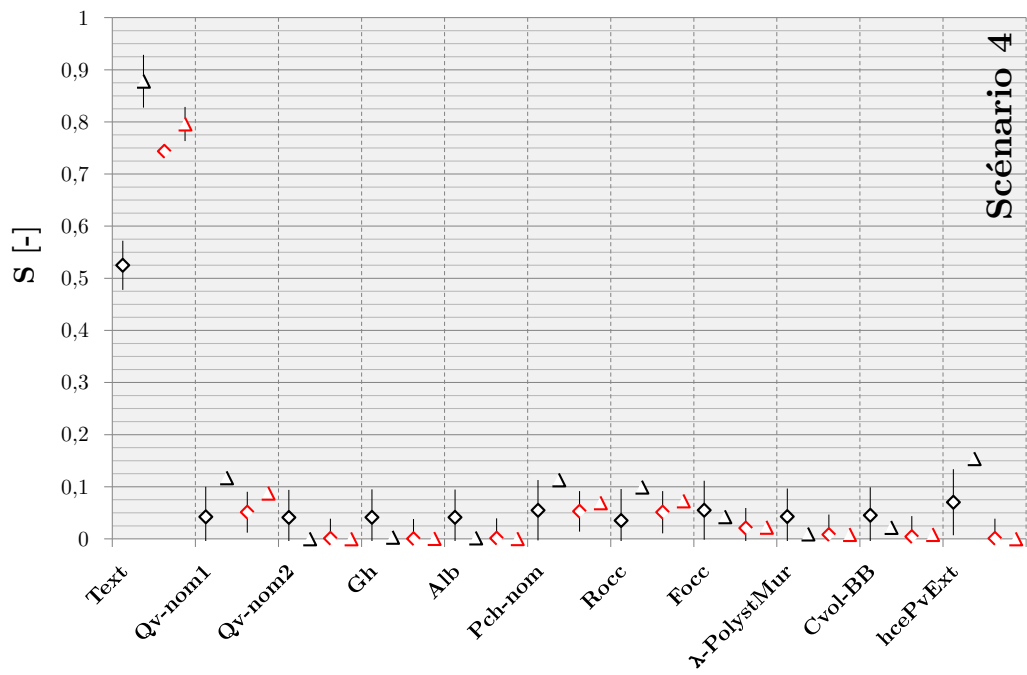
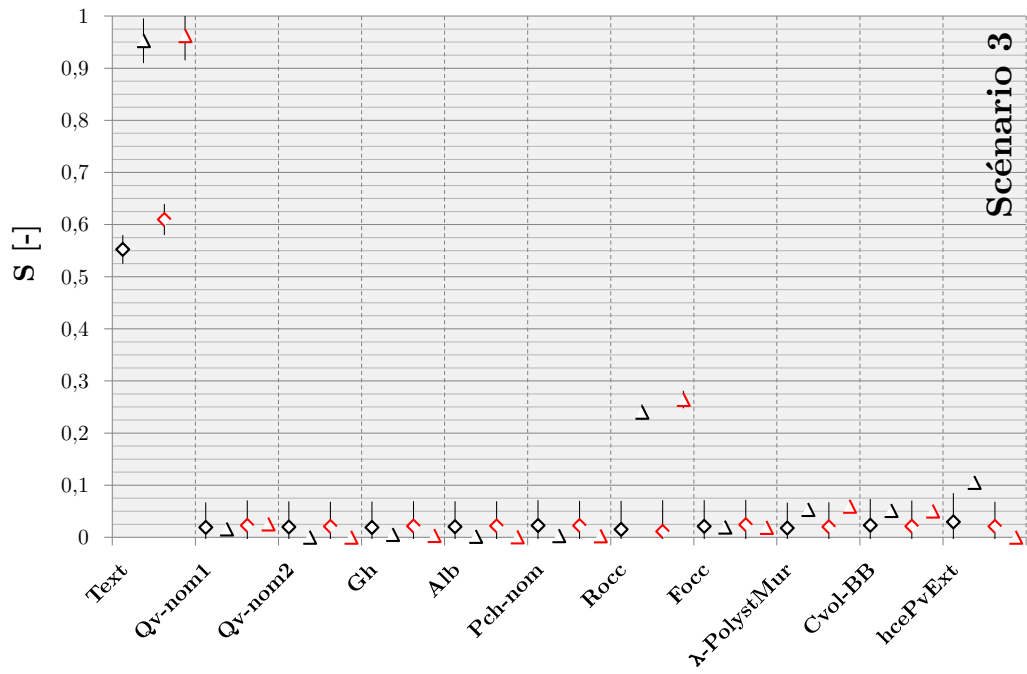
- nombre de facteurs d'entrée étudiés : $d = 11$,
- nombre de simulations des matrices **A** et **B** : $N_{Simuls} = 7000$,
- nombre total d'évaluations des modèles : $N_{Evals} = N_{Simuls} (d + 2) = 91000$,
- type d'échantillonnage : stratifié type LHS,
- nombre de bootstrap : $N_{Bootstrap} = 1000$,
- Intervalle de confiance des indices : 95%.

4.3.3.2 Indices de Sobol du premier ordre et totaux

Nous présentons ici le résultats de l'évaluation des indices de Sobol de premier ordre (losanges) et totaux (triangles) dérivés de la PSB (en noir) et de la PST*Conv (en rouge) dans la figure 4.31. Les indices de Sobol sont représentés avec un intervalle d'incertitude de $\pm 2\sigma$ dérivé d'une méthode de bootstrap [Archer *et al.*, 1997] (1000 répétitions du calcul des indices grâce à des permutations entre les matrices d'échantillonnage **A**, **B**).



4.3. VALIDATION EMPIRIQUE DE LA PSB ET DE LA PST* CONV



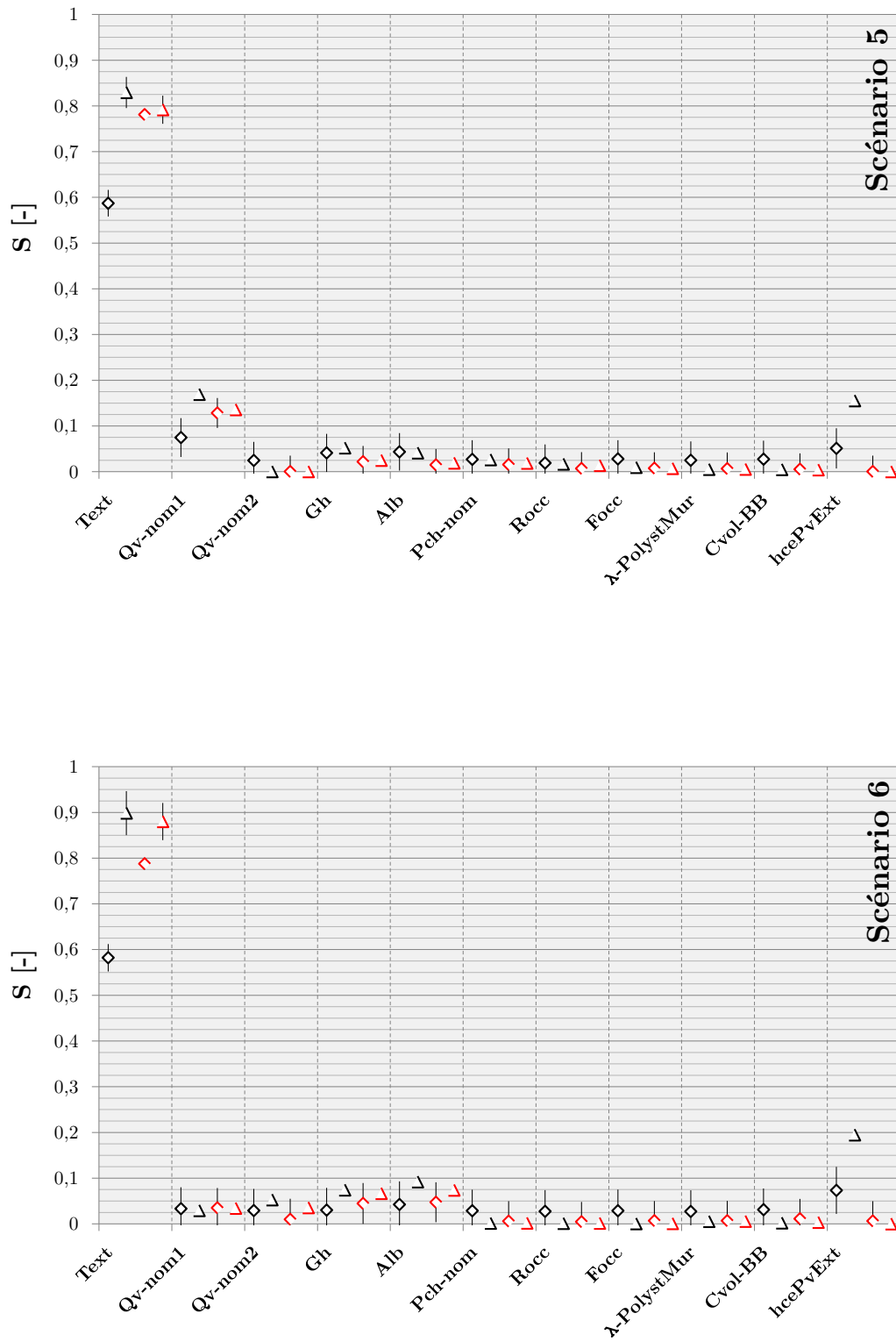


FIGURE 4.31 – Indices de Sobol de premier ordre (losanges) et totaux (triangles) relatifs à la PSB (marqueurs noirs) et la PST*Conv (marqueurs rouges) pour les six scénarios

4.3.3.3 Analyse des résultats

Sur l'ensemble des scénarios, le facteur Text est responsable de la majorité de l'incertitude associée à la grandeur d'intérêt $RMSE_g$ (les indices de premier ordre de Text dépassent fréquemment 0.5 et les indices totaux 0.8). Cela signifie qu'il est nécessaire de mieux connaître la température extérieure car une loi normale de moyenne $+0.5^\circ\text{C}$ et un écart-type de 0.5°C entraîne une responsabilité très prépondérante de ce facteur en comparaison aux autres facteurs d'entrée sélectionnés).

Concernant les autres facteurs, certains d'entre eux semblent avoir un rôle dominant de manière ponctuelle. Ainsi, le débit de ventilation $Q_v\text{-nom1}$ a un rôle très important dans le premier scénario. De même, les indices de Sobol relatifs à la puissance de chauffage sont élevés lors des scénarios 1 et 4 qui correspondent aux deux scénarios où le chauffage est en marche. Ceci confirme que malgré une bonne connaissance de ce paramètre (loi normale avec une moyenne de 1200 W et un écart-type de 20 W), la puissance de chauffage est un facteur d'étude « critique ».

En comparaison à $Q_v\text{-nom1}$, les modèles sont assez peu sensibles au débit de renouvellement d'air $Q_v\text{-nom2}$. Ceci peut être expliqué par le fait que lors du scénario 6, les volets sont ouverts, ce qui n'est pas le cas lors du scénario 1, ce qui entraîne un plus grand partage des responsabilités quant à l'incertitude associée aux écarts aux mesures. Étant donné que les incertitudes pesant sur les débits de renouvellement d'air ont sûrement été sous-évaluées, nous estimons que des mesures bien plus précises en termes de débits nominaux et de répartition de ces débits sont cruciaux pour les processus futurs de validation expérimentale.

On retrouve ici une différence importante quant à la sensibilité des modèles au coefficient d'échanges superficiels convectifs des parois verticales extérieures. Ce qui était vrai lors de la phase de criblage reste vrai ici : la mauvaise prise en compte de ce facteur pour les simulations de la PST*Conv (by-pass de la modification à chaque simulation du paramètre $h_{cePvExt}$ à cause d'une erreur d'implémentation) et ont entraîné une sensibilité nulle de la plateforme de simulation détaillée à ce facteur. On peut faire l'hypothèse que les résultats sur ce facteur auraient été sensiblement identiques si le facteur avait été pris en compte de manière satisfaisante. Nous faisons la remarque ici que cette correction aurait a priori eu pour conséquence de diminuer les déperditions, ce qui aurait très probablement accentué les écarts aux mesures, à la vue de la tendance de la PST*Conv à sur-évaluer les températures d'air. La sensibilité des modèles à ce coefficient d'échanges convectifs extérieurs est cependant assez déconcertante. Elle peut sûrement s'expliquer par sa vaste méconnaissance. En effet, la PDF associée à ce facteur est loi normale tronquée avec une moyenne de $14.9\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ et un écart-type de $3\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Étant donné que ce

paramètre est considéré comme fixe au cours de la simulation, les déperditions s'en trouvent assez largement influencées. Une meilleure modélisation des échanges convectifs extérieurs (fonction des vitesses de vent) permettraient probablement de réduire drastiquement la sensibilité des modèles à ce phénomène.

La résistance additionnelle des volets roulants semble jouer sur plusieurs scénarios un rôle important, ce qui n'était pas très évident à première vue. Ce facteur pourrait être mesuré avec plus de précision et son incertitude réduite. On s'apercevrait alors sûrement que c'est bien à cause d'une trop grande méconnaissance de ce paramètre que les modèles y sont aussi sensibles.

Dans les deux derniers scénarios pendant lesquels les volets sont ouverts, on voit augmenter sensiblement les indices de premier ordre et totaux de l'albédo (Alb) et du pourcentage ajouté à l'éclairement global horizontal (Gh), ce qui paraît assez cohérent.

Les autres facteurs que nous n'avons pas encore commentés, c.a.d. la capacité thermique volumique du béton banché, le facteur d'occultation et la conductivité thermique du polystyrène des parois verticales extérieures jouent un rôle moins important que les autres. De plus, puisque nous avons très probablement sur-estimé l'incertitude du facteur d'occultation des vitrages, l'étude de ce facteur n'est probablement pas très pertinente.

Un bilan concernant la méthodologie de calcul des indices de Sobol est nécessaire. Lors de précédentes études réalisées au sein du groupe de recherche ETB, nous avons pu observer que des problèmes de convergence existaient pour les indices de Sobol totaux. Face à cette difficulté, nous avons trouvé plusieurs axes d'améliorations :

- ➔ nous avons changé de méthode de calcul des indices totaux après un meilleur état de l'art. La méthode de [Jansen \[1999\]](#) a été choisie car les spécialistes du domaine des ASAI ont démontré sa supériorité en terme de précision,
- ➔ l'échantillonnage a été amélioré. Nous sommes ainsi passé d'un échantillonnage de type aléatoire à un échantillonnage stratifié LHS. Nous aurions pu cependant utiliser une méthode d'optimisation (maximin) qui maximise la distance entre les différents points du tirage à l'intérieur des hyper-espace équiprobables stratifiés mais cette méthode était trop intensive en terme de temps de calcul. L'échantillonnage de type quasi-aléatoire aurait sûrement été le meilleur compromis, mais nous n'avions alors pas assez de connaissances sur ces méthodes. L'échantillonnage représente un axe majeur de réduction du nombre de simulations à effectuer.
- ➔ le nombre de simulations N_{Simuls} a été augmenté, passant de 6000 à 7000, compte tenu des améliorations précédemment présentées. Si nous n'avions pas amélioré la méthode de calcul et l'échantillonnage, nous aurions plutôt opté pour $N_{Simuls} = 10000$, ce qui aurait représenté 130000 évaluations du modèle au lieu de 91000 ici.

Nous avons été très attentifs quant à la convergence des indices de Sobol totaux et dans une moindre mesure aux indices de premier ordre dont la convergence ne semblait pas poser problème lors des précédentes études. Nous ne présenterons pas de graphiques ici afin de ne pas alourdir la lisibilité de la thèse. Nous pouvons cependant assurer que la convergence des indices est très bonne avec une bonne stabilisation satisfaisante aux alentours de $N_{Simuls} = 4000$, ce qui aurait permis de réduire le nombre de simulations de plusieurs dizaines de milliers.

D'un point de vue purement théorique, le choix d'intégrer des facteurs correspondant à des données météo est assez contestable. En effet, la somme des indices de premier ordre est toujours supérieure à 1, ce qui est normalement impossible. Le facteur Text, qui n'est pas un facteur complètement indépendant des autres paramètres météo dans la réalité, induit des biais méthodologiques. Des méthodes plus sophistiquées permettraient de prendre en compte ces paramètres, que l'on sait très importants, au même titre que des paramètres plus conventionnels. Par ailleurs, parfois, les indices de Sobol du premier ordre sont supérieurs aux indices totaux, ce qui est théoriquement impossible.

4.3.4 Conclusions

Un processus complexe de validation empirique a été entrepris sur le cas de la maison passive I-BB. Afin de répondre à la question : « se rapproche-t-on significativement de la réalité en affinant la modélisation des échanges thermiques intérieurs liés à l'inertie thermique, quitte à augmenter la complexité et les temps de calculs associés ? », nous avons suivi une méthodologie rigoureuse visant à comparer les résultats de deux modèles ayant des hypothèses de modélisation différente (hypothèses simplificatrices pour la PSB et hypothèses affinées pour la PST*Conv) à des mesures expérimentales.

Nous avons dans un premier temps sélectionné un certain nombre de facteurs d'entrée incertains ayant une influence significative sur les résultats. Nous nous sommes appuyés sur une méthode de criblage inspiré de [Morris \[1991\]](#). A l'issue de cette phase de criblage, nous avons sélectionné 11 facteurs d'entrée que nous avons étudiés plus particulièrement grâce à une modélisation plus fine de leurs incertitudes et une propagation de ces dernières à travers les deux plateformes de simulations considérées.

Nous nous sommes rendus compte que dans la plupart des cas, les écarts entre les températures mesurées et simulées par la PST*Conv étaient plus importants qu'avec la PSB. L'observation des profils de températures décrits par une enveloppe, c.a.d. un champ des possibles compte tenu de l'incertitude pesant sur les facteurs d'entrée, nous a confortés dans cette conclusion : le raffinement du modèle d'échanges radiatifs GLO et convectifs intérieurs ainsi qu'une modélisation plus réaliste du thermostat appliqué sur

l'air n'aboutit pas à une convergence significative entre les résultats de simulation de la plateforme intégrant les modèles détaillés et les résultats expérimentaux. La nature même du modèle T^* et les coefficients convectifs calculés à chaque pas de temps est sans nul doute responsable de ce comportement (les implications théoriques de modèles détaillés intégrant à une modélisation basée sur l'analyse modale sont par ailleurs relativement complexes à analyser). En isolant trop fortement l'air des nœuds vers lesquels les déperditions sont dirigés (coefficients d'échanges convectifs faibles, échanges radiatifs peu influents), les températures sont sur-estimées. Ainsi lorsque l'on injecte une puissance de chauffage directement sur l'air, la température augmente brusquement, ce que l'on voit clairement aux débuts des scénarios 1 et 4. Les amplitudes de variations sont par voie de conséquence souvent trop importantes. Les débits de ventilation ont aussi un effet exacerbé sur les températures d'air. Dans la réalité, des phénomènes inertiels lissent nettement plus les températures, ce que l'on peut voir dans les graphiques détaillés des profils de températures. Au contraire, même si le comportement de la PSB n'est pas parfait, les tendances sont finalement meilleures. D'autre part, les simulations, pour une modélisation plus simple sont trois, voire quatre fois plus rapides qu'avec la PST*Conv.

Une solution pourrait consister à améliorer le modèle T^* et les corrélations de coefficients d'échanges convectifs avec un chauffage aéraulique. Un travail théorique sur les corrections des échanges pris en compte dans le système matriciel réduit pourrait aussi constituer un axe de développement intéressant.

4.4 Conclusions

Ce chapitre a consisté à appliquer une méthodologie rigoureuse de validation empirique des modèles détaillés implémentés dans le chapitre 2. Le cas d'étude que nous avons choisi correspond à une maison passive en béton banché soigneusement instrumentée.

Nous avons présenté en détail dans le § 4.1 les caractéristiques thermo-physiques de la maison I-BB. Le protocole expérimental a été explicité. Il correspondait à une série de six périodes expérimentales où l'on modifiait un voire plusieurs paramètres d'exploitation (chauffage, ventilation, occultation des vitrages, etc.). Les mesures expérimentales ont été consolidées et la modélisation de la maison I-BB a été entreprise. Les hypothèses de modélisation ont été clairement présentées afin de correspondre au plus près à la connaissance des caractéristiques de la maison et de son exploitation expérimentale.

Par la suite, nous avons réalisé un état de l'art des méthodes à même de répondre à la problématique de la validation empirique (cf. § 4.2). Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, les analyses de sensibilité et d'incertitudes sont des outils précieux

pour valider expérimentalement des modèles numériques. En effet, comparer directement les résultats d'une simulation avec les mesures expérimentales n'aurait aucun sens. Une démarche plus cohérente consiste à comparer des températures entourées d'une bande d'incertitude transcrivant les incertitudes associées aux facteurs d'entrée des modèles. Nous avons donc proposé une démarche composée de plusieurs étapes séquentielles :

- ➔ sélectionner parmi une centaine de facteurs d'entrée décrivant les caractéristiques principales du bâtiment, de la météo et de son exploitation, grâce à une méthode de criblage, les facteurs d'entrée incertains les plus influents,
- ➔ modéliser l'incertitude des paramètres sélectionnés grâce à des fonctions de densité de probabilité afin de propager les incertitudes correspondantes à travers les modèles étudiés,
- ➔ évaluer des bandes d'incertitudes autour des températures simulées afin de les comparer aux mesures, elles-mêmes incertaines,
- ➔ quantifier les écarts aux mesures afin de voir quelle plateforme est la plus à même de représenter la réalité,
- ➔ réaliser une analyse de sensibilité globale dans le but de comprendre la responsabilité de chaque facteur étudié dans la variance des écarts aux mesures.

Cette méthodologie a ensuite été appliquée concrètement dans le cas de la maison passive I-BB (cf. § 4.3). 11 paramètres incertains ont été considérés comme particulièrement influents, ce qui nous a amenés à négliger le rôle de tous les autres facteurs d'entrée. Parmi ces facteurs, plusieurs étaient attendus comme la puissance de chauffage, les débits de ventilation, les paramètres météo ou bien la conductivité de l'isolant des parois extérieures. D'autres, en revanche étaient moins attendus comme la capacité thermique volumique du béton, la résistance thermique additionnelle des volets roulants et le coefficient d'échanges convectifs des parois extérieures.

Nous avons par la suite modélisé par des fonctions de densités de probabilités les incertitudes associées à ces facteurs d'entrée sélectionnés, avec un souci constant de représenter le degré de connaissance de chaque facteur. Nous avons consécutivement propagé les incertitudes à travers la PSB et la PST*Conv et comparé les distributions d'un indicateur mesurant les écarts entre les températures simulées et mesurées. Le résultat de cette comparaison entre la PSB et la PST*Conv est sans appel : les modèles détaillés ne permettent dans aucun des six scénarios de se rapprocher des mesures expérimentales. Dans la plupart des cas, les résultats sont plus éloignés de la réalité et plus dispersés. La visualisation des profils de température vient confirmer cette tendance de la PST*Conv à s'éloigner assez significativement des mesures, notamment pendant les périodes pendant lesquelles le chauffage est en marche. Lors de l'analyse de sensibilité globale, le paramètre

Text correspondant à une différence de température ajoutée à la température extérieure du fichier météo initial apparaît comme le responsable principal de la variance des écarts aux mesures. Dans une moindre mesure, le débit de ventilation $Q_v\text{-nom1}$, la puissance de chauffage et plus étonnamment la résistance additionnelle des volets roulants ainsi que le coefficient d'échanges superficiels convectifs extérieurs des parois verticales peuvent aussi être responsables d'une partie significative de la variance de la grandeur d'intérêt considérée, à savoir les écarts aux mesures.

Nous avons introduit à l'issue du chapitre 3 un graphique représentant la dilemme du modélisateur qui souhaitant réduire le biais d'un modèle considéré comme trop imprécis, est amené à le complexifier, et à introduire malgré lui une quantité d'informations supplémentaires qui sont elles-mêmes souvent très incertaines et augmentent les erreurs de prédictions. Cette dilemme correspond complètement à notre problématique. La réponse apportée à la fin du chapitre 3 correspondant à la validation numérique est confirmée : les modèles détaillés n'ont pas toujours l'effet escompté, c.a.d. qu'ils ne permettent pas toujours une meilleure représentation de la réalité. C'est pour cela que des processus de validation (analytiques, numériques et empiriques) sont tout à fait indispensables.

Conclusion et perspectives

Dans un premier temps, nous rappellerons les principaux développements des chapitres constitutifs de cette thèse. Nous mettrons finalement ce travail en perspective.

CONCLUSION

Le premier chapitre nous a permis de nous familiariser avec la notion d'inertie thermique. Nous avons à ce titre proposé une définition qui décrit le lien fondamental entre les phénomènes conductifs et de stockage à l'intérieur des parois (que l'on associe de façon dominante à l'inertie thermique) et les phénomènes d'échanges superficiels convectifs et radiatifs. Nous avons par ailleurs caractérisé les effets de l'inertie afin d'être en mesure de les quantifier et réalisé un état de l'art sur les modèles globaux de simulation thermique dynamique des bâtiments à l'issue duquel nous avons expliqué le choix d'une plateforme de simulation (afin d'y implémenter nos propres modèles) mettant en œuvre l'analyse modale avec une discrétisation par volumes finis et faisant intervenir un certain nombre d'hypothèses simplificatrices. Ces dernières ont été élaborées dans un contexte correspondant à des bâtiments peu performants. La typologie émergente de bâtiments très isolés entraîne une influence de moins en moins importante des températures extérieures d'une part et une forte sensibilité aux apports de chaleur intérieurs (apports solaires transmis par les vitrage, apports internes, etc.) d'autre part. Dans ce contexte, certaines hypothèses méritent d'être remises en question, en particulier :

- ➔ échanges convectifs et radiatifs GLO globalisés avec des coefficients considérés constants au cours de la simulation,
- ➔ distribution des apports solaires transmis à travers les vitrages à l'intérieur d'une zone thermique considérée de manière forfaitaire.

Ces deux constats nous ont amenés à modifier la structure du réseau nodal de la plateforme de simulation et à développer des modèles détaillés d'échanges superficiels convectifs et radiatifs GLO intérieurs ainsi qu'un suivi de la tache solaire.

Le deuxième chapitre a consisté à réaliser un état de l'art sur les modèles précédemment

cités, à apporter les modifications adéquates et à les implémenter dans la plateforme de simulation de base (PSB). Le modèle T* (traitant des échanges radiatifs GLO et convectifs intérieurs) a été privilégié car les autres modèles plus détaillés induisaient une intégration dans la plateforme de simulation de base trop complexe (problèmes de convergence essentiellement). Ce modèle permet de représenter les échanges thermiques convectifs et radiatifs GLO dans un réseau nodal relativement simple (réseau T*) en essayant de reproduire le plus fidèlement possible les échanges évalués à partir d'un modèle plus détaillé basé sur les facteurs de forme. Le principal avantage de ce modèle est d'introduire une température d'air à laquelle n'avait pas accès la PSB (basée, à cause de la globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO, sur une température de zone proche d'une température opérative). Les caractéristiques thermiques du réseau nodal peuvent être évaluées à chaque pas de temps de la simulation. Dans ce cadre, les échanges convectifs peuvent être pris en compte de manière plus détaillée. Nous avons opté pour un formalisme rigoureux faisant intervenir de nombreuses corrélations applicables en fonction des régimes de convection naturelle, forcée et mixte déterminés à chaque instant par un algorithme dédié. La prise en compte des apports solaires a aussi été modifiée. Le modèle choisi est un modèle de suivi géométrique de la tache solaire traitant spécifiquement de la distribution de la composante directe du rayonnement solaire. Nous avons conservé l'hypothèse selon laquelle l'énergie incidente sur une paroi donnée est répartie globalement sur cette dernière même si l'on connaît exactement la position et les surfaces correspondantes de la tache solaire. En effet, cela est cohérent avec l'hypothèse générale de transfert unidimensionnel de la chaleur à travers les parois. L'ensemble de ces modèles ont été implémentés dans la plateforme de simulation de base. Différents niveaux de précision de la plateforme de simulation sont alors disponibles (PSB, PST*, PST*Conv et PST*ConvTach).

Le troisième chapitre a été l'occasion d'étudier la fiabilité des modèles détaillés, la question centrale de cette thèse étant : « se rapproche-t-on significativement de la réalité en affinant la modélisation de certains échanges thermiques intérieurs ? Est-il justifié de complexifier le modèle global, quitte à augmenter les temps de calcul ? ». Un état de l'art sur les méthodes dites de validation des modèles numériques a été réalisé. Ce dernier a abouti sur le constat selon lequel un processus de validation rigoureux fait intervenir différents processus complémentaires comme l'examen du code, la validation numérique et empirique. Nous avons donc suivi cette démarche. La suite du chapitre a consisté à réaliser une première étape de validation numérique concernant des algorithmes spécifiques comme le modèle de Gebhart (coefficients d'absorption relatifs aux échanges GLO et basés sur les facteurs de forme). Cette première étape a été concluante avec des résultats satisfaisants pour les algorithmes traités. La seconde étape de validation numérique avait pour objectif

de vérifier la validité des modèles détaillés en comparant les résultats des cas d'étude du BESTEST (procédure reconnue mondialement pour les inter-comparisons entre outils STD) à ceux de logiciels de référence au niveau international (TRNSYS, ESP-r et EnergyPlus). Il a été constaté que la PST* diminue nettement les besoins thermiques et les puissances appelées par rapport à la PSB à cause de la nature du thermostat (température d'air au lieu de température de zone, proche d'une température opérative). Dans la continuité du modèle PST*, la PST*Conv a une influence à la baisse sur les besoins et les puissances appelées. Cette tendance a été expliquée par la propension du modèle de convection détaillé à produire des coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs nettement inférieurs à ceux de la PSB. Finalement le modèle de suivi de la tache solaire n'est pas apparu comme influent dans les différents cas d'études considérés. Malgré la forte influence des deux premiers modèles, les résultats ne permettent pas de se rapprocher significativement des modèles de référence. Dans certains cas les modèles détaillés se comportent de façon excessive et s'écartent même davantage des modèles de référence que la PSB. Les résultats restent cependant cohérents au niveau des sens de variations entre les différents cas d'études mettant en jeu des modifications unitaires de paramètres de conception (orientation des vitrages, ralenti de nuit, sur-ventilation nocturne, etc.). Les cas d'études du BESTEST ne correspondent pas à des bâtiments très performants. Il était donc nécessaire d'évaluer la fiabilité des modèles dans un bâtiment beaucoup plus performant.

Afin de compléter le processus de validation engagé au chapitre précédent, nous avons alors comparé les résultats de simulation à des mesures expérimentales réalisées sur une maison individuelle en béton banché I-BB (isolation extérieure) instrumentée et située au sein de la plateforme expérimentale INCAS destinée à étudier le comportement des maisons passives et la fiabilité des outils STD. Après avoir présenté et modélisé les caractéristiques de la maison, les données climatiques du site et les scénarios d'exploitation correspondant à un protocole expérimental pré-déterminé, nous avons réalisé un état de l'art sur les méthodes à même de répondre à notre problématique de fiabilité des modèles détaillés implémentés. Nous avons décidé d'adopter la démarche suivante : sélectionner les facteurs d'entrée du modèle les plus influents en leur fixant au préalable une plage d'incertitude correspondant à la connaissance que l'on avait d'eux ; propager les incertitudes modélisées de manière plus fine grâce à des fonctions de densité de probabilité à travers la PSB et la PST*Conv (le modèle de suivi de la tache solaire n'était pas adapté à la maison I-BB et avait peu d'influence par ailleurs sur les cas d'étude du BESTEST) ; observer les distributions des résultats pour conclure quant à la plus-value des modèles détaillés. Ainsi, 11 facteurs d'entrée ont été sélectionnés dans l'étape préliminaire de criblage de Morris parmi lesquels des paramètres liés à l'environnement extérieur (température extérieure, rayonnement

global horizontal, albédo, coefficient d'échanges convectifs extérieur), à l'exploitation du bâtiment (puissance de chauffage, débits de ventilation, facteur d'occultation des vitrages) et aux caractéristiques de la maison (capacité thermique du béton banché, conductivité du polystyrène, résistance additionnelle des volets roulants). Les incertitudes associées à ces onze facteurs d'entrée ont été propagées à travers la PSB et la PST*Conv. Il en résulte que les écarts entre les températures simulées par la PST*Conv et les températures mesurées sont statistiquement plus importants qu'entre la PSB et les mesures, ce que confirme la visualisation des profils d'évolution de la température intérieure du salon de la maison I-BB. Au cours des deux scénarios expérimentaux où le chauffage était actif, la PST*Conv sur-estime assez largement les températures. Dans les autres scénarios le comportement est cependant satisfaisant. La PSB, en revanche, conserve un bon comportement sur l'ensemble des périodes du protocole expérimental. Le fait que, dans le cas d'une forte isolation, les températures de l'air et de la partie superficielle intérieure des parois soient proches expliquent très probablement ces tendances. Une dernière étape méthodologique a consisté à évaluer la responsabilité des différents facteurs étudiés dans la variabilité de la grandeur d'intérêt (écarts aux mesures). Il apparaît que le paramètre correspondant à la température extérieure est le contributeur prépondérant de la variabilité de la sortie. Dans une moindre mesure, le débit de ventilation nominal, la puissance de chauffage et plus étonnamment la résistance additionnelle des volets et le coefficient d'échanges superficiels convectifs extérieur peuvent aussi être considérés comme responsables d'une partie significative de la variabilité de la sortie.

Il apparaît à l'aune de ces développements que les modèles détaillés implémentés dans la plateforme de simulation Comfie mettant en œuvre l'analyse modale ne permettent pas fondamentalement de se rapprocher de la réalité, que ce soit sur les cas d'études numériques du BESTEST ou le cas d'étude expérimental de la maison I-BB de la plateforme INCAS. Par ailleurs, les temps de simulation induits par ces modèles sont trois à quatre fois plus importants (de grandes marges d'améliorations sont encore possibles).

PERSPECTIVES

Les perspectives de ce travail sont assez importantes. La perspective principale consisterait à mettre en pratique les développements menés jusqu'ici. Un état de l'art sur l'influence de l'inertie thermique a été réalisé mais n'a pas été inclus dans le manuscrit. Ce dernier devait correspondre à la première partie d'un chapitre supplémentaire qui aurait consisté à appliquer les modèles implémentés en testant l'influence de différents systèmes constructifs (matériaux : béton, terre cuite, bois ; configuration d'isolation : isolation inté-

rieure, extérieure, répartie) et différents revêtements de surface (fortement et faiblement effusifs) dans différentes configurations (niveau de performance thermique global, climats, occupation, scénarios d'utilisation du bâtiment) en considérant des déperditions en régime permanent constantes afin d'isoler les effets dûs à l'inertie thermique. Ce travail a été engagé dans une large partie mais n'a pas été finalisé. Il aurait été possible de réaliser un plan d'expérience factoriel et d'observer les optimums locaux en termes de performance énergétique, environnementale et de confort thermique avec des indicateurs que nous avons d'ailleurs présentés dans le premier chapitre. Les impacts environnementaux auraient alors été évalués à l'aide du modèle EQUER grâce à une méthode identique à celle que nous avons employée en thermique (réalisation des milliers simulations en boucle grâce à un modèle de type « boîte noire » avec modification à chaque simulation des paramètres en jeu selon l'échantillonnage préalablement effectué).

D'autres parties de la thèse peuvent être mises en perspective. L'amélioration la plus évidente de ce travail serait de généraliser ou de compléter un certain nombre d'algorithmes :

- évaluation des facteurs de forme grâce à des techniques plus sophistiquées dès la saisie du bâtiment,
- possibilité de considérer plusieurs pièces dans une zone thermique sans que cela ne dégrade la vraisemblance des échanges radiatifs entre parois (grâce à un algorithme annulant les facteurs de forme des parois ne se « voyant » pas).
- compléter le formalisme adopté pour les corrélations de coefficients d'échanges superficiels convectifs intérieurs,
- réaliser un suivi de la tache solaire grâce à des méthodes plus générales (lancé de rayon par exemple) afin de pouvoir tester l'influence du modèle sur des cas d'études plus complexes comme la maison I-BB, ce qui permettrait aussi de gérer plus efficacement les calculs relatifs aux masques proches.

Les causes concernant les écarts entre les modèles détaillés et les outils STD de référence d'une part et les mesures expérimentales d'autre part aurait pu être explorées de manière plus approfondie. Les implications de ces analyses pourraient alors déboucher sur des améliorations sensibles des modèles détaillés.

En ce qui concerne les méthodes d'ASAI, la marge d'amélioration de leur efficacité est assez vaste. On pourrait améliorer l'échantillonnage de la méthode de criblage de Morris en assurant une meilleure répartition des tirages et réduire le nombre de trajectoires que nous avons sûrement sur-évalué. Par la suite, un nombre peut-être plus important de facteurs d'entrée influents pourraient être sélectionnés. Dans l'étape de propagation des incertitudes, l'échantillonnage pourrait aussi être largement optimisé, ce qui diminuerait le nombre de simulations à effectuer, qui représente souvent un verrou dans ce genre d'études.

Une attention particulière pourrait être apportée à l'influence des fonctions de densité de probabilité attribuées à chaque paramètre étudié lors de l'analyse de sensibilité globale. Dans cette perspective, l'inférence bayésienne pourrait constituer une prolongation assez naturelle de ce travail afin de calibrer les modèles (grâce à un recalage a posteriori des fonctions de densité de probabilité spécifiées pour chaque paramètre a priori).

Références bibliographiques

- ACHARD, P. et GICQUEL, R. (1986). *European passive solar handbook : basic principles and concepts for passive solar architecture*. Commission of the european communities, Bruxelles.
- ADEME (2012). *Les chiffres clés du bâtiment - Édition 2012*.
- AFNOR (2008). *NF-EN-ISO-13786 : Performance thermique des composants de bâtiment : Caractéristiques thermiques dynamiques : Méthodes de calcul*.
- ALAMDARI, F. et HAMMOND, G. (1983). Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms. *Building Services Engineering Research and Technology*, 4(3):106–112.
- ARCHER, G. E. B., SALTELLI, A. et SOBOL, I. M. (1997). Sensitivity measures, anova-like techniques and the use of bootstrap. *Journal of Statistical Computation and Simulation*, 58(2):99–120.
- ASCHABER, J., HILLER, M., WEBER, R. et GMBH, T. E. (2009). TRNSYS17 : new features of the multizone building model. *In Eleventh International IBPSA Conference*, Glasgow, Scotland.
- ASHBY, M. F. (2010). *Materials Selection in Mechanical Design, Fourth Edition*. Butterworth-Heinemann, 4 édition.
- ASHRAE (2001). *ANSI-ASHRAE Standard 140-2001, Standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
- ASTE, N., ANGELOTTI, A. et BUZZETTI, M. (2009). The influence of the external walls thermal inertia on the energy performance of well insulated buildings. *Energy and Buildings*, 41(11):1181–1187.
- AUDE, P. (1998). *Contribution à l'amélioration des protocoles de validation des modèles numériques de simulation du comportement thermo-aéraulique des bâtiments*. Thèse de doctorat, Institut national des sciences appliquées de Lyon, Villeurbanne, FRANCE.
- AUDE, P., TABARY, L. et DEPECKER, P. (2000). Sensitivity analysis and validation of buildings' thermal models using adjoint-code method. *Energy and Buildings*, 31(3): 267–283.
- AWBI, H. B. et HATTON, A. (1999). Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings*, 30(3):233–244.
- BACOT, P. (1984a). Analyse expérimentale de l'inertie thermique. Rapport technique, ENSMP.
- BACOT, P. (1984b). *Analyse modale des systèmes thermiques*. Thèse de doctorat, ENSMP.

- BEAUSOLEIL-MORRISON, I. (2000). *The adaptive coupling of heat and air flow modelling within dynamic whole-building simulation*. Thèse de doctorat, University of Strathclyde. Dept. of Mechanical Engineering. Energy Systems Division, Glasgow, Scotland.
- BERNSTEIN, D., CHAMPETIER, J.-P., HAMAYON, L., TRAISNEL, J.-P. et VIDAL, T. (2006). *Traité de construction durable : Principes et Détails de construction*. Le Moniteur Editions.
- BLANC-SOMMEREUX, I. et LEFEBVRE, G. (1989). Simulation de bâtiments multizones par couplage de modèles modaux réduits. *Chauffage, ventilation, conditionnement*, 65(5):31–37.
- BLAND, B. H. (1992). Conduction in dynamic thermal models : Analytical tests for validation. *Building Services Engineering Research and Technology*, 13(4):197–208.
- BONTEMPS, S. (2013). Reliability of dynamic simulation models for building energy in the context of low-energy buildings. *In Proceedings of BS2013*, Chambéry, France.
- BOUYER, J. (2009). *Modélisation et simulation des microclimats urbains - Étude de l'impact de l'aménagement urbain sur les consommations énergétiques des bâtiments*. Thèse de doctorat, Université de Nantes.
- BRE et SERC (1988). *An Investigation Into Analytical and Empirical Validation Techniques for Dynamic Thermal Models of Buildings*. BRE/SERC Collaboration at BRE.
- BREJON, P., CAMPANA, D., NEIRAC, F. et WATREMEZ, G. (1984). A micro-computer aided design tool : Casamo. *In OUDEN, C. D., éditeur : First E.C. Conference on Solar Heating*, page 178–182. Springer Netherlands.
- BRUN, A., SPITZ, C., WURTZ, E. et MORA, L. (2009). Behavioural comparison of some predictive tools used in a low-energy building. Glasgow, Scotland.
- CAMPOLONGO, F., CARIBONI, J. et SALTELLI, A. (2007). An effective screening design for sensitivity analysis of large models. *Environmental Modelling & Software*, 22(10): 1509–1518.
- CAROLL, J. (1980). An "MRT method" of computing radiant energy exchange in rooms. *In Systems Simulation and Economic Analysis Conference Proceedings*, San Diego, California.
- CARRIÉ, R., JOBERT, R., FOURNIER, M. et BERTHAULT, S. (2006). Perméabilité à l'air de l'enveloppe des bâtiments - généralités et sensibilisation. Rapport technique, CETE de Lyon, L'isle d'abeau.
- CARSLAW, H. S. et JAEGER, J. C. (1986). *Conduction of Heat in Solids*. OUP Oxford, 2 édition.
- CEA (2010). Projet ANR habisol 2008, SIMINTHEC 11-1, plateforme INCAS, description des bâtiments test et des éléments et systèmes contenus. Rapport technique DTS/DR/2010/022, CEA Liten.
- CHAHWANE, L. (2011). *Valorisation de l'inertie thermique pour la performance énergétique des bâtiments*. Thèse de doctorat, Université de Grenoble.
- CHESNÉ, L. (2012). *Vers une nouvelle méthodologie de conception des bâtiments, basée sur leurs performances bioclimatiques*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- CHLELA, F. (2008). *Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie*. Thèse doctorat, Université de La Rochelle, [S. 1.].

- CHOUQUET, J. (2007). *Development of a method for building life cycle analysis at an early stage design - Implementation in a tool - Sensitivity and uncertainties of such a method in comparison to detailed LCA software*. Thèse de doctorat, University of Karlsruhe - KIT - Startseite, Karlsruhe, Deutschland.
- CHURCHILL, S. W. et USAGI, R. (1972). A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. *AIChE Journal*, 18(6):1121–1128.
- CIBSE (1986). *CIBSE guide*. London : Chartered Institution of Building Services Engineers, 5th ed édition. Includes indexes.
- CIBSE (2001). *CIBSE Guide C : Reference Data*. Butterworth-Heinemann, 1st édition.
- CLARK, J. A. et KORYBALSKI, M. E. (1974). Algebraic methods for the calculation of radiation exchange in an enclosure. *Wärme- und Stoffübertragung*, 7(1):31–44.
- CLARKE, J. et YANESKE, P. (2009). A rational approach to the harmonisation of the thermal properties of building materials. *Building and Environment*, 44(10):2046–2055.
- CLARKE, J., YANESKE, P. et PINEY, A. (1990). The harmonisation of thermal properties of building materials. Rapport technique, Energy Simulation Research Unit, Department of Architecture and Building Science, University of Strathclyde ; Building Research Establishment, Glasgow, Scotland ; Watford, England.
- CLARKE, J. A. (2001). *Energy simulation in building design*. Butterworth-Heinemann.
- CRAWLEY, D., HAND, J., KUMMERT, M. et GRIFFITH, B. (2008). Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. *Building and Environment*, 43(4):661–673.
- CRAWLEY, D. B., LAWRIE, L. K., WINKELMANN, F. C., BUHL, W., HUANG, Y., PEDERSEN, C. O., STRAND, R. K., LIESEN, R. J., FISHER, D. E., WITTE, M. J. et GLAZER, J. (2001). EnergyPlus : creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings*, 33(4):319–331.
- DANIEL, L., SOEBARTO, V. et WILLIAMSON, T. (2013). Assessing the simulation capability of the accurate engine in modelling massive construction elements. *In Proceedings of BS2013*, Chambéry, France.
- DAVIES, M. G. (2004). *Building Heat Transfer*. Wiley.
- de DEAR, R. J. et BRAGER, G. S. (1998). Developing an adaptive model of thermal comfort and preference. *In ASHRAE Transactions*, volume 104, page 145–167.
- DE WIT (2001). *Uncertainty in predictions of thermal comfort in buildings*. Thèse de doctorat, Eindhoven University of Technology. TU Delft. Civil Engineering and Geosciences, Eindhoven.
- DE WIT, M. S. (1997). Identification of the important parameters in thermal building simulation models. *Journal of Statistical Computation and Simulation*, 57(1):305.
- DE WIT, S. (2002). Analysis of uncertainty in building design evaluations and its implications. *Energy and Buildings*, 34(9):951–958.
- DI PERNA, C., STAZI, F., CASALENA, A. U. et D’ORAZIO, M. (2011). Influence of the internal inertia of the building envelope on summertime comfort in buildings with high internal heat loads. *Energy and Buildings*, 43(1):200–206.
- ENERGYPLUS TEAM (2011). *Engineering reference EnergyPlus*. US Department of Energy.
- ESSER, W. et KRISCHER, O. (1930). *Die Berechnung der Anheizung und Auskühlung*

- ebener und zylindrischer Wände (Häuser und Rohrleitungen) : Theorie u. vereinfachte Rechenverfahren.* Julius Springer.
- ETEMAD, B. et LUCIANI, J. (1991). *World energy production 1800-1985.* Librairie Droz.
- FANGER, P. O. (1970). *Thermal Comfort.* Copenhagen, danish technical press édition.
- FISHER et PEDERSEN (1997). Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations. *ASHRAE TRANSACTIONS*, 103.
- FISHER, D. E. (1995). *An experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular enclosure.* Thèse de doctorat.
- FOHANNO, S. et POLIDORI, G. (2006). Modelling of natural convective heat transfer at an internal surface. *Energy and Buildings*, 38(5):548–553.
- FOURIER, J. B. J. (1822). *Théorie analytique de la chaleur.* Paris.
- FRAISSE, G., VIARDOT, C., LAFABRIE, O. et ACHARD, G. (2002). Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy. *Energy and Buildings*, 34(10):1017–1031.
- FURBRINGER, J.-M. (1994). *Sensibilité de modèles et de mesures en aéraulique du bâtiment à l'aide de plans d'expériences.* Thèse de doctorat, Lausanne.
- GEBHART, B. (1971). *Heat Transfer.* Mcgraw-Hill (Tx), 2nd édition.
- GIEC, PACHAURI, R. et REISINGER, A. (2007). Contribution of working groups I, II and III to the fourth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. Rapport technique, IPCC, Geneva, Switzerland.
- GIVONI, B. (1998). *Climate considerations in building and urban design.* Van Nostrand Reinhold, New York.
- GOFFART, J. (2013a). *Impact de la variabilité des données météorologiques sur une maison basse consommation. Application des analyses de sensibilité pour les entrées temporelles.* Thèse de doctorat, Université de Grenoble.
- GOFFART, J. (2013b). Impact of weather data on the performance evaluation of a passive house : an application of sensitivity analysis. *In Proceedings of SAMO 2013*, University of Nice, France.
- GOUPY, J. (2001). *Introduction aux plans d'expériences.* Dunod, 2e édition édition.
- GREGORY, K., MOGHTADERI, B., SUGO, H. et PAGE, A. (2008). Effect of thermal mass on the thermal performance of various australian residential constructions systems. *Energy and Buildings*, 40(4):459–465.
- GUIAVARCH, A. (2003). *Etude de l'amélioration de la qualité environnementale du bâtiment par intégration de composants solaires.* Thèse de doctorat, Université de Cergy-Pontoise.
- GUIAVARCH, A., DENIS BRUNEAU, JEAN-LUC DAUVERGNE, ELENA PALOMO DEL BARRIO, BRUNO PEUPOORTIER et FRANCK CLOTTES (2008). Intégration d'un modèle simplifié de matériau à changement de phase dans une plate-forme d'aide à la conception énergétique de bâtiments. *In IBPSA France 2008*, Lyon.
- HALCROW, W., ATOMIC ENERGY RESEARCH ESTABLISHMENT ENERGY TECHNOLOGY SUPPORT UNIT et GREAT BRITAIN DEPT OF ENERGY (1990). *Report on Heat Transfer at Internal Building Surfaces.* Energy Technology Support Unit.
- HALDI, F. et ROBINSON, D. (2011). The impact of occupants' behaviour on building energy demand. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(4):323–338.

- HENSEN, J. et LAMBERTS, R. (2011). *Building performance simulation for design and operation*. Spon Press, Abingdon, Oxon ; New York, NY.
- HEO, Y. (2011). *Bayesian calibration of building energy models for energy retrofit decision-making under uncertainty*. Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology. PhD.
- HERFRAY, G. (2011). *Contribution à l'évaluation des impacts environnementaux des quartiers*. Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- HOPFE, C. J. et HENSEN, J. L. (2011). Uncertainty analysis in building performance simulation for design support. *Energy and Buildings*, 43(10):2798–2805.
- HUMPHREYS, M. (1978). Outdoor temperatures and comfort indoors. *Batiment International, Building Research and Practice*, 6(2):92–92.
- IOOSS, B. (2011a). Basics of global sensitivity analysis. *In Summer school CEA-EDF-INRIA 2011*, Cadarache.
- IOOSS, B. (2011b). Revue sur l'analyse de sensibilité globale de modèles numériques. *Journal de la Société Française de Statistique*, 152(1):1–23.
- ISO (2005). International standard EN ISO 7730 : 2005, ergonomics of the thermal environment-analytical determination of thermal comfort by using calculations of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Rapport technique, Geneva, Switzerland.
- ISO (2006). *ISO 14044 : 2006, Management environnemental – Analyse du cycle de vie – Exigences et lignes directrices*.
- IZARD, J.-L. (2006). L'inertie thermique dans le bâtiment.
- JANSEN, M. J. (1999). Analysis of variance designs for model output. *Computer Physics Communications*, 117(1–2):35–43.
- JENSEN, S. Ø. (1995). Validation of building energy simulation programs : a methodology. *Energy and Buildings*, 22(2):133–144.
- JUDKOFF, R. (1988). Validation of building energy analysis simulation programs at the solar energy research institute. *Energy and Buildings*, 10(3):221–239.
- JUDKOFF, R. et NEYMARK, J. (1995). International energy agency building energy simulation test (BESTEST) and diagnostic method. Rapport technique NREL/TP-472-6231, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO.
- JUDKOFF, R. et NEYMARK, J. (2013). Twenty years on! : updating the IEA BESTEST building thermal fabric test cases for ASHRAE standard 140. *In Proceedings of BS2013*, Chambéry, France.
- JUDKOFF, R., WORTMAN, D., O'DOHERTY, B. et BURCH, J. (2008). A methodology for validating building energy analysis simulations. Rapport technique NREL/TP-550-42059, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO.
- KENNEDY, M. C. et O'HAGAN, A. (2001). Bayesian calibration of computer models. *Journal of the Royal Statistical Society : Series B (Statistical Methodology)*, 63(3): 425–464.
- KHALIFA, A. et MARSHALL, R. (1990). Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33(10):2219–2236.
- KONTOLEON, K. et BIKAS, D. (2007). The effect of south wall's outdoor absorption

- coefficient on time lag, decrement factor and temperature variations. *Energy and Buildings*, 39(9):1011–1018.
- KOTECK, P., JORDAN, F., KABELE, K. et HENSEN, J. (2007). Technique of uncertainty and sensitivity analysis for sustainable building energy systems performance calculations. page 626 – 636.
- LAVIGNE, P. (2006). Comprendre les inerties thermiques dans les bâtiments.
- LE CLOIREC, P., BALÉO, J.-N., BOURGES, B., COURCOUX, P. et FAUR-BRASQUET, C. (2003). *Méthodologie expérimentale : méthodes et outils pour les expérimentations scientifiques*. Ed. Tec & Doc, Londres ; Paris ; New York.
- LECONTE, F. (2010). Validation empirique du logiciel PLEIADES+COMFIE dans le cas de bâtiments passifs – étude préliminaire : Analyses d’incertitudes et de sensibilité. Rapport technique, Centre Energétique et Procédés, MINES ParisTech, Palaiseau.
- LEDUC, G., THELLIER, F., MONCHOUX, F. et BARDOT, A. (2005). Human radiative exchanges in a complex enclosure determination of active surfaces. *International Journal of Heat and Technology*, 23(1):47–53.
- LEFEBVRE, G. (1987). *Analyse et réduction modales d’un modèle de comportement thermique de bâtiment*. Thèse de doctorat, UPMC, Paris.
- LEFEBVRE, G. (1989). Caractérisation de l’inertie thermique d’un bâtiment par analyse modale. *Revue générale de thermique*, 28(332-333):501–512.
- LEFEBVRE, G. (2007). *La méthode modale en thermique : Modélisation, simulation, mise en oeuvre, applications*. Ellipses Marketing.
- LEFEBVRE, G. et NEVEU, A. (1986). Inertie-confort-besoins de chauffage. (44):23–28.
- LI, Y. et XU, P. (2006). Thermal mass design in buildings - heavy or light? *International Journal of Ventilation*, 5(1):143–149.
- LIU, B. et JORDAN, R. (1961). Daily insolation on surfaces tilted towards equator. *Trans. ASHRAE*, 10(67):526–541.
- LOMAS, K., EPEL, H., MARTIN, C. et BLOOMFIELD, D. (1997). Empirical validation of building energy simulation programs. *Energy and Buildings*, 26(3):253–275.
- LOUDON, A. G. (1968). *Summertime Temperatures in Buildings Without Air-Conditioning*. ERIC Clearinghouse, Washington, D.C.
- LUND, H. (1985). Short reference years and test reference years for EEC countries : Final report. Rapport technique, Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark.
- MACDONALD, I. et STRACHAN, P. (2001). Practical application of uncertainty analysis. *Energy and Buildings*, 33(3):219–227.
- MACDONALD, I. A. (2002). *Quantifying the effects of uncertainty in building simulation*. Thèse de doctorat, University of Strathclyde. Dept. of Mechanical Engineering, Glasgow, Scotland.
- MARA, T. A. et TARANTOLA, S. (2008). Application of global sensitivity analysis of model output to building thermal simulations. *Building Simulation*, 1(4):290–302.
- MARA, T. A. et TARANTOLA, S. (2012). Variance-based sensitivity indices for models with dependent inputs. *Reliability Engineering & System Safety*, 107:115–121.
- MARTIN, C. (1990). Description of the EMC test room facility, 1987-88. Rapport technique,

- Department of Energy, London.
- MARTIN, C., SEALE, C. et EPEL, H. (1994). Analytical testing of detailed thermal simulation programs. *In Proceedings of the BEPAC'94 Conference*, York, UK.
- MÉNÉZO, C., ROUX, J. J. et VIRGONE, J. (2002). Modelling heat transfers in building by coupling reduced-order models. *Building and Environment*, 37(2):133–144.
- MOINARD, S. et GUYON, G. (2000). Empirical validation of EDF ETNA and GENECE test-cell models - a report of task 22 building energy analysis tools may 1999 project a.3 empirical validation. Rapport technique T.22.A.3, International Energy Agency.
- MORRIS, M. D. (1991). Factorial sampling plans for preliminary computational experiments. *Technometrics*, 33:161–174. ACM ID : 113580.
- NEVEU, A. (1984). *Étude d'un code de calcul d'évolution thermique d'une enveloppe de bâtiment*. Thèse de doctorat, Université P. et M. Curie, Paris VI.
- NICOL, J. et HUMPHREYS, M. (2002). Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. *Energy and Buildings*, 34(6):563–572.
- ORGILL, J. et HOLLANDS, K. (1977). Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface. *Solar Energy*, 19(4):357–359.
- PALOMO DEL BARRIO, E. et GUYON, G. (2003). Theoretical basis for empirical model validation using parameters space analysis tools. *Energy and Buildings*, 35(10):985–996.
- PARSONS, R. A., PARSONS, R. A. et FORMAN, C. (1989). *Ashrae Handbook Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., i-p édition.
- PEREZ, R., SEALS, R., INEICHEN, P., STEWART, R. et MENICUCCI, D. (1987). A new simplified version of the perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. *Solar Energy*, 39(3):221–231.
- PEUPOORTIER, B. (1989). Validation of COMFIE. *Rapport CEC, Université de Stuttgart (ITW)*.
- PEUPOORTIER, B. (2005). Bancs d'essais de logiciels de simulation thermique. ENSMP.
- PEUPOORTIER, B. (2008). *Eco-conception des bâtiments et des quartiers*. Presses de l'École des mines.
- PEUPOORTIER, B. et GROUPE D'ANALYSE PROSPECTIVE THÉMATIQUE BÂTIMENT ET VILLE DURABLES (2013). *Livre blanc sur les recherches en énergétique des bâtiments*. Presses des Mines-Transvalor, Paris.
- PEUPOORTIER, B. et SOMMEREUX, I. B. (1990). Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings. *International Journal of Sustainable Energy*, 8(2):109–120.
- PEUPOORTIER, B., THIERS, S. et GUIAVARCH, A. (2013). Eco-design of buildings using thermal simulation and life cycle assessment. *Journal of Cleaner Production*, 39:73–78.
- PIPES, L. A. (1957). Matrix analysis of heat transfer problems. *Journal of the Franklin Institute*, 263(3):195–206.
- POLSTER, B. (1995). *Contribution à l'étude de l'impact environnemental des bâtiments par analyse du cycle de vie*. Thèse de doctorat.
- POPOVICI, E. (2006). *Contribution à l'Analyse de Cycle de Vie des quartiers*. Thèse de doctorat, Ecole des MINES de Paris.

- POPPER, K. (1934). *The logic of scientific discovery*.
- PUJOL, G. (2009). Simplex-based screening designs for estimating metamodels. *Reliability Engineering & System Safety*, 94(7):1156–1160.
- REES, S. J., SPITLER, J. D. et XIAO, D. (2002). An analytical verification test suite for building fabric models in whole building energy simulation programs. *ASHRAE Transactions*, 108(1):30–41.
- ROSEN, R. (2005). *Life Itself : A Comprehensive Inquiry into the Nature, Origin, and Fabrication of Life*. Columbia University Press.
- ROUX, C. (2013). Evaluation of the environmental performance of buildings using life cycle simulation. In *Proceedings of BS2013*, Chambéry, France.
- ROUX, J.-J. (2000). *Comportement thermique des bâtiments*.
- SALOMON, T., MIKOLASEK, R. et PEUPORTIER, B. (2005). Outil de simulation thermique du bâtiment, COMFIE. La Rochelle.
- SALTELLI, A. (2002). Making best use of model evaluations to compute sensitivity indices. *Computer Physics Communications*, 145(2):280–297.
- SALTELLI, A., ANNONI, P., AZZINI, I., CAMPOLONGO, F., RATTO, M. et TARANTOLA, S. (2010). Variance based sensitivity analysis of model output. design and estimator for the total sensitivity index. *Computer Physics Communications*, 181(2):259–270.
- SALTELLI, A., CHAN, K. et SCOTT, E. M. (2000). *Sensitivity Analysis*. Wiley, 1 édition.
- SALTELLI, A., RATTO, M., ANDRES, T., CAMPOLONGO, F., CARIBONI, J., GATELLI, D., SAISANA, M. et TARANTOLA, S. (2008). *Global sensitivity analysis : the primer*. Wiley.
- SALTELLI, A., TARANTOLA, S., CAMPOLONGO, F. et RATTO, M. (2004). *Sensitivity Analysis in Practice : A Guide to Assessing Scientific Models*. Wiley, 1 édition.
- SCHILLING (1977). *Evolution de la consommation mondiale d'énergie (hors biomasse) depuis 1860*.
- SEEM, J. E. (1987). *Modeling of Heat Transfer in Buildings*. Thèse de doctorat, University of Wisconsin, Madison.
- SERODIO, E., BUREAU, L., BONNAUD, S. et SALOMON, T. (2010). *Evaluation du comportement des bâtiments « BBC » dans les conditions climatiques prévues à échéance 2030 et 2050 en Languedoc Roussillon*.
- SIDLER, O. (2003). L'inertie thermique des bâtiments - consommation et confort d'été en climat méditerranéen. In *Colloque*, Montpellier.
- SOBOL, I. (1993). Sensitivity analysis for nonlinear mathematical models. *Mathematical Modelling and Computational Experiment*, (1):407 – 414.
- SOBOL, I. (2001). Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their monte carlo estimates. *Mathematics and Computers in Simulation*, 55(1-3):271–280.
- SPITZ, C. (2012). *Analyse de la fiabilité des outils de simulation et des incertitudes de métrologie appliquée à l'efficacité énergétique des bâtiments*. Thèse de doctorat, Université de Grenoble.
- STEPHENSON, D. et MITALAS, G. (1971). Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs. *ASHRAE Transactions*, 77(Pt 2):117–126.
- STEPHENSON, D. G. et MITALAS, G. (1967). Cooling load calculations by thermal response factor method. In *ASHRAE Transactions*, volume 73.

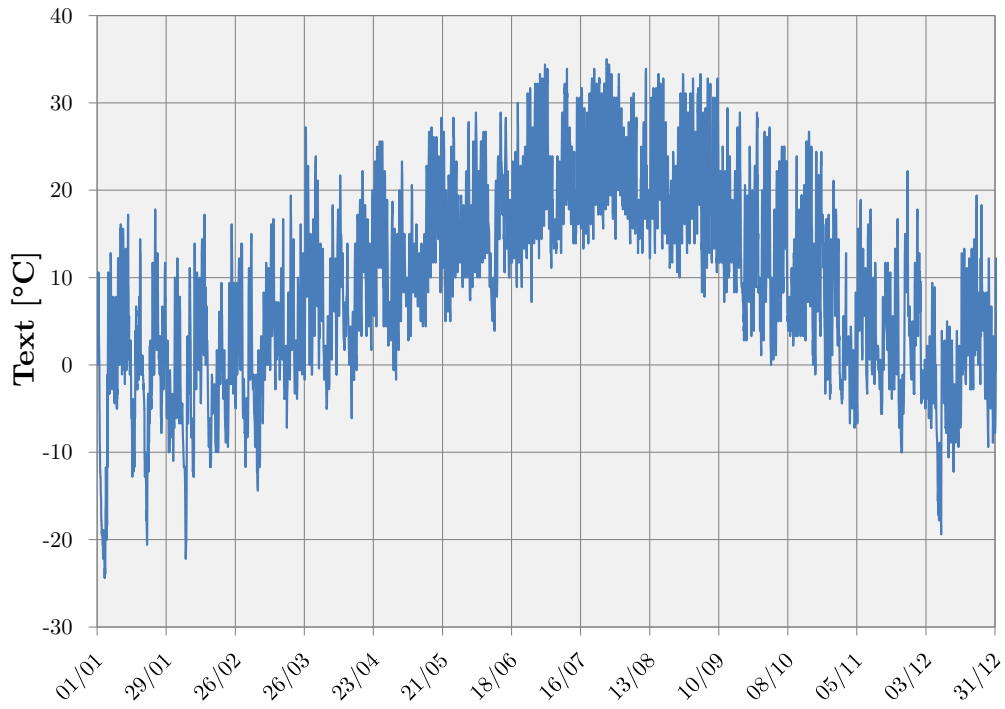
- TABARES-VELASCO, P. C. et GRIFFITH, B. (2012). Diagnostic test cases for verifying surface heat transfer algorithms and boundary conditions in building energy simulation programs. *Journal of Building Performance Simulation*, 5(5):329–346.
- TAGUCHI, G. (1987). *System of experimental design : engineering methods to optimize quality and minimize costs*, volume 1. UNIPUB/Kraus International Publications New York.
- THELLIER, F., CORDIER, A. et MONCHOUX, F. (1994). The analysis of thermal comfort requirements through the simulation of an occupied building. *Ergonomics*, 37(5):817–825.
- THIERS, S. (2008). *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de doctorat, École nationale supérieure des mines de Paris, Paris.
- TITTELEIN, P. (2008). *Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation*. Thèse de doctorat, LOCIE, Chambéry, France.
- TRČKA, M. et HENSEN, J. L. (2010). Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, 19(2):93–99.
- TROCMÉ, M. (2009). *Aide aux choix de conception de bâtiments économes en énergie*. Thèse de doctorat, ENSMP, Paris.
- TSILINGIRIS, P. (2004). On the thermal time constant of structural walls. *Applied Thermal Engineering*, 24(5-6):743–757.
- ULGEN, K. (2002). Experimental and theoretical investigation of effects of wall's thermophysical properties on time lag and decrement factor. *Energy and Buildings*, 34(3):273–278.
- WALTON, G. N., UNITED STATES. NATIONAL BUREAU OF STANDARDS et UNITED STATES. DEPT. OF ENERGY. BUILDING ENERGY SCIENCES BRANCH (1983). *Thermal analysis research program reference manual*. NBSIR ; 83-2655. Washington, DC.

ANNEXE A

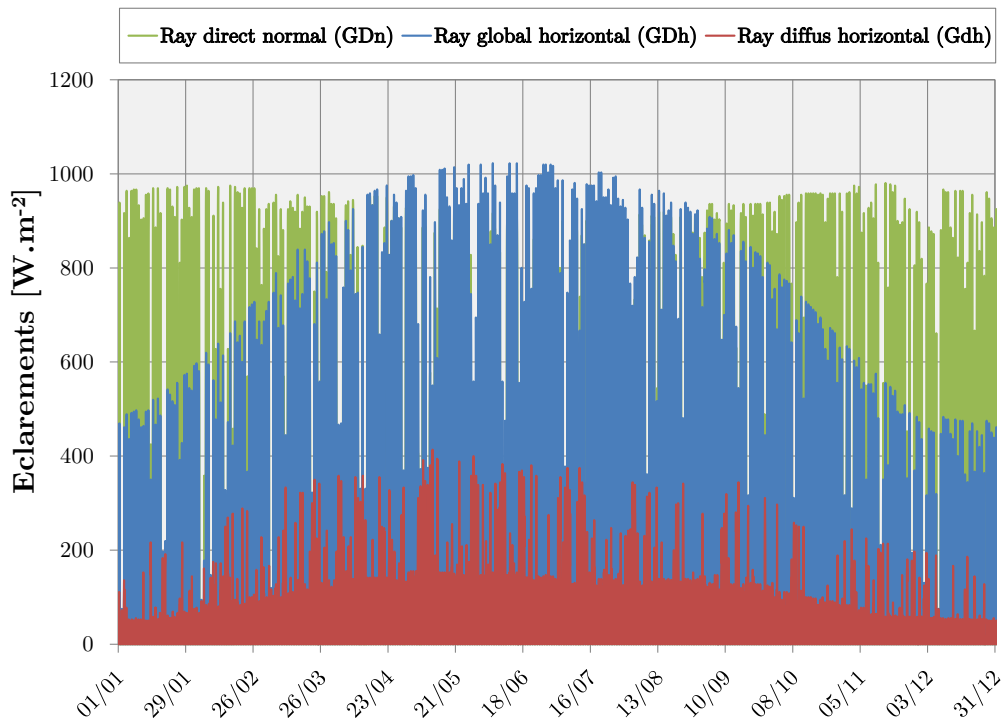
Annexe concernant les cas d'études du BESTEST

Cet annexe regroupe les éléments relatifs au BESTEST suivants :

- données météorologiques principales (température extérieure et rayonnement solaire) : figure [A.1](#),
- résultats tabulés des besoins de chauffage : tableau [A.1](#),
- résultats tabulés des besoins de chauffage : tableau [A.2](#),
- résultats tabulés des puissances maximales de chauffage : tableau [A.3](#),
- résultats tabulés des puissances maximales de rafraîchissement : tableau [A.4](#),
- Résultats tabulés des profils de température du cas 600FF, 900F, 650FF et 950FF : tableaux [A.5](#), [A.6](#), [A.7](#) et [A.8](#).



(a) Évolution de la température extérieure T_{ext} au cours de l'année



(b) Évolution des éclairements solaires G_{Dh} , G_{dh} et G_{Dn} au cours de l'année

FIGURE A.1 – Données météorologiques principales des cas d'études numériques du BESTEST

TABLEAU A.1 – Besoins de chauffage B_{ch} en $[kWh.m^{-2}]$ des cas 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

Cas	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS	ESP-r	E+
	T_z	T_{op}	T_{op}	T_{op}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
600	5103	5045	4689	4649	4485	3844	3825	4851	4292	4378
620	5423	5359	5010	–	4916	4335	–	5058	4521	4550
640	3581	3455	3166	3143	2930	2457	2457	3080	2736	2684
900	2071	2016	1863	1814	1784	1560	1526	1483	1108	1224
920	4215	4183	3932	–	3901	3496	–	3673	3134	3193
940	1534	1494	1355	1338	1269	1086	1073	962	747	768
960	3174	3212	3069	3079	3078	2825	2834	2627	2214	2408

TABLEAU A.2 – Besoins de rafraichissement B_{clim} en $[kWh.m^{-2}]$ des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

Cas	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS	ESP-r	E+
	T_z	T_{op}	T_{op}	T_{op}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
600	6727	6429	5989	6030	5614	4761	4852	6720	6639	6740
620	4142	3965	3660	–	3530	2990	–	3867	3800	4168
640	6508	6182	5718	5773	5357	4511	4616	6485	6447	6454
650	4399	4200	3887	3957	3671	3045	3135	5377	5297	5304
900	3020	2719	2400	2414	2317	1788	1844	2287	2310	2508
920	2760	2613	2402	–	2354	1981	–	2246	2090	2548
940	2868	2602	2306	2332	2241	1746	1804	2204	2255	2433
950	446	404	344	344	466	309	317	489	439	530
960	655	627	575	586	583	487	497	478	547	640

TABLEAU A.3 – Puissances maximales de chauffage $P_{max,ch}$ en [W] des cas 600, 620, 640, 900, 920, 940 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

Cas	PSB T_z	PST* T_{op}	PST*C T_{op}	PST*CT T_{op}	PST* T_{air}	PST*C T_{air}	PST*CT T_{air}	TRNSYS T_{air}	ESP-r T_{air}	E+ T_{air}
600	4283	4226	4114	4114	3920	3695	3694	3931	3437	3732
620	4291	4218	4106	–	3926	3699	–	3922	3591	3726
640	9012	8901	8635	8636	7048	6491	6492	5722	5232	6265
900	4018	3922	3755	3723	3482	3210	3160	3517	2850	3140
920	4127	4037	3906	–	3683	3440	–	3708	3308	3453
940	9922	9017	8319	8230	5998	5177	5108	5122	3980	4785
960	2996	2997	2899	2904	2831	2662	2666	2522	2410	2691

TABLEAU A.4 – Puissances maximales de rafraîchissement $P_{max,clim}$ en [W] des cas 600, 620, 640, 650, 900, 920, 940, 950 et 960 du BESTEST pour les différents outils STD étudiés

Cas	PSB T_z	PST* T_{op}	PST*C T_{op}	PST*CT T_{op}	PST* T_{air}	PST*C T_{air}	PST*CT T_{air}	TRNSYS T_{air}	ESP-r T_{air}	E+ T_{air}
600	7121	6888	6778	6864	5939	5522	5633	6486	6194	6678
620	4727	4590	4458	–	4090	3780	–	4275	3634	4005
640	7086	6839	6727	6819	5869	5471	5590	6442	6161	6614
650	6799	6545	6451	6551	5554	5217	5348	6378	6031	6479
900	4765	4308	4156	4148	3378	2836	2867	3567	2888	3320
920	3996	3762	3571	–	3029	2616	–	3050	2385	2835
940	4765	4308	4156	4148	3378	2836	2867	3567	2888	3320
950	3322	3019	2755	2749	2443	1871	1882	2686	2033	2451
960	1389	1350	1257	1259	1224	1045	1048	1378	953	1213

TABLEAU A.5 – Températures en [°C] de la journée du 4 janvier du cas 600FF

Heures	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS	E+
	T_z	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
1	-9.7	-9.9	-10.0	-9.8	-11.7	-10.4
2	-11.0	-11.2	-11.3	-11.1	-13.4	-12.2
3	-12.2	-12.4	-12.5	-12.3	-14.9	-13.6
4	-13.1	-13.3	-13.4	-13.2	-16.1	-14.7
5	-13.9	-14.1	-14.2	-14.1	-17.1	-15.6
6	-14.7	-14.8	-14.9	-14.8	-17.9	-16.5
7	-15.3	-15.4	-15.5	-15.4	-18.7	-17.2
8	-15.8	-15.9	-16.0	-15.9	-19.0	-17.4
9	-15.0	-15.2	-15.5	-15.4	-16.5	-14.5
10	-11.5	-11.7	-12.5	-12.3	-10.5	-8.0
11	-5.3	-5.7	-6.8	-6.8	-0.9	1.7
12	3.2	2.8	1.2	1.3	10.0	12.5
13	10.8	10.3	8.5	8.7	19.5	21.4
14	17.1	16.6	14.8	15.0	27.2	28.2
15	21.8	21.2	19.6	20.0	32.3	32.2
16	23.7	23.1	21.7	22.4	33.7	32.6
17	21.9	21.4	20.5	21.1	29.1	28.2
18	17.1	16.7	16.2	16.8	21.7	21.7
19	12.5	12.1	11.9	12.5	15.2	15.8
20	9.0	8.5	8.5	9.0	9.9	11.4
21	6.0	5.6	5.6	6.1	5.5	7.0
22	3.5	3.1	3.0	3.4	1.8	3.6
23	1.3	0.9	0.8	1.2	-1.3	0.5
24	-0.6	-0.9	-1.2	-0.8	-3.8	-1.7

TABLEAU A.6 – Températures en [°C] de la journée du 4 janvier du cas 900FF

Heures	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS
	T_z	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
1	-3.5	-3.9	-4.1	-3.9	-0.6
2	-4.0	-4.4	-4.6	-4.5	-1.2
3	-4.5	-4.9	-5.1	-4.9	-1.8
4	-4.8	-5.2	-5.4	-5.3	-2.3
5	-5.2	-5.5	-5.8	-5.6	-2.8
6	-5.5	-5.9	-6.1	-6.0	-3.3
7	-5.9	-6.2	-6.4	-6.3	-3.7
8	-6.1	-6.5	-6.7	-6.6	-4.1
9	-5.8	-6.2	-6.7	-6.5	-3.4
10	-4.3	-4.8	-5.5	-5.5	-1.8
11	-1.9	-2.4	-3.5	-3.5	0.8
12	1.1	0.8	-0.6	-0.8	3.4
13	3.3	3.0	1.5	1.4	5.5
14	5.0	4.7	3.2	3.3	7.3
15	6.0	5.8	4.4	4.8	8.5
16	6.0	5.8	4.7	5.2	8.7
17	4.8	4.6	4.0	4.6	7.2
18	2.8	2.5	2.3	3.1	5.6
19	1.5	1.2	1.1	1.9	4.5
20	0.9	0.5	0.4	1.1	3.8
21	0.4	0.1	-0.1	0.5	3.1
22	0.0	-0.4	-0.6	-0.1	2.5
23	-0.4	-0.7	-0.9	-0.6	2.0
24	-0.7	-1.0	-1.3	-0.9	1.5

TABLEAU A.7 – Températures en [°C] de la journée du 27 juillet du cas 650FF

Heures	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS	E+
	T_z	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
1	23.2	23.0	22.9	22.9	24.2	22.9
2	21.5	21.5	21.4	21.4	22.2	21.4
3	20.6	20.6	20.6	20.6	21.1	20.5
4	19.8	19.9	19.8	19.8	20.2	19.7
5	19.2	19.3	19.3	19.3	19.4	19.0
6	19.3	19.6	19.6	19.6	19.0	19.3
7	20.6	20.8	20.8	20.8	20.1	23.8
8	22.4	22.6	22.8	22.8	22.7	26.7
9	24.5	24.8	25.0	25.0	25.1	31.1
10	27.3	27.5	27.7	27.6	28.9	35.2
11	30.8	30.8	30.9	30.7	33.4	40.0
12	34.5	34.6	34.4	34.2	38.1	44.0
13	38.3	38.3	37.9	37.6	42.5	47.1
14	41.4	41.3	40.9	40.7	45.8	48.7
15	43.5	43.4	42.9	42.8	47.5	48.5
16	44.5	44.4	43.8	44.0	47.4	48.7
17	44.5	44.4	43.9	44.1	46.2	48.0
18	44.0	43.9	43.4	43.7	45.6	46.6
19	34.6	32.3	32.0	32.1	43.5	35.2
20	30.6	30.3	30.2	30.3	33.1	31.8
21	28.7	28.6	28.5	28.5	30.4	29.3
22	27.1	27.0	26.9	26.9	28.4	27.5
23	25.5	25.6	25.6	25.6	26.3	26.9
24	24.8	24.7	24.6	24.7	25.4	26.1

TABLEAU A.8 – Températures en [°C] de la journée du 27 juillet du cas 950FF

Heures	PSB	PST*	PST*C	PST*CT	TRNSYS	E+
	T_z	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}	T_{air}
1	25.2	24.3	24.2	24.2	26.5	24.7
2	24.1	23.4	23.4	23.4	25.4	23.6
3	23.4	23.0	23.0	23.0	24.7	23.0
4	22.8	22.6	22.6	22.6	24.1	22.4
5	22.3	22.3	22.0	22.0	23.4	22.0
6	22.2	21.9	21.5	21.6	23.0	22.2
7	23.1	22.4	22.3	22.3	23.4	23.5
8	25.1	26.2	26.1	26.1	24.8	26.8
9	26.3	27.3	27.3	27.3	26.7	28.7
10	27.4	28.4	28.4	28.4	27.8	30.1
11	28.6	29.6	29.7	29.5	29.0	31.3
12	29.9	30.8	31.0	30.7	30.3	32.4
13	31.0	32.0	32.2	31.9	31.4	33.4
14	31.9	32.9	33.2	32.8	32.3	34.1
15	32.4	33.4	33.8	33.5	32.8	34.4
16	32.5	33.5	34.0	33.9	32.9	34.4
17	32.4	33.5	34.0	34.0	32.8	34.4
18	32.2	33.3	33.8	33.8	32.9	34.1
19	30.5	30.5	30.5	30.6	32.5	30.5
20	29.4	29.3	29.2	29.2	30.3	29.5
21	28.6	28.5	28.4	28.4	29.5	28.7
22	27.7	27.6	27.5	27.5	28.8	27.5
23	26.8	26.6	26.4	26.4	27.9	27.0
24	26.4	26.2	26.1	26.1	27.5	26.1

ANNEXE B

Annexe concernant le cas d'étude de la maison passive I-BB

Cet annexe regroupe les éléments relatifs à la maison I-BB suivants :

- les plans au sol et en élévation de la maison I-BB : figures [B.1](#), [B.2](#) et [B.3](#),
- les caractéristiques générales des zones thermiques : tableau [B.1](#),
- les caractéristiques des menuiseries : tableau [B.2](#),
- les caractéristiques des parois opaques : tableau [B.3](#)
- les valeurs des ponts thermiques : tableau [B.4](#)
- les masques lointains et la course du soleil : figure [B.4](#)
- les facteurs d'entrée étudiés lors de la phase de criblage de Morris : tableau [B.5](#)
- l'état de l'art des coefficients d'échanges superficiels : tableau [B.6](#)
- les incertitudes associées aux coefficients d'échanges superficiels : tableau [B.7](#)
- le graphique σ vs μ^* du criblage de Morris pour la PSB et la PST*Conv : figures [B.5](#) et [B.6](#)

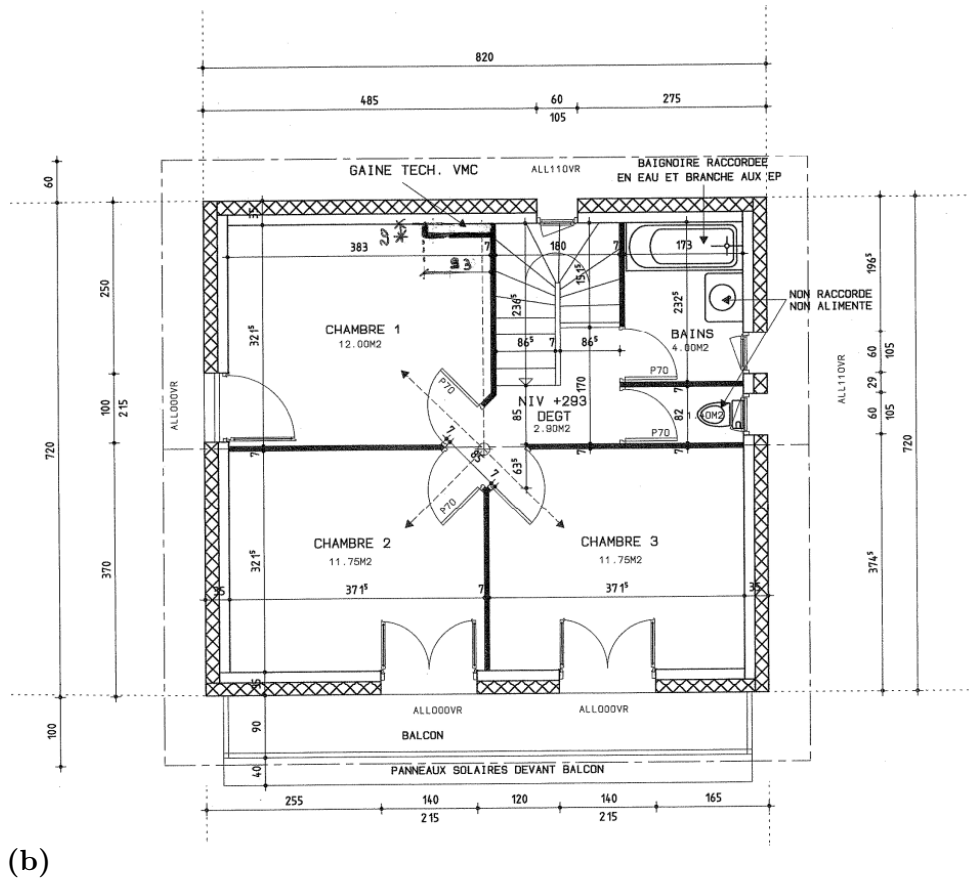
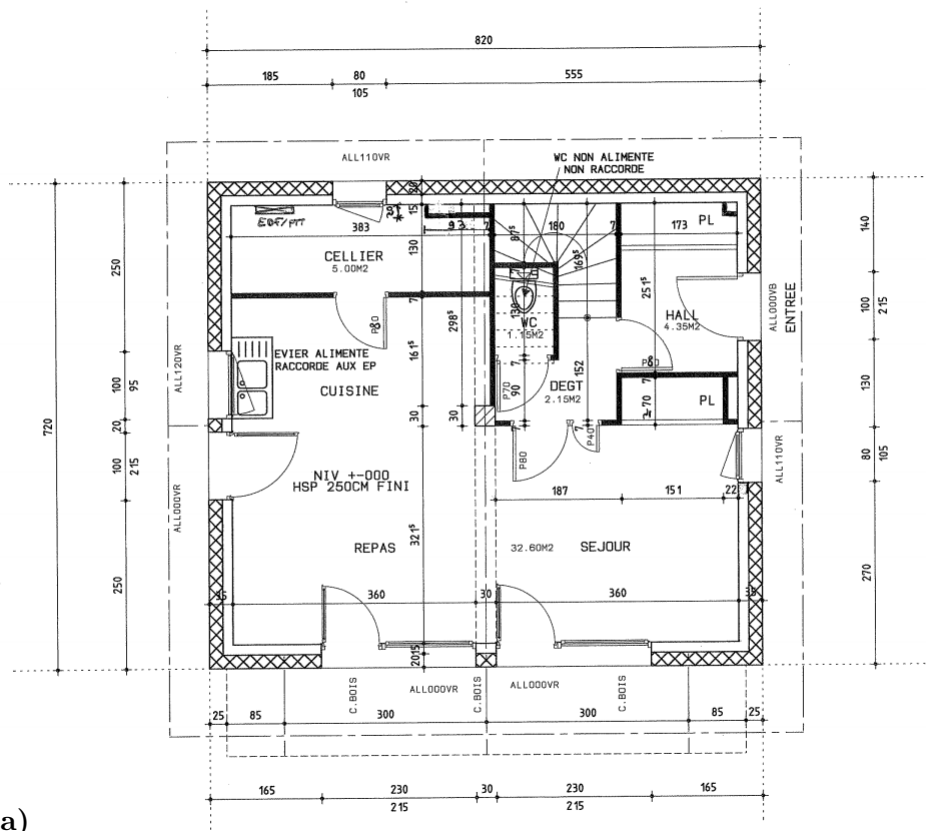


FIGURE B.1 – Plans au sol du RDC (a) et du niveau R+1 (b) de la maison I-BB

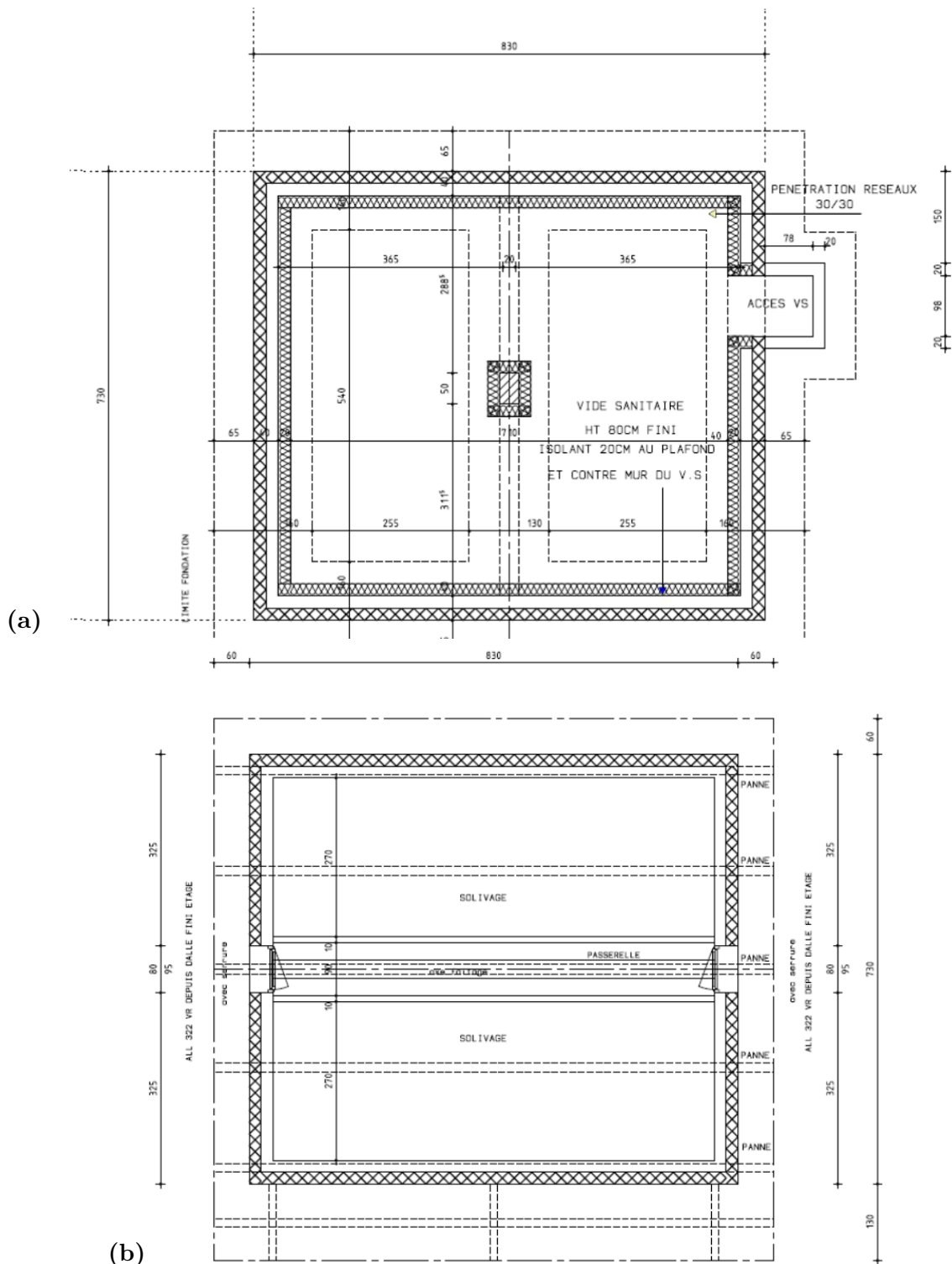


FIGURE B.2 – Plans au sol du vide sanitaire du niveau R-1 (a) et des combles perdus du niveau R+2 (b) de la maison I-BB

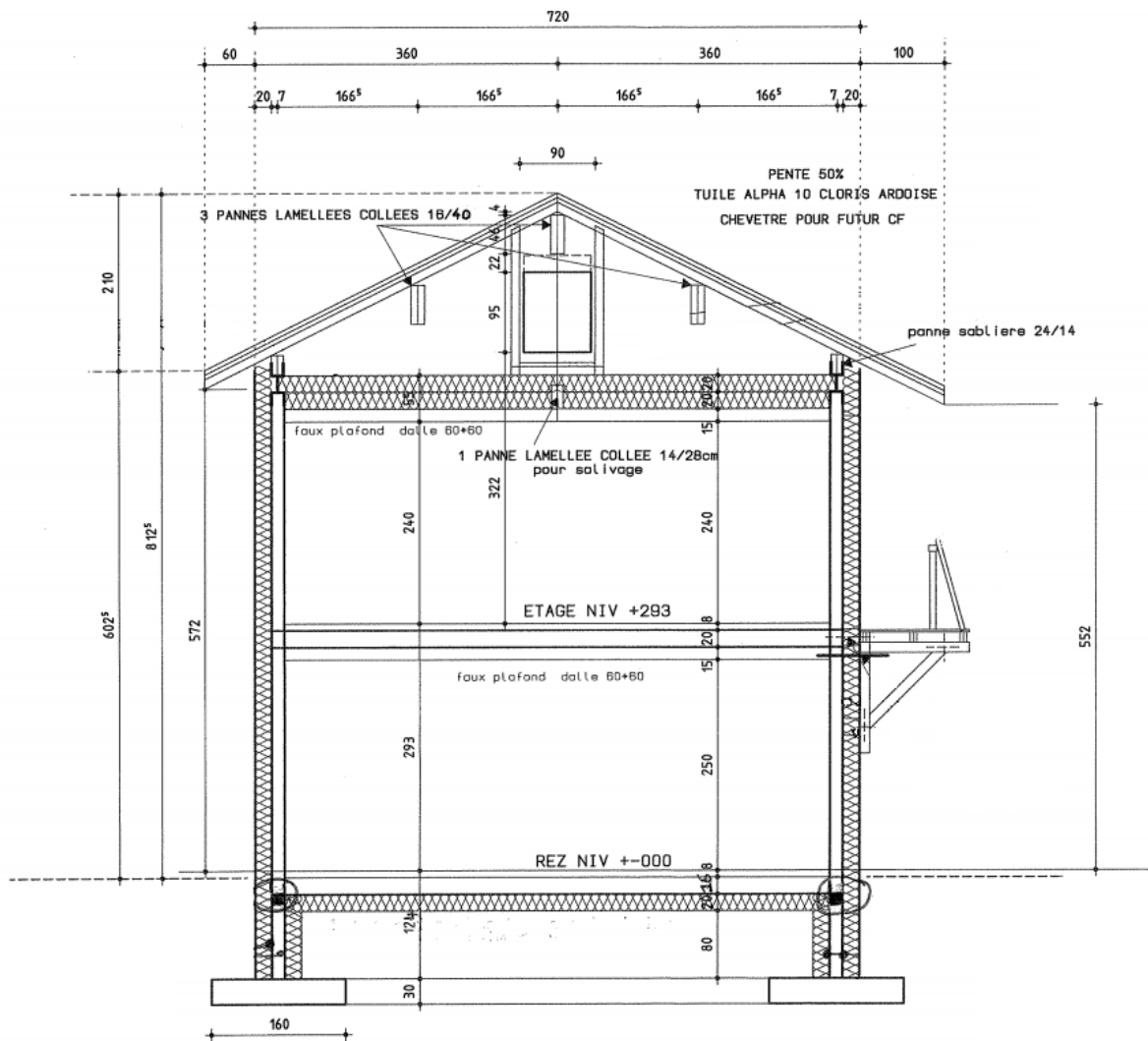


FIGURE B.3 – Plan en élévation de la maison I-BB

TABLEAU B.1 – *Volumes et superficies des différentes zones thermiques modélisées*

Nom	Niveau	Volume [m ³]	Surface [m ²]
Vide Sanitaire	R-1	45.00	56.25
Salon	RDC	81.50	32.60
Dégagement RDC	RDC	15.20	5.79
Hall	RDC	10.90	4.35
Cellier	RDC	12.50	4.98
Dégagement R+1	R+1	16.20	6.48
Chambre 1	R+1	28.80	12.00
Chambre 2	R+1	28.20	11.75
Chambre 3	R+1	28.20	11.75
Salle de bain	R+1	13.00	5.40
Combles	R+2	54.30	50.00

TABLEAU B.2 – *Caractéristiques des fenêtres de la maison I-BB*

Nom	Nb vitrages	H [mm]	L [mm]	S [m ²]	Ratio vitrage [%]	U moy [W.m ⁻² .K ⁻¹]	τ_{\perp} moy [-]
<i>F1</i>	2	2115	1385	2.929	62	1.4	0.38
<i>F2</i>	2	2115	2285	4.833	78	1.31	0.47
<i>F3</i>	2	2115	985	2.083	66	1.36	0.4
<i>F4</i>	2	1015	585	0.594	44	1.49	0.28
<i>F5</i>	2	1015	785	0.797	52	1.45	0.32
<i>F6</i>	2	915	985	0.901	55	1.43	0.34
<i>F7</i>	3	1015	785	0.797	52	1.29	0.25
<i>F8</i>	3	1015	585	0.594	44	1.37	0.21

TABLEAU B.3 – Compositions des parois et caractéristiques thermo-physiques des couches de matériaux constitutifs

Parois	Matériaux	Caractéristiques					
		λ $\left[\frac{\text{W}}{\text{m.K}} \right]$	ρ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	C_p $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \right]$	e [m]	R $\left[\frac{\text{m}^2.\text{K}}{\text{W}} \right]$	U $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \right]$
<i>PvExt</i>	Crépis	0.700	1400	1001	0.015	0.021	46.667
	Polystyrène extrudé	0.030	35	1400	0.200	6.667	0.150
	Enduit hydrofuge	1.000	1800	1001	0.015	0.015	66.667
	Voile béton	1.750	2300	922	0.150	0.086	11.667
	Plâtre gypse	0.430	1200	1001	0.010	0.023	43.000
	Total				0.390	6.812	0.147
<i>PvVS</i>	Polystyrène extrudé	0.029	35	1400	0.200	6.897	0.145
	Enduit hydrofuge	1.000	1800	1001	0.015	0.015	66.667
	Voile béton	1.750	2300	922	0.150	0.086	11.667
	Enduit hydrofuge	1.000	1800	1001	0.015	0.015	66.667
	Polystyrène extrudé	0.029	35	1400	0.200	6.897	0.145
	Total				0.580	13.909	0.072
<i>Pignons</i>	Crépis	0.700	1400	1001	0.015	0.021	46.667
	Polystyrène extrudé	0.030	35	1400	0.200	6.667	0.150
	Enduit hydrofuge	1.000	1800	1001	0.015	0.015	66.667
	Voile béton	1.750	2300	922	0.150	0.086	11.667
	Laine de verre	0.032	12	839	0.100	3.125	0.320
	Total				0.480	9.914	0.101
<i>PB</i>	Polystyrène extrudé	0.030	35	1400	0.200	6.667	0.150
	Dalle béton armé	2.500	2400	1001	0.160	0.064	15.625
	Chape béton	1.750	2400	878	0.080	0.046	21.875
	Carrelage	0.410	1200	1001	0.010	0.024	41.000
	Total				0.450	6.801	0.147
<i>PI</i>	Plaque de plâtre	0.325	850	799	0.013	0.040	25.000
	Lame d'air	0.938	1	1224	0.150	0.160	6.253
	Entrevous béton	1.053	800	648	0.200	0.190	5.265
	Chape béton	1.750	2400	878	0.080	0.046	21.875
	Carrelage	0.410	1200	1001	0.010	0.024	41.000
	Total				0.453	0.460	2.174
<i>PH</i>	Plaque de plâtre	0.325	850	799	0.013	0.040	25.000
	Lame d'air	0.938	1	1224	0.150	0.160	6.253
	Laine de verre	0.035	12	839	0.400	11.429	0.088
	Total				0.563	11.628	0.086
<i>Cloisons</i>	Plaque de plâtre	0.430	1200	1001	0.015	0.035	28.667
	Laine de verre	0.041	25	1030	0.040	0.976	1.025
	Plaque de plâtre	0.430	1200	1001	0.015	0.035	28.667
	Total				0.070	1.045	0.957
<i>Sol</i>	Argile/Limon	1.500	1500	2084	1.000	0.667	1.500
	Total				1.000	0.667	1.500
<i>Pilier</i>	Béton banché	1.750	2300	922	0.150	0.086	11.667
	Total				0.150	0.086	11.667
<i>Toiture</i>	Tuiles terre cuite	2.2	2700	752	0.015	0.007	146.667
	Total				0.015	0.007	146.667

TABLEAU B.4 – Ponts thermiques recensés en utilisant la convention « mi-béton » vers l'extérieur (EXT) et les locaux non-chauffés (LNC)

Zone	Type pont thermique	Ψ_{lin} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	L [m]	Ψ [W.K ⁻¹]	EXT [W.K ⁻¹]	LNC [W.K ⁻¹]
<i>Salon</i>	Angle sortant	0.034	5.680	0.195	0.195	0
	Plancher bas	0.092	11.085	1.020	0.525	0.495
	Plancher intermédiaire	0.021	6.443	0.132	0.132	0
	Seuils de porte	0.450	5.600	2.522	1.803	0.719
	Appuit menuiseries	0.360	1.800	0.648	0.648	0
	Linteau menuiseries	0.040	7.400	0.296	0.296	0
	Tableaux menuiseries	0.040	16.900	0.676	0.676	0
<i>Cellier</i>	Angle sortant	0.034	2.840	0.097	0.097	0
	Plancher bas	0.092	5.200	0.478	0.246	0.232
	Plancher intermédiaire	0.021	2.600	0.053	0.053	0
	Appuit menuiseries	0.360	0.800	0.288	0.288	0
	Linteaux menuiseries	0.040	0.800	0.032	0.032	0
	Tableaux menuiseries	0.040	2.100	0.084	0.084	0
<i>Dgt RDC</i>	Plancher bas	0.092	1.870	0.172	0.089	0.083
	Plancher intermédiaire	0.021	0.935	0.019	0.019	0
	Appuit menuiseries	0.360	0.600	0.216	0.216	0
	Linteaux menuiseries	0.040	0.600	0.024	0.024	0
	Tableaux menuiseries	0.040	2.100	0.084	0.084	0
<i>Hall</i>	Angle sortant	0.034	2.840	0.097	0.097	0
	Seuils de porte	0.450	1.000	0.450	0.322	0.128
	Linteaux menuiseries	0.040	1.000	0.040	0.040	0
	Tableaux menuiseries	0.040	4.300	0.172	0.172	0
	Plancher bas	0.092	3.315	0.305	0.157	0.148

	Plancher intermédiaire	0.021	4.315	0.088	0.088	0
<i>Chambre 1</i>	Angle sortant	0.034	2.620	0.090	0.090	0
	Plancher intermédiaire	0.021	6.115	0.125	0.125	0
	Plancher haut	0.064	7.115	0.457	0.292	0.165
	Seuils de porte	0.498	1.000	0.498	0.498	0
	Linteaux menuiseries	0.040	1.000	0.040	0.040	0
	Tableaux menuiseries	0.040	4.300	0.172	0.172	0
<i>Chambre 2</i>	Angle sortant	0.034	2.620	0.090	0.090	0
	Plancher intermédiaire	0.021	5.600	0.115	0.115	0
	Plancher haut	0.064	7.000	0.449	0.287	0.162
	Seuils de porte	0.498	1.400	0.697	0.697	0
	Linteaux menuiseries	0.040	1.400	0.056	0.056	0
	Tableaux menuiseries	0.040	4.300	0.172	0.172	0
<i>Chambre 3</i>	Angle sortant	0.034	2.620	0.090	0.090	0
	Plancher intermédiaire	0.021	5.600	0.115	0.115	0
	Plancher haut	0.064	7.000	0.449	0.287	0.162
	Seuils de porte	0.498	1.400	0.697	0.697	0
	Linteaux menuiseries	0.040	1.400	0.056	0.056	0
	Tableaux menuiseries	0.040	4.300	0.172	0.172	0
<i>Dgt R+1</i>	Plancher haut	0.064	1.870	0.120	0.077	0.043
	Appuit menuiseries	0.360	0.600	0.216	0.216	0
	Linteaux menuiseries	0.040	0.600	0.024	0.024	0
	Tableaux menuiseries	0.040	2.100	0.084	0.084	0
<i>Sdb</i>	Angle sortant	0.034	2.650	0.091	0.091	0
	Plancher intermédiaire	0.021	5.015	0.103	0.103	0
	Plancher haut	0.064	5.015	0.322	0.206	0.116
	Appuit menuiseries	0.360	1.200	0.432	0.432	0
	Linteaux menuiseries	0.040	1.200	0.048	0.048	0
	Tableaux menuiseries	0.040	4.200	0.168	0.168	0

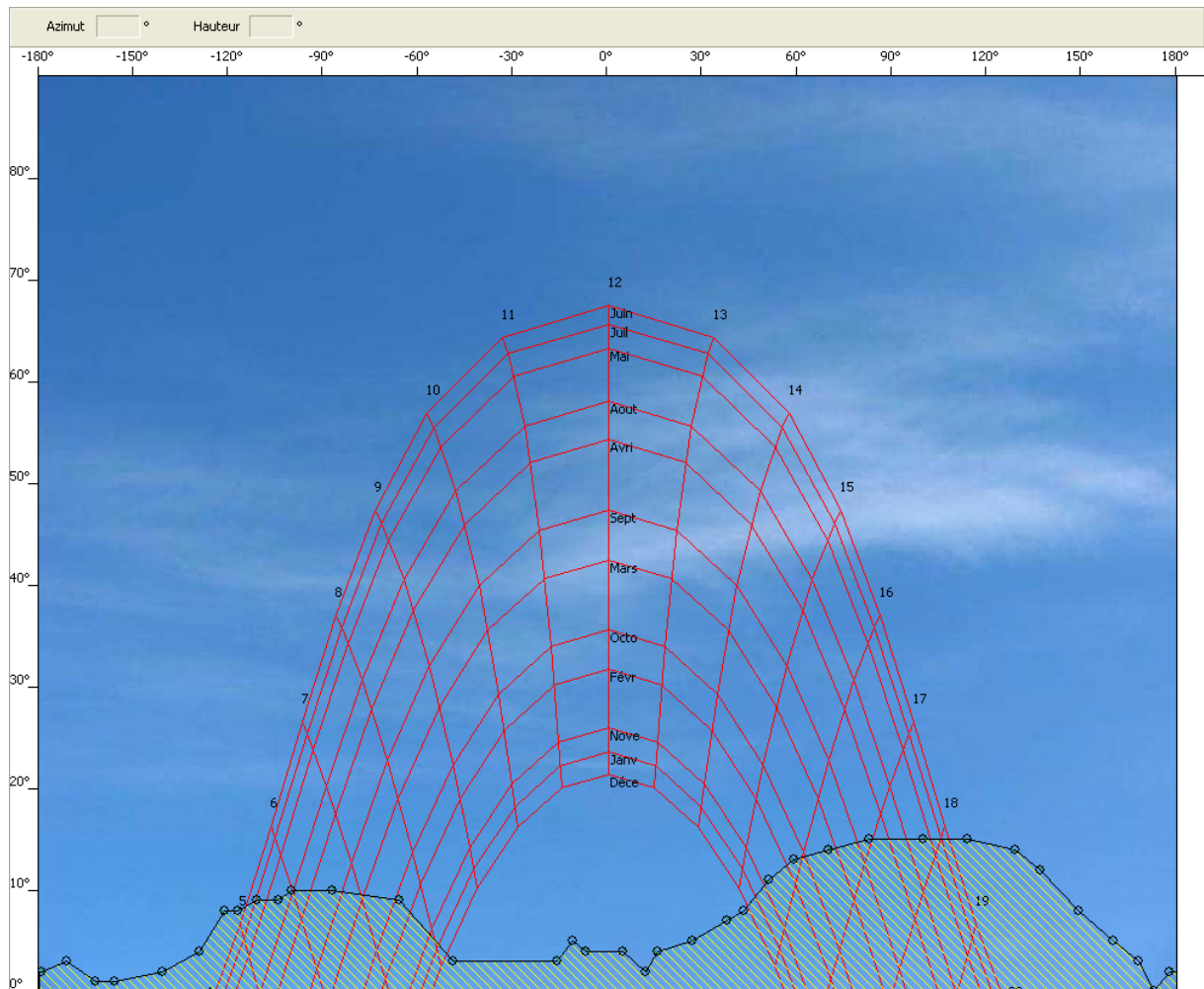


FIGURE B.4 – *Visualisation des masques lointains du site de la plateforme INCAS au Bourget du Lac et de la course du soleil en fonction des mois de l'année (logiciel Carnaval associé à Pléiades+Comfie)*

TABLEAU B.5 – Valeurs hautes, basses et de référence pour les 153 facteurs d'entrée considérés lors du criblage de Morris

n°	Description	Nom	VB	Vref	VH	Unité
1	Albébo du sol	Alb	0.30	0.35	0.40	[–]
2	Latitude	Lat	45.596	45.642	45.687	[°]
3	Longitude	Lon	-5.869	-5.875	-5.881	[°]
4	Température du sol	Tsol	7	9	11	[°C]
5	Text	Text	0	0.5	1	[°C]
6	Gh	Gh	-5	0	5	[%]
7	Dh	Dh	-5	0	5	[%]
8	Orientation (par rapport à axe Sud)	Or	-17	-15	-13	[°]
9	Hauteur du bâtiment	H	627	632	637	[cm]
10	Longueur (Axe Est/Ouest)	L	821	826	831	[cm]
11	Largeur du bâtiment (Axe Nord/Sud)	l	721	726	731	[cm]
12	Consigne de température 20°	Tc20	19.5	20.0	20.5	[°C]
13	Consigne de température 24°	Tc24	23.5	24.0	24.5	[°C]
14	Taux d'infiltration	Qv-inf	0.027	0.030	0.033	[vol.h ⁻¹]
15	Débit de la VMC nominal (110)	Qv-nom1	93.5	110.0	126.5	[m ³ .h ⁻¹]
16	Débit de la VMC fort (160)	Qv-nom2	136	160	184	[m ³ .h ⁻¹]
17	Débit ventilation "naturelle" Combles	Qv-combles	2	3	4	[vol.h ⁻¹]
18	Débit ventilation "naturelle" VS	Qv-vs	0.5	1.0	1.5	[vol.h ⁻¹]
19	Puissance dissipée des appareils Salon	Pd-salon	28.50	30.00	31.50	[W]
20	Puissance dissipée des appareils Cellier	Pd-cellier	56.05	59.00	61.95	[W]
21	Puissance dissipée des appareils Hall	Pd-hall	75.05	79.00	82.95	[W]
22	Puissance dissipée des appareils Ch2	Pd-ch2	9.50	10.00	10.50	[W]
23	Puissance dissipée des appareils Sdb	Pd-sdb	28.50	30.00	31.50	[W]
24	Puissance de chauffage	Pch-nom	1140	1200	1260	[W]
25	Uw menuiserie IBB - F1	Uw-F1	1.33	1.40	1.47	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
26	Uw menuiserie IBB - F2	Uw-F2	1.25	1.31	1.38	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
27	Uw menuiserie IBB - F3	Uw-F3	1.29	1.36	1.42	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

28 Uw menuiserie IBB - F4	Uw-F4	1.41	1.49	1.56	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
29 Uw menuiserie IBB - F5 Combles	Uw-F5c	1.39	1.46	1.54	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
30 Uw menuiserie IBB - F5 Salon	Uw-F5s	1.37	1.44	1.52	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
31 Uw menuiserie IBB - F6	Uw-F6	1.36	1.43	1.50	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
32 Uw menuiserie IBB - F7	Uw-F7	1.23	1.29	1.36	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
33 Uw menuiserie IBB - F8	Uw-F8	1.30	1.37	1.44	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
34 Uw menuiserie IBB - Porte bois intérieure	Uw-PorteInt	4.75	5.00	5.25	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
35 Uw menuiserie IBB - Porte bois extérieure	Uw-PorteExt	1.14	1.20	1.26	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
36 Sw menuiserie IBB - F1	Sw-F1	2.92	2.95	2.98	$[m^2]$
37 Sw menuiserie IBB - F2	Sw-F2	4.81	4.85	4.90	$[m^2]$
38 Sw menuiserie IBB - F3	Sw-F3	2.08	2.10	2.12	$[m^2]$
39 Sw menuiserie IBB - F4	Sw-F4	0.60	0.60	0.61	$[m^2]$
40 Sw menuiserie IBB - F5 Combles	Sw-F5c	0.80	0.81	0.81	$[m^2]$
41 Sw menuiserie IBB - F5 Salon	Sw-F5s	0.80	0.81	0.81	$[m^2]$
42 Sw menuiserie IBB - F6	Sw-F6	0.90	0.91	0.92	$[m^2]$
43 Sw menuiserie IBB - F7	Sw-F7	0.80	0.81	0.81	$[m^2]$
44 Sw menuiserie IBB - F8	Sw-F8	0.60	0.60	0.61	$[m^2]$
45 Sw menuiserie IBB - Porte bois intérieure	Sw-PorteInt	1.68	1.69	1.71	$[m^2]$
46 Sw menuiserie IBB - Porte bois extérieure	Sw-PorteExt	2.13	2.15	2.17	$[m^2]$
47 Résistance thermique des occultations	Rocc	0.1	0.2	0.3	$[m^2.K.W^{-1}]$
48 Facteur d'occultation	Focc	90	95	100	[%]
49 Emissivité de Toiture sous PV	EpsToit	0.40	0.50	0.60	[-]
50 Emissivité de Peinture blanche	EpsPeintBl	0.86	0.91	0.96	[-]
51 Emissivité de Couleur lisse brun	EpsPeintBr	0.86	0.90	0.95	[-]
52 Emissivité de Enduit	EpsEnduit	0.86	0.90	0.95	[-]
53 Absorptivité de Toiture sous PV	AlphaToit	0.10	0.20	0.30	[-]
54 Absorptivité de Peinture Blanche	AlphaPeintBl	0.17	0.20	0.23	[-]
55 Absorptivité de Couleur lisse brun	AlphaPeintBr	0.60	0.70	0.81	[-]
56 Absorptivité de Enduit	AlphaEnduit	0.55	0.65	0.75	[-]
57 Facteur solaire vitrage IBB - F1	Sg-F1	57.00	60.00	63.00	[%]
58 Facteur solaire vitrage IBB - F2	Sg-F2	57.00	60.00	63.00	[%]

59	Facteur solaire vitrage IBB - F3	Sg-F3	57.00	60.00	63.00	[%]
60	Facteur solaire vitrage IBB - F4	Sg-F4	57.00	60.00	63.00	[%]
61	Facteur solaire vitrage IBB - F5 Combles	Sg-F5c	57.00	60.00	63.00	[%]
62	Facteur solaire vitrage IBB - F5 Rdc	Sg-F5s	57.00	60.00	63.00	[%]
63	Facteur solaire vitrage IBB - F6	Sg-F6	57.00	60.00	63.00	[%]
64	Facteur solaire vitrage IBB - F7	Sg-F7	42.75	45.00	47.25	[%]
65	Facteur solaire vitrage IBB - F8	Sg-F8	42.75	45.00	47.25	[%]
66	Epaisseur Polystyrène extrudé Styrofoam	e-PolystPb	19.50	20.00	20.50	[cm]
67	Epaisseur Dalle plein en béton armé	e-Dalle	15.50	16.00	16.50	[cm]
68	Epaisseur Chape béton	e-Chape	7.50	8.00	8.50	[cm]
69	Epaisseur Carrelage	e-Carrelage	0.95	1.00	1.05	[cm]
70	Epaisseur Placoplatre BA 13	e-Placo	1.24	1.30	1.37	[cm]
71	Epaisseur Lamé d'air 15 cm	e-LameAir	14.50	15.00	15.50	[cm]
72	Epaisseur Plancher hourdis (16+4)	e-PIPoutrelles	19.50	20.00	20.50	[cm]
73	Epaisseur Plâtre gypse (1cm)	e-Platre	0.95	1.00	1.05	[cm]
74	Epaisseur Laine de verre	e-LDV	3.80	4.00	4.20	[cm]
75	Epaisseur Crépis	e-Crepis	1.43	1.50	1.58	[cm]
76	Epaisseur Polystyrène extrudé Wallmate	e-PolystMur	19.50	20.00	20.50	[cm]
77	Epaisseur Enduit hydrofuge	e-Enduit	1.43	1.50	1.58	[cm]
78	Epaisseur Béton banché	e-BB	14.50	15.00	15.50	[cm]
79	Epaisseur LDV ISOCONFORT 35	e-LDV35	39.50	40.00	40.50	[cm]
80	Epaisseur Tuiles Terre Cuite	e-Tuiles	1.43	1.50	1.58	[cm]
81	Epaisseur LDV ISOCONFORT 32	e-LDV32	9.50	10.00	10.50	[cm]
82	Epaisseur Polystyrène Roofmate	e-PolystToit	19.50	20.00	20.50	[cm]
83	Epaisseur Argile ou limon	e-Terre	95.00	100.00	105.00	[cm]
84	λ Polystyrène extrudé Styrofoam	λ -PolystPb	0.027	0.030	0.033	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
85	λ Dalle plein en béton armé	λ -Dalle	2.34	2.50	2.66	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
86	λ Chape béton	λ -Chape	1.60	1.75	1.90	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
87	λ Carrelage	λ -Carrelage	0.36	0.41	0.46	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
88	λ Placoplatre BA 13	λ -Placo	0.28	0.33	0.38	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
89	λ Lamé d'air 15 cm	λ -LameAir	0.84	0.94	1.03	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
90	λ Plancher poutrelles + hourdis (16+4)	λ -PIPoutrelles	0.96	1.05	1.14	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

91	λ Plâtre gypse (1cm)	λ -Platre	0.38	0.43	0.48	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
92	λ Laine de verre	λ -LDV	0.038	0.041	0.044	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
93	λ Crépis	λ -Crepis	0.62	0.70	0.78	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
94	λ Polystyrène extrudé Wallmate	λ -PolystMur	0.027	0.030	0.033	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
95	λ Enduit hydrofuge	λ -Enduit	0.92	1.00	1.77	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
96	λ Béton banché	λ -BB	1.60	1.75	1.90	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
97	λ LDV ISOCONFORT 35	λ -LDV35	0.032	0.035	0.039	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
98	λ Tuiles Terre Cuite	λ -Tuiles	2.11	2.20	2.29	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
99	λ LDV ISOCONFORT 32	λ -LDV32	0.029	0.032	0.035	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
100	λ Polystyrène Roofmate	λ -PolystToit	0.026	0.029	0.032	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
101	λ Argile ou limon	λ -Terre	1.35	1.50	1.65	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
102	C_{vol} Polystyrène extrudé Styrofoam	Cvol-PolystPb	44	49	54	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
103	C_{vol} Dalle plein en béton armé	Cvol-Dalle	2181	2400	2619	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
104	C_{vol} Chape béton	Cvol-Chape	1891	2112	2333	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
105	C_{vol} Carrelage	Cvol-Carrelage	1090	1200	1310	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
106	C_{vol} Placoplatre BA 13	Cvol-Placo	599	679	759	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
107	C_{vol} Lame d'air 15 cm	Cvol-LameAir	1.1	1.2	1.3	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
108	C_{vol} Plancher poutrelles + hourdis (16+4)	Cvol-PIPoutrelles	443	518	593	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
109	C_{vol} Plâtre gypse (1cm)	Cvol-Platre	1088	1200	1312	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
110	C_{vol} Laine de verre	Cvol-LDV	22	26	29	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
111	C_{vol} Crépis	Cvol-Crepis	1267	1400	1533	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
112	C_{vol} Polystyrène extrudé Wallmate	Cvol-PolystMur	44	49	54	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
113	C_{vol} Enduit hydrofuge	Cvol-Enduit	1631	1800	1969	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
114	C_{vol} Béton banché	Cvol-BB	1906	2116	2326	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
115	C_{vol} LDV ISOCONFORT 35	Cvol-LDV35	7	10	13	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
116	C_{vol} Tuiles Terre Cuite	Cvol-Tuiles	1941	2033	2125	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
117	C_{vol} LDV ISOCONFORT 32	Cvol-LDV32	7	10	13	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
118	C_{vol} Polystyrène Roofmate	Cvol-PolystToit	44	49	54	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
119	C_{vol} Argile ou limon	Cvol-Terre	2906	3128	3349	$[kJ.m^{-3}.K^{-1}]$
120	$h_{c,int}$ plancher bas sur Vide Sanitaire	hciPbVS	1.42	1.78	2.14	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
121	$h_{c,int}$ plancher haut sur Grenier ventilé	hciPhGV	3.67	4.59	5.51	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
122	h_c plancher intermédiaire	hcPi	0.90	3.00	3.00	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$

123	$h_{c,int}$ paroi verticale (PvExt, PvIntérieure, PvInterne)	hciPv	1.00	3.29	6.00	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
124	$h_{c,int}$ paroi en contact avec le sol	hciSol	1.00	4.59	6.00	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
125	$h_{c,ext}$ paroi verticale exposition normale	hcePvExt	5.60	14.90	24.67	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
126	$h_{c,int}$ plancher bas sur Vide Sanitaire	hcePbVS	2.66	3.33	4.00	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
127	$h_{c,int}$ plancher haut sur Grenier ventilé	hcePhGV	3.20	4.00	4.80	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
128	$h_{r,int}$ plancher bas sur Vide Sanitaire	hriPbVS	3.91	4.89	5.87	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
129	$h_{r,int}$ plancher haut sur Grenier ventilé	hriPhGV	3.87	4.84	5.81	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
130	h_r plancher intermédiaire	hrPi	4.00	5.00	6.00	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
131	$h_{r,int}$ paroi verticale (PvExt, PvIntérieure, PvInterne)	hriPv	4.84	4.84	5.13	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
132	$h_{r,int}$ paroi en contact avec le sol	hriSol	4.89	4.89	5.13	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
133	$h_{r,ext}$ paroi verticale exposition normale	hrePvExt	3.30	3.30	4.63	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
134	$h_{r,int}$ plancher bas sur Vide Sanitaire	hrePbVS	2.34	2.92	3.50	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
135	$h_{r,int}$ plancher haut sur Grenier ventilé	hrePhGV	2.51	3.14	3.77	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
136	Pont thermique Salon ↔ Ext	Psi-SalExt	3.85	4.27	4.69	$[W.K^{-1}]$
137	Pont thermique Salon ↔ VS	Psi-SalVs	1.04	1.21	1.38	$[W.K^{-1}]$
138	Pont thermique Cellier ↔ Ext	Psi-CelExt	0.61	0.80	0.99	$[W.K^{-1}]$
139	Pont thermique Cellier ↔ VS	Psi-CelVs	0.15	0.23	0.31	$[W.K^{-1}]$
140	Pont thermique DgtRdj ↔ Ext	Psi-DgtRdjExt	0.38	0.43	0.48	$[W.K^{-1}]$
141	Pont thermique DgtRdj ↔ VS	Psi-DgtRdjVs	0.05	0.08	0.11	$[W.K^{-1}]$
142	Pont thermique Hall ↔ Ext	Psi-HallExt	0.68	0.88	1.08	$[W.K^{-1}]$
143	Pont thermique Hall ↔ VS	Psi-HallVs	0.23	0.28	0.33	$[W.K^{-1}]$
144	Pont thermique Ch1 ↔ Ext	Psi-Ch1Ext	1.05	1.22	1.39	$[W.K^{-1}]$
145	Pont thermique Ch1 ↔ Combles	Psi-Ch1Comb	0.14	0.16	0.18	$[W.K^{-1}]$
146	Pont thermique Ch2 ↔ Ext	Psi-Ch2Ext	1.26	1.42	1.58	$[W.K^{-1}]$
147	Pont thermique Ch2 ↔ Combles	Psi-Ch2Comb	0.14	0.16	0.18	$[W.K^{-1}]$
148	Pont thermique Ch3 ↔ Ext	Psi-Ch3Ext	1.26	1.42	1.58	$[W.K^{-1}]$
149	Pont thermique Ch3 ↔ Combles	Psi-Ch3Comb	0.14	0.16	0.18	$[W.K^{-1}]$
150	Pont thermique DgtR+1 ↔ Ext	Psi-DgtR+1Ext	0.36	0.40	0.44	$[W.K^{-1}]$
151	Pont thermique DgtR+1 ↔ Combles	Psi-DgtR+1Comb	0.04	0.04	0.04	$[W.K^{-1}]$
152	Pont thermique Sdb ↔ Ext	Psi-SdbExt	0.90	1.05	1.20	$[W.K^{-1}]$
153	Pont thermique Sdb ↔ Combles	Psi-SdbComb	0.11	0.12	0.13	$[W.K^{-1}]$

TABLEAU B.6 – État de l’art des coefficients d’échanges superficiels convectifs et radiatifs intérieurs et extérieurs couramment rencontrés dans la littérature (*GV* pour grenier ventilé, *VS* pour vide sanitaire) en $[W.m^{-2}.K^{-1}]$

European Solar Handbook [Achard et Gicquel, 1986]								
	$h_{conv,i,int}$	$h_{rad.GLO,i,int}$	$h_{conv,i,ext}$			$h_{rad.GLO,i,ext}$		
			A	N	S	A	N	S
<i>PvExt</i>	3.29	4.84	9.1	14.9	33.3	3.4	3.3	0
<i>PhExt</i>	4.59	4.84	11.1	18.9	50	3.2	3.3	0
<i>PhGV</i>	4.59	4.84		4			3.14	
<i>PbExt</i>	1.78	4.89		20			0	
<i>PbVS</i>	1.78	4.89		3.33			2.92	
<i>Pi</i>	3	5			-			

ASHRAE Fundamentals [Parsons et al., 1989]						
	$h_{conv,i,int}$	$h_{rad.GLO,i,int}$	$h_{conv,i,ext}$		$h_{rad.GLO,i,ext}$	
			Smooth	Rough	Smooth	Rough
<i>PvExt</i>	3.16	5.13	16.37	24.67	4.63	4.63
<i>PhExt</i>	4.13	5.13			-	
<i>PbExt</i>	1	5.13			-	

Halcrow et al. [1990]			
	$h_{conv,i,int}$		
	MIN	MEAN	MAX
<i>PvExt</i>	1	3	6
<i>PhExt</i>	1	4.3	6
<i>PbExt</i>	0.1	1.5	1.2

Brun et al. [2009]		
	$h_{conv,i,int}$	$h_{conv,i,ext}$
<i>PvExt</i>	1.1	5.6
<i>PhExt</i>	1	3.6
<i>PbExt</i>	1	2.4
<i>Pi</i> (flux ↑)	1	1.3
<i>Pi</i> (flux ↓)	0.9	-

TABLEAU B.7 – Valeurs hautes, basses et de références concernant les coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs GLO, intérieurs et extérieurs, en $[W.m^{-2}.K^{-1}]$

	$h_{conv,i,int}$			$h_{rad.GLO,i,int}$		
	VB	Vref	VH	VB	Vref	VH
<i>PvExt</i>	1.00	3.29	6.00	4.84	4.84	5.13
<i>PhExt</i>	1.00	4.59	6.00	4.84	4.84	5.13
<i>PhGV</i>	3.67	4.59	5.51	3.87	4.84	5.81
<i>PbExt</i>	0.10	1.78	1.78	4.89	4.89	5.13
<i>PbVS</i>	1.42	1.78	2.14	3.91	4.89	5.87
<i>Pi</i>	0.90	3.00	3.00	4.00	5.00	6.00

	$h_{conv,i,ext}$			$h_{rad.GLO,i,ext}$		
	VB	Vref	VH	VB	Vref	VH
<i>Abrité</i>	7.28	9.10	10.92	2.72	3.40	4.08
<i>PvExt Normal</i>	5.60	14.90	24.67	3.30	3.30	4.63
<i>Sévère</i>	26.64	33.30	39.96	0.00	0.00	0.00
<i>Abrité</i>	8.88	11.10	13.32	2.56	3.20	3.84
<i>PhExt Normal</i>	3.60	18.90	18.90	2.64	3.30	3.96
<i>Sévère</i>	40.00	50.00	60.00	0.00	0.00	0.00
<i>PhGV -</i>	3.20	4.00	4.80	2.51	3.14	3.77
<i>PbExt -</i>	2.40	20.00	20.00	0.00	0.00	0.00
<i>PbVS -</i>	2.66	3.33	4.00	2.34	2.92	3.50

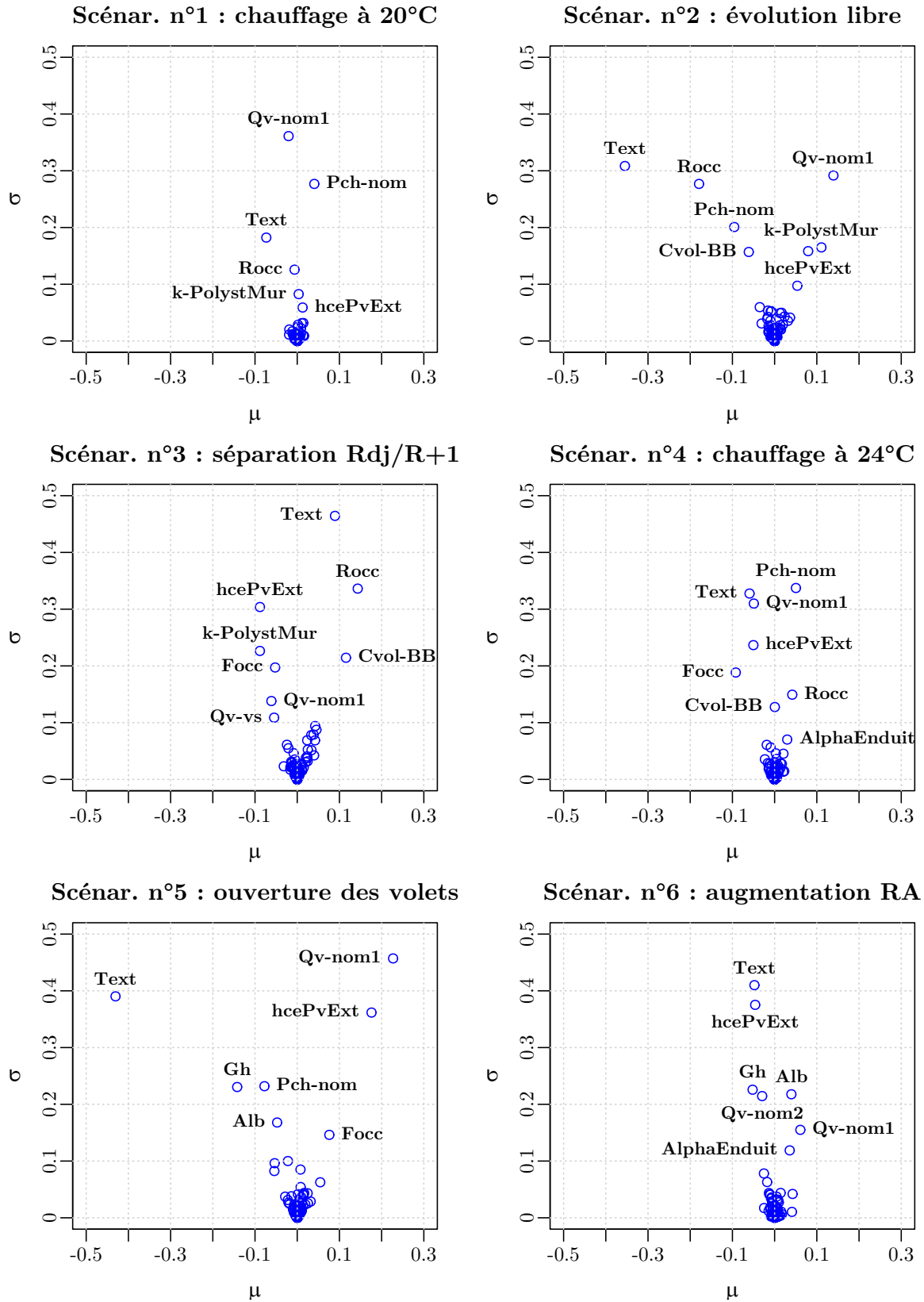


FIGURE B.5 – σ [°C] vs μ [°C] évalués à partir de la PSB pour les six scénarios du protocole expérimental

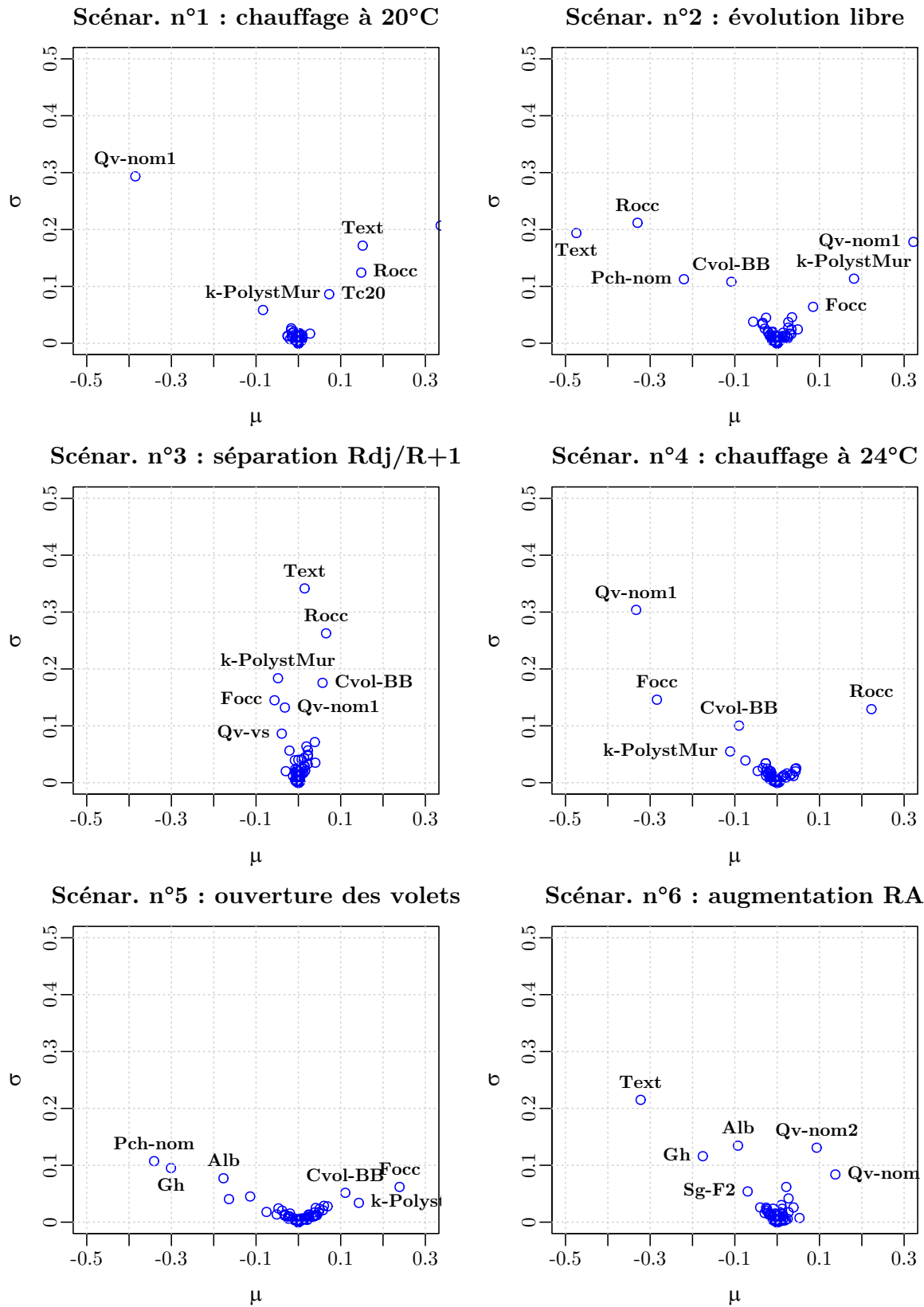


FIGURE B.6 – σ [$^{\circ}\text{C}$] vs μ [$^{\circ}\text{C}$] évalués à partir de la *PST* Conv* pour les six scénarios du protocole expérimental

Étude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments

Résumé : Étant de plus en plus isolés, les bâtiments très performants sont très sensibles aux apports solaires transmis par les vitrages ainsi qu'aux apports internes. Dans ce contexte, l'inertie thermique peut être utile en stockant l'énergie excédentaire et en réduisant les variations de température, améliorant ainsi le confort thermique.

Évaluer la performance énergétique, environnementale et le confort thermique des bâtiments nécessite des outils de simulation thermique dynamique (STD) fiables. Historiquement, les modélisateurs ont essayé de trouver un compromis approprié entre précision et efficacité. Des hypothèses simplificatrices ont alors été intégrées dans les outils STD et ont un lien étroit avec l'inertie thermique. La validité de telles hypothèses, notamment la globalisation des échanges convectifs et radiatifs GLO intérieurs, ou la distribution forfaitaire des apports solaires transmis par les vitrages nécessitent particulièrement d'être remises en questions dans le contexte des bâtiments très isolés.

Ainsi, un modèle découplant les échanges convectifs et radiatifs GLO ainsi qu'un modèle de suivi de la tache solaire (modèles détaillés) ont été implémentés dans une plateforme de simulation mettant en œuvre l'analyse modale et une discrétisation par volumes finis.

Une première comparaison entre les modèles détaillés et simplifiés a été réalisée sur des cas d'études du « BESTEST », intégrant aussi des résultats d'outils STD de référence au niveau international (EnergyPlus, ESP-r, TRNSYS). Un travail similaire a été réalisé sur le cas d'une maison passive instrumentée (plateforme INCAS à Chambéry) en utilisant des techniques d'analyses d'incertitudes et de sensibilité. Les résultats montrent qu'une tendance à la baisse concernant les besoins de chauffage et de refroidissement existe en ce qui concerne les modèles détaillés considérés ici. D'autre part, il semble que ces modèles détaillés ne contribuent pas à diminuer significativement les écarts entre les simulations et les mesures.

Mots clés : bâtiment, inertie thermique, performance énergétique, transferts de chaleur convectifs et radiatifs GLO intérieurs, tache solaire, validation numérique et empirique, analyses de sensibilité et d'incertitude.

Study of the impact of thermal mass on the energy performance of buildings

Abstract : Being highly insulated, low energy buildings are very sensitive to variable solar and internal gains. In this context, thermal mass is useful by storing surplus energy and reducing temperature variation, thus improving thermal comfort.

Assessing energy, environmental and thermal comfort performances requires reliable building dynamic thermal simulation (DTS) tools. Historically, model developers have tried to find a fair-trade between accuracy and simulation efficiency within a fit-to-purpose philosophy. Simplifying assumptions have therefore been integrated into DTS tools and have a close relation with thermal mass. The validity of such assumptions, for instance constant interior convective and infrared radiative superficial exchange coefficients, or fixed distribution of solar gains transmitted through windows, particularly need to be reassessed in the case of high performance buildings. Thus, a model decoupling convective and infrared radiative exchanges and a model describing properly the sunspot position (detailed models) have been implemented within a simulation platform based on modal analysis and finite volume discretization.

A first comparison between detailed and simplified models has been performed according to the « BESTEST », integrating also international DTS reference tools (EnergyPlus, ESP-r, TRNSYS). Similar work, but using uncertainty and sensitivity methods has been carried out using experimental measurements on a passive building (INCAS platform in Chambéry). The results show a trend for the detailed models studied here to estimate lower heating and cooling loads. Furthermore, it seems that these detailed models don't contribute to reduce significantly discrepancies between simulations and measurements.

Keywords : building, thermal mass, energy performance, superficial convective and infrared interior heat transfers, sunspot position, numerical and empirical validation, uncertainty and sensitivity analysis.