

UNIVERSITÉ DE GENÈVE

Section de physique

Centre universitaire d'étude
des problèmes de l'énergie

FACULTÉ DES SCIENCES

Professeur Nicolas GISIN

Docteur Bernard LACHAL

Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments

**Mesures in situ, modélisation analytique,
simulation numérique et analyse systémique**

THÈSE

présentée à la Faculté des sciences de l'Université de Genève
pour obtenir le grade de docteur ès sciences, mention interdisciplinaire

par

Pierre HOLLMULLER

de

Winterthour / ZH

Thèse No 3357

Genève

Atelier de reproduction de la Section de Physique

2002

La Faculté des sciences, sur le préavis de Messieurs N. GISIN, professeur ordinaire et directeur de thèse (Groupe de Physique Appliquée, GAP), B. LACHAL, docteur et codirecteur de thèse (Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie, CUEPE), S. ALVAREZ DOMINGUEZ, professeur (Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros - España) et C.A. ROULET, docteur (Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire d'énergie solaire et de physique du bâtiment), autorise l'impression de la présente thèse, sans exprimer d'opinion sur les propositions qui y sont énoncées.

Genève, le 25 juin 2002

Thèse - 3357 -



Le Doyen, Jacques WEBER

TABLE DES MATIERES

Introduction	1
1. Mesures in situ	3
1.1. Introduction	3
1.2. Stockage solaire à court terme en serres horticoles	3
Projet "Geoser"	3
Projet "Waedenswil"	5
1.3. Préchauffage et rafraîchissement par puits canadien	6
Projet "Caroubier"	6
Projet "Schwerzenbacherhof"	7
1.4. Techniques apparentées	8
Projet "Aymon"	8
Projet "Valère"	8
Projet "Costeau"	9
1.5. Système de mesure du projet "Geoser"	10
Remarques quant à la notation	10
Acquisition et traitement	10
Mesures	11
Validation des mesures par redondance	19
2. Paramètres physiques	25
2.1. But	25
2.2. Propriétés de l'air humide	25
2.3. Echange convectif air/tube	25
2.4. Propriétés thermique des sols	27
Capacité calorifique	27
Conductivité thermique	28
Transfert de chaleur par migration	28
3. Calcul analytique	29
3.1. Etat de l'art	29
3.2. Echangeur air/sol cylindrique soumis à input périodique	29
Nomenclature	29
Définition du problème	30
Formulation et résolution mathématique	31
Solution stationnaire	32
Solution périodique	34
3.3. Déphasage versus amortissement	44
Activation différenciée de la couche de sol	44
Déphasage à amortissement quasi nul : mise en évidence expérimentale	45
3.4. Règles de dimensionnement	46
Définition du problème	46
Effet général du choix de fréquence	46
Amortissement	47
Déphasage	49
3.5. Modélisation par transformée de Fourier	52
Méthode	52
Exemples	52
4. Modélisation numérique	57
4.1. Etat de l'art	57
4.2. Modèle dynamique à éléments finis	58
Nomenclature	58
Hypothèses et options retenues	59

Algorithme.....	60
4.3. Validation sur solution analytique	62
4.4. Validation sur mesures in situ	63
5. Echangeurs air/sol en boucle fermée : l'exemple du stockage solaire en serres horticoles.....	69
5.1. Introduction	69
5.2. Principe de fonctionnement.....	70
Analyse d'un jour type	70
Stock diffusif versus stock capacitif	71
Bilan thermique des serres : pertes et gains par l'enveloppe.....	73
5.3. Bilan annuel.....	76
Détermination du potentiel	76
Comparaison sur une période sans stockage.....	76
Comparaison sur une année de stockage	77
5.4. Optimisation	85
Méthode / hypothèses	85
Stockage en cuve	85
Stockage en sous-sol.....	86
5.5. Mise en service et suivi	88
6. Echangeurs air/sol en boucle ouverte : l'exemple des puits canadiens	91
6.1. Problématique / Etat de l'art	91
6.2. Préchauffage versus rafraîchissement	92
Contrainte climatique	92
Préchauffage : puits canadien versus récupérateur sur air vicié	93
Rafraîchissement : aération versus ventilation	93
Décomptes énergétiques	93
Exemple	95
Puits canadien versus ventilation nocturne.....	97
Rafraîchissement : décompte sur les heures les plus chaudes	98
Utilisation du potentiel de froid.....	100
6.3. Bilans globaux / autres flux	101
Diffusion de surface.....	101
Pertes de charge et consommation électrique	107
6.4. Etude paramétrique sur deux climats.....	108
Climats.....	108
Configurations géométriques et débits	109
Décomptes énergétiques	110
Résultats et discussion	114
Conclusions	117
Remerciements.....	119
Bibliographie.....	121

INTRODUCTION

L'utilisation d'échangeurs air/sol pour le préchauffage et le rafraîchissement des bâtiments remonte fort loin dans le temps, des civilisations anciennes utilisant déjà des hypocaustes. Plus récemment, un regain d'intérêt pour cette technique s'observe dans le milieu de la construction et de l'énergie, avec des utilisations variées telles que le stockage solaire (à court ou moyen terme), le puits canadiens (préchauffage / rafraîchissement du renouvellement d'air) ou encore le délestage thermique de pompes à chaleur air/air.

Dans la lignée du mode de recherche développé au Centre d'étude des problèmes de l'énergie (CUEPE) de l'Université de Genève, nous avons commencé à nous intéresser à cette problématique sur la base de projets concrets, implantés de façon pilote sur des bâtiments réels, dont nous avons assuré le suivi scientifique. C'est en cours d'analyse, par compulsions de la littérature tout comme au cours de discussions avec les professionnels de l'énergie, que nous nous sommes rendus compte :

- 1) du manque de compréhension des phénomènes physiques sous-jacents au problème abordé, ce qui expliquait l'absence de règles de dimensionnement simplifiées et la construction fréquente d'objets à posteriori reconnus comme étant surdimensionnés.
- 2) d'une compréhension erronée ou du moins incomplète de ce que représente la prestation thermique d'un échangeur air/sol, qui ne se limite pas à la mise en oeuvre d'un différentiel de température entrée/sortie
- 3) de l'absence quasi totale d'analyse systémique liée à l'intégration de tels objets dans un complexe plus vaste qui s'appelle bâtiment et système technique.

Dans ce contexte nous avons peu à peu été amené, en parallèle aux expertises menées sur des projets pilotes, à reposer les bases d'analyse systémique permettant d'évaluer la prestation énergétique d'échangeurs air/sol. Cette analyse a été menée tant sur la base des mesures récoltées que de simulations, effectuées avec un modèle numérique développé à cet effet. Une fois la compréhension des enjeux et ordre de grandeurs acquise, nous l'avons complétée par modélisation analytique, permettant de mettre en lumière les phénomènes physiques de base et de dégager quelques règles de dimensionnement simplifiées.

Pour des raisons de construction logique, au cours des pages qui suivent nous procéderons quasiment dans l'ordre inverse. Après une brève présentation des projets pilotes à la base de la recherche (Ch. 1), nous poserons directement les bases théoriques nécessaires à la compréhension et quantification des flux. Ainsi, après un rappel des paramètres physiques de base (Ch. 2), nous attaquerons le calcul analytique qui, en situation géométrique simplifiée, permet à la fois d'acquérir une bonne compréhension des phénomènes diffusifs à l'oeuvre et de dégager des "règles du pouce" utiles pour l'analyse des systèmes (Ch. 3). Cette approche permettra par ailleurs de mettre en lumière un phénomène à notre connaissance inconnu ou du moins inexploité à l'heure actuelle, dont nous anticipons déjà qu'il ouvrira de nouveaux types d'utilisation des échangeurs air/sol. Suivra la présentation du modèle numérique (Ch. 4), qui permet d'étendre la capacité de calcul à des géométries plus complexes et donc plus proches de la réalité. L'analyse systémique de l'utilisation des échangeurs air/sol se fera alors sur deux types d'utilisation distincte. Sur la base d'un gros travail de mesure, complété par de la simulation numérique, nous commencerons par étudier le potentiel du stockage diurne d'excès solaires en serres horticoles (Ch. 5), où nous aurons la chance de pouvoir comparer "en direct" le fonctionnement d'un stockage en sol de type diffusif avec un stockage en cuve de type capacitif. Contrairement au cas précédent, nous nous intéresserons alors à une utilisation en boucle ouverte, à savoir celle des puits canadiens, utilisés tant pour le préchauffage hivernal que le rafraîchissement estival (Ch. 6). En se focalisant tout d'abord sur le cas d'un climat d'Europe centrale, nous commencerons par décortiquer ce qui apparaîtra comme une asymétrie fondamentale entre ces deux prestations et poserons les bases d'une analyse énergétique complète de la prestation d'échangeurs air/sol couplés au bâtiment. Nous reviendrons alors à une vision moins locale en comparant le potentiel de rafraîchissement de différents types de configurations géométriques sous les climats de Genève et Séville.

Avant de se lancer dans le vif du sujet, il nous semble important de souligner que ce travail n'a été possible que grâce à la mise en réseau de toute une série de compétences, tant à l'intérieur du CUEPE qu'avec diverses autres institutions et personnes, qui seront remerciées suite aux conclusions. Afin de lever toute équivoque, nous précisons cependant tout de suite les quelques parties de cette présentation, liées au projet "Geoser", dont la paternité revient à des tiers : la compilation bibliographique introductive revient à Antoine REIST de la Station de recherche agronomique de Changins; la mise en place et l'étalonnage très soigné des sondes

revient à Javier GIL, ex collaborateur du CUEPE; la simulation numérique du stockage en cuve revient à Pierre JABOYEDOFF du bureau d'ingénieur Sorane.

1. MESURES IN SITU

1.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présenterons succinctement les projets pilote et démonstration qui sont à la base de cette étude sur les échangeurs air/sol, l'analyse de leur fonctionnement étant repris au fur et à mesure des chapitres qui suivent. Il s'agit pour la plupart de projets sur lesquels nous avons mené, personnellement ou en collaboration avec des collaborateurs du Centre universitaire des problèmes de l'énergie (CUEPE), des campagnes de mesure plus ou moins extensives. Sauf référence explicite dans le texte qui suit, ils ont dans leur intégralité été analysés par nos soins (Tab. 1). Certains des projets sont aujourd'hui encore en phase de monitoring ou d'analyse et ne seront mentionnés et décrits ici que dans le but d'ouvrir la porte sur des activités qui continuent à avoir lieu dans le domaine ou sur des techniques apparentées aux échangeurs air/sol classiques, ou qui peuvent présenter un intérêt particulier de par la mise en œuvre simplifiée (projets "Valère" et "Costeau")

Tab. 1 : Liste des projets pilotes analysés par nos soins

Projet	Utilisation	Prestation	Boucle	Fluide	Mesures		
					mois ¹⁾	minute ²⁾	responsable
Geoser	serre horticole	préchauffage	fermée	air	17	5	CUEPE/Hollmuller
Wädenswil	serre horticole	préchauffage	fermée	air	41 ³⁾	10	ISW Wädenswil
Caroubier	bâtiment locatif	préch./rafraîch.	ouverte	air	12	15	CUEPE/Hollmuller
Schwerzenbacherhof	bâtiment admin.	préch./rafraîch.	ouverte	air	24 ³⁾	60	EMPA
Aymon	bâtiment admin.	rafraîchissement	ouverte	air	3	15	CUEPE
Valère	château / musée	rafraîchissement	ouverte	air	1	15	CUEPE/Hollmuller
Costeau ⁴⁾	bâtiment admin.	préch./rafraîch.	ouv./ferm.	air / eau	12	15	CUEPE/Hollmuller

1) durée de la campagne de mesure

2) intervalle d'acquisition

3) dont 12 mois analysés

4) mesures / analyses en cours

Le projet "Geoser" occupant une place de choix en ce qui concerne la campagne de monitoring, tant par l'extension dans la durée que par la précision de mesure nécessaire (travail différentiels de température de quelques K seulement), nous dévouerons la dernière partie de ce chapitre à la description du système de monitoring mis en place, des étalonnages effectués, ainsi qu'à la validation des données récoltées.

1.2. Stockage solaire à court terme en serres horticoles

Projet "Geoser"

Sous mandat de l'Office fédéral de l'énergie [Hollmuller et al., 2002a], le but du projet GEOSER fut de construire et d'analyser simultanément trois serres récentes, de même construction et soumises à programme agronomique commun, dont deux seraient pourvues de systèmes de stockage à court terme de l'excédent solaire (l'un d'eux par échangeur air/sol).

Le projet a été réalisé à l'antenne valaisanne de la Station de recherches fédérale en production végétale de Changins, à Conthey (Centre des Fougères), dans la vallée du Rhône. Les trois serres (Fig. 1), orientées nord-sud et disposées en parallèle, sont de petites dimensions (12 x 8 m, hauteur latérale 2.8 m). Leur construction correspond à ce qui existe le plus couramment dans le pays. En acier avec cadres d'aluminium, elles sont couvertes en toiture de verre simple sélectif et latéralement de vitrages doubles. Un écran interne horizontal, à la hauteur des piédroits, assure l'isolation nocturne et la protection contre l'ensoleillement excessif. L'humidification, lorsque nécessaire, est assurée par un système de brumisation fine. Dans la serre témoin et la serre à air (stockage en terre effectué via un flux d'air) le chauffage de base est assuré par des aéroconvecteurs classiques (échangeurs eau/air à débit fixe) reliés à la centrale de chauffe à gaz. Dans la serre à eau (stockage en citerne assuré par une circulation d'eau) les aéroconvecteurs ont été

surdimensionnés afin de servir également d'échangeurs pour le stock (écart de température entrée/sortie bien plus faible qu'en mode chauffage) et se règlent par débit d'air progressif.

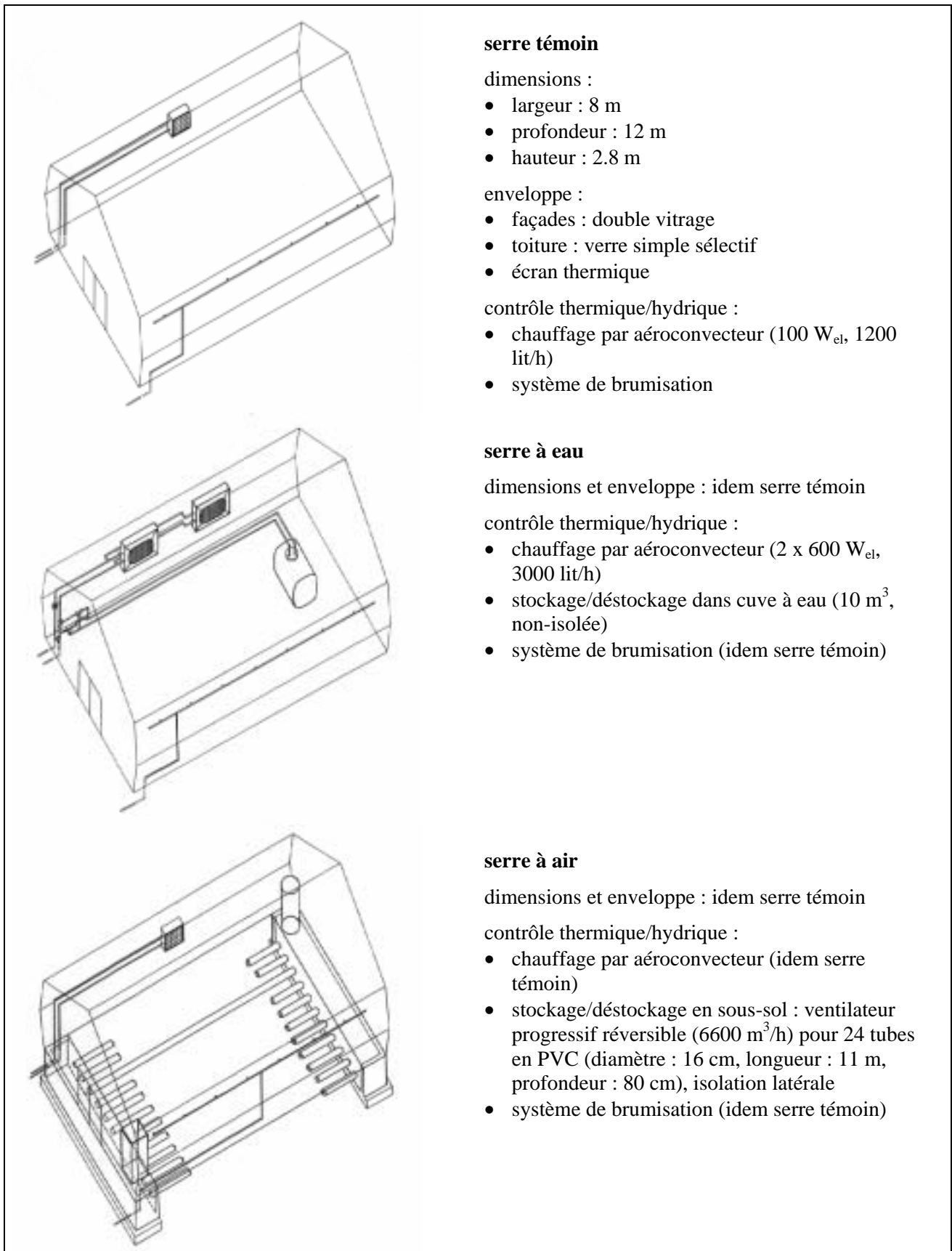


Fig. 1 : Schéma de construction et installations techniques des trois serres du projet "Geoser".

A cet équipement de base s'ajoute pour la serre à eau une citerne de 10 m³ non-isolée, enterrée sous la serre. Elle est reliée au circuit primaire par une pompe de brassage et un système de vannes trois voies permettant de contrôler le sens de la circulation d'eau lors des opérations de stockage/déstockage (stratification du stock).

Dans la serre à air, l'échangeur air/sol est constitué de 24 tubes de PVC enterrés à 80 cm sous la serre, le sous-sol étant isolé latéralement et la circulation d'air assurée par un ventilateur à débit variable et réversible (stratification du stock).

Un système de mesure très complet, décrit plus bas, a permis de récolter une centaine de variables différentes sur 17 mois et par pas de 5 minutes (fonctionnement très nerveux des serres, vu la faible capacité thermique).

Projet "Waedenswil"

En parallèle au projet "Geoser" une expérience similaire de stockage d'excédent solaire a eu lieu dans une serre de l'Ecole d'ingénieur de Waedenswil.

Il s'agit d'une serre horticole (culture hors-sol de tomates) de 206 m². L'hypocauste, d'une surface d'échange totale de 321 m², est composé de 43 tubes de 16 m de long enterrés à 50 cm sous terre. Le système d'aspiration de l'air est composé de deux entrées : une à deux mètres pour le déstockage, combinée à une seconde au faîte (au dessus de la toile de protection) pour le stockage. Les sorties d'air se font au niveau du sol. Le débit d'air est de 3600 m³/h pour une vitesse d'air d'environ 2 m/s.

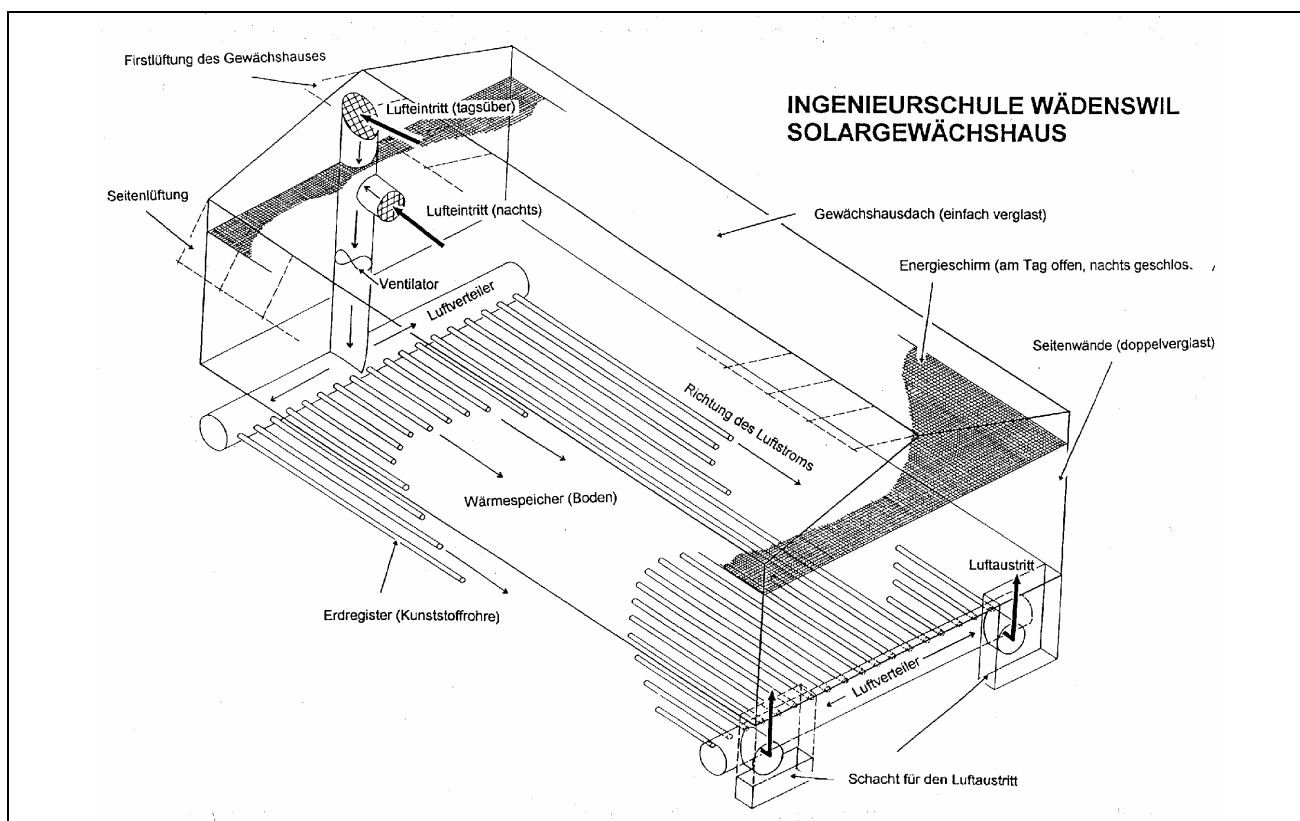


Fig. 2 ; Schéma de construction de la serre solaire du projet "Waedenswil".

Les mesure, effectuées sans suivi scientifique et regroupées sur un ensemble de fichiers séparés, ont été enregistrés depuis mars 1994 par l'automate de régulation et nous ont été transmises 2 ans plus tard. Nous ne pouvons pas nous prononcer sur leur précision, étant donné que nous n'avons pas effectué nous-mêmes l'installation et l'étalonnage des sondes. Cependant :

- Les valeurs d'humidité nous semblent peu fiables et dépassent parfois les 100%, ce qui indique un mauvais suivi des sondes (psychromètres, nécessitant un apport d'eau régulier)

- Les sondes de température du sol ont parfois été déplacées, ce qui les rend inutilisables pour l'estimation des flux échangés par diffusion entre le stock et la serre.
- Le débit d'air n'a pas été mesuré par la régulation. Nous l'avons mesuré après coup et de manière ponctuelle (par mesure sur un quadrillage au niveau des grilles de sortie du puits canadien) et l'avons mis en relation avec les valeurs d'état du ventilateur (on/off), sans pour autant avoir de mesure physique du fonctionnement de ce dernier.
- Les mesures présentent de nombreux trous, qu'il s'agit de combler avec des mesures de journées "similaires".

Malgré ces problèmes nous avons effectué une analyse la plus complète possible du système [Hollmuller et al., 1999], dont nous présenterons les résultats essentiels au Ch. 5.

1.3. Préchauffage et rafraîchissement par puits canadien

Projet "Caroubier"

L'immeuble résidentiel et commercial des « Caroubiers », à Genève (indice énergétique de chauffage de 250 MJ/m² pour 2'900 m² de plancher chauffés), est équipé de trois systèmes de préchauffage du renouvellement d'air (Fig. 3) : selon l'ensoleillement l'air frais (3'000/2'400 m³/h en périodes diurne/nocturne) est pris au puits canadien ou au collecteur solaire, tous deux couplés en aval à un récupérateur sur air vicié (ce dernier étant finalement éjecté dans le parking souterrain pour une dernière prestation thermique). Le puits canadien consiste en 49 tubes (diamètre : 12.5 cm, longueur : 50 m, entreaxe : 30 cm, surface d'échange totale : 980 m²) qui passent 50 cm en dessous du parking, environ 10 cm au dessus de la nappe phréatique.

Sous mandat de l'Office cantonal de l'énergie de Genève [Lachal et al., 1996], une campagne de mesure sur une vingtaine de jours d'hiver a permis de bien caractériser le fonctionnement du puits canadien ainsi que de déterminer l'efficacité de l'échangeur de chaleur (60 et 66 % pour les taux de ventilation supérieur et inférieur), alors que le collecteur solaire n'a jusqu'ici pas été analysé.

Par ailleurs, les hypothèses utilisées pour les besoins de l'analyse, en particulier concernant la température estivale du parking (cf. Ch. 6) ont été confirmées par des mesures ponctuelles.

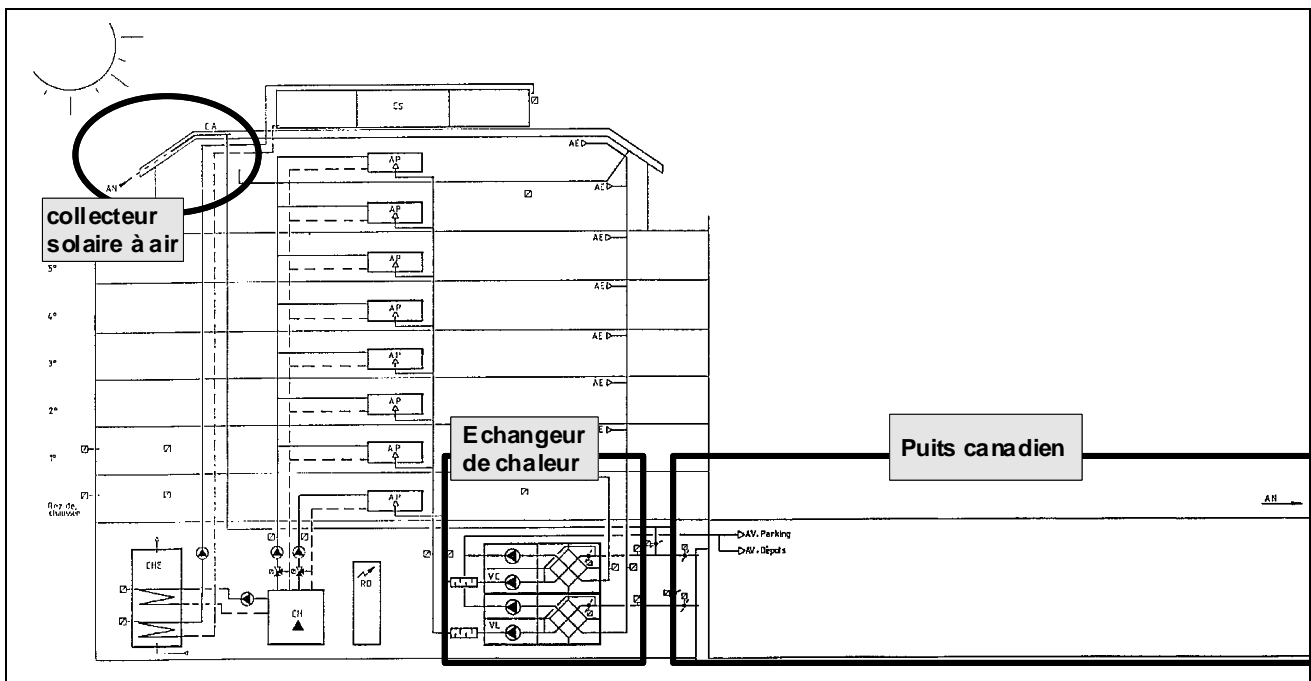


Fig. 3 : Configuration du système de préchauffage de l'air des "Caroubiers".

Projet "Schwerzenbacherhof"

Les mesures d'un autre puits canadien, utilisé quant à lui tant pour le préchauffage hivernal du renouvellement d'air que pour le rafraîchissement estival, nous ont été transmises par l'Office fédéral de l'énergie, pour analyse du système ainsi que pour validation du modèle numérique développé sous mandat [Hollmuller et Lachal, 1998]. Il s'agit d'une campagne de mesure extensive sur 24 mois, dont 12 ont été analysés par nos soins et dont les résultats principaux seront repris plus loin (Ch. 6).

Le puits canadien est intégré à l'immeuble commercial et administratif "Schwerzenbacherhof" situé près de Zürich (indice énergétique de chauffage de 144 MJ/m^2 pour $8'050 \text{ m}^2$ de plancher chauffés), retenu dans la liste des projets pilotes de la "Low Energy Cooling Subtask" de l'IEA [Zimmermann et Andersson, 1998]. Le puits canadien consiste en 43 tubes (diamètre : 25 cm, longueur : 23 m, entreaxe : 116 cm, surface d'échange totale incluant distribution et collecte : 900 m^2) qui passent à 75 cm en dessous du deuxième sous-sol, soit environ à 6 m en dessous du niveau du sol (Fig. 4).

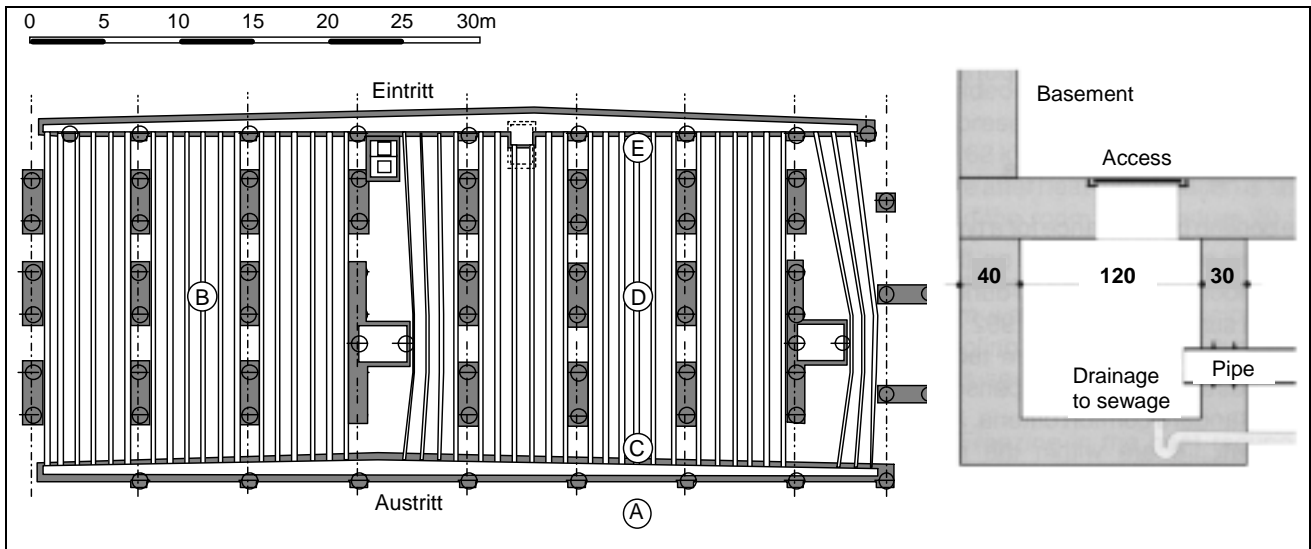


Fig. 4 : Schéma constructif du puits canadien de "Schwerzenbacherhof", plan et coupe de la nourrice.

Couplé à un récupérateur sur air vicié, le puits canadien n'est utilisé en hiver que lorsque la température extérieure chute en dessous de 7°C (avec un débit de $11'900 \text{ m}^3/\text{h}$ pendant les seules heures de bureau, correspondant à un taux de renouvellement d'air de 0.6 vol/h). De même, il n'est utilisé en été que pendant les heures de bureau, lorsque la température grimpe au dessus de 22°C (avec un débit d'air de $17'300 \text{ m}^3/\text{h}$, correspondant à un taux de renouvellement de 0.8 vol/h), l'apport de frais étant complété par de la ventilation nocturne (Fig. 5).

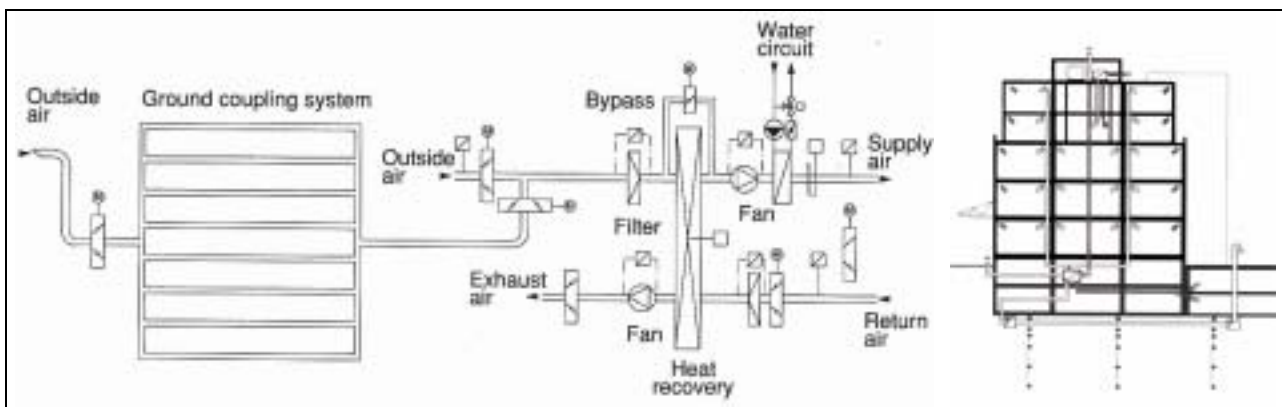


Fig. 5 : Schéma de ventilation et coupe de l'immeuble "Schwerzenbacherhof".

1.4. Techniques apparentées

Projet "Aymon"

Le bâtiment "Aymon", ancienne bâtisse patricienne de la Ville de Sion, a été réaffecté à des usages administratifs. Dans ce cadre, les combles de structure en bois et ne bénéficiant guère d'inertie thermique, ont été aménagés en bureau. En été, une isolation soignée et de bonnes protections solaires permettent d'éviter au maximum l'apport de gains solaires indésirables (Fig. 6). Malgré cela, pendant la période la plus chaude de l'été la température dans les bureaux montait plus de 50% du temps au dessus du seuil de confort de 26°C. La mise en place d'un système de ventilation avec prise d'air dans la cave a permis, à très faible coûts, de réduire à néant cette période d'inconfort. Dans le cadre du programme européen "Pascool" nous avons complété l'analyse du système, précédemment mesurée et modélisée de façon simplifiée [Lachal et al., 1991], par l'analyse comparative avec d'autres mesures de rafraîchissement passif [Lachal et al., 1994].

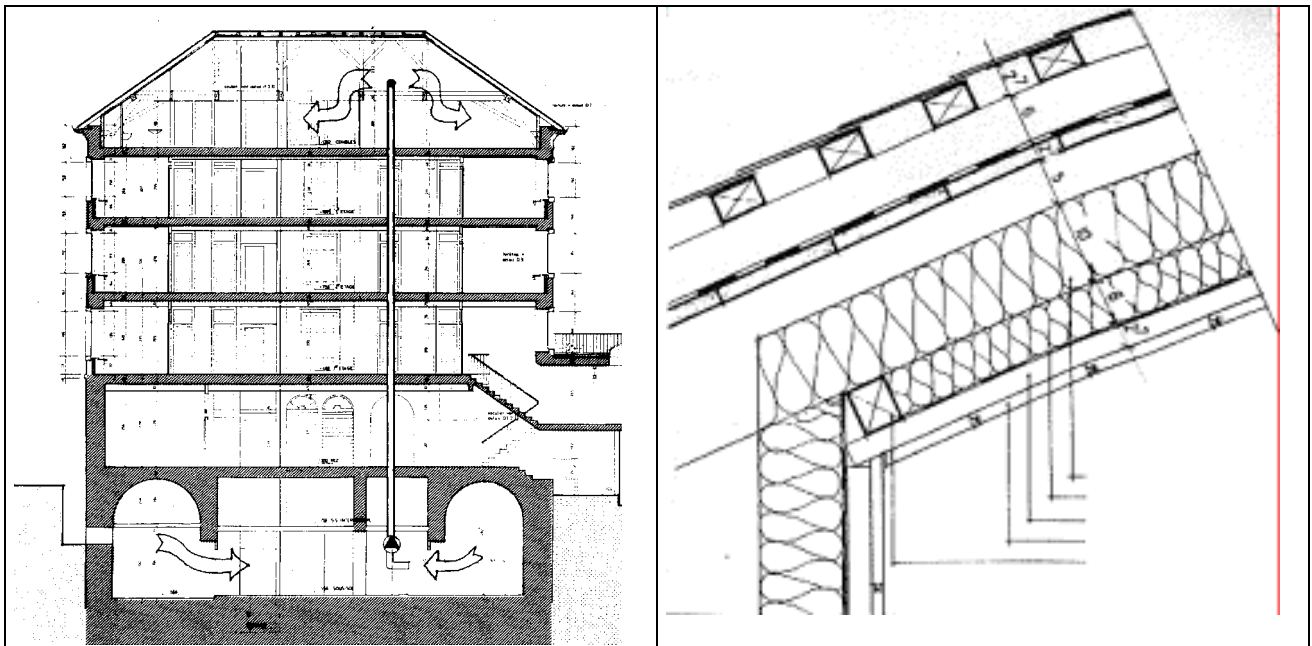


Fig. 6 : Projet "Aymon", coupe du bâtiment avec système de ventilation par échange air/sol avec la cave, ainsi que détail de l'isolation thermique en toiture.

Projet "Valère"

Un système similaire a été utilisé pour le rafraîchissement du château de "Valère", également situé à Sion. Il s'agit d'un ensemble de bâtiments anciens (XII^e siècle) qui domine Sion, dont une partie (800 m²) a été transformée en musée dans le cadre de la rénovation de l'ensemble. Ce changement d'affectation a posé le problème des nouvelles conditions de température et d'hygrométrie intérieures et de la façon de les contrôler. En effet, le bâtiment était inhabité et les conditions climatiques intérieures s'équilibraient spontanément en fonction des seules conditions extérieures et des caractéristiques physiques du bâtiment (très forte inertie, pas d'isolation et forte aération). La nouvelle affectation allait induire d'importantes charges thermiques (tant par les visiteurs que l'éclairage de base) et hydriques (environ 50g/heure et par personne, soit 50 litres d'eau à évacuer pour 1000 visiteurs restant une heure). Après analyse du comportement physique du bâtiment, une série de simulations numériques ont été menées par nos soins sous mandat de l'Etat du Valais, permettant de dégager une solution simple et élégante au problème posé [Lachal et al., 1993]. Afin d'éviter de dénaturer le bâtiment par l'introduction de systèmes de ventilation et déshumidification sophistiqués, aussi bien que pour des raisons d'économie d'énergie et de pointes de puissance, un système simplifié d'aération/ventilation générale du bâtiment a été mis en place : l'air frais provient de l'extérieur en passant par les caves puis balaie tout le bâtiment, de bas en haut, le taux de ventilation étant modulé selon les conditions intérieures et extérieures (Fig. 7).

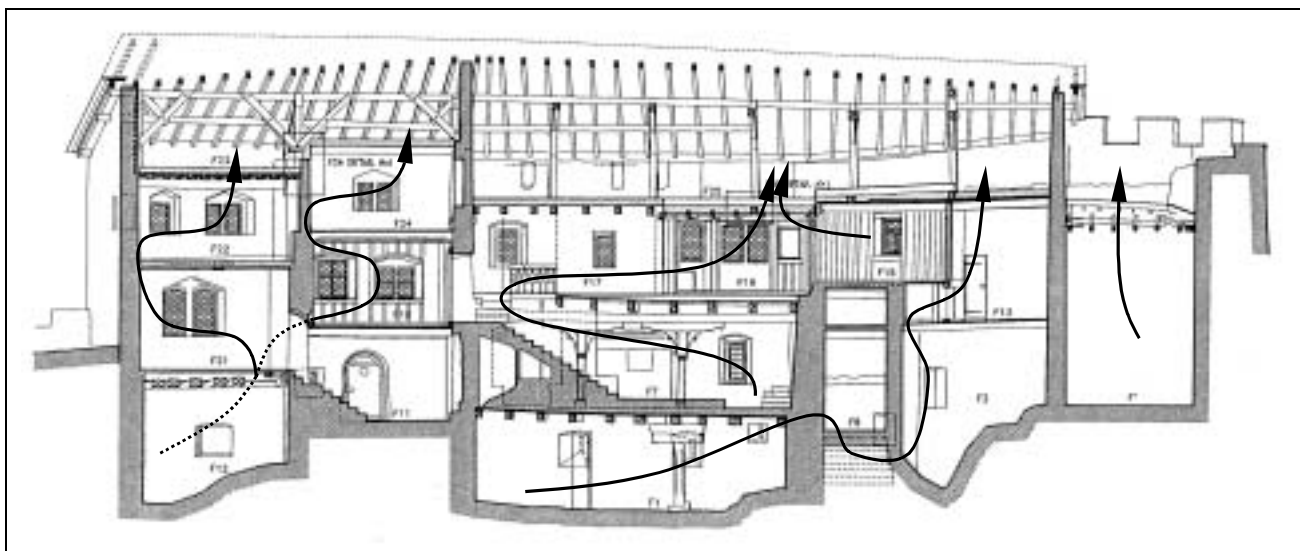


Fig. 7 : Système d'aération/ventilation inertielle en utilisant les caves comme échangeur air/sol.

La réalisation et l'analyse des performances du système, qui donne entière satisfaction, a été menée par l'Ecole d'ingénieur du Valais, donnant lieu à une publication commune [Hollmuller et al, 2001]

Projet "Costeau"

Un dernier objet, actuellement en phase de mesure et analyse sous dénomination de projet "Costeau", est donné par un "puits canadien à eau", installé dans les nouveaux locaux administratifs de la société "Perret" à Satigny, près de Genève. Afin de réduire les coûts et d'éviter les risque sanitaires ou olfactifs liés à l'éventuelle inondation d'un puits canadien classique, le bureau d'étude "Ecoconfort" a réalisé un échangeur eau/sol en boucle fermée, avec des tubes souples, du type de ceux habituellement utilisés pour les pompes à chaleur, disposés dans la partie inférieure de la dalle. Couplé au système de ventilation via un échangeur air/eau situé à l'entrée du récupérateur de chaleur sur air vicié, le système permet en principe à la fois le préchauffage hivernal et le rafraîchissement estival du renouvellement d'air.

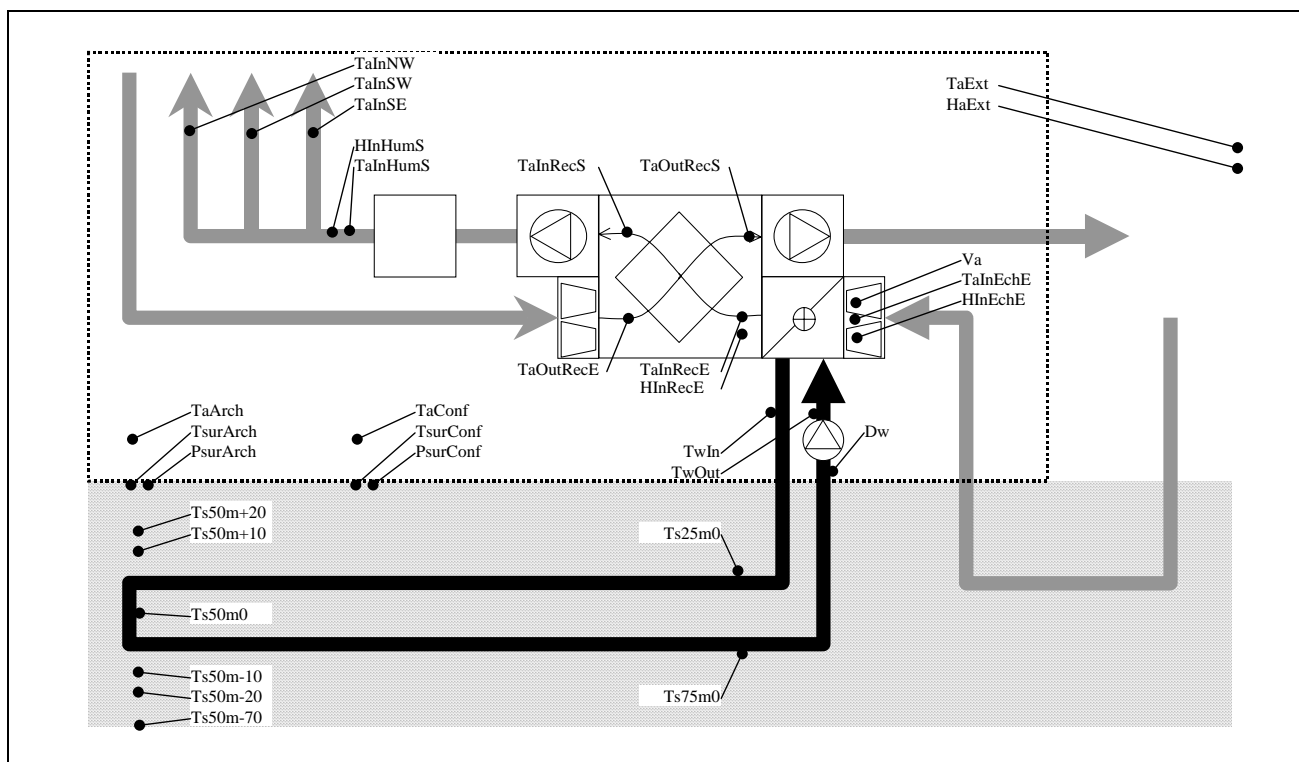


Fig. 8 : Schéma de principe de l'échangeur eau/sol couplé sur le système de ventilation, projet "Costeau".

Sous mandat de l'Office cantonal de l'énergie de Genève et de l'office fédéral de l'énergie, nous sommes actuellement en train de clore l'analyse du système, qui donne globalement lieu à une très grande satisfaction estivale, malgré quelques erreurs de mise en œuvre (dont un by-pass uniquement partiel, ajouté après coup, du récupérateur sur air vicié). La dalle du bâtiment n'étant pas isolée, la prestation hivernale réelle reste quant à elle sujette à caution, ainsi que nous le verrons plus loin pour le cas de puits canadiens classiques. Plus de détails sur cet objet particulier se trouveront par ailleurs dans le rapport final prochainement publié [Hollmuller et al., 2002b].

1.5 Système de mesure du projet "Geoser"

Remarques quant à la notation

De façon générale les acronymes de désignation des sondes utilisée dans cette section se composent :

- 1) du type de grandeur physique (T pour température, H pour humidité relative, HA pour humidité absolue, W pour débit d'eau, WA pour débit d'air, P pour puissance, etc.).
- 2) d'un acronyme de désignation de la serre (st, se et sa pour les serres témoin, à eau et à air).
- 3) d'un acronyme de localisation de la sonde ou grandeur en question dans la serre, respectivement dans le sous-système.

La grandeur Tsass3_80 désigne ainsi une **T**empérature de la serre à **a**ir, à savoir celle de sous-sol du puit no **3**, à **80** cm de profondeur).

Acquisition et traitement

Afin de pouvoir évaluer les deux systèmes de stockage en question et les comparer à un fonctionnement normal (sans stockage), nous avons été amenés à faire, dans les deux serres en question ainsi que dans la serre de référence, des mesures de tous les principaux flux d'énergie (thermique et électrique) et de masse.

Le système de mesure consiste à la base de 80 sondes étalonnées par le CUEPE et découplées du système de régulation. Il s'agit en particulier de la mesure des conditions météorologiques, du climat intérieur, des températures de terrain à différentes profondeurs, de celles d'eau et d'air dans les circuits de stockage et de chauffage ainsi que des débits correspondants, des débits d'eau dispensés par le système de brumisation, des humidités relatives d'entrée/sortie des tubes enterrés ainsi que de la récolte de condensat en leur extrémité, et finalement des puissances électriques des aérochauffeurs et ventilateurs.

Ces sondes sont reliées à un datalogger Campbell CR7 qui fait une acquisition instantanée toute les 30 secondes et enregistre les valeurs moyennées par pas de 5 minutes. Hormis l'acquisition des grandeurs primaires, cet appareil calcule 13 grandeurs déduites instantanément des premières, telles les flux de chaleur (séparées en valeurs positive et négative) et les humidités absolues d'entrée/sortie des tubes enterrés.

L'ensemble de ces 93 grandeurs est rapatrié par modem vers un PC du CUEPE à Genève, de façon bihebdomadaire. Un programme (écrit en Pascal) contrôle l'exactitude des données transmises (heure et fréquences d'enregistrement, nombre de valeurs par pas de 5 minutes, nombre de pas), teste les valeurs correspondant aux principales mesures pour déceler des pannes dans les sondes ou un éventuel bruit électrique dans les mesures et découpe le fichier transmis en fichiers journaliers, en format ASCII CSV.

Une première analyse phénoménologique se fait à partir de 13 graphiques de travail prédéfinis recouvrant les principales mesures sur une durée de 48 heures. Ceux-ci sont régulièrement tirés et distribués à chacune des institutions intervenantes, et servent à la fois de base de suivi des mesures et de référence de travail.

A cela s'ajoute une série grandeurs dérivées à posteriori à partir des mesures décrites plus haut, çàd sur une base de moyennes par pas de temps de 5 minutes. Il s'agit soit de grandeurs n'ayant pas eu le temps ou l'espace de stockage nécessaire pour être intégrées au programme d'acquisition du datalogger, soit de grandeurs dont la nécessité est apparue en cours d'analyse.

Nous avons également récolté 60 valeurs enregistrées également par pas de 5 minutes à partir des commandes et des mesures effectuées par les automates de régulation des serres. Certaines de ces grandeurs, comme les données climatiques intérieures et extérieures, font double emploi avec notre chaîne de mesure, ce qui permet de contrôler et de détecter d'éventuelles pannes ou dérives dans les sondes. D'autres, comme l'ouverture des fenêtres, la fermeture des écrans de protection, les températures de consigne et autres données de régulation, fournissent des informations complémentaires, intéressantes en particulier pour la simulation dynamique des systèmes. L'ensemble de ces valeurs, enregistrés sur place par un PC sous forme de fichiers mensuels parfois lacunaires, est également lu par un programme Pascal qui les teste et découpe en fichiers journaliers, en ASCII CSV.

L'enregistrement de ce total de 153 grandeurs par pas de temps de 5 minute, nécessaire à la compréhension fine de la dynamique très nerveuse des serres agricoles (peu d'inertie) représente finalement quelques 68'000 données journalières, soit 23 mio de données sur les 17 mois d'acquisition. Soulignons enfin le caractère extrêmement complet de ces mesures - 17 mois par pas de 5 minutes, sans panne d'acquisition en ce qui concerne la chaîne de mesure à proprement parler - ce qui les rend potentiellement intéressantes pour des études ultérieures (en ne pensant rien qu'aux mesures météorologiques ou aux climats intérieurs des serres, rarement disponibles en telle résolution temporelle).

Mesures

Sondes et étalonnage

Dans le tableau suivant (Tab. 2), les 93 mesures prises par la chaîne de mesure sont regroupés en quatre groupes : météo, serre témoin, serre à air, serre à eau. Pour chaque mesure on y trouve une description, le type de sondes utilisée, la dénomination, l'unité de mesure (telle que stockée dans les fichiers journaliers) et la précision. Suite à cela se trouvent les figures décrivant l'emplacement des sondes dans les serres (Fig. 9 à 11), puis une description précise des sondes et de leur étalonnage.

Tab. 2 : Liste des sondes, projet "Geoser".

DESCRIPTION	SONDE	DENOMIN.	UNITE	PRECISION
METEO				
Ensoleillement global horizontal	Pyranomètre Kipp&Zonnen CM-11	Gsol	W/m2	2%
Température	Résistance Pt100	Text	degC	0.1°C
Humidité	Rotronic MP/300	Hext	%	5%
Pluie (init. Condensation aéro. MD4)	Pluviomètre ARG100	Pluie (Cseaero)		7%
SERRE TEMOIN				
Température 2m	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tst2	degC	0.2°C
Humidité 2m	Rotronic MP/300	Hst2	%	5%
Température 1m	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tst1	degC	0.2°C
Température sur écran	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tstec	degC	0.2°C
Température sol, -40 cm	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tstss_40	degC	0.15°C
Température sol, -70 cm	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tstss_70	degC	0.15°C
Débit Volumétrique d'eau chauffage	Débitmètre Aquametro Woltman SMH 50	Wstch	Lt	2%
Température chauffage entrée	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TstchE	degC	0.1°C
Température chauffage sortie	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TstchS	degC	0.1°C
Condensation verres	Home made	CstV		
Volume Fog	Débitmètre Aquametro type PMW	DstFog	Lt	3%
Puissance de chauffage	Déduit de Wstch, TstchE, TstchS	PstCh	kW	4%
SERRE A AIR				
Température de référence #1	Résistance Pt100	PT100sa	degC	0.03°C
Température 2m	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsa2	degC	0.2°C
Humidité 2m	Rotronic MP/300	Hsa2	%	5%
Température 1m	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsa1	degC	0.2°C
Température sur écran	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsaec	degC	0.2°C
Débit Volumétrique d'eau chauffage	Débitmètre Aquametro Woltman SMH 50	Wsach	Lt	3%
Température chauffage entrée	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TsachE	degC	0.15°C
Température chauffage sortie	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TsachS	degC	0.15°C
Vitesse d'air total	Anémomètre MiniAir 6	VsaAirTot	m/s	3%
Vitesse d'air dans tube	Anémomètre MiniAir 6	VsaAirTub	m/s	5%
Etat du flux (stockage/déstockage)	Lecture sur l'automate de régulation	VsaAirSens		
Température entrée air	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TsaaE	degC	0.2°C

Température sortie air	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	TsaaS	degC	0.2°C
Humidité rel. entrée air	Rotronic MP/300	HsaaE	%	5%
Humidité rel. sortie air	Rotronic MP/300	HsaaS	%	5%
Température air tube entrée	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu7	degC	0.2°C
Température air tube 1/6	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu6	degC	0.2°C
Température air tube 1/3	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu5	degC	0.2°C
Température air tube 1/2	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu4	degC	0.2°C
Température air tube 2/3	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu3	degC	0.2°C
Température air tube 5/6	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu2	degC	0.2°C
Température air tube sortie	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu1	degC	0.2°C
Température tube paroi, 2/3	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu3p	degC	0.15°C
Température tube paroi, 1/3	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsatu5p	degC	0.15°C
Température sol -40 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_40	degC	0.15°C
Température sol -60 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_60	degC	0.15°C
Température sol, -80 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_80	degC	0.15°C
Température sol -100 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_100	degC	0.15°C
Température sol -120 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_120	degC	0.15°C
Température sol -150 cm (2/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass3_150	degC	0.15°C
Température sol -40 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_40	degC	0.15°C
Température sol -60 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_60	degC	0.15°C
Température sol -80 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_80	degC	0.15°C
Température sol -100 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_100	degC	0.15°C
Température sol -120 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_120	degC	0.15°C
Température sol -150 cm (1/3)	Thermocouple type T avec Tréf#1(Pt100)	Tsass5_150	degC	0.15°C
Condensation stockage	Pluviomètre ARG100	CsaSt		7%
Puissance électrique ventilateur	Puissancemètre BAUER	PsaVent	W	2%
Condensation verres	Home made	CsaV		
Volume fog	Débitmètre Aquametro type PMW	DsaFog	Lt	3%
Puissance de chauffage	Déduit de Wsach, TsachE, TsachS	PsaCh	kW	4%
Humidité abs. entrée air	Déduit de HsaaE	HAsaaE	daPa	5%
Humidité abs. sortie air	Déduit de HsaaS	HAsaaS	daPa	5%
SERRE A EAU				
Température de référence #2	Résistance Pt100	PT100se	degC	0.03°C
Température 2m	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	Tse2	degC	0.2°C
Humidité 2m	Rotronic MP/300	Hse2	%	5%
Température 1m	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	Tse1	degC	0.2°C
Température sur écran	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	Tseec	degC	0.2°C
Température sol, -40 cm	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	Tsess_40	degC	0.1°C
Température sol, -70 cm	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	Tsess_70	degC	0.1°C
Débit Volumétrique d'eau chauffage	Débitmètre Aquametro Woltman SMH 50	Wsech	Lt	1%
Température chauffage entrée	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsechE	degC	0.1°C
Température chauffage sortie	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsechS	degC	0.1°C
Condensation verres	Home made	CseV		
Débit Volumétrique stockage	Débitmètre Aquametro Woltman SMH 50	Wsest	Lt	1%
Température stockage entrée	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsestE	degC	0.1°C
Température stockage sortie	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsestS	degC	0.1°C
Température aéro entrée, eau	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TseaeE	degC	0.1°C
Température aéro sortie, eau	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TseaeS	degC	0.1°C
Température aéro entrée, air	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TseaaE	degC	0.2°C
Température aéro sortie, air	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TseaaS	degC	0.2°C
Humidité rel. aéro entrée, air	Rotronic MP/300	HseaaE	%	5%
Humidité rel. aéro sortie, air	Rotronic MP/300	HseaaS	%	5%
Pélectrique aéro 1,2	Puissancemètre ABB	PseAero	W	2%
Température stockage bas	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsestB	degC	0.1°C
Température stockage milieu	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsestM	degC	0.1°C
Température stockage haut	Thermocouple type T avec Tréf#2(Pt100)	TsestH	degC	0.1°C
Volume Fog	Débitmètre Aquametro type PMW	DseFog	Lt	3%
Puissance de chauffage	Déduit de Wsech, TseaeE, TsechS	PseCh	kW	7%
Puissance de stockage selon boucle cuve à eau	Déduit de Wsest, TsestE, TsestS	PseStPos	kW	7%
Puissance de déstockage selon boucle cuve à eau	Déduit de Wsest, TsestE, TsestS	PseStNeg	kW	7%
Puissance de stockage selon boucle principale	Déduit de Wsech, TseaeE, TsechS	PseSt2Pos	kW	7%
Puissance de déstockage selon boucle principale	Déduit de Wsech, TseaeE, TsechS	PseSt2Neg	kW	7%
Puissance de stockage selon aéroconvecteurs	Déduit de Wsest, TseaeE, TseaeS	PseStAeroPos	kW	7%
Puissance de déstockage selon aéroconvecteurs	Déduit de Wsest, TseaeE, TseaeS	PseStAeroNeg	kW	7%
Humidité abs. aéro entrée, air	Déduit de HseaaE	HAsaaaE	daPa	5%
Humidité abs. aéro sortie, air	Déduit de HseaaS	HAsaaaS	daPa	5%

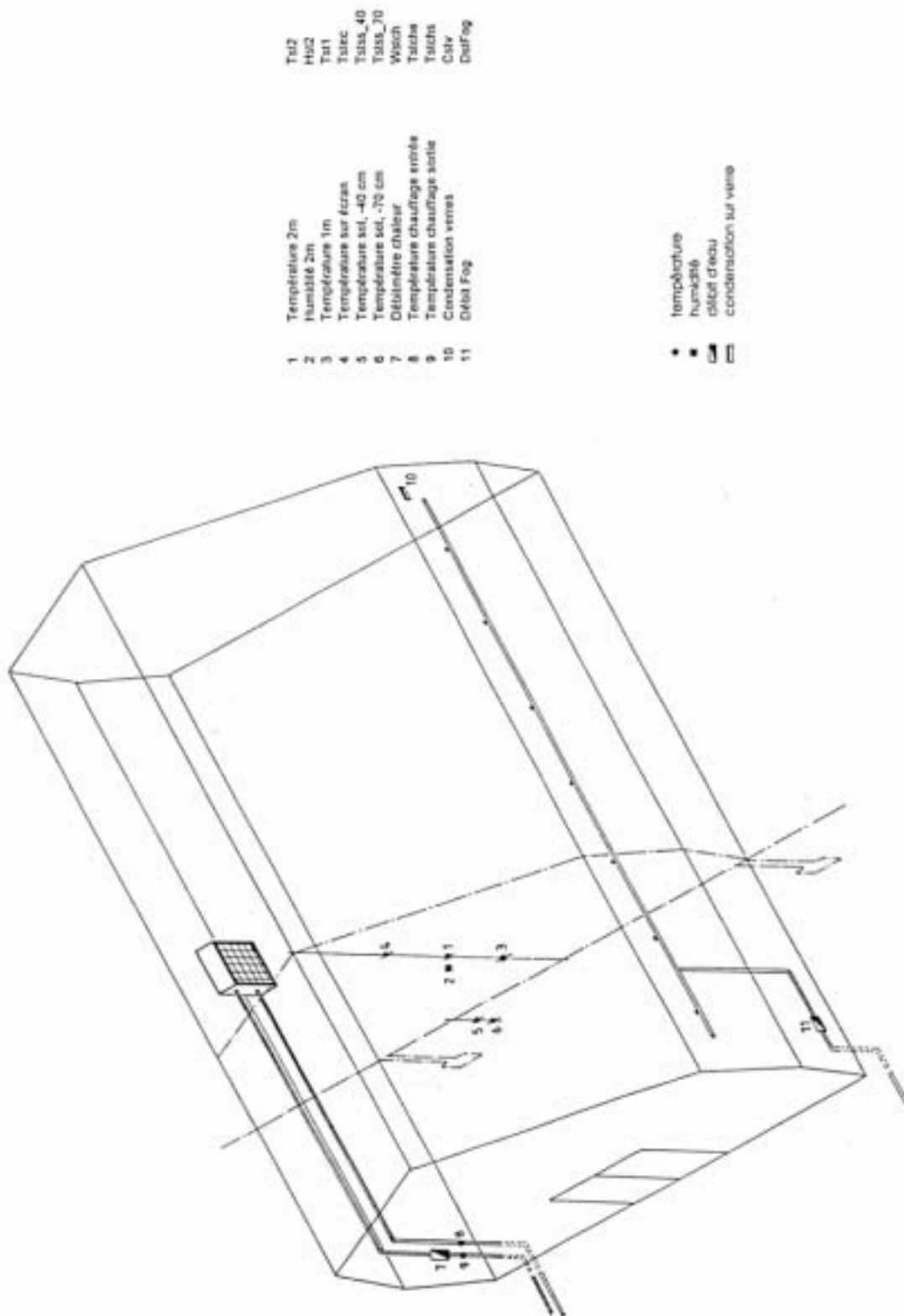


Fig. 9 : Système de mesure de la serre témoin, projet "Geoser".

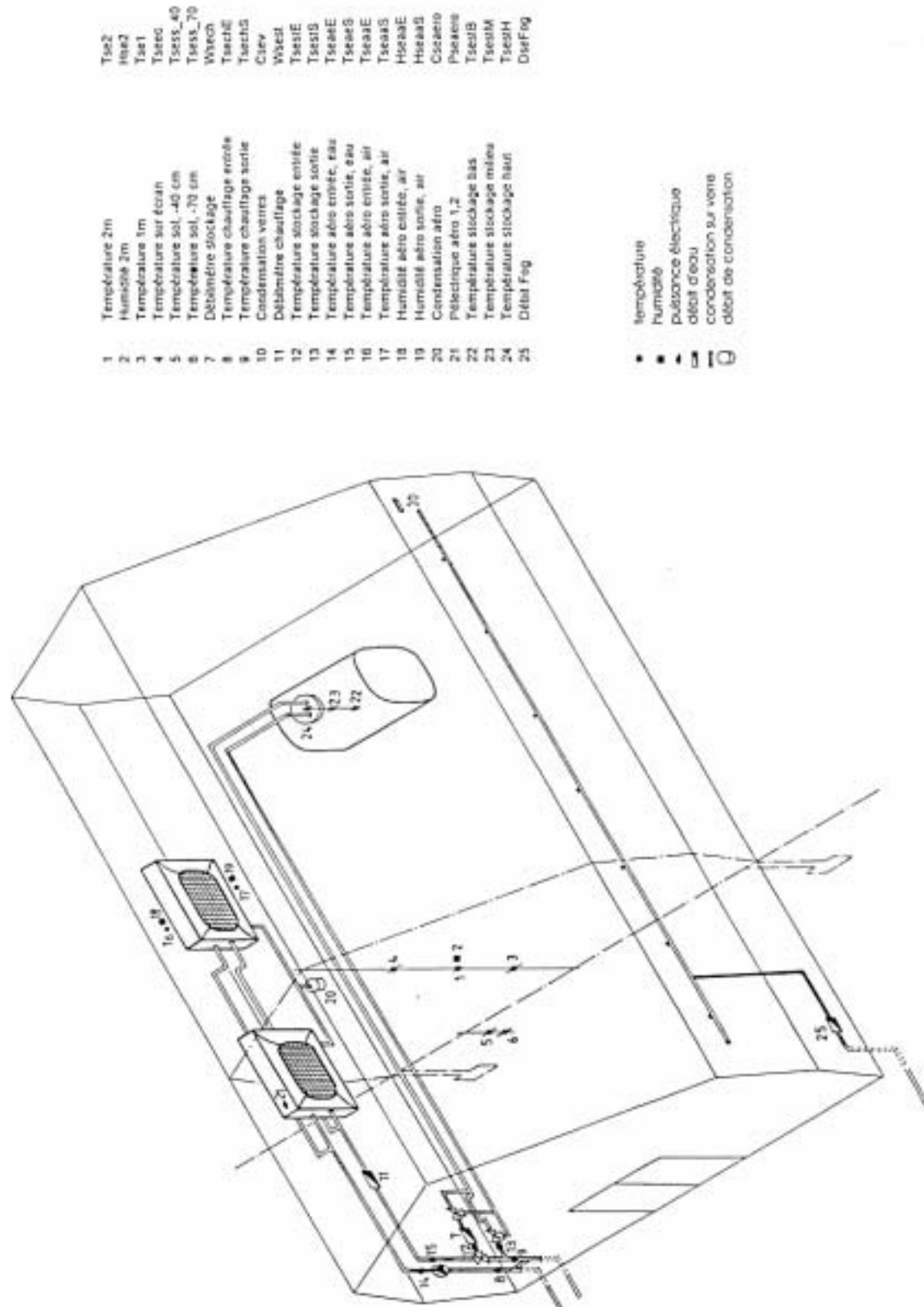


Fig. 10 : Système de mesure de la serre à eau, projet "Geoser".

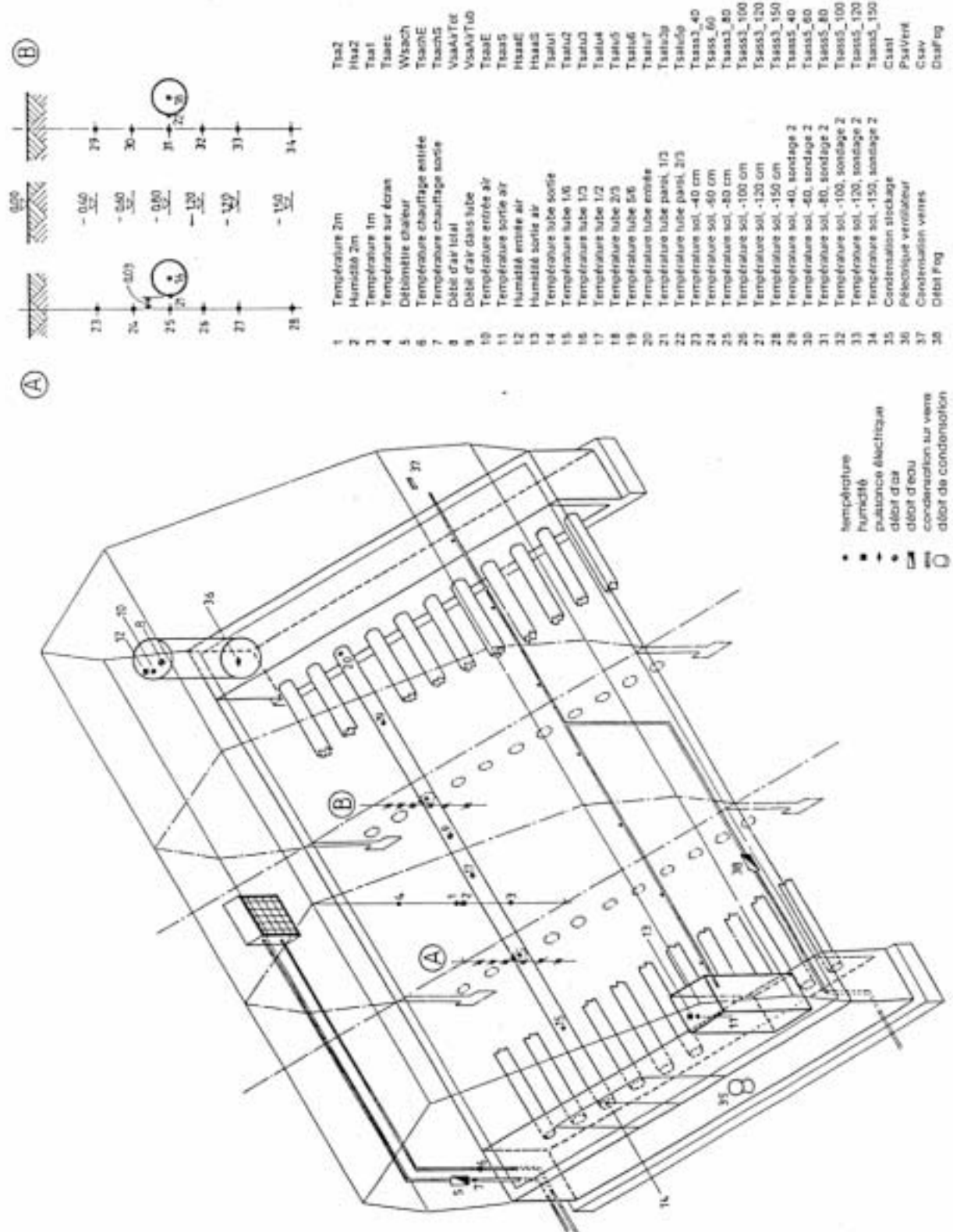


Fig. 11 : Système de mesure de la serre à air, projet "Geoser".

La liste détaillée des sondes (mise en place et étalonnées avec soin par Javier Gil, ancien collaborateur du CUEPE), ainsi que des grandeurs déduites on-line, est la suivante.

Températures

Les mesures de température au niveau des systèmes sont réalisées à l'aide de thermocouples blindés cuivre-constantan (type T). Ces thermocouples sont isolés électriquement sur la jonction chaude avec des gaines rétractables et placés dans des doigts des gants préalablement remplis de graisse thermique pour transistors afin de favoriser un bon contact thermique avec le milieu à mesurer, cela pour la mesure de températures d'eau dans les circuits de chauffage. Chacun de ces thermocouples a été étalonné en utilisant des thermomètres de référence au mercure ayant une précision de 0.01°C et une correction individuelle (instantanée) est effectuée dans le programme d'acquisition.

Les températures d'air sont aussi mesurées à l'aide de thermocouples blindés, la jonction chaude étant chaque fois placée dans une enceinte en aluminium ventilée (avec une vitesse d'air de l'ordre de 2 m/s).

L'ensemble des thermocouples installés dans les serres témoin et à air ont une température de référence commune, l'ensemble des jonctions froides étant logées dans une boîte remplie d'huile de glycérine (isolant électrique et bon conducteur thermique). Les contacts sont réalisés sur un circuit imprimé. Les deux jonctions des thermocouples utilisés pour le calcul d'un flux de chaleur sont disposés à côté l'une de l'autre (5mm) ce qui assure une excellente mesure de la différence de température vue par les jonctions chaudes. De façon identique, une deuxième boîte rassemble l'ensemble des thermocouples de la serre à eau.

La mesure de la température extérieure ainsi que celles des températures de référence pour les thermocouples (jonctions froides) sont réalisées à l'aide de sondes de platine type Pt100. La mesure est réalisée par la méthode de 4 fils et pour la mesure du courant on utilise des résistances de précision (2 ppm/K) qui ont été préalablement étalonnées. Ces sondes Pt100, grâce aux corrections individuelles instantanées (calibrées avec les étalons de 0.01°C de précision) nous permettent d'avoir une précision absolue meilleure que 0.03°C .

En tenant compte, dans les boîtes à huile, des gradients de température pouvant exister entre les jonctions froides et les sondes de référence, la précision absolue des mesures de température est meilleure que 0.1°C . La mesure des ΔT , nécessaire aux calculs de puissances, est quant à elle bien plus précise (de l'ordre du centième de degré) puisque limitée uniquement par la représentativité de la mesure elle-même (par exemple gradient dans le fluide mesuré).

Ensoleillement

Une mesure d'ensoleillement global horizontal a été installée sur place. Cette mesure est réalisée à l'aide d'un solarimètre Kipp&Zonnen CM-11 qui a été calibré par rapport à un pyranomètre étalon régulièrement testé au centre mondial de la météorologie (WMO) à Davos-Suisse. La précision sur cette mesure est de 2%.

Débits d'eau

Les mesures de débits se font avec des débitmètres volumétriques. Pour les mesures des débits d'eau de chauffage on utilise 4 débitmètres mécaniques (avec un système de couplage optique pour l'émission des impulsions) marque Aquametro type Woltmann SMH. Les volumes d'eau utilisés pour la brumisation sont mesurés par 3 débitmètres mécaniques Aquametro type Topaze PMW.

Humidités relatives

Les mesures d'humidité relative se font à l'aide de sondes Rotronic type MP-300 qui sont aussi logées dans des enceintes en aluminium ventilées. Ces sondes possèdent déjà un écran qui protège l'élément sensible des échanges radiatifs (grille métallique très fine). Ces sondes ont été calibrées et testées avec des solutions de chlorure de lithium non saturées qui servent d'étalon d'humidité. Etant donnée la difficulté d'un étalonnage du capteur de température de cette sonde et suite à des observations du temps de réponse, on a décidé de ne pas utiliser la sortie en température de ce capteur. La précision absolue de la mesure d'humidité a été observée (dans les 8 sondes testées) comme étant meilleure que 5% (les différences entre les sondes étant de l'ordre de 2%).

Vitesses et sens d'air

On mesure la vitesse de l'air qui circule dans la cheminée d'entrée de l'échangeur air-terrain ainsi que dans l'un des 24 tubes enterrés dans lesquels il est distribué, les débits correspondants étant calculés séparément à posteriori (voir plus loin). Pour ce type de mesure on utilise les capteurs Schiltknecht MiniAir6 équipés d'une tête de lecture de taille très petite et avec une conception qui la rend peu sensible à l'angle formé avec la direction du flux. Ce dernier point est important puisque l'une de nos sondes est "enterrée" et que l'on n'a donc pas de moyen de contrôler son alignement parfait par rapport au flux.

Lors d'essais en laboratoire on a pu confirmer la précision de 2% donnée par le fabricant.

A ces mesures de vitesse s'ajoute une mesure de l'état du flux (stockage/déstockage), qui est lue sur l'automate de régulation: il s'agit là de l'unique couplage, par ailleurs libre d'interférence puisque isolé galvaniquement, entre la chaîne de mesure et la régulation. La valeur instantanée de cette grandeur est de 0 lorsque le système se trouve en phase de stockage, de 1 autrement (phase de déstockage ou phase neutre). La valeur moyennée par 5 minutes, comprise entre 0 et 1, détermine l'état prioritaire pendant les 5 minutes, ainsi que le sens correspondant du flux.

Pluviomètres

On utilise le capteur ARG100 de Campbell pour la mesure du volume d'eau condensée dans l'échangeur air-terrain et pour la mesure de la pluie. A l'origine, la deuxième sonde était destinée à la mesure de la condensation dans un des aéroconvecteurs de la serre à eau. On a préféré l'utiliser pour la mesure de la pluie étant donnée la difficulté d'adapter un système de récolte ou récupération de l'eau condensée dans ces appareils et à cause de l'importance secondaire de cette mesure.

On a testé minutieusement les deux sondes dont on dispose, ce qui nous a permis de vérifier la précision donnée par le fabricant dans le domaine de travail normal (jusqu'à 1.6 litres/heures, correspondant approximativement à une pluie de 30 mm/heures), respectivement de trouver une erreur d'étalonnage d'une d'entre elles (qui a été renvoyée en fabrique pour ré-étalonnage). Pour les débits plus importants qui risquaient de se produire, notre étalonnage a permis la construction d'une fonction réponse qui tient compte de la dégradation de la réponse de ces appareils en fonction du débit (de l'ordre de 8% pour un débit de 6 litres par heure, correspondant approximativement à une pluie de 120 mm/heure).

Puissances électriques

Pour la mesure de puissances électriques consommées par les aérochauffeurs de la serre à eau et le ventilateur de stockage/déstockage de la serre à air, on utilise deux puissance-mètres triphasés de marque ABB et C.BAUER et de classe 0.5 (ce qui signifie une précision meilleure que 2 % dans toute la plage de mesure).

Condensation verres

Une mesure de condensation, basée sur un diviseur de tension actionné par la présence d'eau, était prévue et instrumentée sur les verres de chacune des serres. La mesure, difficile et d'importance mineure, n'a finalement pas été calibrée ni utilisée.

Puissances thermiques

Le calcul des puissances thermiques liées à un circuit d'eau (chauffage des trois serres, stockage et déstockage en cuve à eau) se fait sur la base des mesures de débit et des températures d'entrée/sortie des éléments du circuit en jeu (circuit de chauffage, boucle de stockage/déstockage en cuve à eau, aérochauffeurs)

En ce qui concerne les puissances de stockage/déstockage en cuve à eau, notre système de mesure permet une triple redondance: d'une part par le calcul de la puissance échangée dans les aéroconvecteurs; d'autre part par celle, correspondante, échangée dans la cuve à eau: cette dernière peut se calculer soit avec le débit et les températures d'entrée/sortie de la boucle de stockage/déstockage passant par la cuve à eau, soit avec le débit de la boucle principale, la température de sortie des aéroconvecteurs et la température de sortie de la boucle principale. Afin de bien distinguer les valeurs de stockage et déstockage, qui peuvent se croiser sur un

même pas de temps d'acquisition de 5 minutes, on somme séparément les composantes positives et négatives de ces puissances au cours de chaque pas de temps.

Contrairement au cas des circuits d'eau, les puissances thermiques liées au flux d'air dans l'échangeur sous-terrain de la serre à air se sont fait "à posteriori" et par pas de 5 minutes, raison pour laquelle elles ne figurent pas sur la liste des sondes (Tab. 2).

Afin de déterminer les puissances échangées dans les tubes, le débit d'air est tout d'abord déduit des mesure de vitesse, ce qui se fait via une mesure ponctuelle de distribution radiale des vitesses dans la cheminée de captage du flux d'air (distincte selon le sens du flux). Le débit massique se calcule alors via la loi des gaz parfaits. La puissance totale cédée au terrain est alors évaluée par la différence d'enthalpie entre l'air humide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, moins l'enthalpie condensat [Am. Soc. of HVAC, 1989, Ch.6]. La puissance sensible étant déterminée sur la base du débit et des températures d'entrée/sortie, on en déduit la puissance latente.

Humidités absolues:

Afin de pouvoir établir un bilan d'eau dans les systèmes traversés par de l'air humide (tubes enterrés, aéroconvecteurs), les humidités relatives d'entrée/sortie sont converties en humidités absolue, via la pression de saturation, donnée par une fonction polynomiale interne au datalogger.

Mesures de tiers

Les grandeurs acquises à partir de l'automate de régulation DGT correspondent soit à des valeurs mesurées par des sondes qui lui sont propres, soit à des valeurs de consigne, ou encore à des valeurs d'état de la régulation. Contrairement à la chaîne de mesure mise en place par nos soins, celle-ci possède des pannes d'acquisition occasionnelles, de quelques minutes à quelques jours.

Dans le tableau suivant, on retrouve pour chacune de ces grandeurs une description, le code (tel que fourni par DGT, fabricant de l'automate de régulation), la dénomination et l'unité de mesure.

Tab. 3 : Liste des mesures acquises via l'automate de régulation, projet "Geoser".

DESCRIPTION	CODE	DENOMIN.	UNITE
METEO			
Vent	50	Vent	m/s
Direction vent	51	DirVent	1/2
Température	55	TextDgt	°C
Ensoleillement	56	GsolDgt	W/m2
Luminosité	54	Lum	klux
Luminosité corrigée	4	LumCorr	klux
SERRE TEMOIN			
Température 1,5m	1	T1.5st	°C
Ouverture ouvrant 1	6	Ouv1st	%
Ouverture ouvrant 2	7	Ouv2st	%
Temp. humide 1,5m	10	Thumst	°C
Humidité rel. 1,5m	11	H1.5st	%
Consigne chauffage	90	TstRegCh	°C
Consigne aération	96	TstRegAe	°C
Position du rideau	590	Ridst	%
Temp. départ d'eau primaire	2	Tstprim	°C
Temp. de toile	9	Ttoilest	°C
Jour/Nuit	74	J/Nst	1/0
Vitesse baisse temp. soir	150	VstTneg	°C/h
Vitesse augm. temp. matin	151	VstTpos	°C/h
Diff. temp. chauffage/aér.	301	DTstReg	°C
Temp. jour 1,5m	101	TstJour	°C
Temp. nuit 1,5m	102	TstNuit	°C
Bande-P coté opp. vent pour 100%	326	M2_326	°C
Bande-P coté au vent pour 100%	327	M2_327	°C
SERRE A AIR			
Température 1,5m	1	T1.5sa	°C
Ouverture ouvrant 1	6	Ouv1sa	%
Ouverture ouvrant 2	7	Ouv2sa	%

Temp. humide 1,5m	10	Thumsa	°C
Humidité rel. 1,5m	11	H1.5sa	%
Consigne chauffage	90	TsaRegCh	°C
Consigne aération	96	TsaRegAe	°C
Position du rideau	590	Ridsa	%
Temp. départ d'eau primaire	2	Tsaprim	°C
Temp. de toile	9	Ttoilesa	°C
Jour/Nuit	74	J/Nsa	1/0
Vitesse baisse temp. soir	150	VsaTneg	°C/h
Vitesse augm. temp. matin	151	VsaTpos	°C/h
Diff. temp. chauffage/aér.	301	DTsaReg	°C
Temp. jour 1,5m	101	TsaJour	°C
Temp. nuit 1,5m	102	TsaNuit	°C
Bande-P coté opp. vent pour 100%	326	M3_326	°C
Bande-P coté au vent pour 100%	327	M3_327	°C

SERRE A EAU

Température 1,5m	1	T1.5se	°C
Ouverture ouvrant 1	6	Ouv1se	%
Ouverture ouvrant 2	7	Ouv2se	%
Temp. humide 1,5m	10	Thumse	°C
Humidité rel. 1,5m	11	H1.5se	%
Consigne chauffage	90	TseRegCh	°C
Consigne aération	96	TseRegAe	°C
Position du rideau	590	Ridse	%
Temp. départ d'eau primaire	2	Tseprim	°C
Temp. de toile	9	Ttoilese	°C
Jour/Nuit	74	J/Nse	1/0
Vitesse baisse temp. soir	150	VseTneg	°C/h
Vitesse augm. temp. matin	151	VseTpos	°C/h
Diff. temp. chauffage/aér.	301	DTseReg	°C
Temp. jour 1,5m	101	TseJour	°C
Temp. nuit 1,5m	102	TseNuit	°C
Bande-P coté opp. vent pour 100%	326	M4_326	°C
Bande-P coté au vent pour 100%	327	M4_327	°C

Validation des mesures par redondance

Afin de vérifier la robustesse des mesures, nous avons en fin d'expérience effectué une série de validation par comparaison des grandeurs redondantes.

Météo

Un premier test, en valeurs journalières, consiste à comparer nos données météo à celles de la régulation (Fig. 12).

Pour la température l'équivalence apparaît comme excellente. Pour l'ensoleillement la corrélation est satisfaisante, quoique un facteur d'environ 2/3 existe entre la mesure de l'automate de régulation et la nôtre. Ceci est dû au fait que nous mesurons le spectre complet, alors que la régulation ne prend que le spectre visible, utile aux plantes.

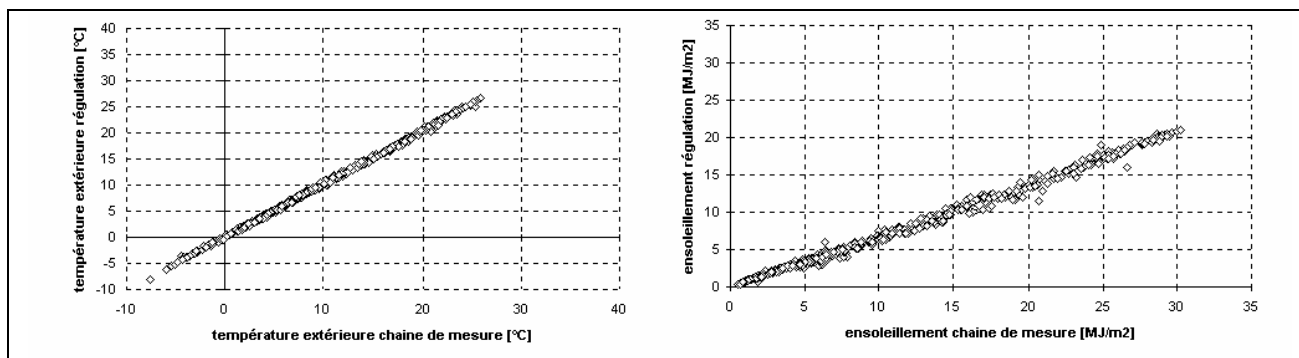


Fig. 12 : Météo prise par la chaîne de mesure et par l'automate de régulation, valeurs journalières (projet "Geoser").

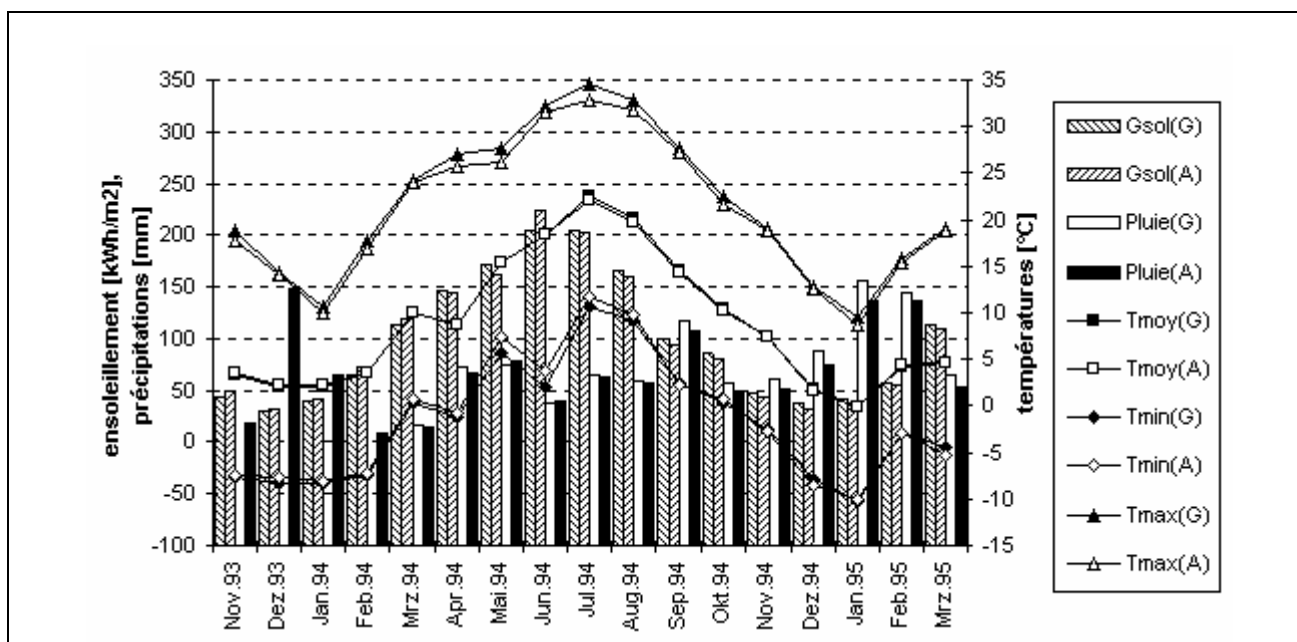


Fig. 13 : Météo de la chaîne de mesure et du réseau ANETZ, valeurs mensuelles (projet "Geoser").

Une deuxième vérification consiste à comparer nos mesures aux mesures mensuelles du réseau ANETZ, compilées par la Station fédérale de recherche agronomique de Changins (Fig. 13). On remarque une bonne équivalence des températures moyennes (moins de 0.5°C d'écart mensuel, 0.05°C d'écart sur les 17 mois) et les ensoleillements (moins de 7 kWh/m² d'écart mensuel, sauf en juin 94, et moins de 0.5 kWh/m² d'écart sur les 17 mois, correspondant à moins de 0.5% d'écart relatif). Les températures extrêmes, qui sont dans notre cas des moyennes par 5 minutes, sont plus nerveuses que les moyennes horaires du réseau ANETZ (jusqu'à 1.8°C d'écart mensuel). Seule la mesure de pluie, secondaire pour l'analyse, est nettement plus forte que celle du réseau ANETZ (en moyenne 6 mm d'écart mensuel, soit 9% d'écart sur les 13 mois disponibles à la comparaison).

Climats intérieurs

Comme pour la météo, nos mesures de climats intérieurs des serres (à 2m) peuvent être comparées, en moyenne journalière, avec celles en provenance de l'automate de régulation (à 1.5m). Si la corrélation en température est excellente, celle en humidité relative est bien plus dispersée (Fig. 14). Cette dispersion serait peut-être légèrement corrigée par une comparaison en humidité absolue, mais elle relève avant tout d'un gradient en humidité pouvant exister lors de la brumisation (voir plus bas la comparaison entre climat dans la serre à air et à l'entrée du stock), ainsi que d'un fonctionnement parfois erroné des sondes de régulation qui fonctionnent sur le principe de la température humide. Ces sondes doivent donc régulièrement être approvisionnée en eau, un manque d'humidification conduisant à une surestimation de l'humidité relative, comme cela est observé ici.

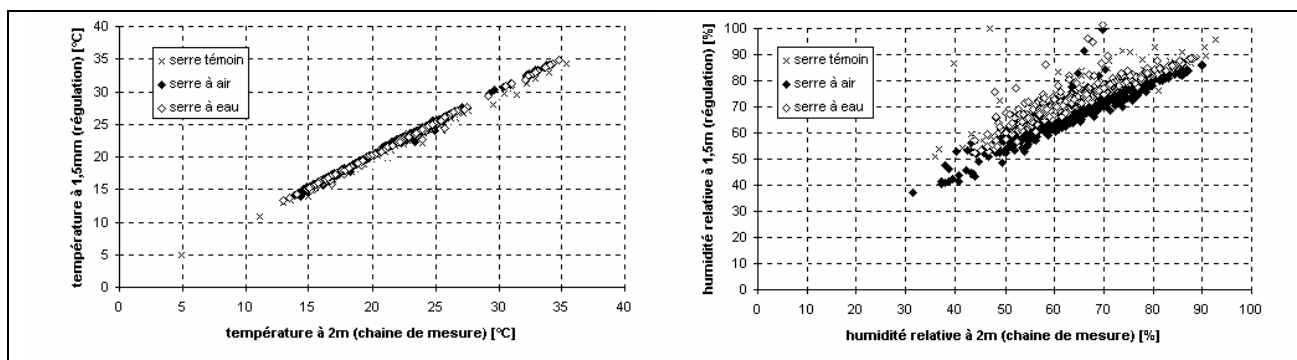


Fig. 14 : Climats intérieurs des serres prises par la chaîne de mesure et par l'automate de régulation, valeurs journalières (projet "Geoser").

Serre à eau, puissances de stockage/déstockage

Nous testons ici l'équivalence des trois décomptes possibles pour la chaleur fournie/soutirée au stock à eau. Vu la panne du débitmètre W_{sest} (boucle de stockage) jusqu'à fin mai 94, cette concordance est primordiale. Afin de pouvoir remplacer les valeurs de stockage/déstockage ainsi devenues caduques par les valeurs correspondantes calculées sur la boucle principale, nous représentons ci-dessous, hors période de panne, la relation entre les intégrales journalières des unes et des autres (Fig. 15). Nous distinguons pour cela les stockage et déstockage "purs" de leur homologue "intempestifs" (mise en route erronée de la boucle de stockage/déstockage en période de chauffage, suite à surchauffe ponctuelle de la serre).

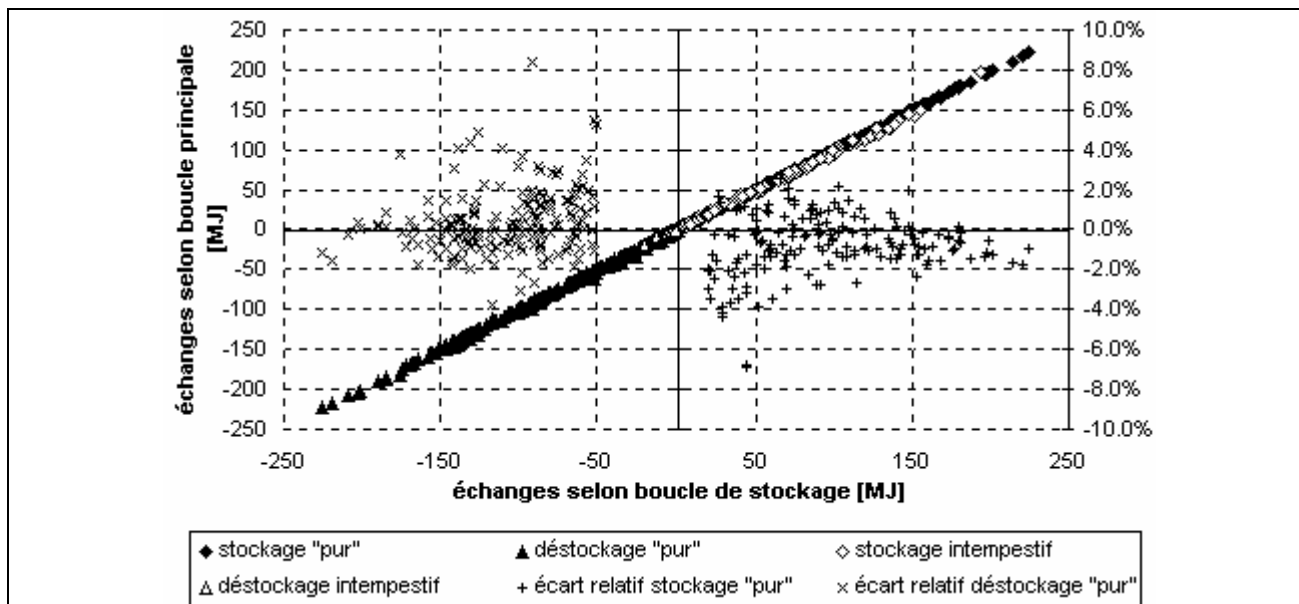


Fig. 15 : Puissances de stockage/déstockage de la serre à eau décomptées selon la boucle principale ou secondaire, valeurs journalières (projet "Geoser").

En mode de stockage/déstockage « pur » la corrélation est excellente ainsi que le montrent les écarts relatifs: ils sont centrés et inférieurs à 5% pour des sommes journalières supérieures à 20 MJ (stockage), respectivement 50 MJ (déstockage). En bilan annuel cet écart relatif est dans les deux cas inférieur au pourcent (cf. tableau ci-dessous), ce qui est extrêmement satisfaisant vu des faibles écarts de température entrée/sortie sous-jacents à la mesure: en moyenne annuelle 0.69 K lors du stockage, 0.52 K lors du déstockage, avec des moyennes journalières se limitant dans les deux cas à 1.5 K. Les écarts entre débitmètres étant eux-même de l'ordre du pourcent (comme indiqué par le fabricant et vérifié ponctuellement hors régime transitoire, lorsque les vannes trois voies sont complètement ouvertes), on en déduit une erreur de mesure sur les ΔT inférieure au pour-cent, soit inférieure à 0.01 K, comme prévu par l'étalonnage. En mode intempestif la corrélation est bien moins bonne, indiquant clairement un régime transitoire, marqué par une inhomogénéité du système.

Tab. 4 : Corrélations entre puissances thermiques selon boucle principale et boucle de stockage (projet "Geoser", du 19/5/94 au 31/3/95).

état	ΔT K	débit kW	puissance MJ/jour	énergie MJ/jour	écart abs. ¹⁾ MJ/jour	écart rel. ¹⁾
stockage "pur"	0.69	5.60	4.59	53.8	-0.42	-0.78%
déstockage "pur"	0.52	5.74	4.02	66.3	-0.46	0.69%
stockage intempestif	3.27	3.45	13.07	24.5	-0.90	-3.67%
déstockage intempestif	0.06	3.56	2.00	1.2	0.07	-5.61%

1) boucle principale - secondaire

L'excellente corrélation nous a finalement permis, lors des bilans, de substituer le décompte temporellement défectueux calculé selon la boucle de stockage par celui calculé selon la boucle principale.

Serre à air, stockage/déstockage par courant d'air non contrôlé

Dans le cas de la serre à air, il est important de vérifier qu'il n'y ait pas eu de la ventilation non-contrôlée dans les tubes, entraînant des échanges thermiques non comptabilisés. De tels échanges pourraient avoir lieu dans deux cas : soit lors de phases transitoires (arrêt/enclenchement du ventilateur en début/fin de pas de temps de 5 minutes), ce que l'on détecte par analyse de l'état au pas de temps précédent/suivant; soit encore par un courant d'air naturel, sans mise en marche du ventilateur. Ce dernier cas se subdivise lui-même en trois sous-cas: 1) $V_{saAirTot} > 0$ et $V_{saAirTub} > 0$: on a affaire à une situation de thermocirculation pouvant partiellement vidée le stock; 2) $V_{saAirTot} > 0$ et $V_{saAirTub} = 0$: le courant d'air est un courant convectif à l'intérieur de la cheminée d'accès au stock, exposée au soleil, ce qui n'affecte en principe pas le stock; 3) $V_{saAirTot} = 0$ et $V_{saAirTub} > 0$: il s'agit d'une erreur de mesure.

Tab. 5 : importance relative des différents types de courants d'air non-comptabilisés qui traversent le stock en terre.

Type de courant d'air	Fraction énergétique	Fraction temporelle
transitoire	0.01%	4.88%
thermocirculation	0.00%	0.05%
convection	0.03%	0.34%
erreur	0.00%	0.05%
total	0.04%	5.32%

Nous avons analysé l'apparition de ces cas tout au long de la période active de l'expérience (avril 94 à mars 95, à l'exception du 8 avril 94 où l'étalonnage des débits de vitesse a faussé les mesures) et comparés les échanges qui leur correspondent à ceux obtenus lors des périodes de stockage/déstockage standards. Cette dernière comparaison s'est faite par l'intermédiaire d'une grandeur cumulative unique, définie comme la somme en valeurs absolues des composantes (positives et négatives, sensibles et latentes) de l'échange. Cette analyse Tab. 5) montre clairement que ces phénomènes sont négligeables au niveau de l'énergie mise en jeux. Soulignons à ce propos que la fréquence temporelle présentée dans le tableau 5 correspond aux nombre de pas de temps (par 5 minutes) pendant lesquels le phénomène en question est apparu, ce qui dans le cas du régime transitoire ne signifie pas qu'il ait eu lieu tout au long du pas de temps, bien au contraire.

Serre à air, relation entre débits dans la cheminée d'entrée et dans les tubes enterrés

Quoique de peu d'importance pour établir les bilans énergétiques, il nous a semblé intéressant d'établir la relation entre débits d'air (respectivement vitesses) mesurés dans la cheminée d'entrée et dans l'unique tube appareillé du stock à air, ainsi que de vérifier leur congruence tout au long de l'expérience.

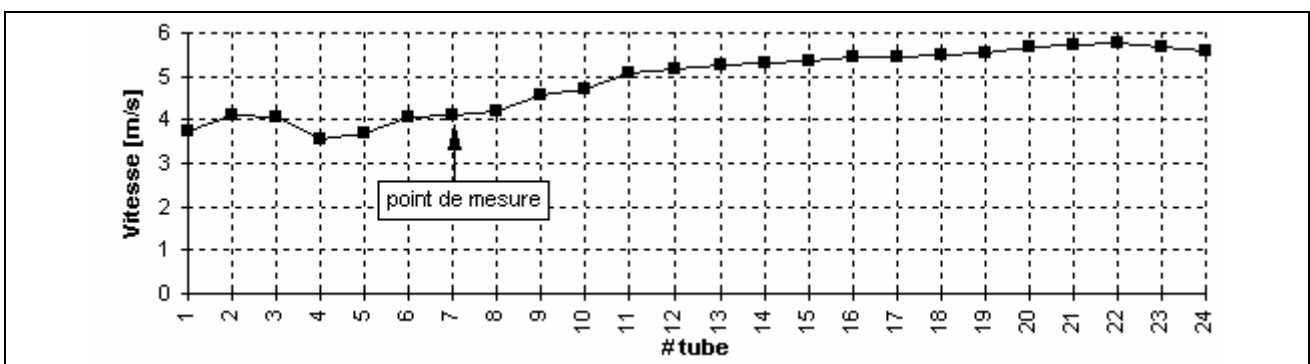


Fig. 16 : Etalonnage de la distribution de vitesse dans le registre de tubes enterrés (projet "Geoser").

Une première relation (Fig. 16) se déduit d'un étalonnage effectué le 8 avril 94, au cours duquel la distribution de vitesse entre les différents tubes a été mesurée pour un flux d'air total constant (4.57 m/s correspondant à $1.86 \text{ m}^3/\text{s}$). En supposant le profil de vitesse à l'intérieur de chaque tube égal à celui du tube normalement appareillé, on en déduit les débits individuels, dont la somme ($1.81 \text{ m}^3/\text{s}$) est à 3% près égale au débit mesuré dans la cheminée d'entrée. Le rapport entre débit total et débit dans le tube appareillé se situe ainsi à 29.5, soit un peu plus que le nombre de tubes enterrés, qui est de 24.

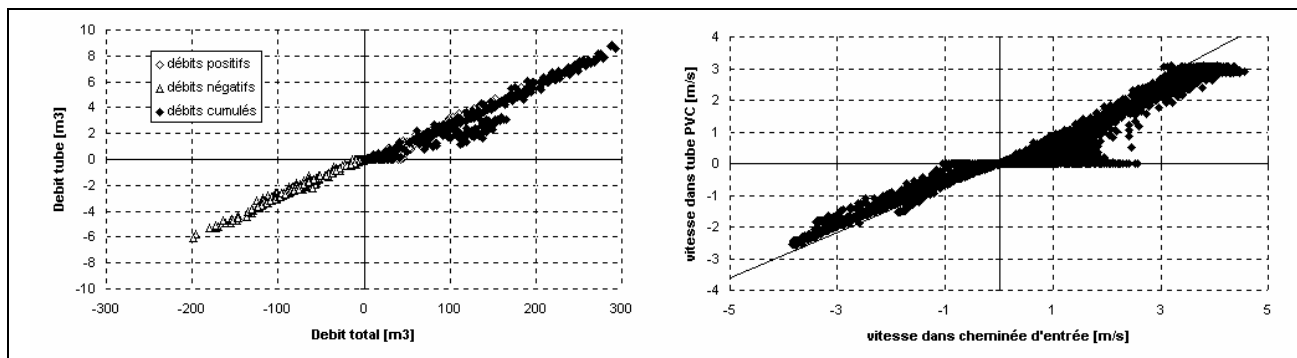


Fig. 17 : Relation entre débits (somme journalière) et vitesse (moyenne horaire) dans la cheminée d'entrée et dans le tube PVC appareillé (projet "Geoser").

Une analyse à posteriori des valeurs journalières de ces débits (Fig. 17) montre une relation très stable, hormis au printemps 94, où le flux d'air a été bloqué dans un état unidirectionnel : ce phénomène pourrait dès lors provenir d'une simple saleté encrassant légèrement le débitmètre du tube et évacuée par simple retour au contreflux. Une régression linéaire forcée effectuée sur l'ensemble des points se situant hors de cette période indique cependant un rapport de 35.6 (en sens positif) respectivement 34.4 (en sens négatif) entre débit total et débit dans le tube, ce qui indique une répartition de flux entre les tubes différente que celle de l'étalonnage du 8 avril 94. Cette différence pourrait en fait provenir de la vitesse de coupure des anémomètres. A faible néanmoins mesurable vitesse dans la cheminée d'air peut en effet correspondre une mesure "nulle" dans le tube enterré. Lors de régime transitoire (enclenchement/déclenchement du ventilateur) ce effet porte également conséquence sur les mesures à relativement haute vitesse, ainsi que le confirme quelques analyses ponctuelles. Nous représentons ici ce phénomène par la relation en moyenne horaire des deux mesures de vitesse (Fig. 17). On y voit bien que si la vitesse dans le tube chute systématiquement à zéro pour une faible vitesse totale, elle se situe, même à haut régime, régulièrement en dessous de sa valeur théorique, donnée par l'étalonnage du 8 avril.

Serre à air, climat dans la serre et à l'entrée du stock

Les températures et humidités mesurées dans la serre à air sont en principe égales à celles mesurées à l'endroit où le flux d'air entre dans le stock (dans la cheminée « d'entrée » du stock, au fond de la serre, lorsque le flux est positif, dans celle « de sortie », à l'avant de la serre, lorsque le flux est négatif). Ce principe permet de vérifier la consistance des mesures d'entrée/sortie du stock, nécessaires au calcul des puissances d'échange. A cet effet nous présentons dans les figures ci-dessous les corrélations pour les températures et humidités absolues, en moyennes journalières.

Si la corrélation en température est bonne, on s'aperçoit que les humidités absolues présentent elles une dispersion relativement importante, surtout dans le cas du flux positif. Ce phénomène provient vraisemblablement du système de brumisation, dont les gouttelettes en suspension dans l'air n'ont pas le temps de s'évaporer avant leur aspiration par le ventilateur, ainsi que cela est explicité dans l'analyse des bilans énergétiques.

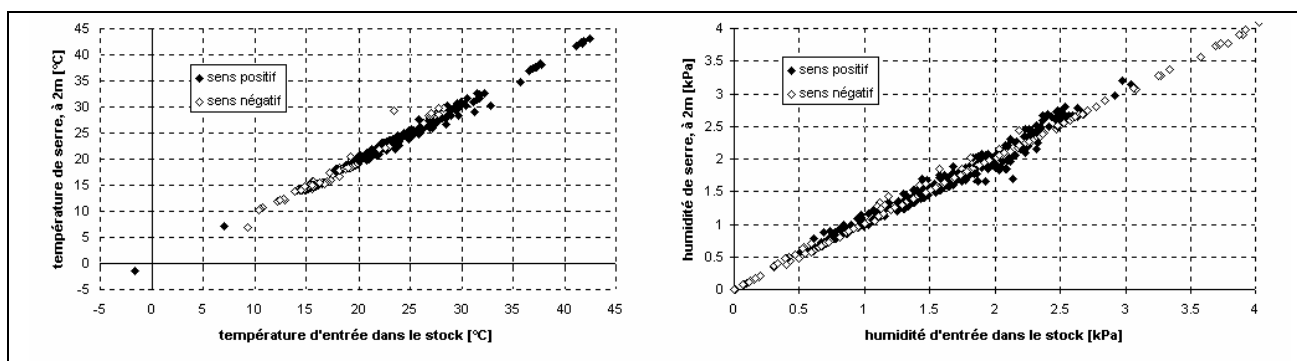


Fig. 18 : corrélations en moyennes journalières entre les températures et humidités à l'entrée du stock en terre et au centre de la serre à 2m de hauteur (projet "Geoser").

2. PARAMETRES PHYSIQUES

2.1. But

L'analyse des échangeurs air/sol fait intervenir une série de paramètres physiques à la fois de l'air et du sol, ainsi que le coefficient d'échange thermique à l'interface des deux (échange convectif air/tube). La plupart des grandeurs utilisées au cours de ce travail sont répertoriées dans des ouvrages de références, que nous nous bornerons ici à citer. Une petite discussion sera cependant dévolue au cas de l'échange convectif air/tube, généralement présenté sous la forme de modèles basés sur les nombres adimensionnels, que nous avons choisi de traiter de façon simplifiée, en faisant directement appel à des grandeurs physiques d'accès immédiat (diamètre des tubes, vitesse de l'air). De même pour la propriété des sols naturels, eux-mêmes constitués d'une multitude d'éléments physiques de base, au sujet desquels nous emprunterons un petit rappel à un ouvrage de référence.

2.2. Propriétés de l'air humide

Les propriétés de l'air, et en particulier de l'air humide (çàd chargé d'une certaine quantité de vapeur d'eau que l'on exprime généralement via l'humidité relative), sont très bien explicitées et répertoriées dans le tome de base de la série de handbooks éditées par la Société américaine des ingénieurs en chauffage, réfrigération et air conditionné [Am. Soc. of HVAC, 1989, Ch. 6]. On y trouvera en particulier les relations entre humidité relative, pression de vapeur et contenu massique en eau, ainsi que la chaleur massique de l'air humide en fonction de la température, ou la chaleur latente de l'eau.

Notons encore qu'en absence de donnée sur la pression atmosphérique, nous avons effectué nos calculs à pression de 1 bar, et que nous avons utilisé l'approximation des gaz parfaits pour faire les conversions entre débit volumique et débit massique.

2.3. Echange convectif air/tube

Un des paramètres fondamentaux des échangeurs air/sol est le coefficient d'échange convectif entre le flux d'air et le tube. Il reflète, de façon macroscopique, les échanges thermiques qui ont lieu entre le gros du flux et la couche limite qui se développe à la surface du tube. De façon générale, ce coefficient dépend tant de la géométrie du problème étudié que de facteurs intrinsèque au fluide (tels la viscosité, la densité ou la conductivité thermique), ou au tube (tel la rugosité), ouvrant la porte à une myriade de cas de figure différents. Afin d'en synthétiser l'étude, il est toutefois possible, par réduction appropriée des grandeurs en jeu, de ramener les problèmes convectifs à une série de cas standards, que l'on peut traiter ou du moins approximer à partir de lois physiques fondamentales [Incropera et De Witt, 1990]. En particulier, pour un même type de géométrie (dans le cas présent un écoulement interne dans un tube cylindrique) mais pour différents fluides, on exprime en général le coefficient d'échange convectif h_a en le réduisant par rapport au coefficient de transfert par conduction, calculé pour une épaisseur d'air équivalente au diamètre du tube d :

$$Nu = \frac{h_a d}{\lambda_a}$$

où λ_a est le coefficient de conduction de l'air (sans convection). Ce rapport, appelé nombre de Nusselt, est lui-même évalué en fonction de deux autres nombres adimensionnels, à savoir le nombre de Prandtl Pr (rapport entre viscosité cinématique et diffusivité thermique) et le nombre de Reynolds Re . Pour de l'air, le nombre de Prandtl est très stable sur la plage de température qui nous concerne (Tab. 6). Le nombre de Reynolds dépend quant à lui tant de la viscosité cinématique γ_a (relativement stable, Tab. 6), que de la vitesse du fluide v et du diamètre du tube d :

$$Re = \frac{dv}{\gamma_a}$$

si bien qu'il représente le paramètre majeur de notre problème.

Bien que de forme générique similaire, de par la littérature une pléthore de modèles différents relient ces paramètres entre eux. Nous retiendrons quant à nous une version corrigée du modèle de Von Hausen [Gnielinski, 1975], qui a le mérite d'une plage de validité relativement étendue vers les petites vitesses et/ou petits diamètres ($Re > 2'300$). Sa formulation complète est de la forme :

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right) \left(\frac{T_a}{T_t} \right)^{0.45}$$

où les températures de l'air T_a et du tube T_t sont donnés en K. Dans la pratique, le rapport entre diamètre et longueur du tube sera en général inférieur à 0.01 et le différentiel de air-tube se situera en dessous des 10 K. Cumulés, les deux termes correctifs γ relatifs se situeront ainsi en dessous des 2% et pourront être négligés.

Une étude paramétrique du nombre de Nusselt ainsi calculé (puis ramené sous sa forme dimensionnelle de coefficient d'échange), montre l'importance primordiale de la vitesse du flux : celle-ci induit un accroissement quasi-linéaire de l'échange thermique (Fig. 19 et Tab. 7 à 8), d'autant plus important que le rayon est faible (et que le gros du flux, au centre, interagit plus fortement avec la surface du tube).

Cet effet est encore plus marqué avec des tubes rectangulaires (échangeur plan), pour lequel le nombre de Reynolds est calculé avec le diamètre hydraulique équivalent :

$$d = \frac{4A}{p} \approx 2h$$

où A , p et h sont respectivement la section, le périmètre et l'épaisseur du tube, que nous avons supposé bien inférieur à la largeur (lame d'air).

Tab. 6 : Quelques propriétés de l'air [Incropera et De Witt, 1990].

température T_a [K]	conductivité λ_a [W/K.m]	viscosité γ_a [m^2/s]	nbre de Prandtl Pr [-]
200	$18.1 \cdot 10^{-3}$	$7.59 \cdot 10^{-6}$	0.737
250	$22.3 \cdot 10^{-3}$	$11.44 \cdot 10^{-6}$	0.720
300	$26.3 \cdot 10^{-3}$	$15.89 \cdot 10^{-6}$	0.707

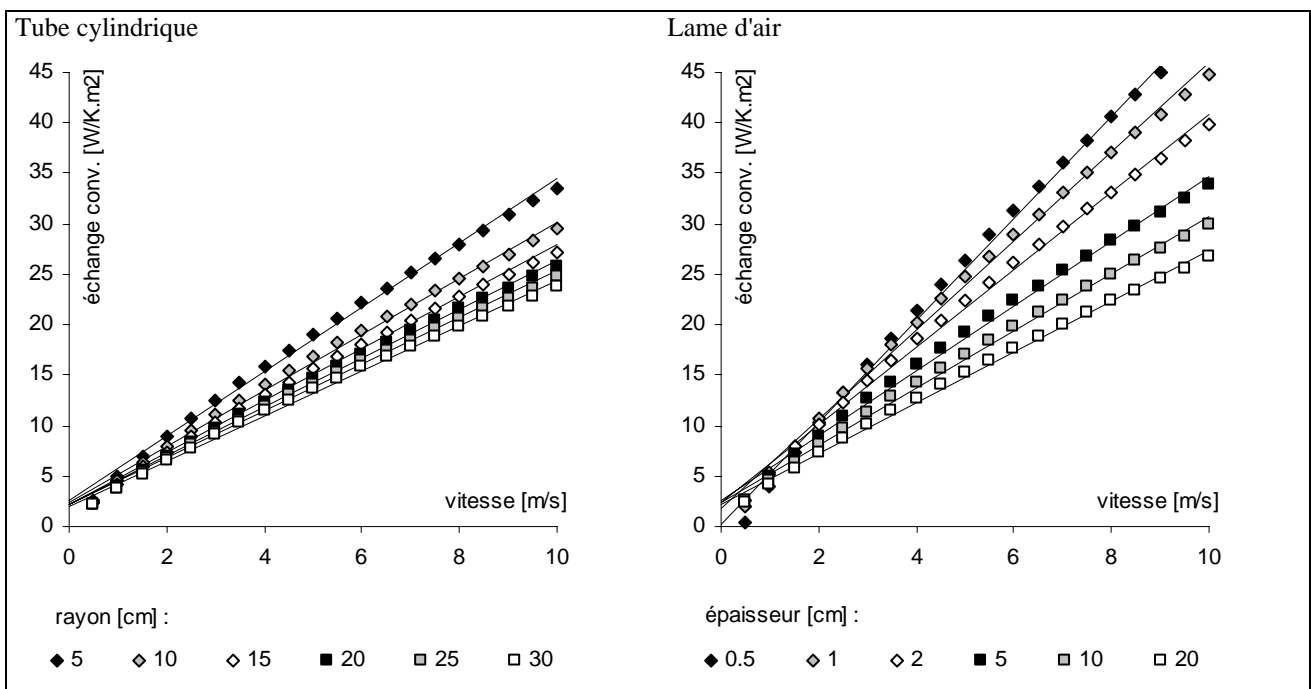


Fig. 19 : Coefficient d'échange convectif de l'air en fonction de la vitesse, à 10°C, pour un tube cylindrique et une lame d'air : régressions linéaires sur les valeurs données par le modèle de Gnielinski.

Tab. 7 : Echange convectif pour tube cylindrique : coefficients de régression linéaire sur les valeurs données par le modèle de Gnielinski.

rayon [cm]	5	10	15	20	25	30
diamètre [cm]	10	20	30	40	50	60
section [m ²]	0.008	0.031	0.071	0.126	0.196	0.283
échange convectif [W/K.m ²] ¹⁾	à 0°C	3.4v + 2.7	2.9v + 2.5	2.7v + 2.4	2.6v + 2.3	2.4v + 2.2
	à 10°C	3.2v + 2.5	2.8v + 2.4	2.6v + 2.3	2.4v + 2.2	2.3v + 2.1
	à 20°C	3.0v + 2.4	2.6v + 2.3	2.4v + 2.1	2.3v + 2.0	2.2v + 2.0
	à 30°C	2.9v + 2.3	2.5v + 2.1	2.3v + 2.0	2.2v + 1.9	2.1v + 1.9

1) v en m/s

Tab. 8 : Echange convectif pour lame d'air : coefficients de régression linéaire sur les valeurs données par le modèle de Gnielinski.

épaisseur [cm]	0.5	1	2	5	10	20
diamètre équivalent [cm] ²⁾	1	2	4	10	18	33
section [m ² par m de large]	0.005	0.010	0.020	0.050	0.100	0.200
échange convectif [W/K.m ²] ¹⁾	à 0°C	5.3v + 0.4	4.6v + 2.1	4.1v + 2.6	3.4v + 2.7	3.0v + 2.6
	à 10°C	5.1v + 0.2	4.4v + 1.8	3.8v + 2.5	3.2v + 2.5	2.8v + 2.4
	à 20°C	4.8v + 0.0	4.2v + 1.6	3.7v + 2.3	3.1v + 2.4	2.7v + 2.3
	à 30°C	4.6v - 0.2	4.0v + 1.5	3.5v + 2.1	2.9v + 2.3	2.6v + 2.2

1) v en m/s

2) largeur de lame : 1m

2.4. Propriétés thermique des sols

On trouvera les coefficients de conductivité thermique et capacité calorifique ainsi que la masse volumique de la plupart des matériaux de construction homogène dans des tables [GRES, 1985] ou directement intégrés dans des logiciels d'énergétique du bâtiment [Enercad].

Le cas des sols naturels, un peu moins connu par les thermiciens, sera brièvement traité ici sur la base d'un ouvrage de référence [Musy et Soutter, 1991].

Capacité calorifique

La capacité thermique c_s d'un sol s'exprime par une moyenne pondérée des capacités calorifiques respectives de ses constituants (minéraux, matière organique, air, eau) :

$$c_s = \sum_i \chi_i \rho_i c_i$$

où χ_i , ρ_i , c_i représentent respectivement la teneur (en m³/m³ total), la masse volumique et la capacité calorifique d'un des constituants.

Ainsi, comme l'eau et la matière organique se distinguent par une capacité calorifique supérieure à celle des éléments minéraux (Tab. 9), un sol humide emmagasinera mieux la chaleur qu'un sol sec, effet parfois utilisé pour accroître la performance d'échangeurs air/sol [Alvarez et al., 1992].

Soit dit en passant, ce phénomène a également son importance en agriculture, où le réchauffement printanier d'un sol sera d'autant plus lent que sa teneur en eau et sa teneur en matière organique seront élevées. Par ailleurs, pour un sol sec, ce réchauffement sera d'autant plus rapide que sa porosité est grande. Ces quelques considérations soulignent l'intérêt d'un drainage efficace à la sortie de l'hiver, un réchauffement accéléré du sol permettant en effet un démarrage plus précoce des cultures et allongeant d'autant la période végétative, ce qui favorise le développement des plantes.

Conductivité thermique

D'autre part, la conductivité thermique d'un sol dépend non seulement de sa composition (teneur en matières minérales et organiques, dont on trouve les coefficients de conductivité dans le Tab. 9), mais également de l'arrangement et de la forme de ses particules constitutives, des liaisons entre ces particules (ponts d'eau), ainsi que de sa teneur en air (faiblement conducteur). Le sol apparaît ainsi comme conducteur de chaleur d'autant meilleur qu'il est humide (Fig. 20), effet qui se cumule au précédent et milite, lorsque c'est possible, pour l'humidification d'un sol utilisé dans un échangeur air/sol [Alvarez et al., op. cit].

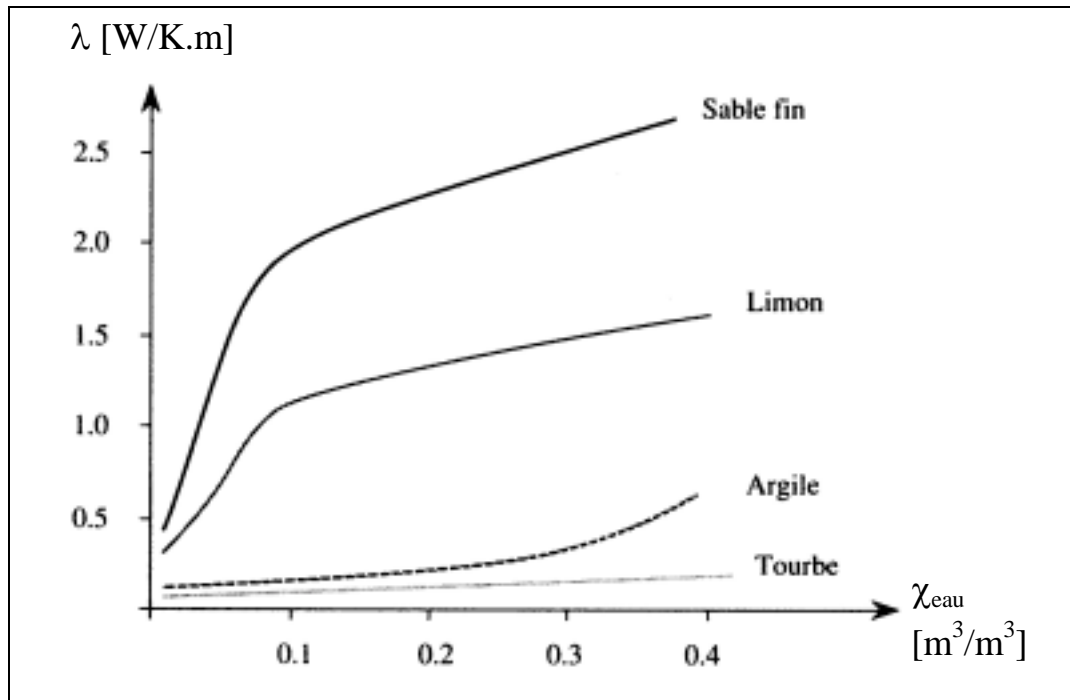


Fig. 20 : Conductivité thermique de quelques sols en fonction de la teneur en eau [Musy et Soutter, 1991].

Transfert de chaleur par migration

En principe, la conductivité thermique varie dans l'espace et dans le temps, notamment en fonction des variations de teneur en eau par migration, celle-ci ayant alors pour conséquence d'accélérer encore le transfert de chaleur par effet convectif.

Dans le travail qui suit nous ne tiendrons pas directement compte de cet effet, que nous introduirons tout au plus en considérant, sous la forme de condition au bord isotherme, une nappe phréatique mouvante située en dessous d'une nappe de tube.

Tab. 9 : Propriétés thermiques des principaux constituants d'un sol [Musy et Soutter, 1991].

matière	masse volumique ρ kg/m³	cap. calorifique c kJ/K.kg	cap. calor. vol. ρc MJ/K.m³	conductivité λ W/K.m
minéraux (moyenne)	$2.65 \cdot 10^3$	0.80	2.10	2.90
matière organique	$1.30 \cdot 10^3$	1.90	2.47	0.25
eau	$1.00 \cdot 10^3$	4.20	4.20	0.585
glace	$0.92 \cdot 10^3$	2.10	1.93	2.20
air	$1.25 \cdot 10^3$	1.00	1.25	0.023

3. CALCUL ANALYTIQUE

3.1. Etat de l'art

Contrairement à ce qui se passe pour un milieu de stockage liquide, qui peut souvent se décrire par séparation des paramètres capacitif et convectif (modèles à un nœud), les échanges thermiques avec un milieu solide, de nature diffusif (continuum conductif/capacitif), induit des déphasages et amortissements de température souvent difficile à caractériser de façon intuitive, l'inhomogénéité du champs de température ne permettant généralement pas la mise en œuvre de modèles mathématiques simples. Si, à défaut de mieux, certain auteurs utilisent tout de même de tels modèles pour le dimensionnement d'échangeurs air/sol [Bansal et al., 1983; Tiwari et al., 1993; Athienitis et al., 2000; Serres et al., 1994; Tzaferis et al., 1992], il reste à priori difficile, particulièrement en condition non-stationnaire, d'estimer les paramètres fondamentaux tels que le coefficient d'échange air/sol et la température effective du sol.

Hormis une solutions approximative, basée sur une solution stationnaire et pour une géométrie restreinte [Koschenz et Lehmann, 2000], une des étude analytique les plus aboutie [Claesson et Dunand, 1983] donne la solution exacte de la diffusion de chaleur latérale d'un tube cylindrique soumis à excitation périodique. Elle est complétée [Sawhney et Mahajan, 1994] par l'effet qui en résulte sur la variation longitudinale de la température du flux d'air. Bien qu'y soit prise en compte le couplage thermique du sol avec sa surface libre, considérée plane et soumise à excitation périodique déphasée, pour le reste de la géométrie la diffusion dans le sol se poursuit virtuellement à l'infini, çàd sans restriction sur la quantité de terrain à disposition. Il manque surtout à cette étude une interprétation physique ainsi qu'une présentation simple et opérationnelle des résultats obtenus.

Le but de se chapitre sera de traiter un problème similaire à cette dernière étude, en ajoutant une condition radiale finie (limitation du terrain à disposition de chaque tube), mais en omettant la contrainte liée à la surface libre du sol, ainsi qu'en développant la solution et en interprétant les résultats de façon adéquate à la compréhension conceptuelle des phénomènes en jeu. Ceci permettra en particulier de caractériser les phénomènes d'amortissement et de déphasage par diffusion et de développer une règle du pouce pour le dimensionnement des systèmes. Par transformée de Fourier d'une année météorologique horaire, ces résultats seront finalement utilisés pour développé un outil de calcul simplifié mais rigoureusement correct et facile à mettre en œuvre, complémentaire au modèle numérique plus complexe décrit plus loin.

3.2. Echangeur air/sol cylindrique soumis à input périodique

Nomenclature

Symboles latins

a_s	m^2/s	diffusivité du sol
c_a	$J/K.kg$	capacité calorifique du sol
c_s	$J/K.kg$	capacité calorifique de l'air
h	$W/K.m^2$	coeff. total de transfert thermique
h_a	$W/K.m^2$	coeff. convectif de transfert thermique (air/tube)
h_s	$W/K.m^2$	coeff. diffusif de transfert thermique (sol)
h_δ	$W/K.m^2$	coefficient de transfert thermique pour sol d'épaisseur δ et signal stationnaire
h_Γ	$W/K.m^2$	combinaison des coeff. diffusif de transfert et déphasage thermique ($h_\Gamma^* = h_s + ik_s$)
k	$W/K.m^2$	coeff. total de déphasage thermique
k_s	$W/K.m^2$	coeff. diffusif de déphasage thermique (sol)
\dot{m}_a	kg/s	débit d'air
r	m	rayon
r_0	m	rayon du tube

R_0	m	rayon du cylindre tube + sol
ΔR_0	m	épaisseur du sol ($\Delta R_0 = R_0 - r_0$)
t	s	temps
t_x	s	temps de transit dans le tube
S_x	m ²	surface d'échange
S_δ	m ²	surface d'échange critique pour signal stationnaire et épaisseur de sol δ
T_a	°C	température d'air
T_s	°C	température du sol
v_a	m/s	vitesse du flux d'air
x	m	longueur

Symboles grecs

δ	m	profondeur de pénétration
Δh	W/K.m ²	correction du coeff. total de transfert thermique
Δk	W/K.m ²	correction du coeff. total de déphasage thermique
θ_0	K	amplitude de la température d'air à l'entrée du tube
θ_a	K	amplitude de la température d'air
θ_s	K	amplitude de la température de sol
Γ_s		amplitude de la température de sol, modulation radiale
λ_s	W/K.m	conductivité thermique du sol
ρ_a	kg/m ³	masse volumique de l'air
ρ_s	kg/m ³	masse volumique du sol
τ	s	période du signal sinusoïdal
ω	rad/s	fréquence angulaire du signal sinusoïdal

Divers

- L'astérisx signifie une grandeur complexe.
- Le tilda signifie une grandeur réduite, telle que définie dans le texte.
- Pour la modélisation par transformée de Fourier, l'indice "1" signifie que la grandeur est évaluée pour la fréquence de base ω_1 , l'indice "i" pour un multiple de la fréquence de base.

Définition du problème

Nous considérerons un flux d'air (ou, par extension, d'un autre fluide) qui balaye dans sa longueur un tube cylindrique entouré d'une couche de terrain d'épaisseur finie, soumise à condition au bord adiabatique ou isotherme (Fig. 21). La température à l'entrée du tube étant supposée sinusoïdale nous nous intéresserons à son évolution en fonction de la distance parcourue. Un des résultats majeur de notre étude consistera à montrer que cette évolution résulte du couplage en série entre le coefficient d'échange convectif air/tube et un coefficient d'échange effectif rendant compte de la diffusion dans le terrain, ce dernier coefficient étant principalement déterminé (à concurrence de l'épaisseur de la couche) par la longueur de pénétration propre à la durée du signal.

Dans la pratique on ne rencontrera guère de condition au bord radiale isotropique comme celle supposée ici, si bien que la limite radiale imposée à la diffusion doit être considéré comme un rayon effectif, tenant simultanément compte de facteurs limitatifs comme la proximité d'autres tubes posés en parallèle ou celle d'une nappe phréatique ou de toute autre surface plane isotherme. Nous ne nous intéresserons pas ici à la façon adéquate de représenter sous cette forme une géométrie réelle, qui peut aisément se simuler avec le

modèle numérique présenté au chapitre 4, mais plutôt aux enseignements généraux que l'on peut retirer de cette approche.

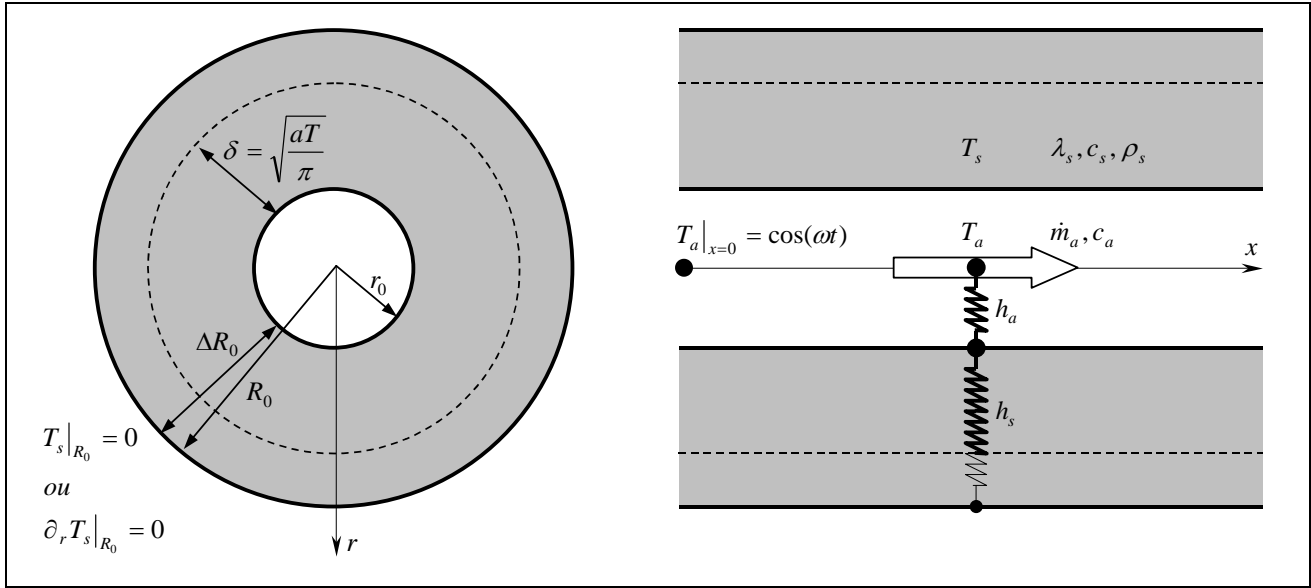


Fig. 21 : Schéma de principe pour la formulation analytique de l'échange diffusif cylindrique air/sol : coupes perpendiculaire et longitudinale.

Dans ce cadre nous considérerons par ailleurs les hypothèses simplificatrices suivantes :

- La diffusion de chaleur longitudinale, considérée secondaire par rapport à la diffusion latérale, n'est pas prise en compte. La pertinence de cette hypothèse sera vérifiée ultérieurement, par comparaison avec de la modélisation numérique.
- Le sol est considéré comme étant homogène. Ne sont ainsi pas pris en compte les changements de diffusivité dus à des changements de type de terrain ou de leur contenu en eau. Ne sont pas non plus pris en compte d'éventuels mouvements d'eau entraînant des échanges convectifs à l'intérieur du terrain.
- Au niveau d'une section l'air est considéré homogène, la dynamique précise de l'échange convectif n'étant pas modélisée dans tous ces détails, mais par un coefficient convectif unique entre le tube et le flux pris dans son ensemble (assimilable à un point). Ce coefficient est par ailleurs supposé constant tout au long du tube, c'est-à-dire ne dépendant pas de l'évolution longitudinale de la température de l'air mais tout au plus dépendant de la vitesse du flux (cf. Ch. 2).
- Le tube est considéré d'épaisseur nulle et n'entre pas en considération dans le calcul thermique. Si nécessaire on pourra, en première approximation, corriger cette hypothèse à posteriori : 1) en intégrant la résistance du tube au coefficient convectif air/tube; 2) en considérant une couche de sol qui inclut la capacité calorifique du tube.
- Les éventuels échanges latents ne sont pas pris en compte, ce qui revient à dire qu'il n'y a pas d'infiltration dans les tubes et que la température de l'air se maintient au dessus du point de condensation. De même l'échauffement de l'air par frottement (pertes de charges) est négligé.

Formulation et résolution mathématique

Avec la nomenclature définie plus haut, les échanges thermiques en jeux sont régis par un système de trois équations régissant respectivement la diffusion dans le sol, l'échange convectif air/tube et le couplage entre les deux au niveau du tube :

$$a_s \left(\partial_r^2 T_s + \frac{1}{r} \partial_r T_s \right) = \partial_t T_s \quad (1)$$

$$c_a \dot{m}_a \left(\partial_x T_a + \frac{1}{v_a} \partial_t T_a \right) = 2\pi r_0 h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (2)$$

$$\lambda_s \partial_r T_s|_{r=r_0} = h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (3)$$

où la diffusivité est reliée aux propriétés conductive et capacitive du sol :

$$a_s = \frac{\lambda_s}{c_s \rho_s} \quad (4)$$

et la vitesse est reliée au débit massique et au rayon :

$$v_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \pi r_0^2} \quad (5)$$

En reformulant (3), les deux premières équations du systèmes peuvent s'écrire en fonction T_s uniquement, dont la solution détermine celle de T_a :

$$a_s \left(\partial_r^2 T_s + \frac{1}{r} \partial_r T_s \right) = \partial_t T_s \quad (6)$$

$$\left(\partial_x + \frac{1}{v_a} \partial_t \right) \left(T_s - \frac{\lambda}{h_a} \partial_r T_s \right) \Big|_{r=r_0} - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \lambda \partial_r T_s \Big|_{r=r_0} = 0 \quad (7)$$

$$T_a = \left(T_s - \frac{\lambda}{h_a} \partial_r T_s \right) \Big|_{r=r_0} \quad (8)$$

Enfin, à la limite de la couche de terrain disponible, nous considérerons alternativement une condition aux bords isotherme ou adiabatique :

$$T_s \Big|_{r=R_0} = 0 \quad \text{ou} \quad \partial_r T_s \Big|_{r=R_0} = 0 \quad (9a/b)$$

Solution stationnaire

Avant de s'attaquer au problème périodique qui nous intéresse, nous traiterons le problème stationnaire, correspondant à une température d'entrée constante :

$$T_a \Big|_{x=0} = \theta_0 \quad (10)$$

dont la résolution tout comme la solution nous serviront de point de référence.

Découplage géométrique

En régime établi T_s et T_a ne dépendent plus de t et nous pouvons séparer les composantes radiale et longitudinale de la façon suivante :

$$T_s(x, r) = \theta_s(x) \cdot \Gamma_s(r) \quad (11)$$

$$T_a(x) = \theta_a(x) \quad (12)$$

Les fonctions θ_s et Γ_s étant définies à une constante multiplicative près, nous ajoutons arbitrairement la condition suivante :

$$\Gamma_s \Big|_{r=r_0} = 1 \quad (13)$$

ce qui fixe θ_s comme étant la température du sol au niveau du contact avec l'air (température du tube). En y substituant (11-12) et en définissant par ailleurs :

$$h_\Gamma = \lambda \left(- \frac{\partial_r \Gamma_s}{\Gamma_s} \right) \Big|_{r=r_0} \quad (14)$$

le système (6-8) devient :

$$\partial_r^2 \Gamma_s + \frac{1}{r} \partial_r \Gamma_s = 0 \quad (15)$$

$$\partial_x \theta_s + \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_\Gamma}{h_a + h_\Gamma} \cdot \theta_s = 0 \quad (16)$$

$$\theta_a = \frac{h_a + h_\Gamma}{h_a} \cdot \theta_s \quad (17)$$

et les conditions au bord (9-10) deviennent :

$$\theta_a|_{x=0} = \theta_0 \quad (18)$$

$$\Gamma_s|_{r=r_0} = 0 \quad \text{ou} \quad \partial_r \Gamma_s|_{r=r_0} = 0 \quad (19a/b)$$

Solution longitudinale

La résolution triviale de (16), son couplage avec (17) et la condition (18) permettent de fixer les composantes longitudinales :

$$\theta_s(x) = \frac{h_a}{h_a + h_\Gamma} \theta_0 \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_\Gamma}{h_a + h_\Gamma} x\right) \quad (20)$$

$$\theta_a(x) = \theta_0 \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_\Gamma}{h_a + h_\Gamma} x\right) \quad (21)$$

Solution radiale

Soumise à la condition (13), la solution générale de (15) s'écrit quant à elle sous la forme :

$$\Gamma_s(r) = \frac{\ln(Ar)}{\ln(Ar_0)} \quad (22)$$

où A est déterminé par l'une ou l'autre des conditions radiales (19a/b).

- Avec la condition isotherme (19a), $A = R_0^{-1}$, de telle sorte que (22) et (14) s'écrivent :

$$\Gamma_s(r) = \frac{\ln\left(\frac{r}{R_0}\right)}{\ln\left(\frac{r_0}{R_0}\right)} \quad (23a)$$

$$h_\Gamma = \frac{\lambda}{r_0 \ln\left(\frac{R_0}{r_0}\right)} \quad (24a)$$

- Avec la condition adiabatique (19b), A tend vers l'infini, de telle sorte que (22) et (14) s'écrivent :

$$\Gamma_s(r) = 1 \quad (23b)$$

$$h_\Gamma = 0 \quad (24b)$$

Solution complète

Définie par (11-12), (20-21) et (23-24), la solution complète s'écrit enfin de la façon suivante :

- Pour une condition au bord isotherme, la décroissance exponentielle du signal d'entrée, sans déphasage, correspond à celle d'un échangeur statique :

$$T_a(x) = \theta_0 \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} hx\right) \quad (25)$$

pour lequel le coefficient d'échange est déterminé par le couplage en série des coefficients convectif / diffusif de l'air et du sol :

$$h = \frac{h_a h_s}{h_a + h_s} \quad (26)$$

où, par identification avec h_T , le coefficient diffusif du sol h_s est donné par (24a).

La même décroissance exponentielle selon x s'observe par ailleurs au niveau du sol, avec cependant une amplitude qui est divisée par le couplage en série de h_a et h_s , et qui décroît radialement sous forme logarithmique :

$$T_s(x, r) = \frac{h_a}{h_a + h_s} \frac{\ln\left(\frac{r}{R_0}\right)}{\ln\left(\frac{r_0}{R_0}\right)} \cdot \theta_0 \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} hx\right) \quad (27)$$

- Pour une condition au bord adiabatique, la solution triviale :

$$T_a(x) = T_s(x, r) = \theta_0 \quad (28)$$

correspond à une saturation du terrain, lui-même à température uniforme θ_0 et n'échangeant plus rien.

Solution périodique

Le problème périodique est quant à lui défini par une température d'entrée sinusoïdale :

$$T_a|_{x=0} = \theta_0 \cos(\omega t) \quad (29)$$

Il peut être résolu de façon tout à fait analogue au cas stationnaire.

Découplage espace/temps et notation complexe

En régime établi, la recherche d'une solution périodique passera par la notation complexe :

$$T_a = \text{Re}\left[\theta_a^*(x) \exp(i\omega t)\right] \quad (30)$$

$$T_s = \text{Re}\left[\theta_s^*(x) \Gamma_s^*(r) \exp(i\omega t)\right] \quad (31)$$

qui permet de formellement découpler les composantes espace/temps, les déphasages temporels étant portés par l'argument complexe des amplitudes θ_a^* , θ_s^* et Γ_s^* . Les fonctions θ_s^* et Γ_s^* étant définies à une constante multiplicative près, nous fixons à nouveau θ_s^* comme la température du tube, en imposant :

$$\Gamma_s^*|_{r=r_0} = 1 \quad (32)$$

De même qu'avant, en définissant :

$$h_{\Gamma}^* = \lambda \left(-\frac{\partial_r \Gamma_s^*}{\Gamma_s^*} \right) \Big|_{r=r_0} \quad (33)$$

le système (6-8) devient :

$$\partial_r^2 \Gamma_s^* + \frac{1}{r} \partial_r \Gamma_s^* = i \frac{\omega}{a_s} \Gamma_s^* \quad (34)$$

$$\partial_x \theta_s^* + \left(i \frac{\omega}{v_a} + \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_{\Gamma}^*}{h_a + h_{\Gamma}^*} \right) \cdot \theta_s^* = 0 \quad (35)$$

$$\theta_a^* = \frac{h_a + h_{\Gamma}^*}{h_a} \cdot \theta_s^* \quad (36)$$

et les conditions au bord (9) et (29) s'écrivent :

$$\theta_a^* \Big|_{x=0} = \theta_0 \quad (37)$$

$$\Gamma_s^* \Big|_{r=r_0} = 0 \quad \text{ou} \quad \partial_r \Gamma_s^* \Big|_{r=r_0} = 0 \quad (38a/b)$$

Solution longitudinale

Comme tout à l'heure, la résolution triviale de (35), son couplage avec (36) ainsi que la condition (37) permettent de fixer les composantes longitudinales :

$$\theta_s^*(x) = \frac{h_a}{h_a + h_{\Gamma}^*} \theta_0 \exp \left(-i\omega \Delta t_x - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_{\Gamma}^*}{h_a + h_{\Gamma}^*} x \right) \quad (39)$$

$$\theta_a^*(x) = \theta_0 \exp \left(-i\omega \Delta t_x - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_{\Gamma}^*}{h_a + h_{\Gamma}^*} x \right) \quad (40)$$

où Δt_x représente le temps nécessaire au flux d'air pour parcourir la distance x :

$$\Delta t_x = \frac{x}{v_a} \quad (41)$$

Solution radiale

La solution générale de (34) est quant à elle donnée par :

$$\Gamma_s^*(r) = A_I I_0 \left((1+i) \frac{r}{\delta} \right) + A_K K_0 \left((1+i) \frac{r}{\delta} \right) \quad (42)$$

où δ est la profondeur de pénétration propre à la diffusivité du sol et à la fréquence du signal :

$$\delta = \sqrt{\frac{2a_s}{\omega}} = \sqrt{\frac{a_s \tau}{\pi}} \quad (43)$$

et où I_n et K_n sont les fonctions de Bessel modifiées d'ordre n [Abramowitz et Stegun, 1972]. Les coefficients A_I et A_K sont quant à eux déterminés par (42), (32) et l'une ou l'autre des conditions radiales (38a/b).

Via (33) et les règles de dérivation des fonctions de Bessel on obtient finalement :

- Avec la condition isotherme (38a) :

$$\Gamma_s^*(r) = \frac{I_0\left((1+i)\frac{r}{\delta}\right) \cdot K_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) - K_0\left((1+i)\frac{r}{\delta}\right) \cdot I_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)}{I_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) - K_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)} \quad (44a)$$

$$h_\Gamma^* = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (1+i) \cdot (-1) \cdot \frac{I_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) + K_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)}{I_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) - K_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_0\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)} \quad (45a)$$

- Avec la condition adiabatique (38b) :

$$\Gamma_s^*(r) = \frac{I_0\left((1+i)\frac{r}{\delta}\right) \cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) + K_0\left((1+i)\frac{r}{\delta}\right) \cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)}{I_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) + K_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)} \quad (44b)$$

$$h_\Gamma^* = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (1+i) \cdot (-1) \cdot \frac{I_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) - K_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)}{I_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right) + K_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta}\right) \cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta}\right)} \quad (45b)$$

Solution complète

Définie par (30-31), la solution complète du problème s'obtient par multiplication des solutions partielles (39-40) et (44-45), dont il s'agit de prendre la partie réelle. En particulier, après décomposition formelle du couplage entre h_a et h_Γ^* :

$$\frac{h_a h_\Gamma^*}{h_a + h_\Gamma^*} = h + ik \quad (46)$$

nous obtenons pour la température de l'air une solution qui fait explicitement apparaître l'amortissement exponentiel et le déphasage du signal d'entrée :

$$T_a(x, t) = \theta_0 \cdot \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} hx\right) \cdot \cos\left(\omega(t - \Delta t_x) - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} kx\right) \quad (47)$$

L'évaluation des coefficients h et k s'opère par décomposition de h_Γ^* en parties réelle et imaginaire :

$$h_\Gamma^* = h_s + ik_s \quad (48)$$

obtenue par développement en série [Abramowitz et Stegun, op.cit.] des fonctions de Bessel qui interviennent dans (45). Avec cette définition, la décomposition (46) peut s'écrire sous la forme explicite suivante :

$$h = \frac{h_a h_s}{h_a + h_s} + \Delta h \quad (49)$$

$$k = \frac{h_a k_s}{h_a + h_s} + \Delta k \quad (50)$$

$$\Delta h = \frac{h_a^2 k_s^2}{(h_a + h_s)(h_a^2 + 2h_a h_s + h_s^2 + k_s^2)} \quad (51)$$

$$\Delta k = - \frac{h_a k_s (h_a h_s + h_s^2 + k_s^2)}{(h_a + h_s)(h_a^2 + 2h_a h_s + h_s^2 + k_s^2)} \quad (52)$$

les coefficients de transfert thermique et déphasage étant ainsi essentiellement donnés par le couplage en série du coefficient convectif h_a avec les coefficients diffusifs h_s et k_s .

Grandeurs réduites

Afin de pouvoir synthétiser le comportement les grandeurs en jeux, il est commode de les représenter sous forme réduite, classées ici selon leur type :

$$\tilde{T}_a = \frac{T_a}{\theta_0} \quad (53)$$

$$\tilde{t} = \frac{t}{\tau}, \quad \Delta \tilde{t}_x = \frac{\Delta t_x}{\tau} \quad (54)$$

$$\tilde{r}_0 = \frac{r_0}{\delta}, \quad \Delta \tilde{R}_0 = \frac{\Delta R_0}{\delta} \quad (55)$$

$$\tilde{S}_x = \frac{S_x}{S_\delta} \quad (56)$$

$$\tilde{h}_s = \frac{h_s}{h_\delta}, \quad \tilde{k}_s = \frac{k_s}{h_\delta}, \quad \tilde{h}_a = \frac{h_a}{h_\delta}, \quad \tilde{h} = \frac{h}{h_\delta}, \quad \tilde{k} = \frac{\tilde{k}}{h_\delta}, \quad \Delta \tilde{h} = \frac{\Delta h}{h_\delta}, \quad \Delta \tilde{k} = \frac{\Delta \tilde{k}}{h_\delta} \quad (57)$$

où, S_x est la surface d'échange air/tube :

$$S_x = 2\pi r_0 x \quad (58)$$

et où, d'après (25-26), h_δ est le coefficient de transfert diffusif d'une couche de sol d'épaisseur δ balayée par un signal stationnaire, S_δ étant la surface d'amortissement caractéristique associée (pour un couplage convectif parfait, çàd. pour $h = h_\delta$) :

$$h_\delta = \frac{\lambda_s}{r_0 \ln \left(1 + \frac{\delta}{r_0} \right)} \quad (59)$$

$$S_\delta = \frac{c_a \dot{m}_a}{h_\delta} \quad (60)$$

Avec ces définitions (35) se réduit finalement à :

$$\tilde{T}_a = \exp(-\tilde{h}\tilde{S}) \cdot \cos(2\pi(\tilde{t} - \Delta \tilde{t}_x) - \tilde{k}\tilde{S}) \quad (61)$$

Coefficients diffusifs h_s et k_s

Grâce à ces réductions, le comportement des coefficients diffusifs h_s et k_s en fonction de l'épaisseur de sol prend toute sa signification physique (Fig. 22).

Pour une condition au bord isotherme et tout comme dans le cas stationnaire (çàd. selon la même loi logarithmique), le coefficient diffusif h_s commence par décroître lorsque l'épaisseur du sol augmente, "isolant" peu à peu le tube de la source de température en surface. Ce coefficient se stabilise cependant

lorsque l'épaisseur du sol dépasse la profondeur de pénétration δ , indiquant qu'au delà de la couche active le flux d'air ne "voit" plus la température de surface (constante, mais égale à la moyenne de l'oscillation d'entrée).

La même limitation par la couche active s'observe pour une condition aux bord adiabatique. Contrairement au cas stationnaire, où plus aucun échange de chaleur n'avait lieu, il y a cette fois-ci pour une couche suffisamment épaisse amortissement du signal sinusoïdal. Une diminution de l'épaisseur de sol en dessous de δ induit cependant une diminution du coefficient de transfert diffusif, dont la masse capacitive est graduellement réduite à zéro, le cas limite correspondant à un tube parfaitement isolé sans masse active aucune.

Un même phénomène de saturation liée à la longueur de pénétration δ apparaît pour le coefficient de déphasage k_s . Pour l'une et l'autre des conditions au bord, il commence par croître avec l'épaisseur disponible de sol pour se stabiliser au-delà de l'épaisseur critique δ , dans le cas adiabatique en passant par un point maximum,. Contrairement au coefficient h_s , dont la valeur de stabilisation s'avère être indépendante (sous forme réduite) du rayon du tube, celle de k_s est d'autant plus faible que le rayon est petit.

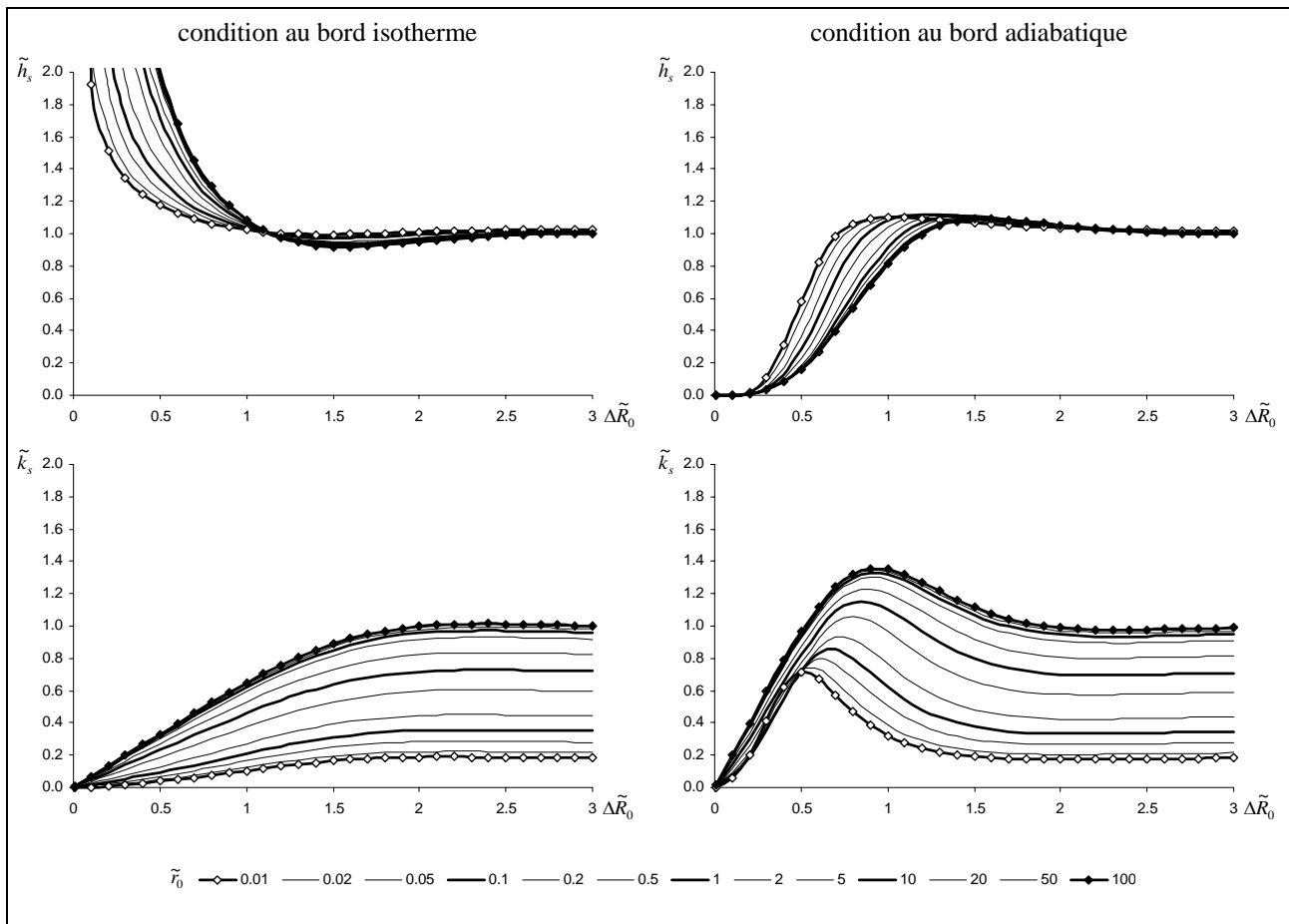


Fig. 22 : Coefficients diffusifs de transfert et de déphasage en fonction de l'épaisseur de sol, pour divers rayons de tube.

Couplage avec l'air et coefficients de correction Δh et Δk

Lors d'un couplage convectif air/sol imparfait, le coefficient d'échange convectif h_a agit de façon générale comme un diviseur de potentiel, les coefficients effectifs h et k prenant essentiellement la même allure, mais réduite, que les coefficients h_s et k_s (Fig. 24 et 26), ce qui justifie la formulation (49-50).

Toutefois (Fig. 23 et 25), les corrections Δh et Δk prennent de l'importance lorsque le coefficient convectif diminue et s'approche de la valeur de référence h_δ ($\tilde{h}_a = 1$).

Cette correction est particulièrement importante pour une condition au bord adiabatique. Positive en ce qui concerne Δh la correction a pour tendance, à faible ΔR_0 : 1) de redresser sous forme linéaire un comportement de h à la base en puissance de ΔR_0 ; 2) de réduire la dispersion en fonction du rayon du tube r_0 . Négative en ce qui concerne Δk , la correction a pour tendance : 1) d'écraser le maximum par lequel passe k aux alentours de δ ; 2) de faire chuter le déphasage k bien en dessous du coefficient de transfert thermique h et de réduire la dispersion en fonction du rayon du tube r_0 .

Echangeur plan

Il peut être utile de remarquer que l'étude que nous venons de faire se généralise également au cas d'un échangeur plan, auquel cas (47) s'écrit directement :

$$T_a(x, t) = \theta_0 \cdot \exp\left(-\frac{S_x h}{c_a \dot{m}_a}\right) \cdot \cos\left(\omega(t - \Delta t_x) - \frac{S_x k}{c_a \dot{m}_a}\right) \quad (62)$$

où S_x représente comme précédemment la surface d'échange, plane cette fois-ci, du "tube". Par comportement asymptotique des fonctions de Bessel (ou par nouvelle résolution complète du problème), le coefficient diffusif total (45) est alors donné comme suit :

- Avec une condition isotherme en ΔR_0 :

$$h_\Gamma^* = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (1+i) \cdot \frac{\cosh\left((1+i)\frac{\Delta R_0}{\delta}\right)}{\sinh\left((1+i)\frac{\Delta R_0}{\delta}\right)} \quad (63)$$

- Avec la condition adiabatique ΔR_0 :

$$h_\Gamma^* = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (1+i) \cdot \frac{\sinh\left((1+i)\frac{\Delta R_0}{\delta}\right)}{\cosh\left((1+i)\frac{\Delta R_0}{\delta}\right)} \quad (64)$$

où ΔR_0 représente toujours l'épaisseur de sol à disposition. On tire comme précédemment les valeurs de h_s et k_s par décomposition complexe (48), valeurs qui se confondent avec celles données plus haut pour un rayon $r_0 = 100\delta$ (Fig. 22). Enfin h et k s'obtiennent par (49-52) ou graphiquement (Fig. 24 ou 26).

Retard Δt_x

Notons enfin que le retard Δt_x , qui dans (47) et (62) correspond au temps que met le flux pour parcourir la distance x , sera en pratique négligeable : par rapport à la fréquence la plus rapide qui nous intéressera, à savoir la fréquence journalière, un temps de transit d'environ un quart d'heure dans le tube n'induirait en effet pas plus qu'un temps de retard "naturel" de 1%.

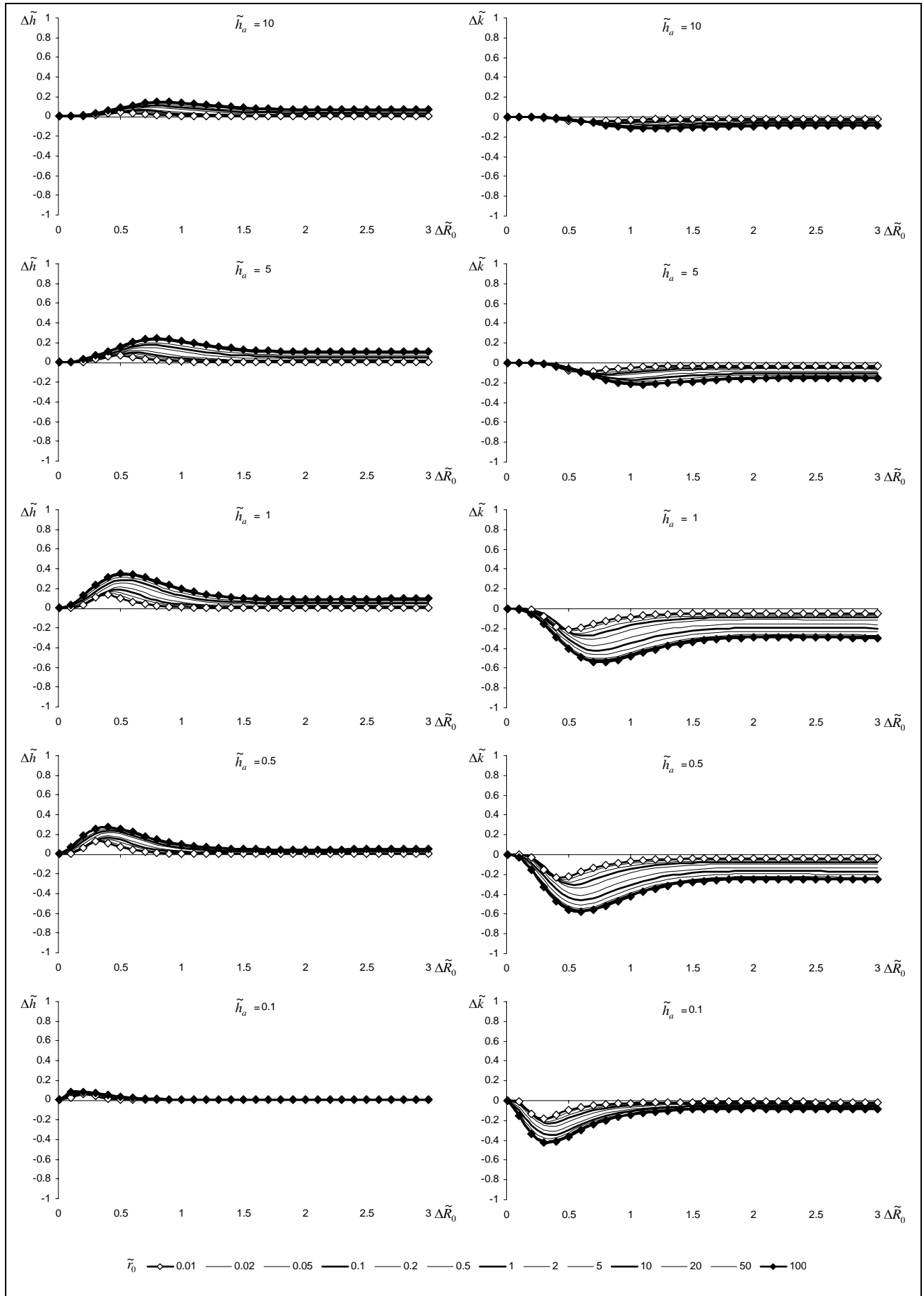


Fig. 23 : Corrections pour le couplage convectif / diffusif, cas adiabatique.

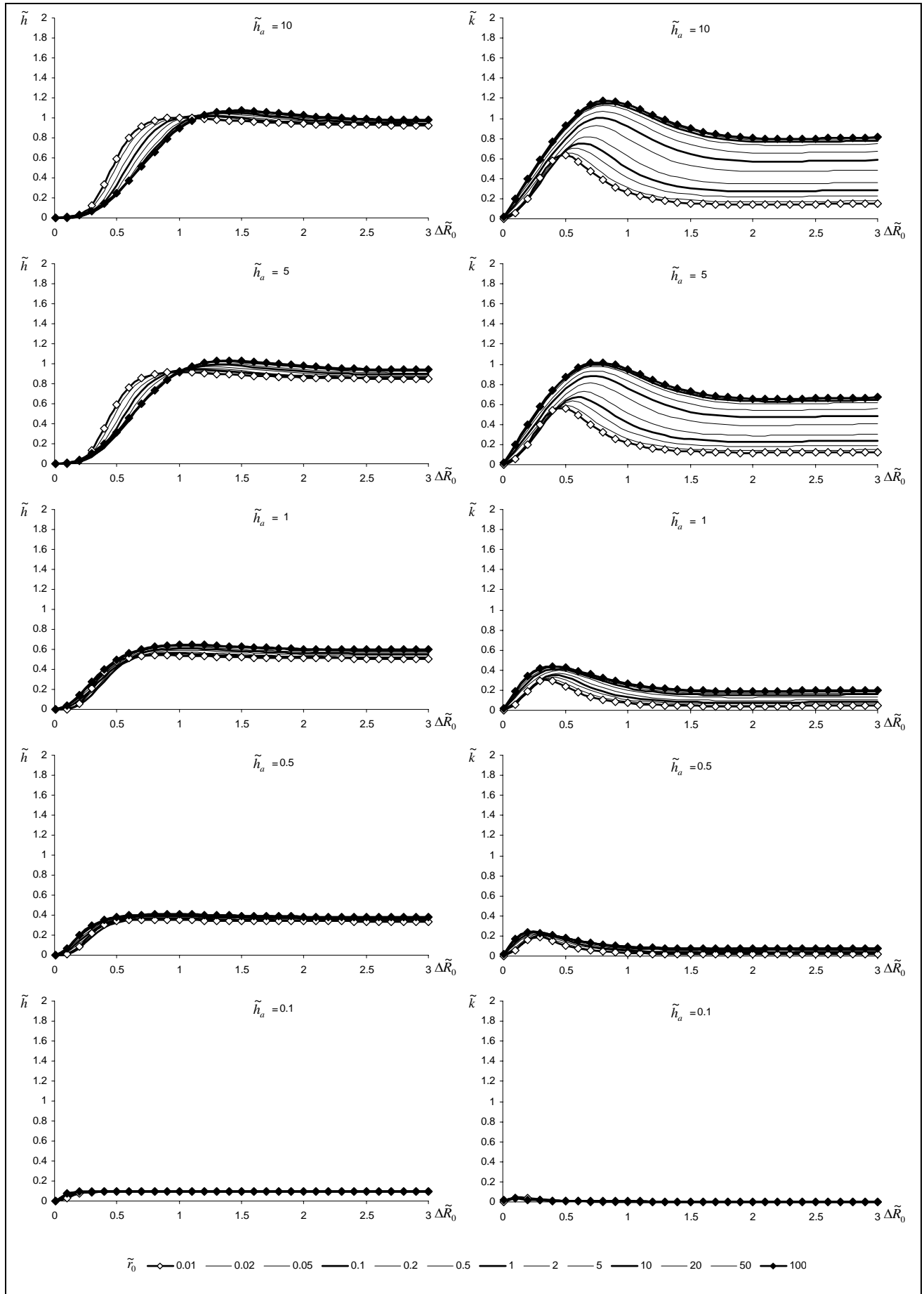


Fig. 24 : Couplage convectif/diffusif, cas adiabatique.

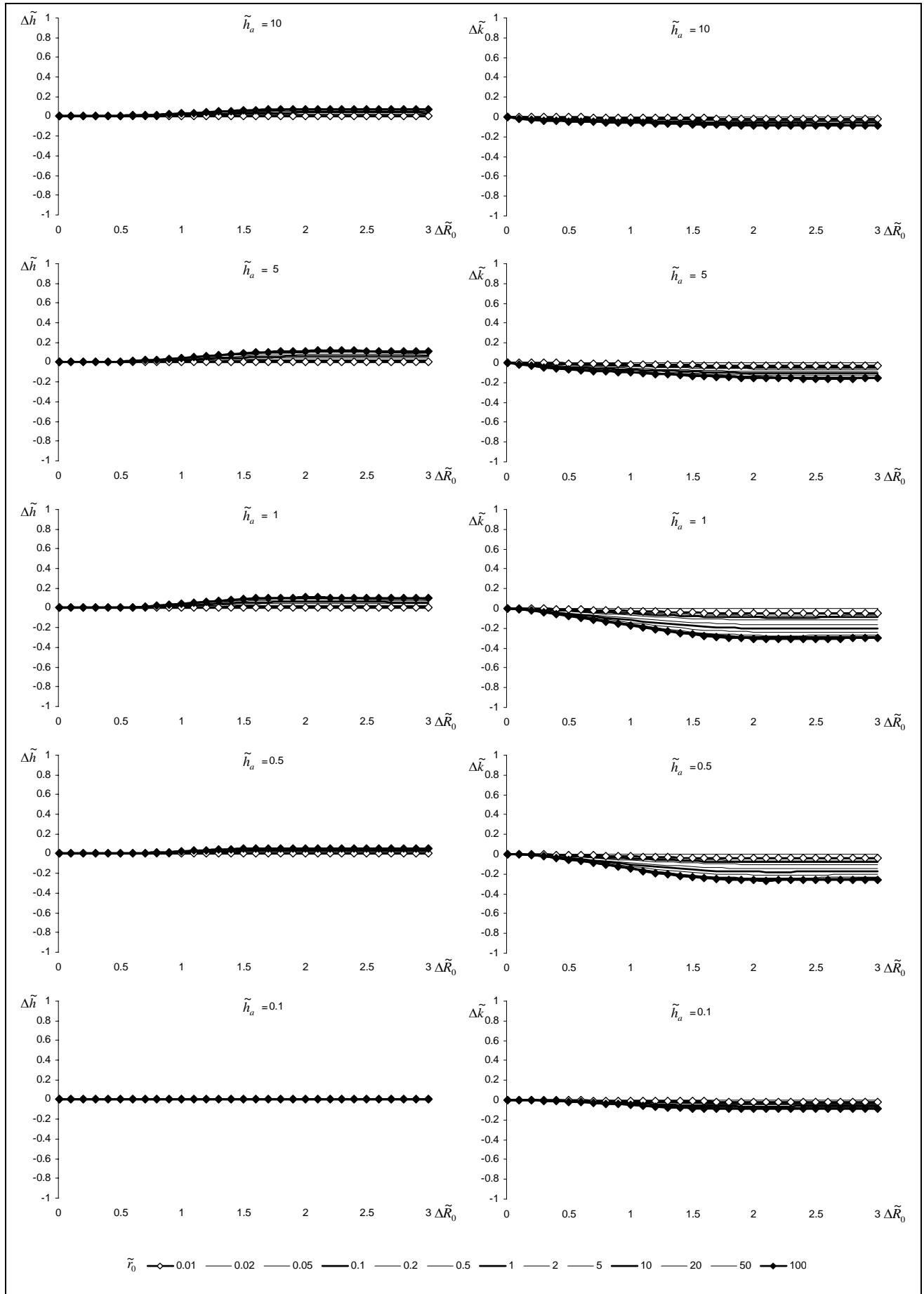


Fig. 25 : Corrections pour le couplage convectif / diffusif, cas isotherme.

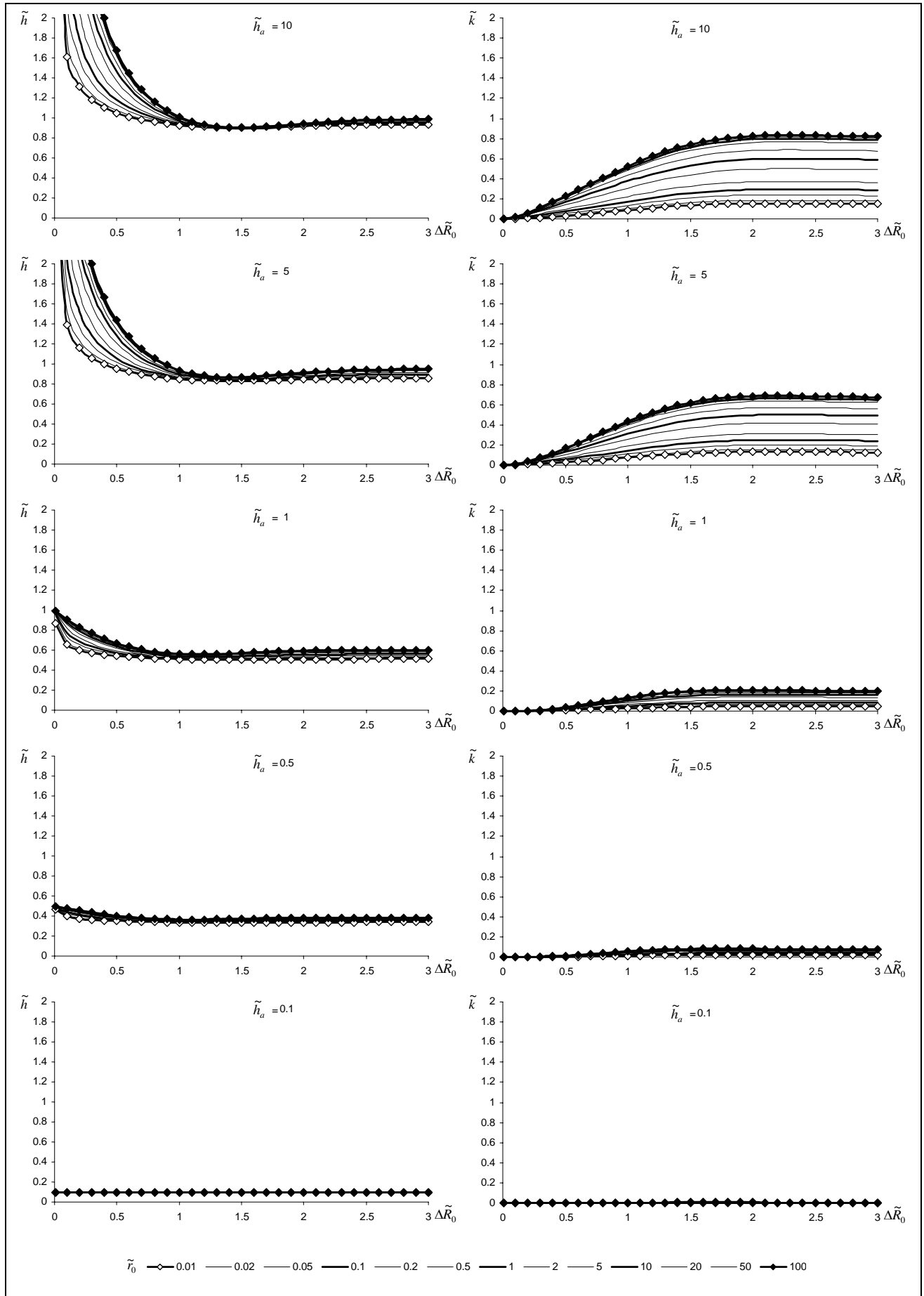


Fig. 26 : Couplage convectif/diffusif, cas isotherme.

3.3. Déphasage versus amortissement

Activation différenciée de la couche de sol

La solution (47) ou (62) met clairement en évidence le phénomène conjoint d'amortissement et de déphasage qui caractérise un flux d'air traversant un échangeur diffusif. Nous nous intéresserons ici au rapport relatif de ces deux phénomènes, en distinguant d'une part les couches de sol suffisamment épaisses pour permettre au phénomène diffusif de prendre toute son ampleur naturelle ($\Delta R_0 > \delta$), d'autre part les couches de sol "minces" ($\Delta R_0 < \delta$).

Amortissement par développement complet de la couche active

Dans le premier cas, les problèmes adiabatiques et isothermes sont totalement équivalents, le tube ne "voyant" plus la source thermique, respectivement l'isolation latérale. Ainsi que nous l'avons vu, avec une couche d'épaisseur δ le coefficient diffusif d'amortissement h_s est alors essentiellement équivalent au coefficient diffusif h_δ propre à l'amortissement d'un signal stationnaire. Le coefficient diffusif de déphasage k_s reste quant à lui généralement inférieur à cette valeur, qu'il atteigne uniquement dans le cas d'un échangeur plan. Avec une couche de sol suffisamment épaisse, l'échangeur diffusif fonctionnera donc essentiellement comme un amortisseur thermique, le déphasage devenant un phénomène relativement secondaire.

Ainsi (Fig. 27, gauche), pour le cas plan et un bon couplage convectif ($h_a > 10h_\delta$), on observe pour une surface $\tilde{S} = 1$ un déphasage d'à peine 1 rad (4 heures en fréquence journalière, 2 mois en fréquence annuelle) alors que le signal est déjà amorti à une valeur de e^{-1} . Quant au déphasage complet de π (12 heures en fréquence journalière, 6 mois en fréquence annuelle), il n'est atteint qu'une fois l'amplitude d'entrée réduite à une valeur résiduelle de $e^{-\pi} \sim 4\%$. Pour tous les autres cas ce déphasage sera par ailleurs d'autant plus réduit que k décroît : 1) avec le rayon du tube; 2) avec le coefficient convectif h_a (Fig. 24 ou 26).

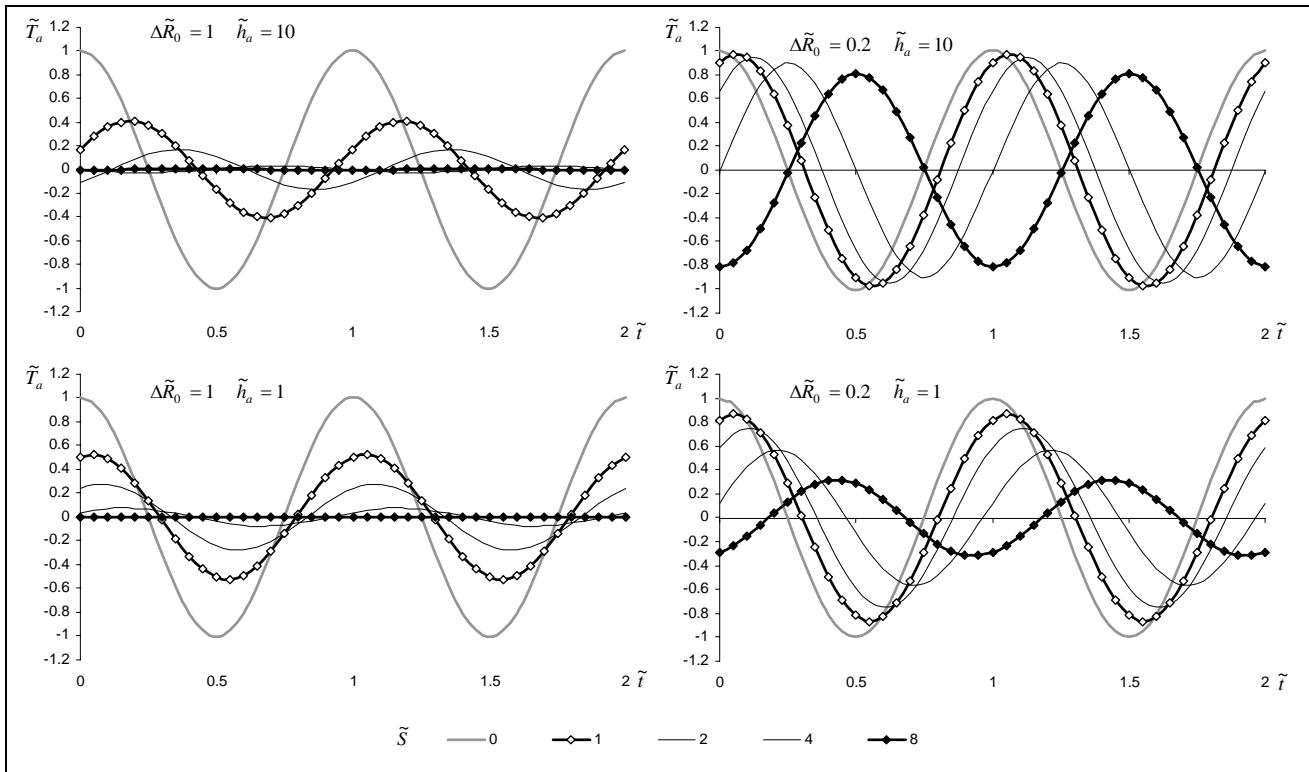


Fig. 27 : Amortissement et déphasage thermiques pour échangeur diffusif plan soumis à condition au bord adiabatique, avec couche active complètement (à gauche) ou partiellement développée.

Déphasage par développement d'une couche mince isolée

Ce n'est que lorsque la couche de sol rétrécit en deçà de δ que les problèmes isothermes et adiabatiques se différencient. Dans le premier cas, le flux d'air entrant cette fois en contact avec la source thermique, l'amortissement sera fortement accentué, au contraire du déphasage qui chutera encore plus bas (Fig. 22).

Pour le problème adiabatique un phénomène d'un genre tout à fait nouveau fait cependant son apparition. Bien que les deux coefficients diffusifs chutent alors gentiment vers zéro, k_s le fait sous forme linéaire alors que h_s affiche un comportement en forme de puissance de ΔR_0 (Fig. 22). Il en résulte, pour une valeur de ΔR_0 aux alentours de $0.2 h_\delta$, un coefficient de déphasage résiduel k_s non nul et d'autant plus important que le rayon du tube est grand (d'une valeur d'environ $0.4 h_\delta$ pour un échangeur plan), alors que le coefficient d'amortissement h_s est déjà complètement réduit à néant. Pour une telle configuration en "couche mince" et adiabatique, il en résulte un déphasage certes moins important qu'avec une couche complètement développée, mais accompagnée d'un amortissement quasi nul de l'oscillation d'entrée. Il devient dès lors possible, sous réserve d'un bon couplage convectif, d'obtenir un déphasage complet d'une valeur π , pour un amortissement quasi nul (Fig. 27, droite). Un couplage convectif médiocre entraînant comme nous l'avons vu un redressement du comportement de h_s à faible épaisseur de sol, ce phénomène est alors fortement amoindri.

Déphasage à amortissement quasi nul : mise en évidence expérimentale

Ce phénomène de déphasage à amortissement quasi nul étant à notre connaissance tout à fait inconnu, nous l'avons préliminairement mis en évidence expérimentale en mode journalier, avec un échangeur plan (lame d'air de 5 mm entre deux plaques de béton de 2.5 cm d'épaisseur, 25 cm de large et 2 m de long, isolation latérale en polystyrène de 12 cm), soumis à un flux d'air de débit estimé à $8 \text{ m}^3/\text{h}$ (Fig. 28). L'oscillation météorologique de la période en question étant relativement faible, elle a été accentuée par chauffage électrique d'une fréquence de 12 heures. Bien que la surface d'échange n'ait pas été suffisamment grande pour atteindre un déphasage complet de 12 heures et que l'échange convectif encore trop faible induise un amortissement résiduel non négligeable, le phénomène est clairement mis en évidence. L'expérience montre par ailleurs clairement l'importance critique de l'épaisseur de la couche active, dimensionné ici pour le déphasage de la fréquence de base, toutes les fréquences plus rapides incluses dans le signal "carré" étant quant à elles peu à peu amorties.

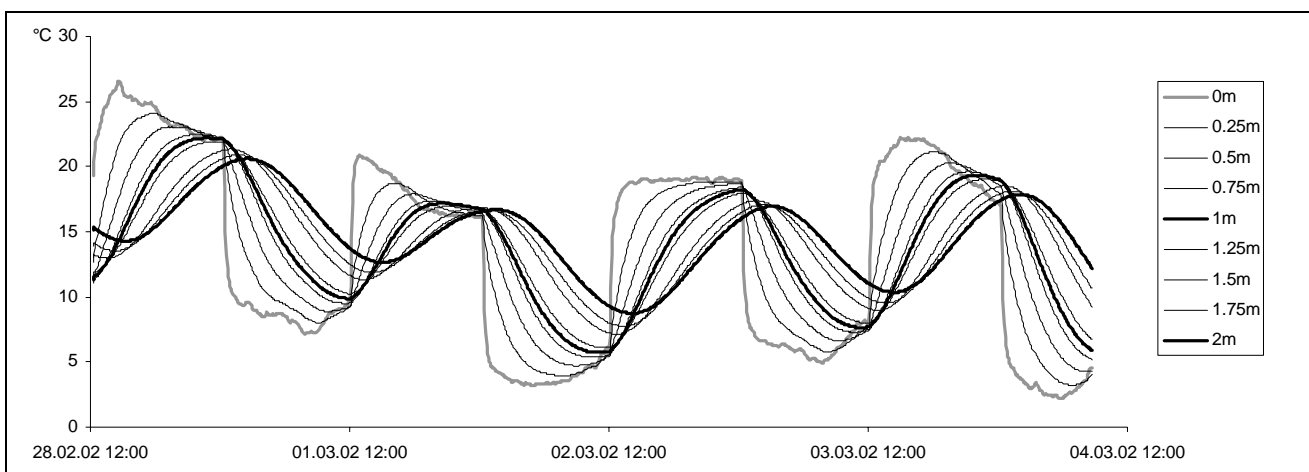


Fig. 28 : Mise en évidence expérimentale du déphasage à amortissement quasi nul pour une fréquence "carrée" journalière.

3.4. Règles de dimensionnement

Définition du problème

La solution analytique développée dans la section précédente permet en principe de dégager une règle du pouce pour le dimensionnement des échangeurs air/sol, basée en particulier sur le rapport entre débit d'air et surface d'échange qui intervient dans (47) ou (62). Ainsi que nous le verrons, cette règle du pouce dépendra de la fréquence à laquelle on s'intéressera (journalière ou annuelle), ainsi que l'effet recherché (amortissement ou déphasage). Ceci dit, le couplage convectif air/tube joue un rôle important et relativement complexe dans le couplage thermique entre l'air et le sol, si bien que le développement complet et rigoureux d'une telle règle du pouce demande un travail d'envergure qui dépasse le travail effectué jusqu'ici.

Nous nous limiterons donc pour l'instant, sur la base d'un exemple concret, à mettre en évidence les paramètres cruciaux qui interviendront dans le développement d'une telle règle, ainsi qu'à sortir quelques ordres de grandeur préliminaires.

Nous nous baserons pour cela sur un exemple concret, soit le traitement d'un flux d'air de $200 \text{ m}^3/\text{h}$ (suffisant en principe au renouvellement d'air d'une surface de plancher de 160 m^2), correspondant le cas échéant en une fraction d'un débit d'air plus important, traité en sections parallèles (nappe de tubes). Afin d'examiner la pertinence de traiter $200 \text{ m}^3/\text{h}$ par tube, nous comparerons les résultats obtenus à ceux d'un dimensionnement pour débits 2 ou 4 fois plus petits (2 à 4 fois plus de tubes en parallèle).

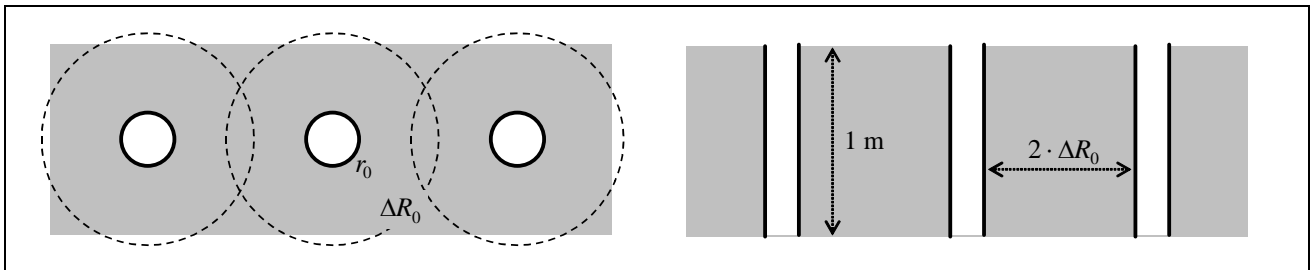


Fig. 29 : Echangeur adiabatique cylindrique ou plan.

Outre le fait de nous intéresser à deux types de fréquences et deux types d'effets, nous considérerons séparément les échangeurs cylindriques et plans, ces derniers consistant en un échange diffusif unidimensionnel mais bidirectionnel avec le terrain alentour (Fig. 29). Pour l'un et l'autre, l'ajustement du rayon du tube ou de l'épaisseur de la lame (de largeur arbitrairement définie à 1 m) se fera de manière à obtenir des vitesses de 1, 2 ou 4 m/s (Tab. 11 et 12). Les propriétés thermiques du sol seront fixées à 1.9 W/K.m pour la conduction et 1.9 MJ/K.m^3 pour la capacité calorifique, valeurs correspondant à un sol sablonneux à faible teneur en eau (Ch.2).

Notons en fin que nous nous intéresserons ici plus particulièrement à l'influence de la quantité de matière à mettre en œuvre autour de tubes (profondeur, entre-axe) et donc à l'influence qu'ils peuvent avoir les uns sur les autres, questions que nous aborderons via la solution périodique adiabatique. Nous écarterons donc l'hypothèse d'une source thermique proche, que celle-ci soit à température égale à la moyenne du signal (problème périodique isotherme), ou qu'elle présente un différentiel de température avec à la base du signal (problème isotherme stationnaire), comme pourrait l'être une nappe phréatique de température égale à la moyenne météo annuelle, respectivement un bâtiment non isolé.

Effet général du choix de fréquence

Longueur de pénétration δ

Le choix de la fréquence à traiter a évidemment une conséquence fondamentale sur la longueur de pénétration de l'oscillation dans le sol. En effet, déterminée par (43), celle-ci est pour un signal annuel de l'ordre de 20 fois ($\sqrt{365}$) plus grande que pour un signal journalier : pour le type de sol choisi elle vaut

respectivement 317 et 17 cm. Il en résulte que le volume de matière à mettre en œuvre (ou encore la profondeur d'excavation ou l'écartement des tubes) sera nettement plus importante pour faire de l'amortissement ou du déphasage en base annuelle que journalière.

Coefficient d'amortissement stationnaire h_δ

Par conséquent, lorsque cette matière est à disposition (profondeur et distance entre tubes ou lames d'air supérieure à δ), le coefficient d'amortissement "naturel" h_δ qui s'y développe est, pour le cas plan, 20 fois plus faible en valeur annuelle que journalière, indépendamment de l'épaisseur de la lame d'air. Ce n'est pas le cas pour l'échangeur cylindrique, pour lequel la dépendance de h_δ en fonction de r_0/δ est logarithmique, la diffusion de chaleur radiale étant plus efficace que la diffusion linéaire. Il en découle pour le cas cylindrique : 1) que la valeur de h_δ , plus importante que dans le cas plan, augmente lorsque le rayon du tube diminue; 2) que pour un rayon donné, le rapport entre coefficients annuel et journalier est supérieur à 1/20, atteignant dans notre exemple entre 0.2 et 0.4 pour les rayons de 3 à 13 cm qui nous concernent.

Coefficient convectif h_a

Conformément à l'analyse du Ch. 2, nous supposons ici un coefficient d'échange convectif air/tube dépendant linéairement de la vitesse. Par mesure de simplicité, vu les faibles vitesses et la variation relativement restreinte des rayons ou épaisseur de tube, nous supposons par ailleurs une relation homogène sur les configurations géométriques étudiées, donnée par

$$h_a = 3v_a + 3 \quad (65)$$

où h_a est en W/K.m² et v_a en m/s. Bien que cette hypothèse simplificatrice ne reflète pas tout à fait la réalité, elle sera suffisante pour expliciter les ordres de grandeur en jeu.

Ainsi, vu les faibles vitesses choisies, dans le cas de l'échangeur cylindrique il est primordial de noter que le coefficient h_a est globalement de même ordre de grandeur que h_δ , ce dernier variant peu avec le choix de l'une ou l'autre des deux fréquences. Relativement à la diffusion maximale à escompter dans le terrain (pour une couche de sol autour des tubes suffisamment épaisse), le couplage convectif restera donc relativement médiocre, induisant grosso modo une division de potentiel de 0.2 à 0.5 (fréquence journalière) ou 0.5 à 0.7 (fréquence annuelle).

Si tel est également le cas de l'échangeur plan utilisé en mode journalier, ce n'est plus vrai en mode annuel, pour lequel eu égard à la très faible valeur de h_δ le défaut de couplage convectif devient relativement secondaire.

Amortissement

Dans le contexte général posé ci-dessus, nous évaluerons la possibilité et les contraintes liées à l'amortissement adiabatique d'une oscillation journalière ou annuelle. Dans les deux cas nous fixerons l'épaisseur de la couche de sol entre les tubes / lames à environ une fois la longueur de pénétration (plus précisément à 15 cm pour le cas journalier et 3 m pour le cas annuel), de façon à bénéficier d'un coefficient h_s complètement développé.

En se fixant comme but un amortissement d'un facteur e^{-2} de l'amplitude thermique à l'entrée, il résulte de (47) la nécessité d'une surface d'échange :

$$S = \frac{2c_a \dot{m}_a}{h} \quad (66)$$

qui, selon la géométrie choisie (rayon du tube, épaisseur de la lame), détermine la longueur de l'échangeur.

Amortissement journalier

De façon générale, le couplage médiocre entre le flux d'air et le tube réduit presque à néant le léger avantage du coefficient h_s (proche de h_δ) d'une géométrie cylindrique, par rapport à celui d'une géométrie plane : les coefficients effectifs h sont finalement dans l'un comme l'autre cas de valeur similaire (Tab. 11 et 12). Pour le traitement de 200 m³/h, il en résulte une surface d'échange d'un peu moins de 30 m² pour une vitesse de 1 m/s, qui se réduit à environ 20 ou 15 m² pour des vitesses de 2 ou 4 m/s.

Dans le cas plan, le fractionnement du débit pour un traitement en parallèle aurait les conséquences suivantes. A épaisseur de lame constante (p.ex. 1.4 cm), la division du débit par 2 ou par 4 entraîne des vitesses et donc un coefficient d'échange convectif réduits, d'où in fine la nécessité d'une surface d'échange totale (pour les 2 ou 4 lames) légèrement supérieure. Seul le maintien d'une vitesse constante, par rétrécissement de la lame, permet de garder une surface totale constante et de réduire ainsi par 2 ou 4 la longueur associée.

Bien que le phénomène soit similaire pour l'échangeur cylindrique, le maintien absolu de la surface d'échange constante n'y est pas possible, puisque la diminution du rayon nécessaire à maintenir la vitesse induit également une diminution du périmètre du tube et donc de la surface d'échange par unité de longueur. Bien qu'elle soit en partie compensée par un coefficient h_s légèrement meilleur (h_δ augmentant lorsque le rayon diminue), la surface totale pour le traitement par débit fractionné implique dans tous les cas une surface totale un peu plus importante.

Quoiqu'il en soit, en admettant un amortissement légèrement moins drastique que e^{-2} , on pourra garder comme règle de dimensionnement simple, la nécessité d'un rapport entre surface d'échange (en m²) et débit (en m³/h) de l'ordre de 1/10 pour une vitesse de 1 m/s, pouvant passer à 1/15 ou 1/20 pour des vitesses de 2 ou 4 m/s.

Amortissement annuel

Le comportement similaire des géométries planes et cylindriques est rompu dans le cas de l'amortissement annuel. En effet, la chute dramatique du coefficient h_δ en diffusion plane décuple approximativement la surface d'échange nécessaire à l'amortissement de l'amplitude d'entrée. L'échange convectif étant de toute façon largement réduit par le coefficient diffusif, l'augmentation de vitesse n'entraîne quasiment plus aucun gain et le traitement par bloc ou fractionnement du débit revient strictement au même, nécessitant dans tous les cas un rapport surface (en m²) sur débit (en m³/h) de l'ordre de 1/1. Cette même règle s'appliquera dans le cas d'une nappe de tube serrée, qui ne bénéficierait pas de la distance entre tube nécessaire pour de l'amortissement annuel et travaillerait alors (du moins pour cette fréquence) en mode plan. En assumant que le terrain au voisinage immédiat des tubes se sature alors à la même température que ceux-ci, ce sera en première approximation la surface d'emprise totale de l'échangeur et non celle des tubes qui fera foi dans le calcul (multipliée par 2 si la diffusion annuelle peut avoir lieu vers le haut comme vers le bas)

Il n'en va pas de même dans le cas cylindrique, pour lequel le coefficient h_s reste en valeur annuelle relativement proche de sa valeur journalière (à condition toute fois que la profondeur des tubes d'environ 3 m et leur écartement de $2 \times 3 = 6$ m soient respectés). Un dimensionnement avec un rapport de surface (en m²) sur débit (en m³/h) de l'ordre de 1/5 à 1/10 pour des vitesses de 1 à 4 m/s devrait alors être suffisante à l'amortissement de l'oscillation saisonnière.

Tab. 10 : Règle du pouce pour amortissement journalier ou annuel.

vit. [m/s]	dimensionnement [m ² par m ³ /h]			
	journalier		annuel	
	éch. cyl.	éch. plan	éch. cyl.	éch. plan
1	1/10	1/10	1/5	1/1
2	1/15	1/15	1/7	1/1
4	1/20	1/20	1/10	1/1

Déphasage

De même de ce qui a été fait pour l'amortissement, nous évaluerons la possibilité et les contraintes liées au déphasage adiabatique d'une oscillation journalière ou annuelle. Conformément à la condition nécessaire à l'apparition du phénomène, nous fixerons l'épaisseur de la couche de sol entre les tubes / lames à environ 0.2 fois la longueur de pénétration (plus précisément à 3 cm pour le cas journalier et 60 cm pour le cas annuel), de façon à bénéficier d'un coefficient k_s résiduel, mais un coefficient h_s quasi nul.

En se fixant comme but un déphasage de π de l'amplitude thermique à l'entrée (12 heures en mode journalier, 6 mois en mode annuel), il résulte de (47) la nécessité d'une surface d'échange :

$$S = \frac{\pi c_a \dot{m}_a}{k} \quad (67)$$

qui, selon la géométrie choisie (rayon, épaisseur), détermine à nouveau la longueur de l'échangeur.

Déphasage journalier

De façon générale et tout comme dans le cas de l'amortissement journalier, malgré le léger avantage du coefficient h_s à la base d'une géométrie cylindrique, les coefficients k relatifs aux géométries plane et cylindrique s'avèrent finalement être très proche l'un de l'autre, ceci suite au couplage médiocre entre l'air et le tube qui, tout en agissant comme diviseur de tension thermique, réduit les disparités (Fig. 26). D'autre part, à faible ΔR_0 la division de tension a globalement moins d'incidence sur le coefficient résiduel k_s qu'elle n'en avait sur le coefficient h_s développé autour de $\Delta R_0 = 1$ (cas de l'amortissement traité plus haut). Dès lors le coefficient effectif k mis en œuvre pour le déphasage journalier s'élève finalement aux alentours de 0.5 fois le coefficient effectif h de l'amortissement journalier. Un rapport $\pi/2$ différenciant l'un et l'autre des dimensionnement (66) et (67), la surface d'échange nécessaire au déphasage ne s'élève finalement en régime journalier qu'à guère plus que 3 fois celle nécessaire à l'amortissement (soit aux alentours de 80, 60 et 50 m² pour le traitement de 200 m³/h à vitesse de 1, 2 ou 4 m/s, Tab. 11 et 12). Cependant, vu l'épaisseur de matière réduite par rapport au cas de l'amortissement, le volume mis en œuvre sera lui globalement réduit (échangeur plan) ou aura, selon les rayons, tendance à rester constant (échangeur cylindrique).

Ainsi que nous l'avons mis en évidence plus haut, l'incidence principale du mauvais couplage air/tube a cependant une incidence désastreuse sur le coefficient résiduel h , fortement augmenté par rapport au coefficient h_s quasi-nul que nous recherchons. Pour une simple mise en œuvre comme celles proposées ici, l'amplitude résiduelle à la sortie de l'échangeur s'en trouverait fortement réduite, contrairement au but recherché. Ceci montre clairement la nécessité, pour du déphasage journalier, de travailler plus finement le couplage convectif entre air et tube, par exemple en remplaçant l'air par de l'eau (échange convectif d'au moins un ordre de grandeur supérieur), ainsi probablement qu'en s'intéressant à des matériaux à effusivité différente que celle du sol sablonneux choisi ici.

Déphasage annuel

La situation est quelque peu différente pour le déphasage annuel, pour lequel le couplage convectif imparfait est relativement peu important par rapport à la chute du coefficient h (donc du coefficient k_s), principalement pour l'échangeur plan. Ce dernier permettrait aisément un déphasage de 6 mois avec une amplitude résiduelle de 80 à 90% de sa valeur à l'entrée, mais nécessiterait également des surfaces d'échanges (en m²) extrêmement grande, d'un rapport de 5/1 par rapport au débit (en m³/h) à traiter. Vu l'invariance de ce rapport avec le fractionnement du débit par 2 ou 4, il n'est à priori pas impossible qu'une mise en œuvre techniquement et économiquement viable puisse cependant voir le jour.

Une conclusion similaire s'impose pour l'échangeur cylindrique, qui nécessite de surfaces réduites d'un facteur 3 par rapport à l'échangeur plan, mais également des volumes plus importants vu l'extension radiale de la matière à mettre en œuvre.

Quoi qu'il en soit, si le couplage convectif n'est pas ici le problème fondamental, la condition d'adiabaticité risque quant à elle de poser problème si l'on s'attaque réellement à du déphasage saisonnier.

Tab. 11 : Paramètres de dimensionnement pour échangeur cylindrique.

débit	m ³ /h	200			100			50		
vitesse	m/s	1	2	4	1	2	4	1	2	4
rayon	cm	13.3	9.4	6.6	9.4	6.6	4.7	6.6	4.7	3.3
h_a	W/K.m ²	6.0	9.0	15.0	6.0	9.0	15.0	6.0	9.0	15.0
h_δ journalier	W/K.m ²	17.6	19.9	22.8	19.9	22.8	26.8	22.8	26.8	31.9
h_δ annuel	W/K.m ²	4.4	5.7	7.4	5.7	7.4	9.6	7.4	9.6	12.5
amortissement journalier (facteur e^{-2}) : $\Delta R_\theta = 15$ cm										
h_s	W/K.m ²	14.3	16.8	20.1	16.8	20.1	24.6	20.1	24.6	30.5
k_s	W/K.m ²	19.6	20.9	22.6	20.9	22.6	24.6	22.6	24.6	27.1
h	W/K.m ²	5.1	7.1	10.5	5.1	7.3	10.9	5.2	7.4	11.3
k	W/K.m ²	0.9	1.5	2.9	0.8	1.3	2.5	0.7	1.2	2.2
longueur	m	32	33	31	23	23	21	16	16	14
surface d'échange	m ² par tube	27	19	13	13	9	6	7	5	3
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	7.4	10.4	15.3	7.5	10.6	15.9	7.6	10.9	16.6
déphasage résiduel	heure	1.3	1.7	2.1	1.2	1.4	1.8	1.0	1.2	1.5
amortissement annuel (facteur e^{-2}) : $\Delta R_\theta = 300$ cm										
h_s	W/K.m ²	4.8	6.2	8.1	6.2	8.1	10.5	8.1	10.5	13.8
k_s	W/K.m ²	2.3	2.7	3.1	2.7	3.1	3.7	3.1	3.7	4.5
h	W/K.m ²	2.8	3.8	5.4	3.2	4.4	6.4	3.6	5.0	7.4
k	W/K.m ²	0.7	0.9	1.3	0.6	0.8	1.3	0.5	0.8	1.2
longueur	m	58	60	60	36	37	36	23	23	22
surface d'échange	m ² par tube	48	36	25	21	15	11	10	7	5
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	4.1	5.6	7.9	4.7	6.5	9.3	5.2	7.3	10.8
déphasage résiduel	jour	28	27	28	22	22	23	18	18	19
déphasage journalier (12 heures) : $\Delta R_\theta = 3$ cm										
h_s	W/K.m ²	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2
k_s	W/K.m ²	4.6	4.8	5.1	4.8	5.1	5.5	5.1	5.5	6.0
h	W/K.m ²	2.2	2.0	1.6	2.4	2.2	1.9	2.5	2.5	2.2
k	W/K.m ²	2.8	3.7	4.5	2.9	3.8	4.7	2.9	3.9	5.1
longueur	m	91	99	115	64	68	77	45	47	51
surface d'échange	m ² par tube	76	59	48	38	29	23	19	14	11
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	2.6	3.4	4.2	2.7	3.5	4.4	2.7	3.6	4.7
amplitude résiduelle	pcent	8	17	32	7	16	29	6	14	26
déphasage annuel (6 mois) : $\Delta R_\theta = 60$ cm										
h_s	W/K.m ²	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2
k_s	W/K.m ²	0.7	0.9	1.2	0.9	1.2	1.7	1.2	1.7	2.3
h	W/K.m ²	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.4	0.5
k	W/K.m ²	0.7	0.9	1.2	0.9	1.2	1.6	1.2	1.6	2.2
longueur	m	359	393	421	200	214	225	111	116	119
surface d'échange	m ² par tube	300	232	176	118	90	66	46	34	25
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	0.7	0.9	1.1	0.8	1.1	1.5	1.1	1.5	2.0
amplitude résiduelle	pcent	57	59	62	50	52	55	42	44	47

Tab. 12 : Paramètres de dimensionnement pour échangeur plan.

débit	m ³ /h	200			100			50		
vitesse	m/s	1	2	4	1	2	4	1	2	4
épaisseur	cm	5.6	2.8	1.4	2.8	1.4	0.7	1.4	0.7	0.3
h_a	W/K.m ²	6.0	9.0	15.0	6.0	9.0	15.0	6.0	9.0	15.0
h_δ journalier	W/K.m ²	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5
h_δ annuel	W/K.m ²	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
amortissement journalier (facteur e^{-2}) : $\Delta R_\theta = 15$ cm										
h_s	W/K.m ²	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
k_s	W/K.m ²	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6
h	W/K.m ²	4.9	6.4	8.3	4.9	6.4	8.3	4.9	6.4	8.3
k	W/K.m ²	1.3	2.4	4.6	1.3	2.4	4.6	1.3	2.4	4.6
longueur	m	14	11	8	7	5	4	4	3	2
surface d'échange	m ² (*)	28	21	16	14	11	8	7	5	4
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	7.1	9.4	12.1	7.1	9.4	12.1	7.1	9.4	12.1
déphasage résiduel	heure	2.0	2.8	4.2	2.0	2.8	4.2	2.0	2.8	4.2
amortissement annuel (facteur e^{-2}) : $\Delta R_\theta = 300$ cm										
h_s	W/K.m ²	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
k_s	W/K.m ²	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
h	W/K.m ²	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
k	W/K.m ²	0.7	0.7	0.8	0.7	0.7	0.8	0.7	0.7	0.8
longueur	m	135	139	143	67	69	72	34	35	36
surface d'échange	m ² (*)	270	278	286	135	139	143	67	69	72
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
déphasage résiduel	jour	160	160	160	160	160	160	160	160	160
déphasage journalier (12 heures) : $\Delta R_\theta = 3$ cm										
h_s	W/K.m ²	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
k_s	W/K.m ²	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1
h	W/K.m ²	2.0	1.6	1.1	2.0	1.6	1.1	2.0	1.6	1.1
k	W/K.m ²	2.7	3.4	3.8	2.7	3.4	3.8	2.7	3.4	3.8
longueur	m	39	32	28	20	16	14	10	8	7
surface d'échange	m ² (*)	78	64	56	39	32	28	20	16	14
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	2.6	3.1	3.5	2.6	3.1	3.5	2.6	3.1	3.5
amplitude résiduelle	pcent	11	22	39	11	22	39	11	22	39
déphasage annuel (6 mois) : $\Delta R_\theta = 60$ cm										
h_s	W/K.m ²	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
k_s	W/K.m ²	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
h	W/K.m ²	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
k	W/K.m ²	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
longueur	m	474	474	473	237	237	237	119	118	118
surface d'échange	m ² (*)	949	948	947	474	474	473	237	237	237
débit/surface d'éch.	m ³ /h par m ²	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
amplitude résiduelle	pcent	82	86	88	82	86	88	82	86	88

(*) pour une lame de 1 m de large

3.5. Modélisation par transformée de Fourier

Méthode

Le calcul effectué plus haut pour un signal sinusoïdal simple peut évidemment se généraliser à un signal périodique quelconque. Pour une température d'entrée de période τ_0 (p.ex. annuelle) donnée à pas de temps Δt (p.ex. horaire), le signal d'entrée peut se décomposer comme suit

$$T_a(x=0, t) = \theta_0 + \sum_{i=1}^{n/2} \theta_i \cdot \cos(\omega_i t + \varphi_i) \quad (68)$$

où

$$\omega_i = \frac{2\pi}{\tau_0} \cdot i \quad (69)$$

$$n = \frac{\tau_0}{\Delta t} \quad (70)$$

où les amplitudes et déphasages sont obtenus par transformée de Fourier. Sous hypothèse d'un débit d'air constant, l'évolution de la température le long du tube est alors directement donnée par superposition de solutions du type (47) :

$$T_a(x, t) = \theta_0 + \sum_{i=1}^{n/2} \theta_i \cdot \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} h_i x\right) \cdot \cos\left(\omega_i t + \varphi_i - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} k_i x\right) \quad (71)$$

où, via (44-45) et (48-52), les coefficients h_i et k_i sont calculés pour chaque profondeur de pénétration

$$\delta_i = \sqrt{\frac{2a_s}{\omega_i}} \quad (72)$$

Une fois l'analyse de Fourier du signal d'entrée effectuée et moyennant accès aux fonctions de Bessel sous-jacentes au calcul des coefficients h_i et k_i , la solution (71) est très facilement mise en œuvre, par exemple sur un tableur, permettant l'appréciation rapide de l'influence de paramètres tels que r_0 , R_0 , \dot{m}_a et x . Cette méthode est d'autant plus rapide que la somme dans (68) et (71) peut : 1) être approximer par sélection restreinte des fréquences les plus importantes (θ_i les plus grands); 2) être calculée en toute rigueur pour une sélection restreinte d'instantanés (p.ex. lors des minima/maxima journaliers du signal d'entrée).

Exemples

Nous illustrerons l'intérêt et l'efficacité de la modélisation par transformée de Fourier sur deux exemples, à savoir l'analyse de mesures et le pré-dimensionnement de systèmes.

Analyse de mesures

Nous commencerons par reprendre l'expérience de mise en évidence du phénomène de déphasage à amortissement quasi-nul décrite plus haut (Fig. 28). En décomposant le signal "carré" utilisé comme input de l'échangeur diffusif, sur une fréquence de base correspondant aux quatre jours de mesure, nous pouvons reconstruire le signal de sortie, à 2 m de l'entrée (Fig. 30). La correspondance entre mesure et calcul peut être jugée satisfaisante étant donnée l'incertitude sur la valeur exacte du débit, du coefficient d'échange convectif et de la composition exacte du béton. Cette analyse confirme par ailleurs le filtrage des fréquences les plus rapides, seule persistant ici la fréquence de base.

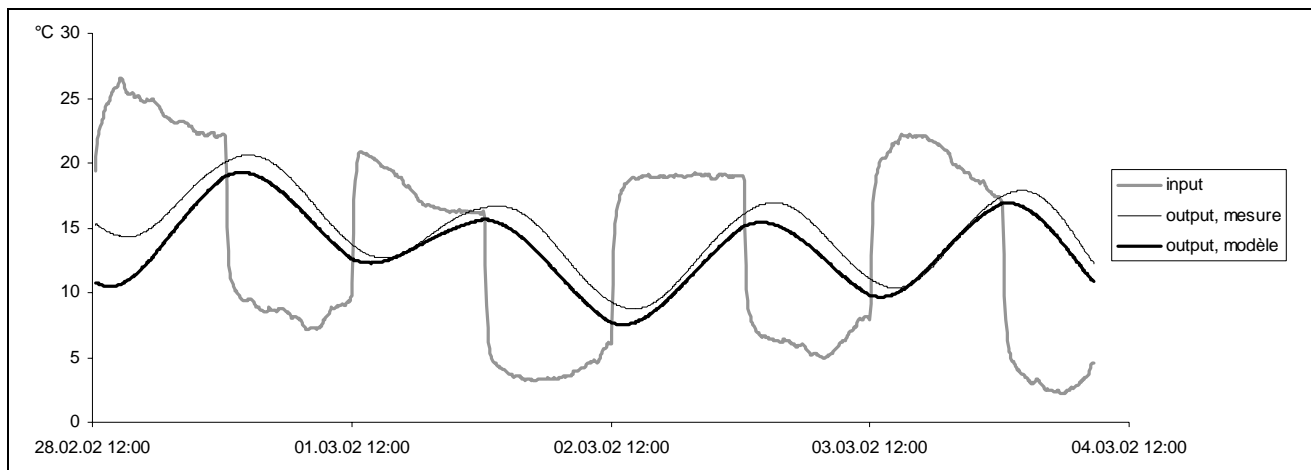


Fig. 30 : Déphasage à amortissement quasi nul pour une fréquence "carrée" journalière, comparaison entre mesure et modèle analytique.

Pré-dimensionnement

Nous utiliserons également la modélisation analytique par transformée de Fourier pour illustrer les règles de dimensionnement développées plus haut pour un échangeur air/sol avec prise d'air extérieure, sur la base de l'année météorologique standard de Genève en pas horaire [Meteonorm, 1995]. Nous considérerons alternativement un "faible" et "fort" débit d'air (200 ou 800 kg/h, pour lesquels le coefficient d'échange convectif estimé par (65) vaut 5.8 ou 14.0 W/K.m²) balayant un tube (rayon : 12.5 cm) noyé dans un cylindre de sol sablonneux faiblement saturé (conduction thermique : 1.9 W/K.m, capacité thermique : 1.9 MJ/K.m³) parfaitement isolé en sa surface. Dans ce contexte nous considérerons 3 types d'épaisseur de sol (0.4, 0.6 ou 2 m, rayon du tube compris) associées alternativement à 2 longueurs de tube (50 ou 400 m). Les paramètres d'amortissement et déphasage journaliers et annuels, résultant de la solution analytique (47) sont données ci-dessous (Tab. 13).

Tab. 13 : Paramètres réduits d'amortissement et déphasage journaliers et annuels, pour divers débit et épaisseur de sol (tube de rayon 12.5 cm; sol de conduction thermique 1.9 W/K.m et capacité thermique 1.9 MJ/K.m³).

conditions			paramètres journaliers				paramètres annuels					
air	sol	tube	\tilde{S}	\tilde{h}	\tilde{k}	$\tilde{S}\tilde{h}$	$\tilde{S}\tilde{k}$	\tilde{S}	\tilde{h}	\tilde{k}	$\tilde{S}\tilde{h}$	$\tilde{S}\tilde{k}$
kg/h	m	m										
200	2.0	50	12.7	0.3	0.0	3.3	0.4	3.3	0.5	0.3	1.8	1.0
200	0.4	50	12.7	0.3	0.0	3.3	0.4	3.3	0.0	0.0	0.0	0.2
800	2.0	50	3.2	0.5	0.1	1.5	0.4	0.8	0.6	0.5	0.5	0.4
800	0.4	50	3.2	0.5	0.1	1.5	0.4	0.8	0.0	0.0	1.8	0.0
200	0.6	400	101.8	0.3	0.0	26.3	3.1	26.3	0.0	0.1	0.4	2.9
800	0.6	400	25.5	0.5	0.1	12.2	2.8	6.6	0.0	0.1	0.0	0.7

Les quatre premières configurations, de 50 m de long, sont essentiellement destinées à examiner l'amortissement annuel ou journalier. Si 200 kg/h d'air et 2 m de sol permettent sur une longueur de 50 m d'obtenir un amortissement quasi complet des amplitudes tant journalière qu'annuelle (Fig. 31), une réduction de la couche de sol à 40 cm ne permet plus l'accès à la capacité de stockage saisonnière ($\tilde{h}=0$), malgré une surface d'échange en principe suffisante ($\tilde{S}=3$). Pour le débit à 800 kg/h, 2 m de sol ($\tilde{h}=0.6$) permet quant toujours un certain amortissement annuel, malgré une surface d'échange déjà relative réduite ($\tilde{S}=0.8$), alors que l'amortissement journalier reste confortable, la surface d'échange généreuse compensant une capacité de stockage restreinte. Finalement, tout comme pour le faible débit d'air, lorsque la couche de sol est à nouveau réduite à 40cm seul reste effectif l'amortissement journalier.

Alors que les déphasages journaliers résiduels atteignent 0.4 rad (1 heure et demie) pour l'une ou l'autre des épaisseurs de sol et l'un ou l'autre des débits, les déphasages annuels de 0.4 et 1 rad (23 et 58 jours) ne se développent qu'à condition d'une couche suffisamment épaisse.

Pour le faible débit, le déphasage annuel complet avec amortissement quasi-nul ($e^{-0.4}$) s'obtient quant à lui pour un sol de 60 cm d'épais et un tube de 400 m de long, longueur insuffisante au déphasage complet du débit élevé. Remarquons encore qu'il ne s'agit pas là d'une configuration optimisée, l'épaisseur de 60 cm (0.2 fois la longueur de pénétration annuelle) comprenant ici le rayon du tube (et non la seule couche de sol).

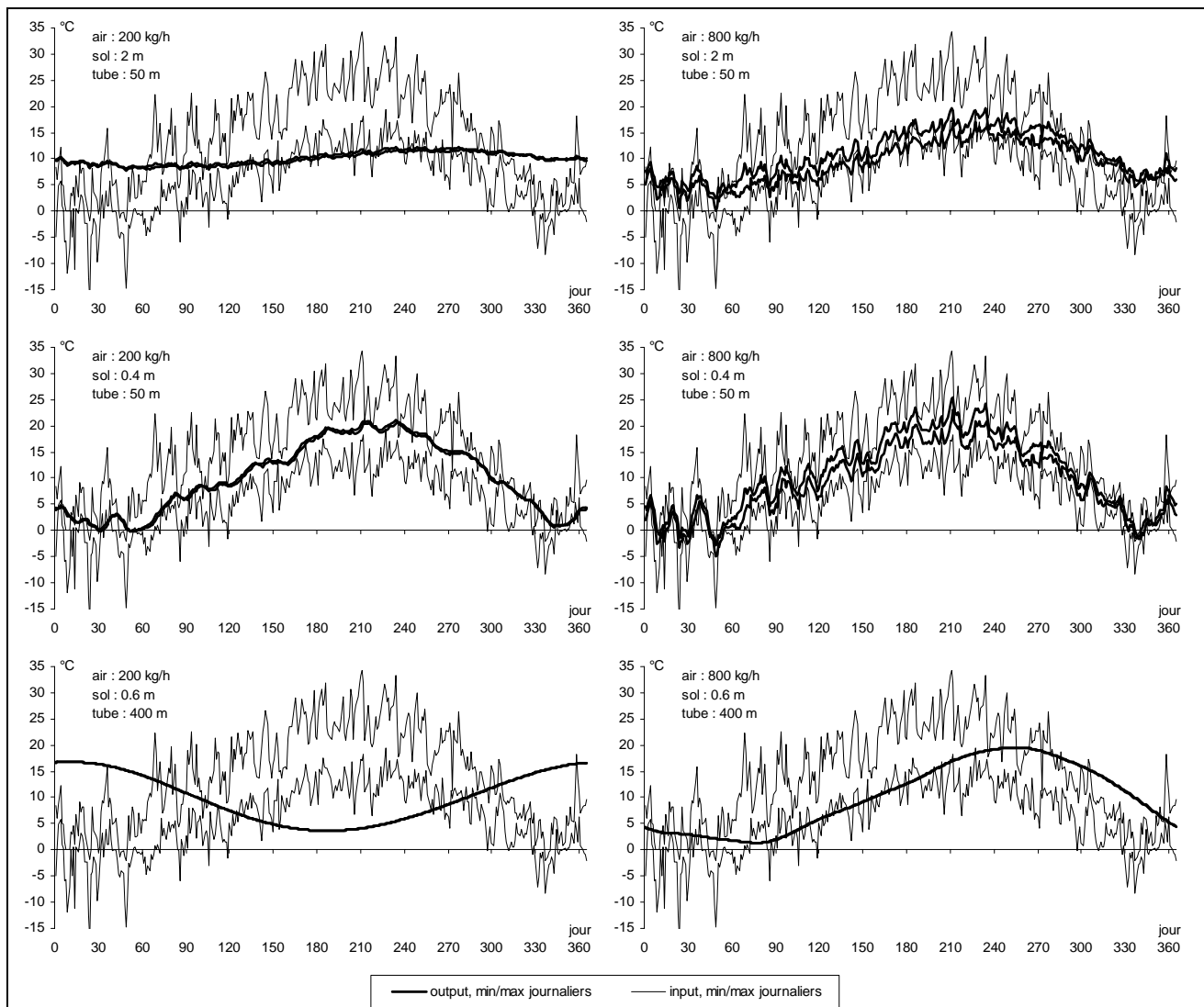


Fig. 31 : Modélisation analytique par transformée de Fourier d'un échangeur air/sol à condition au bord adiabatique, étude paramétrique.

L'outil de pré-dimensionnement ainsi développé sur tableur permet par ailleurs de visualiser la construction de la série météorologique complète, ainsi que la réponse de l'échangeur, par superposition successive des fréquences les plus importantes (Fig. 32). Si les deux premières fréquences (annuelle et journalière) sont amplement suffisante à grossièrement caractériser le comportement de l'échangeur, nécessitant un temps de calcul dérisoire, le choix des 100 premières fréquences donne l'essentiel de la dynamique plus fine et le passage au delà de 1'000 fréquences (sur 4'380) devient en principe superflu.

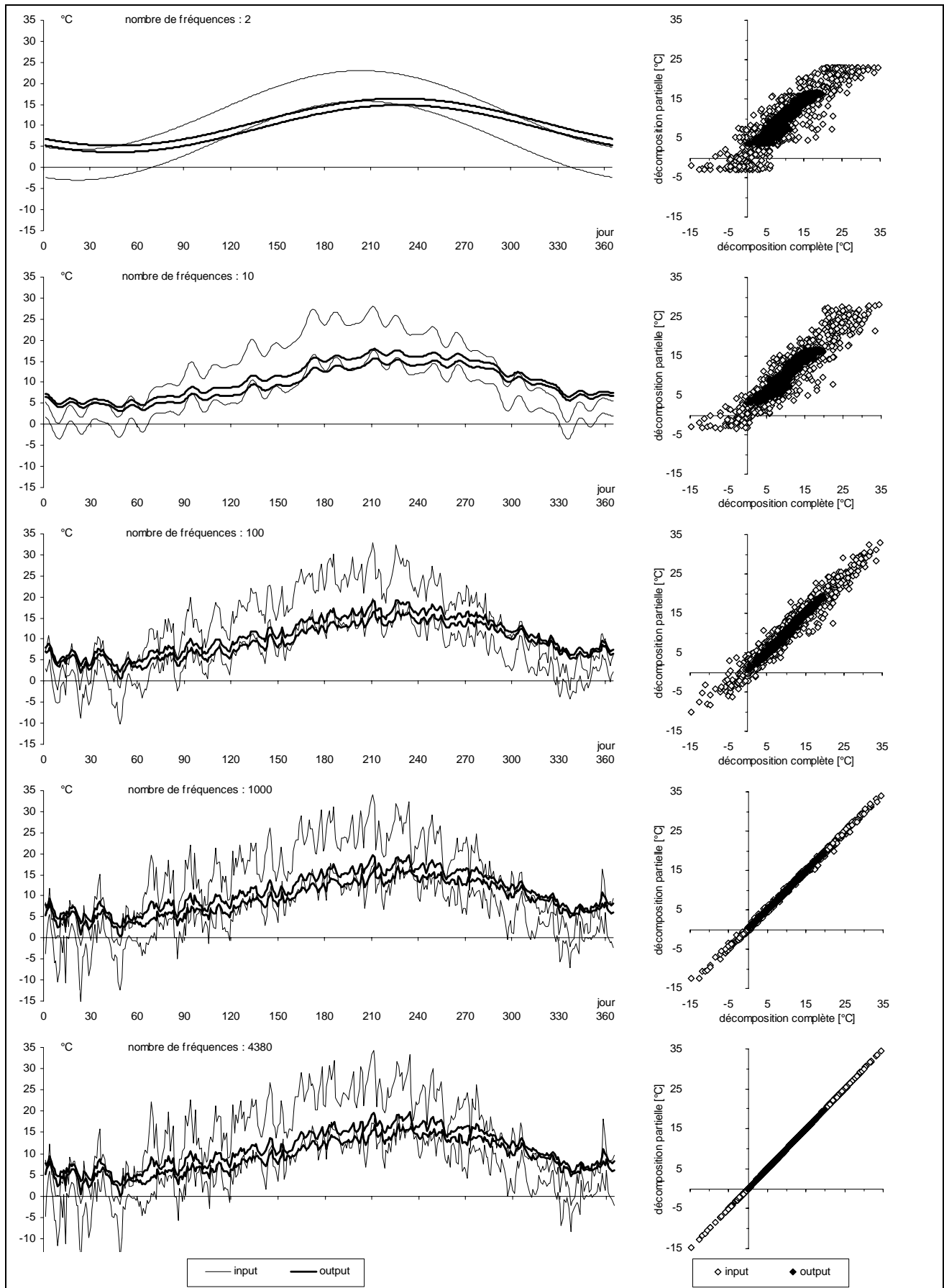


Fig. 32 : Construction, par superposition successive des fréquences les plus importantes, des températures d'entrée et de sortie (minimums et maximums journaliers).

4. MODELISATION NUMERIQUE

4.1. Etat de l'art

On trouve dans la littérature une relative grande quantité de modèles numériques permettant de simuler les échangeurs air/sol. Parmi ceux-ci il convient cependant de distinguer : 1) les modèles qui traitent explicitement la diffusion thermique dans le terrain sous influence du flux d'air (généralement par éléments ou différences finies); 2) les modèles qui supposent donnée la température de terrain, éventuellement variable en fonction du mois et de la profondeur, mais homogène le long du tube et indépendante du flux d'air.

Bien que présentés sous formes différenciées, ces derniers modèles [Schiller, 1982; Santamouris et Lefas, 1986; Rodriguez et al., 1988; Levit et al., 1989; Seroa da Motta et Young, 1985; Elmer et Schiller, 1981; Chen et al., 1983] ne reprennent en fait essentiellement rien d'autre que la solution de l'échangeur stationnaire brièvement rappelée au chapitre précédent. Il n'est dès lors pas étonnant qu'une étude comparative ne mette en évidence qu'une dispersion très faible entre leurs résultats [Tzaferis et al., 1992], ce qui ne valide par pour autant leur pertinence pour le calcul de systèmes oscillants ou dont les conditions de surface pourraient fortement interférer avec les échanges convectifs air/sol. Dans ce même cadre, un modèle légèrement plus évolué [Benkert et al., 1994] se base sur la solution analytique de diffusion saisonnière dans un sol non perturbé, couplée au flux d'air via un coefficient de transfert thermique tenant compte de la profondeur du tube. Le modèle se limite cependant à un seul tube, à une dynamique saisonnière parfaitement sinusoïdale, ainsi qu'à un couplage parfait entre l'air extérieur et la surface.

D'un autre côté, parmi les divers modèles traitent explicitement de la diffusion dans le sol, une bonne partie ne permettent le calcul que sur un seul tube "typique" du système [Bojic et al., 1997; Mihalakakou et al., 1994; Huber et Remund, 1996]. Alors que dans le premier cas la diffusion unidimensionnelle s'effectue entre tranches de sol horizontales uniformes (avec couplage radiatif/convectif en surface et condition adiabatique au fond) et sans segmentation en longueur, les deux autres modèles travaillent avec des couches de sol cylindriques ainsi que par segmentation horizontale le long du tube (calcul itératif, la température d'air à la sortie d'un segment servant d'input au segment suivant). Dans le premier cas une condition adiabatique est supposée s'appliquer à grande distance radiale du tube (ne tenant ainsi pas compte de l'influence réciproque de tubes parallèles) et le couplage avec la surface libre se fait, de façon mal explicitée, via la solution analytique de diffusion saisonnière dans un sol non perturbé. Dans le deuxième cas, les cylindres concentriques sont subdivisés en trois portions (aux proportions réglables), chacune soumise (à distance réglable) à condition au bord adiabatique ou isotherme.

Trois autres modèles diffusifs permettent la description de plusieurs tubes posés en parallèle [De Paepe, 2002; Gygli et Fort, 1994; Boulard et al., 1989; Gauthier et al., 1997], le premier basé sur un réseau géométrique à structure variable (permettant une définition précise de la diffusion aux alentours de tubes circulaires), les trois autres s'appuyant sur un réseau tridimensionnel cartésien (les tubes étant décrits par des sections rectangulaires). La diffusion dans le sol, bi- ou tridimensionnelle selon les cas, est à chaque fois accompagnée d'un couplage convectif et parfois radiatif au niveau de la surface libre.

Cependant, tous les modèles décrits ci-dessus supposent des conditions latérales adiabatiques qui ne permettent pas le calcul d'éventuels effets de bord et seule une minorité d'entre eux [Gygli et Fort, op. cit.; Gauthier et al., op. cit.] permettent la description de sols inhomogènes. Les échanges latents (évaporation/condensation) qui peuvent accompagner les échanges sensibles (thermiques) entre air et tube ne sont généralement pas traités, sauf rares exceptions [Boulard et al., op. cit.; Gauthier et al., op. cit.] pour lesquelles l'infiltration d'eau (accidentelle ou volontaire) n'est pas prévue. De plus, aucun des modèles ne tient compte des apports thermiques par pertes de charge (frottement de l'air) et le contrôle du sens du flux d'air, éventuellement utile lors d'un fonctionnement en circuit fermé (p.ex. pour le stockage en serres horticoles, cf. Ch. 5), ne semble en aucun cas être prévu.

Par ailleurs, dans tous les cas la validation par rapport à des mesures se limite lorsqu'elle existe à quelques heures ou jours typiques, rarement pour des installations in situ, et la seule validation par rapport à une solution analytique [De Paepe, op. cit.] traite un cas de diffusion unidimensionnelle, en l'absence de flux d'air.

4.2. Modèle dynamique à éléments finis

Nomenclature

Symboles romains

c_{lat}	J/kg	chaleur latente de l'eau
c_{air}	J/K.kg	chaleur spécifique de l'air
c_{vap}	J/K.kg	chaleur spécifique de la vapeur
c_{wat}	J/K.kg	chaleur spécifique de l'eau
c_{tub}	J/K.kg	chaleur spécifique du tube
d	m	diamètre du tube
f		coefficient de friction
h	W/K.m ²	coefficient d'échange convectif air/tube
h_0	W/K.m ²	coefficient d'échange convectif air/tube à vitesse nulle
h_v	J/K.m ³	coefficient d'échange convectif air/tube, variation linéaire avec la vitesse
H	%	humidité relative
k	W/K.m ²	coefficient de conduction de chaleur vers la maille voisine
m_{wat}	kg	eau libre dans la maille
\dot{m}_{conv}	kg/s	échange convectif air/tube
\dot{m}_{inf}	kg/s	infiltration d'eau
\dot{m}_{lat}	kg/s	condensation/évaporation
M_{air}	kg/mol	masse molaire de l'air
M_{wat}	kg/mol	masse molaire de l'eau
P_{diff}	W	diffusion de chaleur depuis les mailles voisines
P_{fric}	W	pertes de charge
P_{int}	W	gain de chaleur interne (tube et eau)
P_{lat}	W	échange de chaleur latente air/tube
P_{sbl}	W	échange de chaleur sensible air/tube
Pr_{air}	Pa	pression de l'air
Pr_{sat}	Pa	pression de saturation de l'eau
S	m ²	surface de contact avec une maille voisine
S_{tub}	m ²	surface de contact totale avec les mailles voisines
T_{air}	°C	température de l'air
T_{soil}	°C	température du sol
T_{tub}	°C	température du tube
v_{air}	m/s	vitesse de l'air
V_{tub}	m ³	volume de la maille de tube
W_{air}	kg _{water} / kg _{air}	contenu en humidité du flux d'air
W_{tub}	kg _{water} / kg _{air}	contenu en humidité de la couche saturée

Symboles grecs

ϕ_{air}	m ³ /s	flux d'air dans le tube
ρ_{air}	kg/m ³	densité de l'air
ρ_{tub}	kg/m ³	densité du tube
Δt	s	pas de temps

Divers

Lors de la description de l'algorithme les symboles représentent la maille sous considération et le pas de temps actuel, sauf si indicés par i (maille adjacente) ou $t-1$ (pas de temps précédent).

A l'origine de l'outil de simulation développé ici se trouve un modèle dynamique à éléments finis traitant conjointement les échanges sensibles et latents entre flux d'air et tube, ainsi que la diffusion thermique dans le sol adjacent [Boulard et al., op. cit.]. Nous avons retravaillé de fond en comble le modèle d'origine pour permettre une définition de géométries, caractéristiques de sol et conditions de surface variées, la prise en compte d'éventuelles infiltrations d'eau et des pertes de charge ainsi que le contrôle du sens du flux d'air. Particulièrement soigné au niveau de des in- et outputs, qui sont gérés de façon flexible et contrôlée, il a été adapté à TRNSYS [Trnsys, 1994], un environnement modulaire largement diffusé de simulation dynamique des systèmes énergétiques (pour lequel il a été agréé et est commercialisé), permettant un couplage facile avec des modules préexistant tels que ceux du bâtiment (Fig. 33).

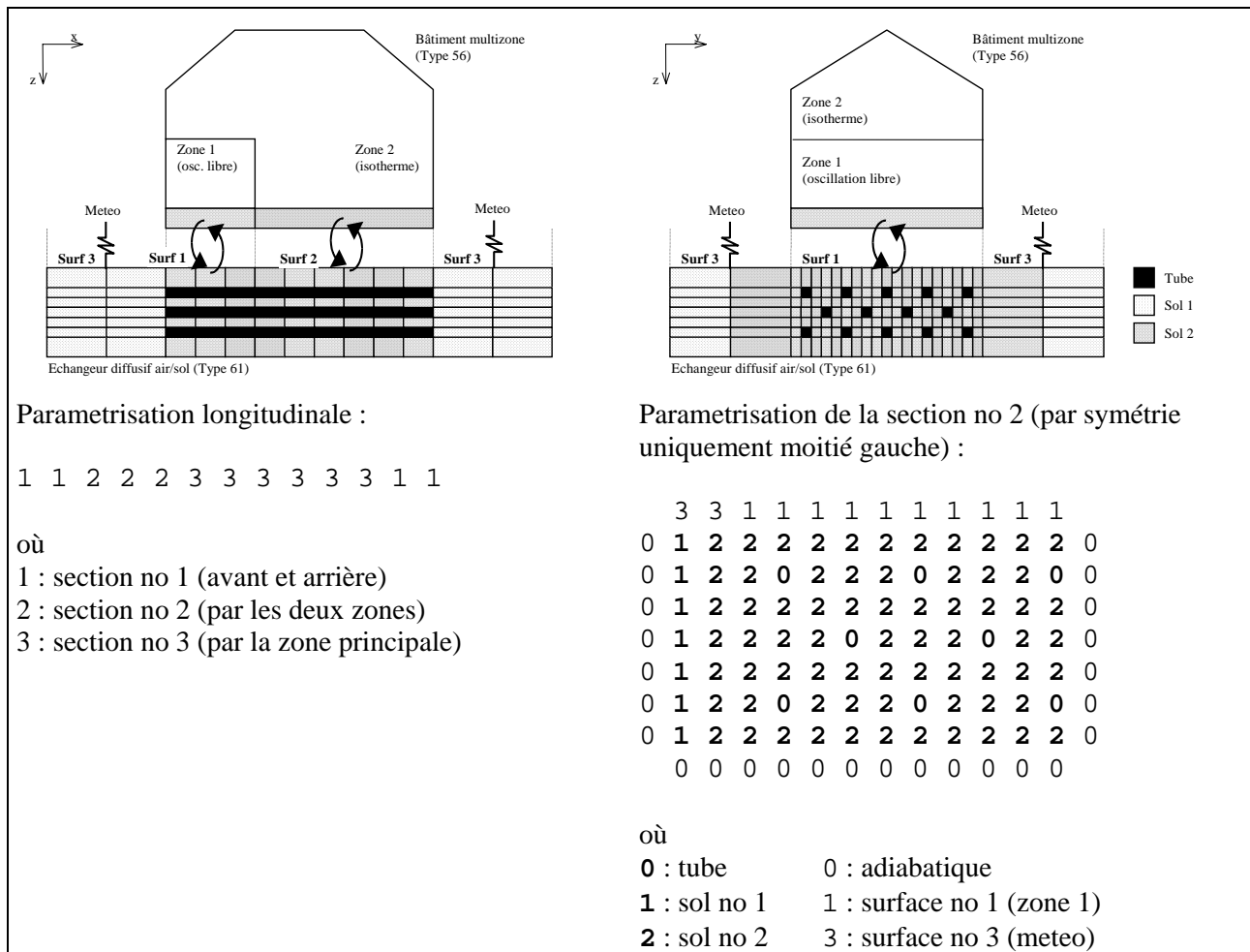


Fig. 33 : Exemple de géométrie et de couplage pour le modèle numérique (plusieurs nappes de tubes, sol inhomogène, diverses conditions de surface).

Les hypothèses et les options retenues sont les suivantes :

- Le maillage orthogonal, à dimension variable pour chaque couche, permet une définition adaptée au problème étudié. Les tubes peuvent être disposés sur des couches distinctes mais toujours à l'horizontale (ou à la verticale). De longueur identique, ils sont sensés comprendre l'équivalent en surface d'échange d'éventuelles nourrices transversales. Les tubes circulaires sont représentés par des sections carrées de superficie équivalente, un facteur $0.5\sqrt{\pi}$ corrigeant la surface d'échange.
- La diffusion thermique dans le sol est tridimensionnelle. Les propriétés du sol (conductivité et capacité thermiques) sont définies par sections typiques et ne sont pas nécessairement homogènes, mais restent constantes pendant la simulation, ne permettant pas de traiter la migration d'eau dans le sol. L'influence d'une éventuelle nappes phréatique à profondeur constante peut cependant se traiter par modification des propriétés du sol pour tenir compte de l'engorgement d'eau (nappe stable), ou par condition de surface isotherme (nappe mouvante).

- Les conditions au bord, définies par sections typiques, ne sont pas nécessairement homogènes sur une même face (cf. Fig. 33). Lorsque non-adiabatiques, elles peuvent être définies par un input dynamique en température ou en puissance (éventuellement via une résistance de surface), le traitement conjoint des deux modes passant par la définition d'une température équivalente (p.ex. lors d'un couplage météorologique, avec un coefficient convectif pour l'air et un coefficient d'absorption pour l'ensoleillement).
- A l'intérieur des tubes, l'air est considéré comme étant incompressible, la relation entre débit volumétrique et massique étant fixé par sa température à l'entrée. A l'intérieur d'un segment, l'air est considéré homogène en température et en humidité. Les échanges sensibles et latents air/tube y sont ainsi déterminés par un simple coefficient convectif, fonction de la vitesse mais supposé indépendant de la température.
- Les pertes de charges (qui constituent un input énergétique en provenance du ventilateur) sont entièrement reportées sur le flux d'air, selon une répartition linéaire le long des tubes. Les pertes singulières dues au nourrices et aux coudes doivent le cas échéant être traitées à part.
- L'infiltration d'eau, dynamique et pouvant avoir lieu sur toute ou partie des segments de tube, est supposée se faire à la température de chaque segment, où elle s'ajoute aux éventuels reliquats de condensation.

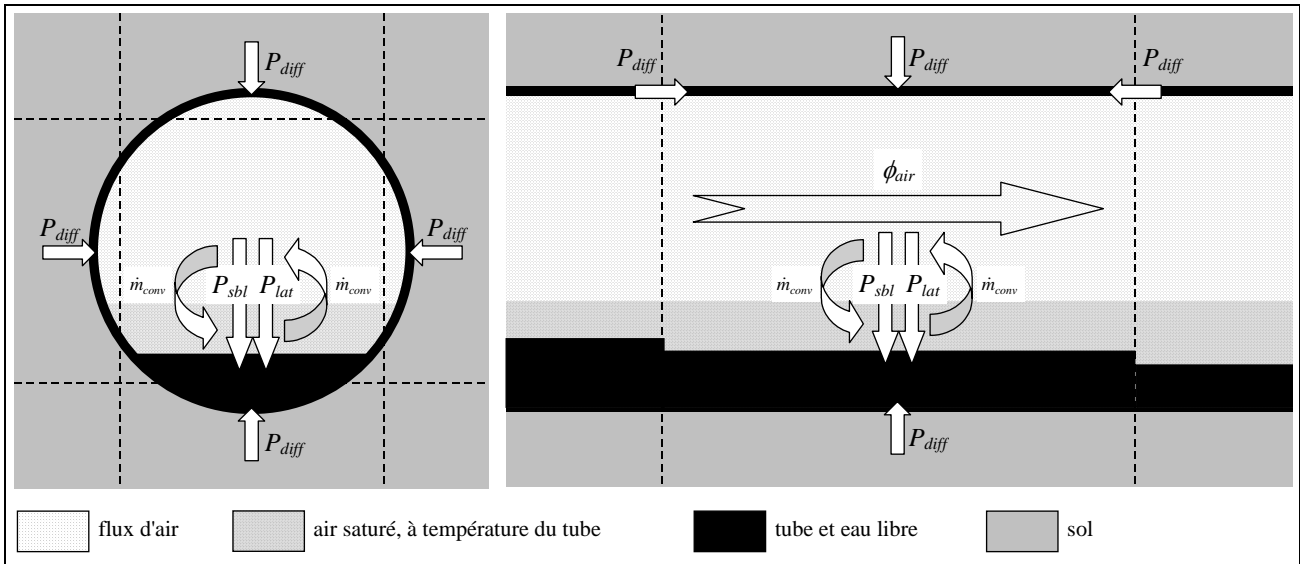


Fig. 34 : Schématisation des échanges sensible, latent et diffusif au niveau d'un segment de tube.

Algorithme

Au coeur du modèle se trouvent les échanges d'énergie et de masse entre le débit d'air et son tube (Fig. 34). Ils sont calculés de façon itérative pour chaque segment de tube, de la prise d'air vers la sortie, et comprennent :

- La chaleur sensible perdue par l'air, déterminée par le différentiel de température air/tube :

$$P_{sbl} = S_{tub} \cdot h \cdot (T_{air} - T_{tub})$$

où le coefficient h dépend de la vitesse de l'air :

$$h = h_o + h_v \cdot v_{air}$$

- La chaleur latente, déterminée par l'approche de Lewis, qui considère que l'échange sensible précédent résulte d'un échange de masse entre le flux d'air et une couche superficielle saturée en humidité, à la température du tube. L'analogie entre transferts de masse et de chaleur détermine le débit d'air échangé :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{conv} &= \frac{P_{sbl}}{c_{air} \cdot (T_{air} - T_{tub})} \\ &= \frac{S_{tub} \cdot h}{c_{air}}\end{aligned}$$

Ce transfert de masse induit un transfert d'humidité qui est déterminé par la différence entre les ratios d'humidités du flux d'air et de la couche superficielle saturée :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{lat} &= (W_{air} - W_{tub}) \cdot \dot{m}_{conv} \\ &= (W_{air} - W_{tub}) \cdot \frac{S_{tub} \cdot h}{c_{air}}\end{aligned}$$

où, selon les gaz parfaits :

$$\begin{aligned}W_{air} &= \frac{H \cdot \text{Pr}_{sat}(T_{air}) \cdot M_{wat}}{\text{Pr}_{air} \cdot M_{air}} \\ W_{tub} &= \frac{100\% \cdot \text{Pr}_{sat}(T_{tub}) \cdot M_{wat}}{\text{Pr}_{air} \cdot M_{air}}\end{aligned}$$

Selon son signe, ce transfert d'eau correspond à de la condensation ($\dot{m}_{lat} > 0$) ou de l'évaporation ($\dot{m}_{lat} < 0$). Dans ce cas \dot{m}_{lat} est limité par le contenu en eau libre effectif de la maille en question, ainsi que par l'humidité maximale pouvant être absorbée par l'air (pression de saturation). Finalement, la puissance latente s'exprime par :

$$P_{lat} = c_{lat} \cdot \dot{m}_{lat}$$

- La chaleur diffusée par les 4 mailles de sol latérales et les 2 mailles de tube précédente et suivante :

$$P_{diff} = \sum_{i \in soil} S_i \cdot k_i \cdot (T_{soil,i,t-1} - T_{tub}) + \sum_{i \in tube} S_i \cdot k_i \cdot (T_{tub,i,t-1} - T_{tub})$$

L'humidité de saturation étant non-linéaire en température, la valeur de T_{tub} ainsi que les puissance précédentes sont déterminée par résolution itérative du bilan énergétique de la maille en question :

$$P_{int} - (P_{sbl} + P_{lat} + P_{diff}) = 0$$

où les gain capacitifs du tube et de l'eau sont donnés par :

$$P_{int} = \frac{(c_{tub} \cdot \rho_{tub} \cdot V_{tub} + c_{wat} \cdot m_{wat,t-1}) \cdot (T_{tub} - T_{tub,t-1})}{\Delta t}$$

Le bilan hydrique permet quant à lui de calculer le nouveau contenu en eau :

$$m_{wat} = m_{wat,t-1} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{lat}) \cdot \Delta t$$

En tenant compte des pertes de charges, déterminées par un coefficient de frottement f dont on trouve des valeurs typiques sur un diagrammes de Moody [Am. Soc. of HVAC, Ch.2, 1989] :

$$P_{fric} = \phi_{air} \cdot f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot v_{air}^2}{2}$$

les bilans énergétiques et massiques sur l'air donnent les conditions d'entrée de la maille suivante :

$$T_{air,i} = T_{air} + \frac{P_{fric} - P_{sbl}}{(c_{air} + c_{vap} \cdot W_{air}) \cdot \rho_{air} \cdot \phi_{air}}$$

$$W_{air,i} = W_{air} - \frac{m_{lat}}{\rho_{air} \cdot \phi_{air} \cdot \Delta t}$$

où le calcul se poursuit manière identique.

Une fois terminé ce calcul pour l'ensemble des mailles de tube, on traite une à une la diffusion tridimensionnelle des mailles de terrain, le cas échéant en prenant en compte les conditions de surface spécifiées par l'utilisateur (adiabatique, input en température ou input en puissance, avec ou sans résistance de surface).

4.3. Validation sur solution analytique

La confrontation du modèle numérique avec la solution analytique précédemment développée permet une validation bien contrôlée de l'un comme de l'autre. Avec à l'entrée une température donnée par la météo annuelle standard de Genève en pas horaire, mais un air sec (humidité forcée à zéro), nous reprenons pour cela les 2 débits d'air et 3 configurations géométriques (induisant respectivement amortissement journalier, amortissement annuel ou déphasage annuel) pour lesquels la température de sortie a précédemment été calculée par voie analytique, suite à la transformée de Fourier du signal d'entrée (Fig. 31).

Pour chacune des 3 configurations, la simulation numérique se fera sur un maillage rectangulaire de section équivalente (au niveau du tube comme de la couche de sol), extérieurement soumise à condition adiabatique, par tranches longitudinales de 1 m (Fig. 35). Afin d'étudier l'effet de la diffusion longitudinale, non prise en compte dans le modèle analytique, celles-ci se voient alternativement entrecoupées ou non d'une couche de super-isolation (diffusion : $2.8 \cdot 10^{-5}$ W/K.m, capacité calorifique: 2.8 kJ/m³). Les propriétés du sol (diffusion : 1.9 W/K.m, capacité calorifique: 1900 kJ/m³) ainsi que le coefficient d'échange convectif (5.8 W/K.m² pour le débit de 200 kg/h, 14.0 W/K.m² pour celui de 800 kg/h) sont fixés à la même valeur que pour le calcul analytique.

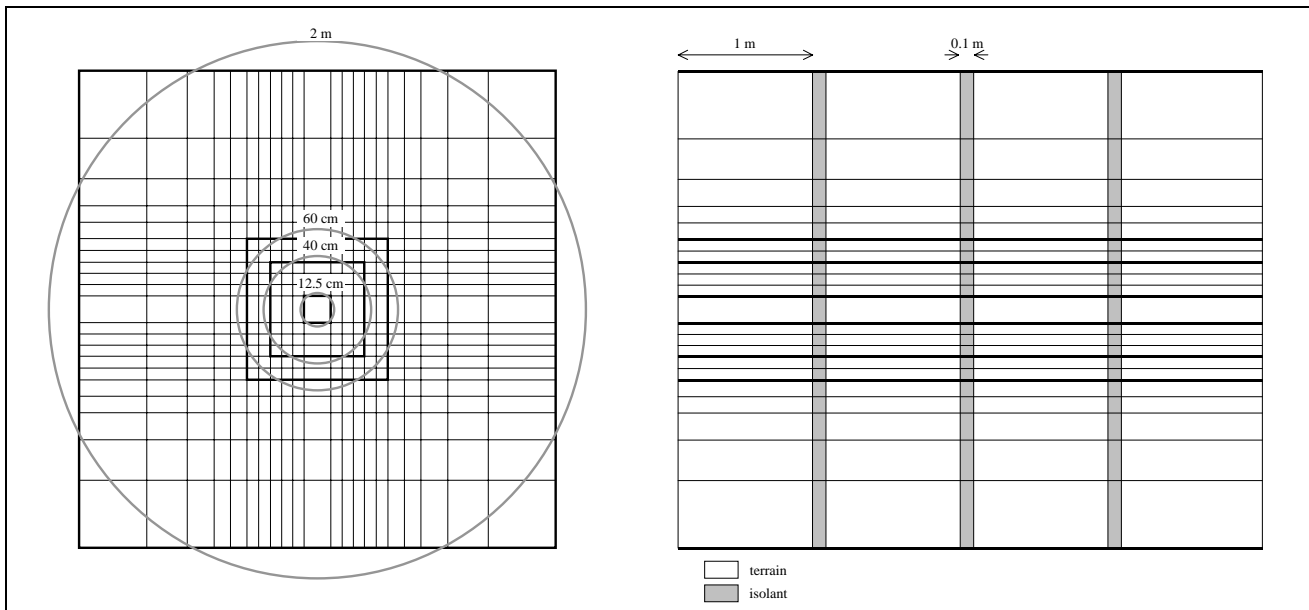


Fig. 35 : Comparaison numérique-analytique sur une année, définition du maillage.

Ainsi contrôlées au niveau géométrique, une excellente correspondance se manifeste entre les deux approches (Tab. 14 et Fig. 36), avec une très légère surestimation du modèle numérique (peut-être suite à l'approximation rectangulaire). Avec un écart moyen d'au maximum 0.5 K dans le cas du déphaseur (400 m de tube, 60 cm de sol) et des écarts-type inférieurs à 0.2 K, on peut estimer la corrélation parfaite et la validation du modèle numérique acquise, du moins en absence d'échanges latents.

La quasi parfaite équivalence des résultats de simulation avec ou sans diffusion longitudinale confirme par ailleurs le peu d'importance de cette dernière, du moins pour des systèmes de cette taille.

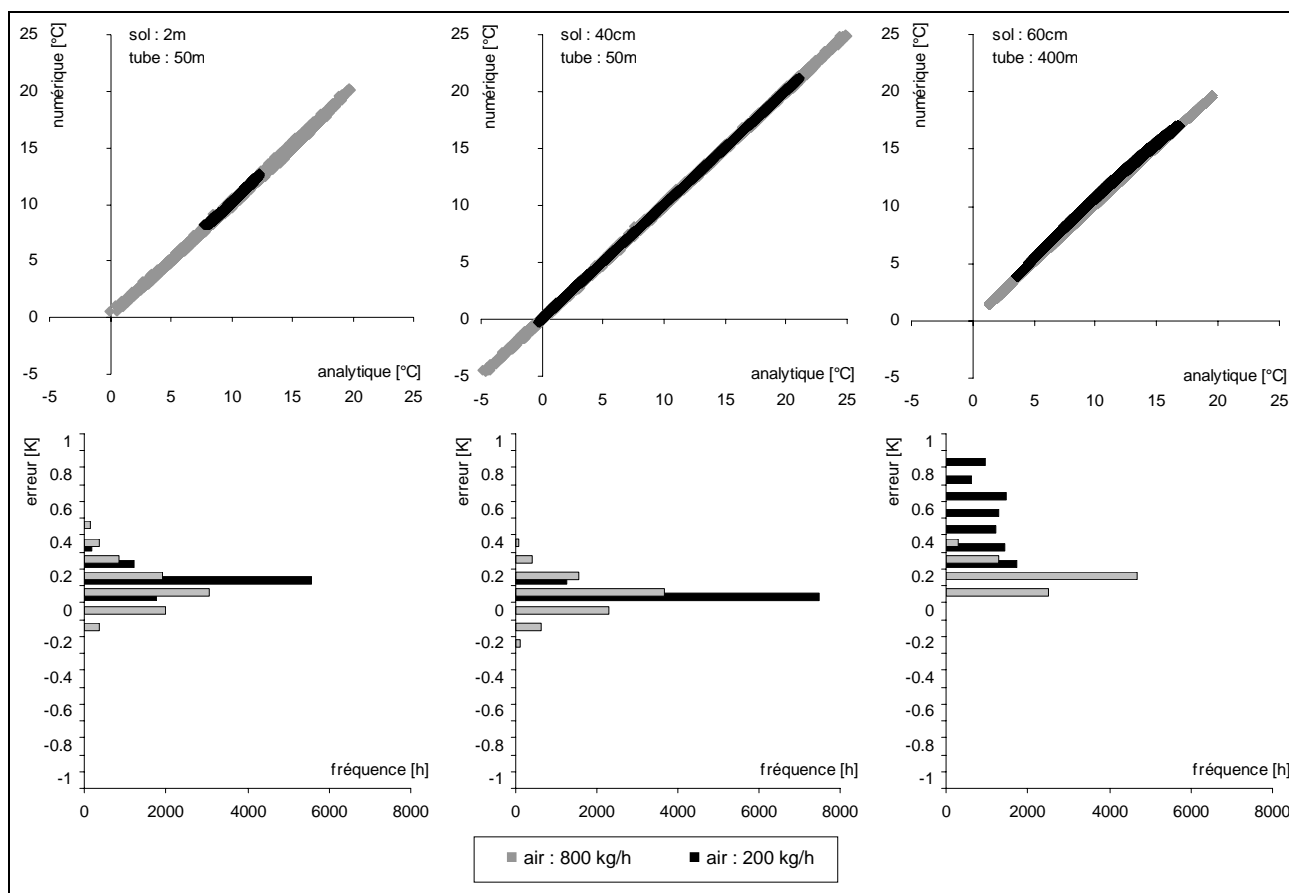


Fig. 36 : Comparaison numérique-analytique sur une année, températures de sortie en pas de temps horaire.

Tab. 14 : Ecart numérique-analytique sur une année, en pas de temps horaire.

tube [m]	50				50				400			
sol [cm]	200				40				60			
air [kg/h]	200		800		200		800		200		800	
diffusion long.	on	off	on	off	on	off	on	off	on	off	on	off
écart moyen [K]	0.148	0.148	0.081	0.081	0.068	0.068	0.036	0.036	0.511	0.511	0.150	0.150
écart-type [K]	0.060	0.061	0.128	0.128	0.031	0.032	0.101	0.101	0.193	0.189	0.063	0.062

Ecart moyen défini par le différentiel numérique – analytique.

Ecart-type calculé comme la racine de l'écart quadratique moyen, après déduction du biais (écart moyen).

4.4. Validation sur mesures in situ

Cette section a pour but de compléter l'analyse précédente par une série de validation effectuée sur des systèmes mesurés in situ (Ch. 1). Sauf indication contraire, les hypothèses de simulation qui y sont définies sont à la base de l'analyse ultérieure de ces systèmes (Ch. 5 et 6)

Caroubier

Dans le cas du puits canadien des "Caroubiers", une simulation d'une année (Tab. 15 pour les hypothèses) permet, sur la vingtaine de jours qu'a durée la période de monitoring, de très bien reproduire les échanges sensibles entre l'air et le sol (Fig. 37), avec un écart moyen de 3% (0.03 kW) en défaveur de la simulation. Avec 43 % (0.49 kW) l'écart-type reste élevé en base horaire, à cause d'une chute de puissance en fin de journée plus rapide pour la simulation, mais ce rétabli à 7 % (0.08 kW) en base journalière.

Tab. 15 : : "Caroubier", paramètres utilisés lors de la simulation numérique.

Débit d'air	3'000 m ³ /h diurne (7-20h), 2'400 m ³ /h nocturne (21-6 h), tel que mesuré, sauf en période de chauffage lorsque l'ensoleillement horizontal dépasse 150 W/K.m ² (flux d'air par collecteur solaire au lieu du puits canadien)
Température / humidité du débit d'air	Météo horaire standard de Genève, complétée sur 3 mois recouvrant la période de monitoring par les données météo de l'année en question, mise à disposition par P. Ineichen du CUEPE
Surface supérieure	Température du garage fluctuant sinusoidalement entre 7°C fin février et 23°C fin août (vérifié par mesure été/hiver ponctuelle), coefficient d'échange convectif de 3 W/K.m ²
Surface inférieure	15°C fixe (nappe phréatique avec écoulement probable de quelques cm/jour, selon estimation du géologue cantonal)
Surfaces latérales, frontale et arrière	Adiabatiques (effets de bords non pris en compte)
Sol	De 0 à 0.5 m (béton maigre) : 1.8 W/K.m , 2'000 kJ/K.m ³ de 0.5 à 2m (phase graveleuse saturée, 24%) : 2.3 W/K.m , 2'200 kJ/K.m ³ de 2 à 3 m (phase limoneuse imperméable) : 2.1 W/K.m , 2'200 kJ/K.m ³
Echange air/tube	$h_{conv} [W/K.m^2] = 2 + 4v_{air} [m/s]$
Mise en température (skip-time)	6 mois

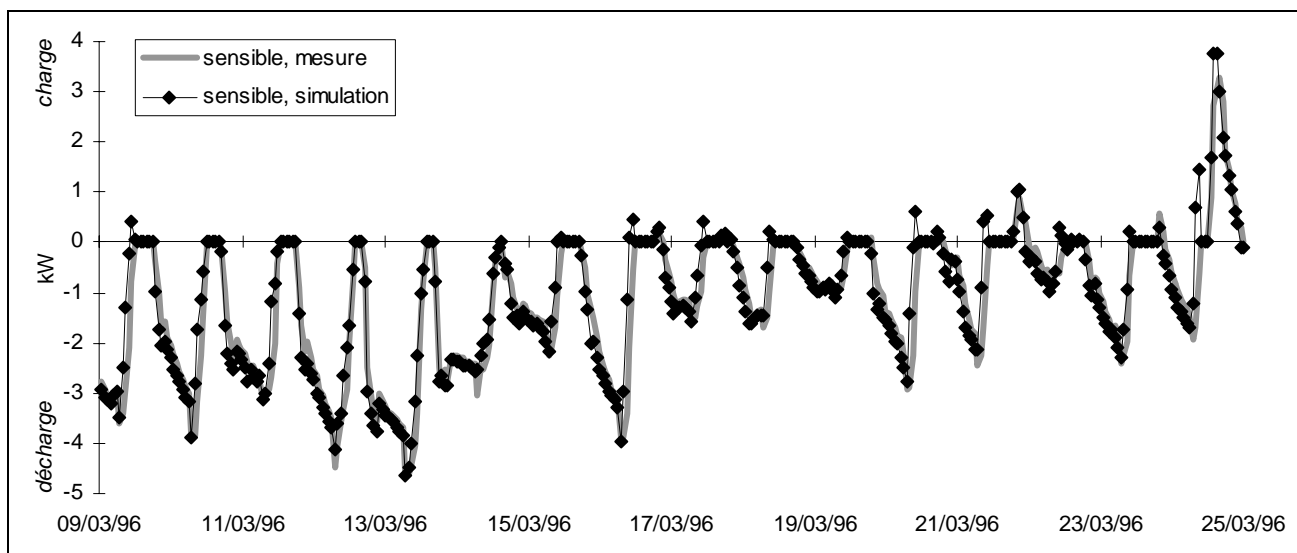


Fig. 37 : " Caroubier ", validation en pas de temps horaire du modèle numérique (9 – 24 mars 1996).

Schwerzenbacherhof

Dans le cas du puits canadien de "Schwerzenbacherhof", l'analyse d'une année complète de mesures en pas horaire, transmise par l'Office fédéral de l'énergie, indique la présence d'évaporation tout au long de l'année, sans aucune condensation jamais. Il pourrait s'agir d'une erreur de mesure, le monitoring précis des humidités étant relativement délicat. Ceci expliquerait un défaut de bilan important lorsque, en complément des échanges sensibles et latents portés par le flux d'air, on estime la perte diffusive et la variation capacitive du stock via les gradients et variations de température du sol [Hollmuller et Lachal, 1998]. L'infiltration d'eau dans les tubes n'est cependant pas à exclure, hypothèse qui nous permet de tester la capacité du modèle numérique à reproduire de l'évaporation en présence d'eau stagnante. Deux simulations distinctes, en absence et présence d'infiltration d'eau (donnée dans ce deuxième cas en base journalière, par la quantité d'eau apparemment évaporée, uniformément répartie sur 24 heures), mais à part cela basées sur les mêmes hypothèses (Tab. 16), permettent de tirer les conclusions suivantes.

En ce qui concerne les échanges sensibles on observe une bonne reproduction dynamique des mesures, en pas horaire comme hebdomadaire, tant pour la simulation sans qu'avec infiltration d'eau (Fig. 38 et 39). En valeur moyenne, la première ne s'écarte que de 4% en charge estivale, pour 10% en décharge hivernale, résultats un peu moins bons lorsque l'infiltration est à l'œuvre (42 et 20%).

Les échanges latents, complètement absents de la simulation lorsque l'infiltration n'est pas activée (pas de condensation/évaporation spontanée), est relativement bien reproduite avec l'adjonction d'eau, avec un léger défaut d'évaporation en été (-14%), compensée en hiver par l'évaporation du solde estival (+22%).

La diffusion depuis (+) ou vers (-) le parking situé en surface, dans le cas de la mesure approximativement évaluée par différentiel de température à 50 et 75 cm au dessus de la nappe de tube (3 points de mesure), est également bien reproduite, avec des écarts de 11 et 22 % lors de la charge estivale (le bilan quasi nul en hiver ne permettant guère, sous forme relative, d'appréhender des écarts absolus de même ordre de grandeur). Le même genre d'écarts se retrouve pour la diffusion depuis (+) ou vers (-) la nappe phréatique en profondeur.

Geoser

Dans le cadre du projet "Geoser", très soigneusement mesuré, en parallèle au stockage/déstockage sensible d'excédents solaires, d'importants échanges latents ont également été observés, cette fois-ci tant sous forme d'évaporation que de condensation. Ainsi, pendant le déstockage nocturne l'air qui se réchauffe au contact thermique du sol évapore de l'eau accumulée à la surface des tubes, alors que le rafraîchissement du flux d'air assez humide (serre fermée) conduit pendant les premières heures de stockage à de la condensation [Hollmuller et al. 2002], dont une partie, mesurée, est éliminée par drainage. Cependant, un déficit d'eau qui se généralise à l'ensemble de l'année de mesure indique la présence d'un apport d'eau supplémentaire vers les tubes. Malgré le soin amené à l'étanchéité, celui-ci provient peut-être parfois de la pluie (ponctuellement corrélée avec l'eau récoltée à l'extrémité des tubes). C'est toutefois le système de brumisation de la serre qui semble constituer la principale source "d'infiltration" d'eau : afin de maintenir l'humidité minimale du programme agronomique, particulièrement lors des périodes d'aération, celui-ci injecte dans la serre, à une hauteur de 2 m, des gouttelettes d'environ 80 microns. Ainsi que le montrent des études sur la brumisation et ses effets thermiques [Lefebvre, 1989 et Rodriguez, 1991], l'énergie d'évaporation d'une telle goutte est, en un premier temps et jusqu'à ce qu'elle atteigne la température humide de l'air, pompée exclusivement dans la goutte elle-même, puis seulement dans l'air et dans l'eau. Ceci explique pendant ces périodes, surtout à une hauteur de 1 m c'est à dire quelque peu éloigné des buses d'injection, l'abaissement de la température de la serre – effet tout à fait comparable aux valeurs observées lors de l'EXPO'92 à Séville, où des systèmes de brumisation avaient été utilisés pour rafraîchir les espaces extérieurs [Alvares, 1991]. Or selon ces mêmes études, la durée d'évaporation d'une goutte de cette taille varie entre 3 secondes (air sec) et 40 secondes (air humide), alors qu'elle perd sa vitesse d'injection dans la serre en moins de 0.1 seconde : cela lui laisse amplement le temps d'être emportée dans le flux d'air aspiré vers les tubes, sans y être encore évaporée donc mesurée par la sonde d'humidité à l'entrée du puit.

Dans ce contexte, deux simulations distinctes, en absence et présence d'infiltration d'eau (à nouveau définie, en base journalière, par le déficit d'eau apparent donné par les mesures, uniformément réparti sur 24 heures), mais pour le reste basées sur les mêmes hypothèses (Tab. 18), permettent de tirer les conclusions similaires au cas de "Schwerzenbacherhof".

Ainsi les échanges sensibles, bien reproduits au niveau de la dynamique (Fig. 40 et 41), présentent sans infiltrations des écarts moyens de 1% en charge comme en décharge, contre 6 et 3% lorsque l'infiltration est activée. Celle-ci permet de reproduire très correctement l'évaporation mesurée (1% d'écart), mais pas la condensation, qui reste bien trop basse.

Etant donné la difficulté, par simple mesure de gradient thermique dans le sol, d'évaluer les flux diffusifs avec bonne précision, une corrélation satisfaisante bien que partiellement entachée d'incertitude apparaît également pour ces derniers.

Tab. 16 : "Schwerzenbacherhof", paramètres utilisés lors de la simulation numérique.

Débit d'air	Débit effectif variable (bypass lorsque la température extérieure se situe entre 7 et 22°C), donné par les mesures.
Température / humidité du débit d'air	Sortie de la nourrice (avant les tubes), donnée par les mesures.
Surface supérieure et inférieure	Température de dalle du garage (75 cm au dessus des tubes) et en profondeur (6 m en dessous des tubes), données par les mesures.
Surfaces latérales, frontale et arrière	Adiabatiques (effets de bords non pris en compte)
Sol	De 0 à 0.75 m : 2.4 W/K.m , 2'500 kJ/K.m ³ de 0.75 à 6m : 2.3 W/K.m , 2'200 kJ/K.m ³
Echange air/tube	$h_{conv} [W/K.m^2] = 3 + 4v_{air} [m/s]$
Mise en température (skip-time)	12 mois

Tab. 17 : "Schwerzenbacherhof", écarts simulation-mesure sur une année, en kWh par semaine.

	Ete (13 mai – 29 septembre)					Hiver (30 septembre- 12 mai)				
	mesure	simulation				mesure	simulation			
		sans infiltration		avec infiltration			sans infiltration		avec infiltration	
	moyenne	éc. moy.	éc.-type	éc. moy.	éc.-type	moyenne	éc. moy.	éc.-type	éc. moy.	éc.-type
sensible	568	24	25	241	195	-609	64	89	122	156
latent	-894	894	681	128	198	-243	243	252	-54	115
diffusion haut	1'036	-215	109	225	212	-26	48	117	245	191
diffusion bas	-281	119	91	153	109	-295	92	144	124	164

Ecart-type calculé comme la racine de l'écart quadratique moyen, après déduction du biais (écart moyen).

Mesures : valeur positive=input, valeur négative=output du stock.

Tab. 18 : "Geoser", paramètres utilisés lors de la simulation numérique.

Débit d'air	Débit effectif variable (selon ΔT serre-stock), donné par les mesures.
Température / humidité du débit d'air	Entrée de la nourrice, donnée par les mesures.
Surface supérieure et inférieure	Température de sol (40 cm au dessus et 70 cm en dessous des tubes), données par les mesures.
Surfaces latérales, frontale et arrière	Adiabatiques (isolation latérale)
Sol	Selon analyse par modèle un nœud (Ch. 5) : 1.9 W/K.m , 1'900 kJ/K.m ³
Echange air/tube	$h_{conv} [W/K.m^2] = 3 + 4v_{air} [m/s]$
Mise en température (skip-time)	12 mois

Tab. 19 : "Geoser", écarts simulation-mesure sur une année, en kWh par semaine.

	Input					Output				
	mesure	simulation				mesure	simulation			
		sans infiltration		avec infiltration			sans infiltration		avec infiltration	
	moyenne	éc. moy.	éc.-type	éc. moy.	éc.-type	moyenne	éc. moy.	éc.-type	éc. moy.	éc.-type
sensible	142.3	-1.3	21.6	8.4	12.9	-56.0	1.6	8.8	4.3	8.1
latent	41.3	-37.5	46.5	0.5	1.7	-35.4	31.6	40.9	-28.0	43.1
diffusion haut	23.0	-12.6	17.2	5.6	11.6	-44.9	8.9	14.5	3.9	6.2
diffusion bas	2.1	1.1	2.2	0.2	0.5	-58.0	-8.5	12.7	5.1	7.9

Ecart-type calculé comme la racine de l'écart quadratique moyen, après déduction du biais (écart moyen).

Mesures : valeur positive=input, valeur négative=output du stock.

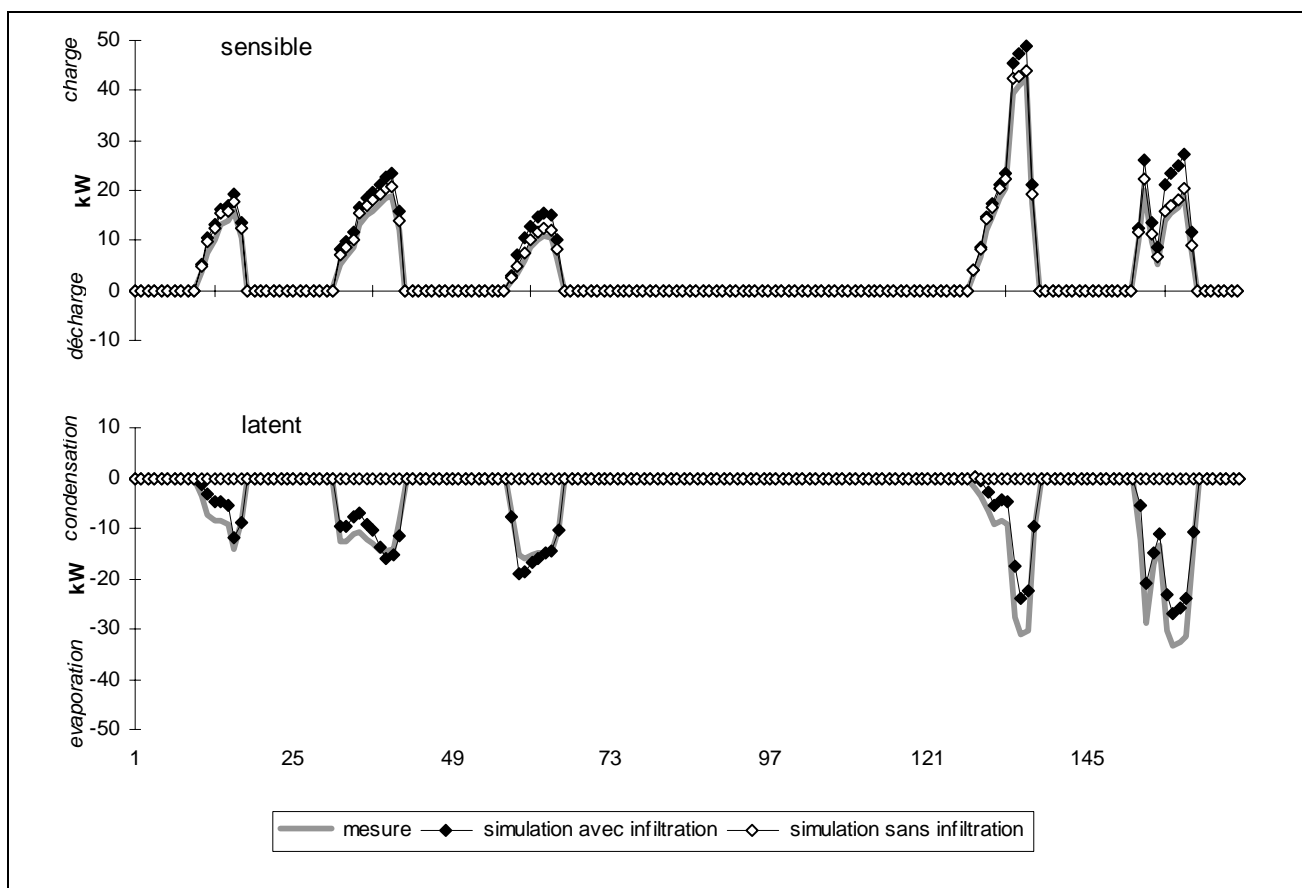


Fig. 38 : " Schwerzenbacherhof ", modélisation numérique en pas de temps horaire (27 mai – 2 juin 1992).

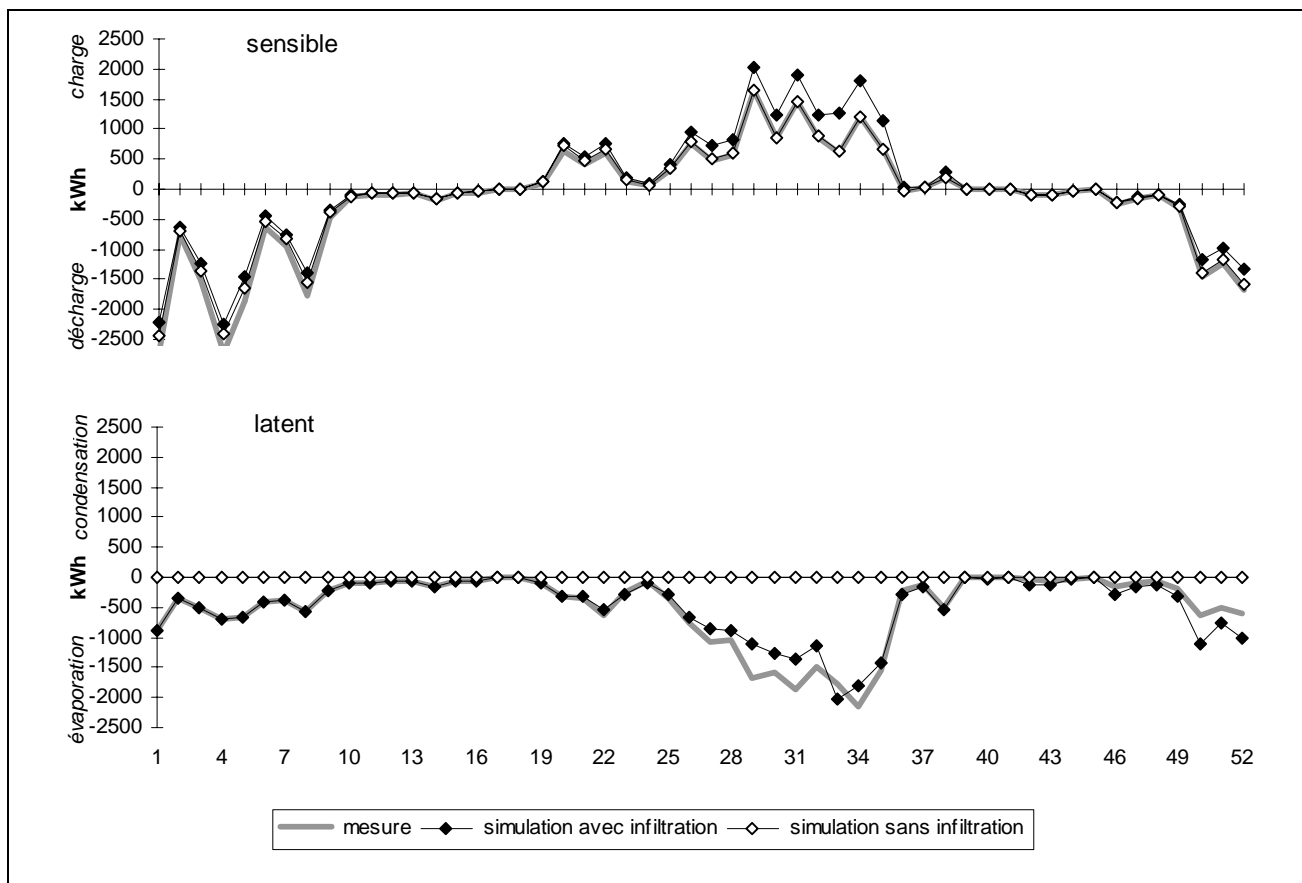


Fig. 39 : "Schwerzenbacherhof", modélisation numérique en pas de temps hebdomadaire (1992).

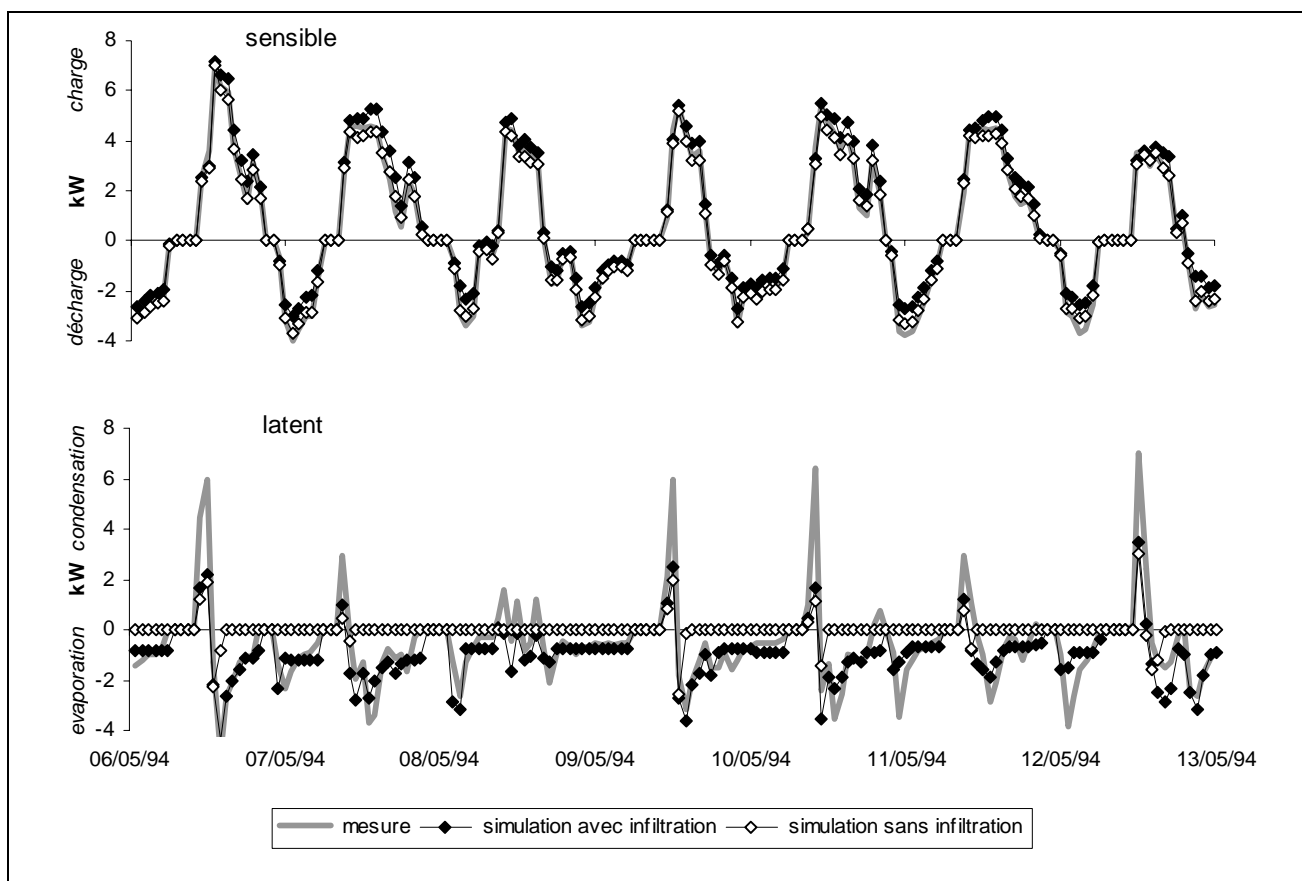


Fig. 40 : "Geoser", modélisation numérique en pas de temps horaire (5-12 mai 1994).

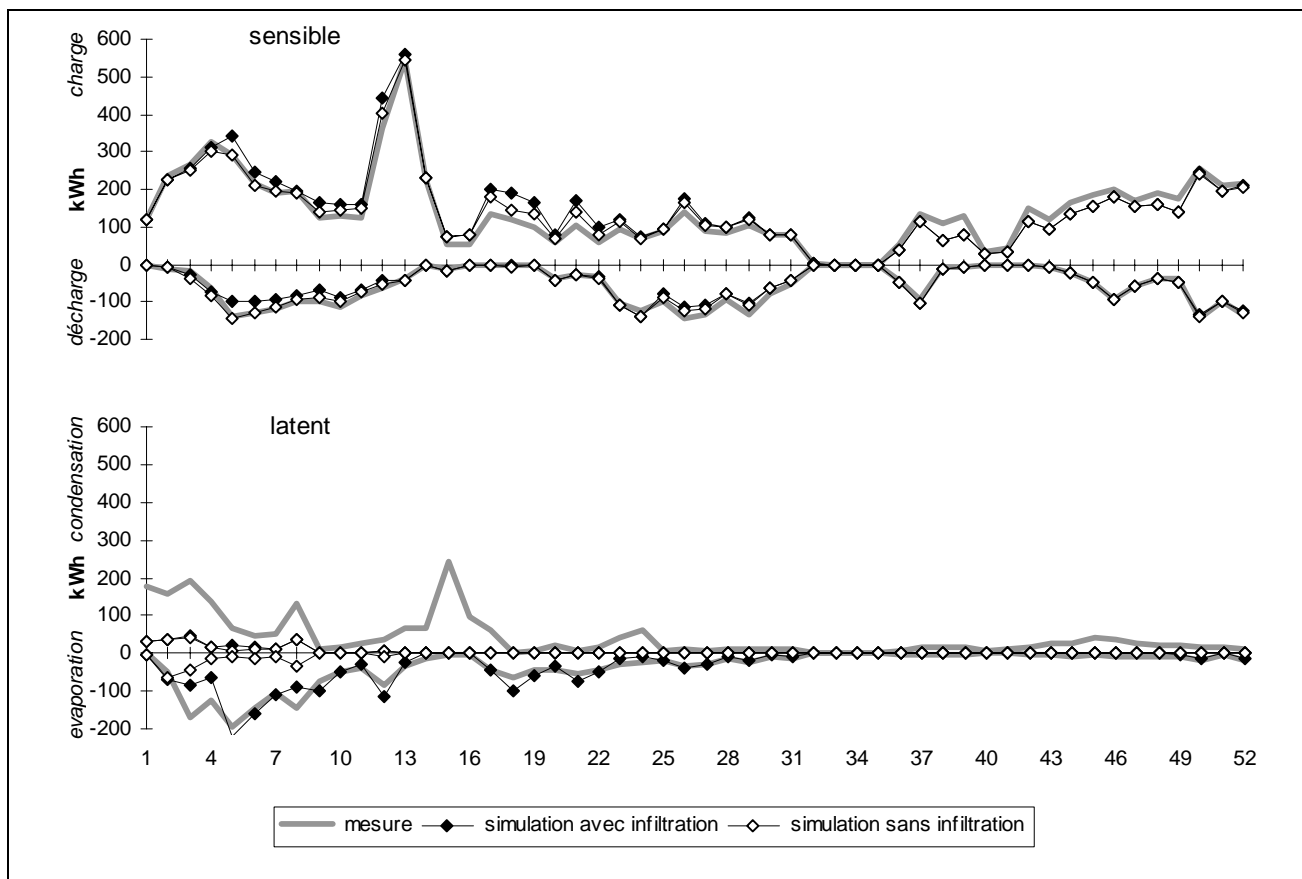


Fig. 41 : "Geoser", modélisation numérique en pas de temps hebdomadaire (1994)

5. ECHANGEURS AIR/SOL EN BOUCLE FERMEE : L'EXEMPLE DU STOCKAGE SOLAIRE EN SERRES HORTICOLES

5.1. Introduction

La culture sous abris est devenue un instrument ordinaire de notre approvisionnement en produits frais. Quelle que soit l'optique choisie: économique, sociale ou écologique, la production locale apparaît plus sensée que l'importation de régions lointaines, lorsqu'il s'agit de produits cultivés de toutes façons sous abris [Reist A. et Gysi C., 1990]. Cela étant, sous nos climats l'exploitation raisonnée des infrastructures impose à quasi toute saison le chauffage des serres (de mi septembre à mi juin), alors même que de jour elles rejettent par ventilation naturelle d'importants excès solaires.

Ceci dit le coût énergétique des cultures sous abris a pris de l'importance avec la augmentation brusque du prix des combustibles des années 70, qui a été suivie d'une lente décrue accompagnée d'une baisse continue du prix de vente des produits. Dans un contexte de maigre plus-value, la rentabilité des facteurs de production est devenue critique, le chauffage représentant actuellement de 15 à 20% des coûts de production sous abris. Le rapport au produit brut peut être abaissé de deux manières : en augmentant la valeur de la production, par une amélioration quantitative ou qualitative des rendements, ou en réduisant la consommation d'énergie par m^2 . Les deux peuvent se combiner : les années 80 ont vu les rendements augmenter de 3.5% par an (soit 40% en 10 ans) et la consommation d'énergie par m^2 baisser de moitié, si bien que la productivité de l'énergie consommée a quasiment triplé.

La réduction par deux de la consommation de combustible par unité de surface a logiquement été amorcée par l'amélioration de l'enveloppe et des équipements de distribution de chaleur. Il n'en reste pas moins qu'elles consomment aujourd'hui, selon le type d'utilisation qui en est faite, entre 360 et 1440 MJ/ m^2 .an (3-5 PJ pour les 600 hectares sur sol suisse, soit 0.5% de la consommation énergétique du pays). Afin d'économiser d'avantage d'énergie ou de l'utiliser plus rationnellement, restent l'éventuelle possibilité d'utiliser en direct des rejets thermiques (en provenance d'industries proches, ou lors de cogénération liée à l'éclairage artificiel des plantes) et le stockage de l'énergie solaire excédentaire, objet de la présente étude.

Plusieurs expériences ont déjà été menées dans ce domaine, sous divers climats et avec différents type de stockage, mais leurs conclusions ne sont pas aisément généralisables. Plus particulièrement, deux expériences d'utilisation de stocks en citerne [Picciuro et Martincigh, 1987; von Zabeltitz, 1987, p 116-123] ne sont pas comparables parce qu'elles impliquent d'une part une architecture très particulière, d'autre part deux réservoirs et une pompe à chaleur. Un exemple israélien [Zamir et Arbel, 1986] donne un temps d'amortissement de 3 ans avec un couverture de 40% des besoins thermiques annuels et un exemple grec [Graziadellis, 1986] montre la possibilité d'assurer, à faible coût, un ΔT de 5K entre la serre et l'extérieur. Le stockage direct en sol a également fait l'objet de nombreuses publications [Bascetincelik, 1985; Bredenbeck, 1984; Darmrath, 1983; Eggers, 1986; Jelinkova, 1986; Kurtan, 1985; Mavroanopoulos et Kiritsis, 1985; Nir et al., 1981; Portales, 1984; Razafinjohany, 1989; Santamouris et al., 1994]. Les grandes différences entre les types d'installation et conditions d'exploitation ne permettent cependant pas de tirer des conclusions claires quant à l'opportunité de réaliser un stockage souterrain, et encore moins d'en établir la configuration. Il n'existe surtout à ce jour pas d'étude comparative de ces deux systèmes de stockage (ni entre eux, ni avec une serre standard) et les bilans énergétiques complets, incluant l'électricité auxiliaire, font défaut.

Le but du projet "Geoser" fut de compléter cette lacune, en analysant simultanément trois serres récentes, de même construction et soumises à programme agronomique commun, dont deux seraient pourvues de systèmes de stockage à court terme de l'excédent solaire : l'un en citerne via des échangeurs air/eau, l'autre dans le terrain sous la serre via un échangeur air/sol (cf. Ch. 1), utilisé ici en boucle fermée par opposition au puits canadien que nous traiterons au chapitre suivant. Outre la possibilité de traiter un problème de stockage solaire particulier (limité par l'échauffement autorisé de l'air de la serre), cette étude permet de mettre en évidence ce qui distingue les stocks de type diffusif (échangeur air/sol) et capacitif (citerne).

Elle sera éclairée par l'analyse serre solaire de "Waedenswil", également pourvue d'un stockage à court terme par échangeur air/sol (Ch. 1), qui met en évidence l'importance d'une mise en service et d'un suivi soignés de tels systèmes.

5.2. Principe de fonctionnement

Analyse d'un jour type

Le principe de stockage en serres horticoles de l'excédent solaires s'observe particulièrement bien sur un jour de mi-saison comme le 10 mai 1994, belle journée de printemps (ensoleillement de 27 MJ/m²) mais encore relativement froide (températures moyenne et extrêmes de 14.3, 9.9 et 20.3 °C), pour laquelle nous analyserons le comportement parallèle des trois serres du projet "Geoser" (Fig. 42).

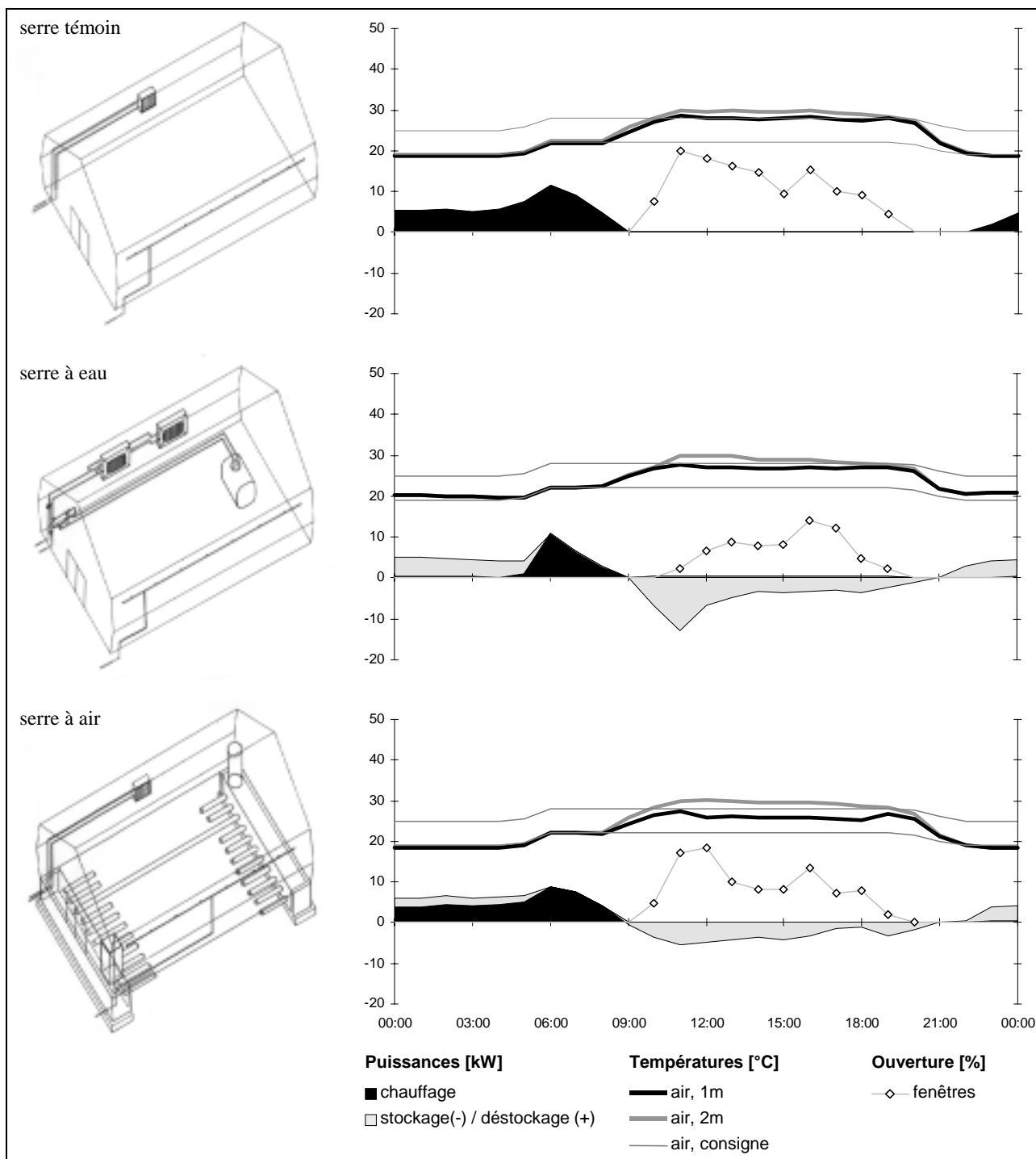


Fig. 42 : Principe et fonctionnement du stockage d'excédent solaire en serres horticoles, mesures du projet "Geoser" (10 mai 1994).

Dans la serre témoin, il est fait appel au chauffage (222 MJ) pendant toute la période nocturne, afin de maintenir la température dans la serre au minimum requis par le programme agronomique. Dès apparition du soleil, vers 8 heures, la température intérieure augmente et atteint rapidement la consigne supérieure. Les ouvertures latérales sont alors progressivement actionnées pour évacuer les excès solaires (irradiation de 2'600 MJ sur les 96 m² de surface de référence de la serre), jusqu'à disparition de l'astre derrière l'horizon vers 20 heures. Suit la chute de la température de la serre et la reprise du chauffage dès 22 heures.

Dans la serre à eau (stockage en citerne), alors que durant la première partie de la nuit la citerne est plus chaude que la consigne inférieure de la serre, la chaleur stockée précédemment dans la cuve est déchargée dans celle-ci via les aéroconvecteurs (110 MJ), permettant d'éviter le recours à la chaudière. Lorsque le déstockage devient impossible - ici à l'occasion du changement de consigne vers 5 heures - la chaudière prend le relais (77 MJ) jusqu'à l'apparition du soleil et la montée de température dans la serre. Dès que celle-ci dépasse à nouveau la température de la cuve, peu après 9 heures, l'excès de gains solaires est à nouveau stocké (195 MJ). Pour maintenir la consigne supérieure, une partie importante des gains solaires est cependant toujours évacuée par ventilation naturelle, cependant retardée et moindre que dans la serre témoin.

Un cycle similaire a lieu dans la serre à air (stockage en sous-sol), le déstockage (62 MJ) étant également actif jusqu'au changement de consigne matinal. Moins puissant que dans la serre à eau et indépendant du circuit de chauffage, celui-ci est cependant complété par le chauffage auxiliaire (158 MJ), qui reprend seul la relève en fin de nuit. Dès que, un peu avant 9 heures, la température de la serre dépasse à nouveau celle du stock, le stockage (133 MJ) se met en route en parallèle à la ventilation naturelle de la serre.

Stock diffusif versus stock capacitif

Pour l'un et l'autre des deux systèmes, le solde du stockage/déstockage (différence entre énergies stockées et déstockées, dans le cas de la serre à air y compris les échanges latents discutés au Ch. 4 et électricité du ventilateur) correspond à la somme de la variation capacitive du stock et de ses pertes thermiques (Fig. 43 et 44). Pour quantifier séparément ces deux flux nous utilisons un modèle simplifié à un nœud :

$$\Delta Q_{stock} = C \cdot \Delta_r T + K \cdot \Delta_x T \cdot \Delta t$$

qui relie le solde du stockage/déstockage ΔQ_{stock} à la variation de température du stock $\Delta_r T$ (variation capacitive) pendant l'intervalle de temps Δt , ainsi qu'au gradient de température stock-environnement $\Delta_x T$ (pertes diffusives), où K et C sont respectivement les coefficients de diffusion et de capacité apparents.

Dans le cas du stock en cuve, les phénomènes capacitif et diffusif sont clairement dissociables (masse active séparée du terrain), si bien que trois sondes dans la cuve et une sonde de à 70 cm sous le sol de la serre définissent clairement les températures en jeu. Il n'en va pas de même pour le stock en terre (continuum entre masse active et terrain) qui allie phénomènes capacitif et diffusif, et fait clairement apparaître amortissement et déphasage de la propagation de température dans le sol, plus lente par diffusion que par convection. S'agissant d'un stockage à court terme, on considère dès lors une couche active de ± 30 cm (environ deux fois la longueur de diffusion journalière) en dessus/dessous de la nappe de tuyaux. La température moyenne de cette couche est définie par des sondes dans le plan et à ± 20 cm de la nappe de tuyaux, alors que le différentiel entre ces dernières et des sondes à ± 40 cm définissent les gradients des pertes diffusives.

Finalement, les faibles pas de temps induisant trop d'imprécisions dans un modèle uni-nodal qui ne tient pas compte des régimes diffusif/capacitif délocalisés du terrain, la détermination par régression bilinéaire des coefficients K et C se fait pour les deux stocks en base hebdomadaire.

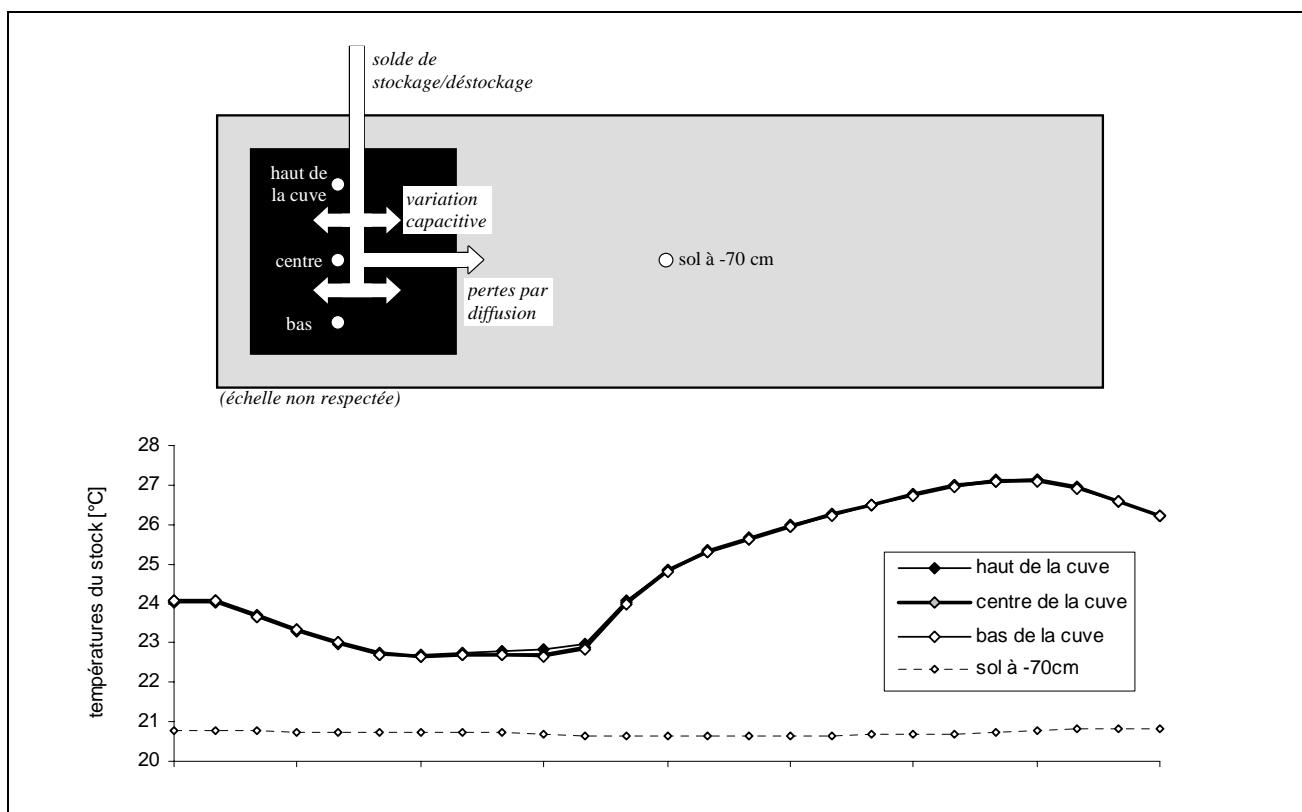


Fig. 43 : Décomposition du solde de stockage/déstockage de la serre à air en pertes diffusives et gains capacitifs, projet "Geoser", 10 mai 1994.

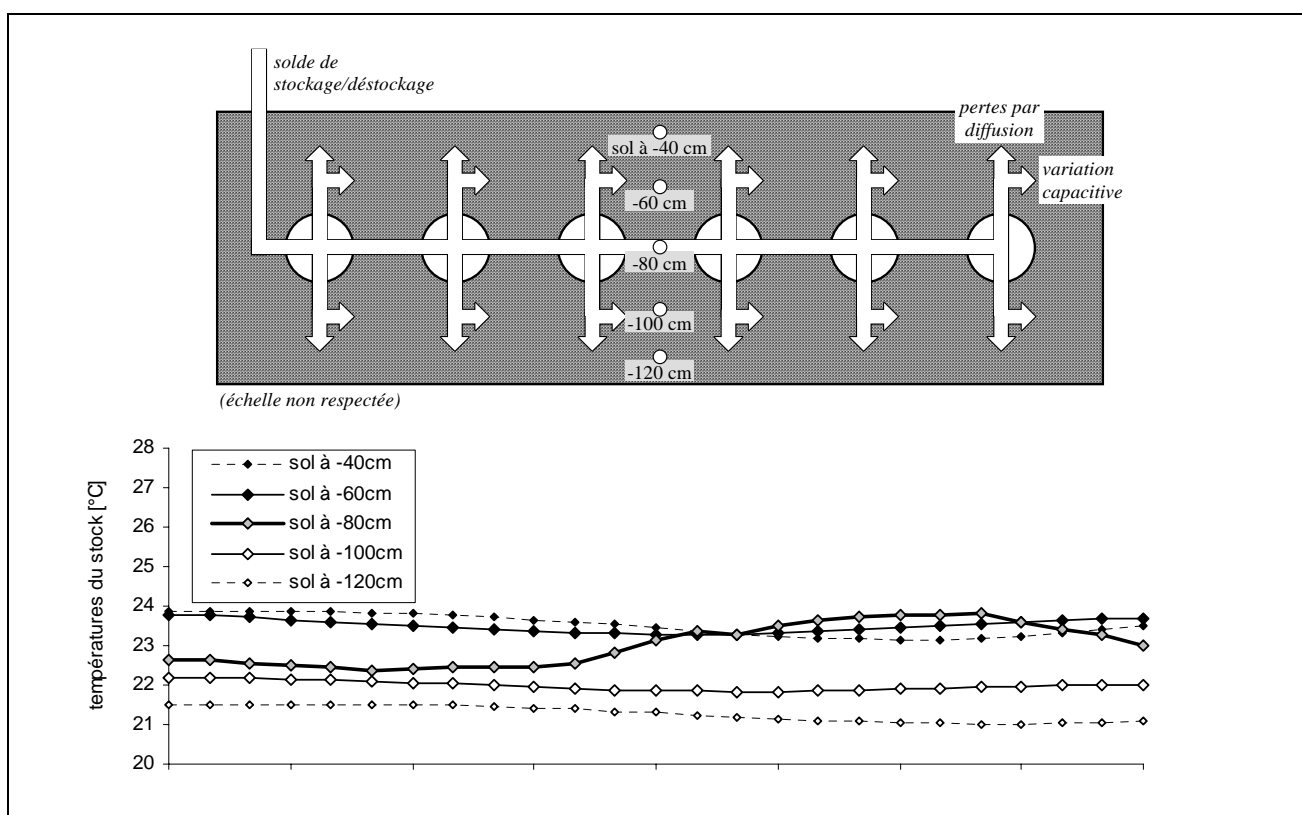


Fig. 44 : Décomposition du solde de stockage/déstockage de la serre à eau en pertes diffusives et gains capacitifs, projet "Geoser", 10 mai 1994.

Dans le cas du stock en cuve, la dissociation des phénomènes en jeu se manifeste par une température de stock homogène, dont la variation est en phase avec les pertes thermiques. Il en résulte une bonne détermination des coefficients de régression : $K = 47.6 \pm 1.5$ W/K, $C = 47.1 \pm 1.6$ MJ/K. Rapportée aux 25 m² de surface de cuve la conductivité apparente s'élève ainsi à 1.9 W/K.m² et correspond à la diffusion au travers d'une couche de terre de 1 m (soit environ un tiers de la longueur de diffusion saisonnière), alors que par rapport aux 10 m³ d'eau (41.8 MJ/K) le surplus de capacité apparente correspond à une couche de 11 cm de terrain perturbé aux alentours immédiats de la cuve (soit environ deux tiers de la longueur de diffusion journalière).

Dans le cas du stock en terre, les inhomogénéités et déphasages entre les températures des différentes couches du stock induisent une détermination imprécise des coefficients de régression : $K = 1860 \pm 170$ W/K, $C = 116.6 \pm 29.6$ MJ/K. Cette incertitude se traduit pour une semaine donnée (et à fortiori pour une journée ou une heure donnée) par un défaut de bilan dans la dissociation en composants diffusifs et capacitifs (Fig. 45), d'où la nécessité de modèles numériques plus élaborés pour plus de précision de calcul. Finalement, s'agissant d'un stockage relativement extensif (quelques 53 m³ de masse dans la couche active, pour une surface de déperdition de 2 x 96 m² aux interfaces inférieure et supérieure), les pertes s'avèrent plus fortes et la variation de température plus faible que dans le cas du stockage en cuve. Rapportées aux volumes et surfaces susmentionnées, les conductivité et capacité apparentes du sol s'élèvent enfin respectivement à 1.90 W/K.m et 1.94 MJ/K.m³, valeurs compatibles avec la littérature [Musy et Soutter, 1991] pour un sol sablonneux à faible teneur en eau tel qu'observé sur place lors d'une analyse de sol.

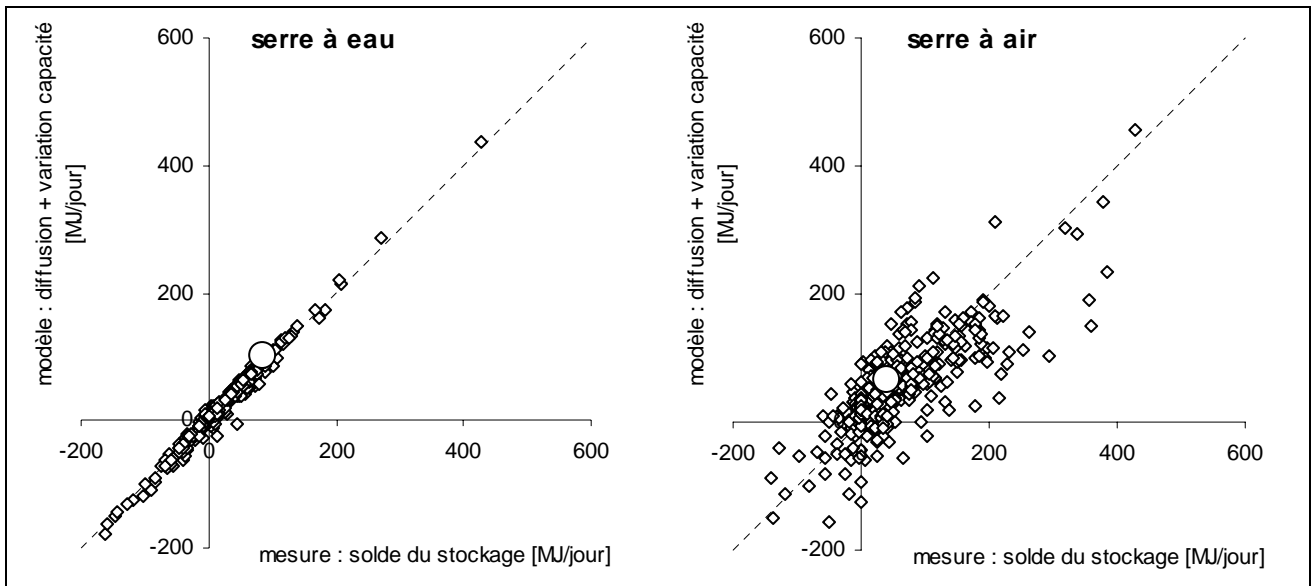


Fig. 45 : Décomposition journalière du solde de stockage (mesure) en composants diffusif et capacitif (modèle à un nœud) : projet "Geoser", avril 1994 – mars 1995 (losangess) avec mise en valeur du 10 mai 1994 (rond).

Bilan thermique des serres : pertes et gains par l'enveloppe

Une étude simplifiée des bilans des serres vient compléter celle des stocks.

Caractérisation de l'enveloppe

Les pertes par le sol sont évaluées grâce au coefficient de conductivité du sol, déterminé pour la serre à air et appliqué aux gradients de température des sols de chaque serre. Le captage solaire et les pertes de l'enveloppe (transmission et infiltration, pertes par le sol non-comprises) sont alors déterminés grâce à un modèle à un nœud :

$$P_{therm} = K \cdot \Delta T_{env} - S \cdot G_{sol}$$

qui relie, en base journalière, l'ensoleillement G_{sol} et le différentiel de température serre-météo ΔT_{env} aux besoins thermiques P_{therm} . Ceux-ci comprennent le chauffage, le déstockage, et l'électricité dissipée dans la

serre (aéroconvecteurs et pompe de brassage), dont on retranche les pertes par le sol en période de charge thermique (cf. plus bas). La détermination par régression linéaire du coefficient de pertes K et de la surface de captage effectif S se fait après changement de variable :

$$H = K - S \cdot M$$

où:

$$H = P_{therm} / \Delta T_{env} \quad : \text{besoins thermiques réduits}$$

$$M = G_{sol} / \Delta T_{env} \quad : \text{variable météo réduite}$$

Pour une forte contrainte météo (faible ensoleillement et fort différentiel de température, soit petite valeur de M) les ouvrants des serres restent fermés et l'on observe le comportement linéaire attendu (Fig. 46 à gauche), qui permet la détermination des paramètres K et S par régression linéaire sur les valeurs de M inférieures à 5 W/K.m². Dès ce seuil dépassé les gains solaires excessifs sont évacués par ventilation, ce qui se traduit par une chute de la surface de captage effective, comportement nettement plus prononcé que pour des bâtiments à surface vitrée standard [Lachal et al., 1992].

Ramené à la surface d'emprise, le coefficient K ainsi obtenu (Tab. 20) est dans l'un et l'autre cas très proche de la valeur théorique de 9.2 W/K.m² (obtenus par pondération sur les périodes nocturnes et diurnes des 7.9 et 11.2 W/K.m² avec et sans écran thermique). Légèrement plus élevé dans la serre à air, il corrobore une étanchéité moins bonne de cette dernière, telle qu'établie lors d'une mesure ponctuelle par pressurisation (taux de fuite à 50 Pa de 11.9 vol/h pour la serre à air, contre 9.8 vol/h pour les deux autres).

Les surfaces effectives de captage, serres fermées, sont moins bien déterminées que les coefficients K . Ramenées à la surface d'emprise de la serre, elles définissent cependant des coefficients effectifs de transmissivité à peine inférieur à celui du vitrage.

Tab. 20 : Coefficient de déperdition et surface de captage ramenés à la surface d'emprise des serres, projet "Geoser".

	K [W/K.m ²]	S [%]
serre témoin	9.0 ± 0.3	83 ± 8
serre à eau	8.9 ± 0.2	79 ± 7
serre à air	9.5 ± 0.3	83 ± 8

Périodes en/hors charge thermique

On bouclera finalement les bilans des serres en distinguant entre les périodes de charge thermique (chauffage et/ou déstockage actifs) et les périodes hors charge thermique. Dans le premier cas, la serre étant fermée, on évalue le captage solaire via le coefficient S et on détermine les pertes diffusives de l'enveloppe par défaut de bilan. Ce calcul reste bien corrélé quoique légèrement inférieur à celui via le coefficient K moyen (Fig. 46 à droite), ce qui correspond bien à des périodes majoritairement nocturnes, avec activation de l'écran thermique. Au contraire, hors charge thermique on évalue les pertes diffusives par l'enveloppe via le coefficient K , puis on détermine le captage solaire par défaut de bilan (bien inférieur au captage maximal, obtenu via le coefficient S , qui est partiellement évacué par ouverture de la serre et ventilation).

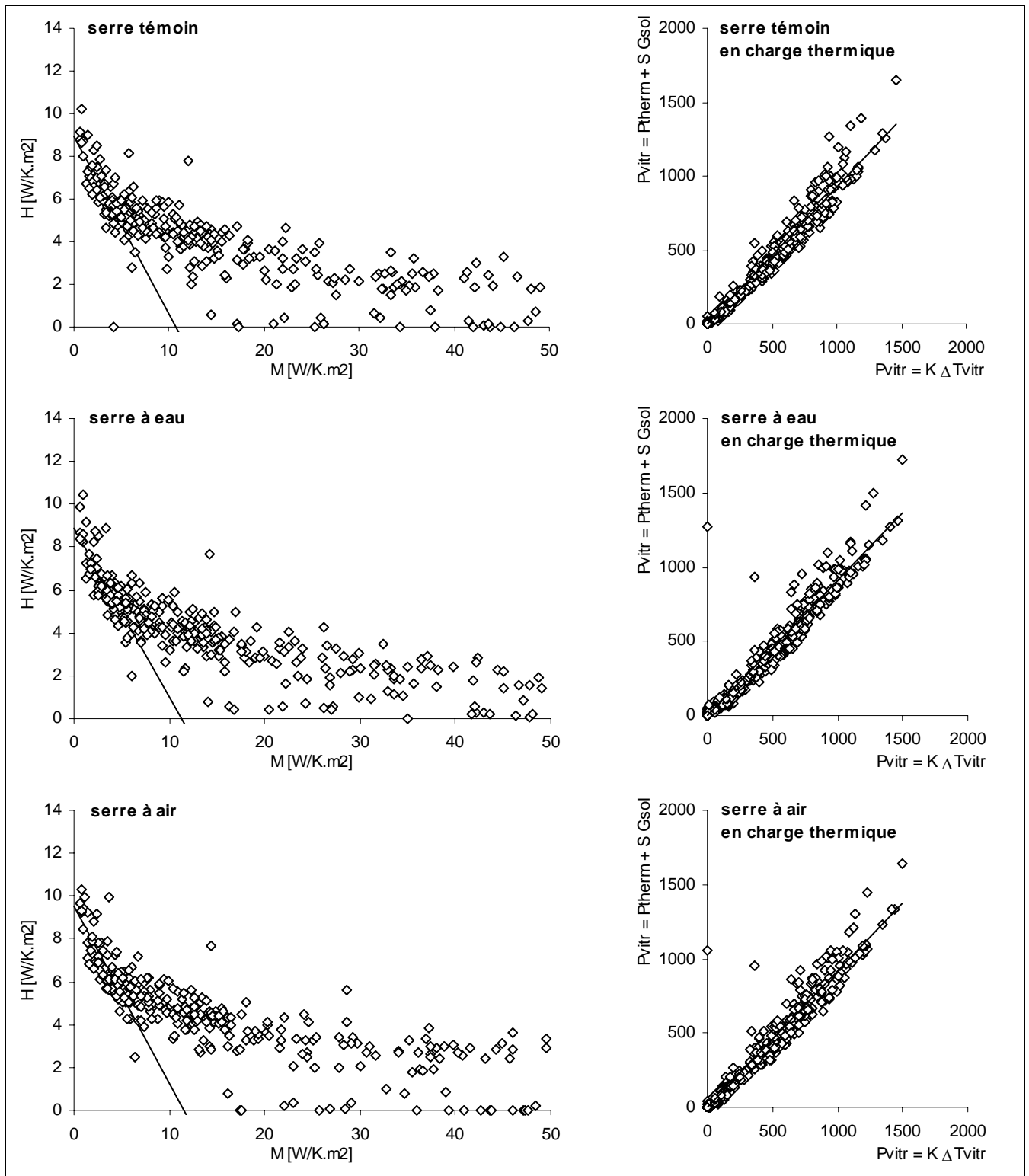


Fig. 46 : Détermination des paramètres de l'enveloppe (surface de captage et coefficient de perte) par analyse H-M (à gauche) ainsi que pertes par enveloppe en période de charge thermique via le coefficient de perte ou par défaut de bilan (à droite), sur la base de bilans journaliers ("Geoser", avril 1994 – mars 1995).

5.3. Bilan annuel

Détermination du potentiel

De façon analogue à ce qui a déjà été proposé par avant [Joliet, 1988] le potentiel d'énergie solaire théoriquement récupérable en base journalière se définit, pour la serre témoin, comme le captage solaire maximal hors charge thermique (calculé à partir de la surface de captage solaire S définie dans la section précédente), dont on déduit les pertes par l'enveloppe et par le sol, le solde excédentaire étant retenu à concurrence des besoins thermiques journaliers de la serre (chauffage et électricité des aéroconvecteurs). Ce potentiel récupérable (676 MJ/m^2) est particulièrement important en mi-saison (Fig. 47), lorsque énergie incidente et besoins thermiques sont de même amplitude. Il s'élève à un quart de l'excédent solaire total ($2'792 \text{ MJ/m}^2$), qui ne tient lui pas compte de la contrainte du besoin et supposerait pour être utilisable de passer à un stockage saisonnier.

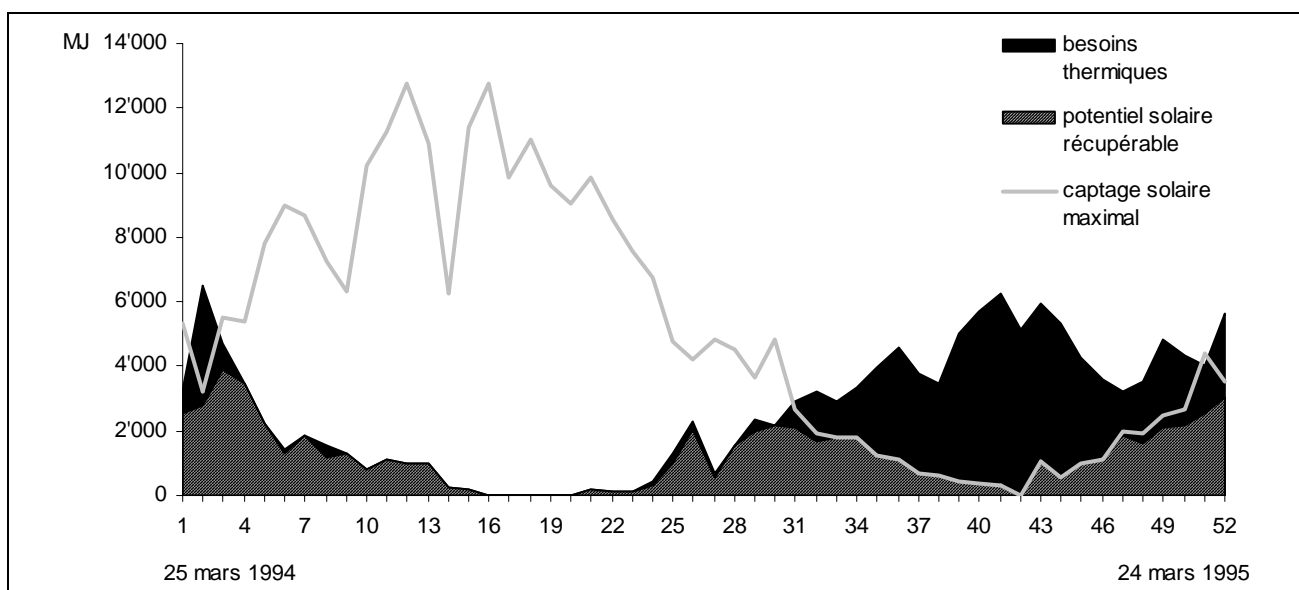


Fig. 47 : Potentiel de stockage journalier d'excédents solaires en serre horticole, dynamique hebdomadaire ("Geoser", 25 mars 94 – 24 mars 95).

Comparaison sur une période sans stockage

Antérieurement au douze mois de comparaison des systèmes, un trimestre de mise hors service des stockages permet de confirmer la caractéristique similaire des trois serres. Ainsi la demande de chauffage (Tab. 22) est très similaire pour les serres témoin, à eau (+3.6 %) et à air (-4.7 %). Dans la serre à eau, où l'air est puissamment brassé par les aéroconvecteurs, l'écart peut s'expliquer par une température plus homogène et donc plus élevée que dans la serre témoin (+0.2°C en période de charge thermique, Tab. 21), donc une contrainte thermique légèrement supérieure (+1.4 %). Dans la serre à air, il peut provenir de l'enveloppe légèrement moins étanche, qui entraîne une température (-0.8°C) et une contrainte thermique (-5.6 %) plus basses. Malgré une levée de consigne passagère dans la serre à air qui provoque un épisode de 10 jours de stockage, mais pas de déstockage, les pertes diffusives vers le sous-sol restent également en bonne concordance, de même que les pertes par l'enveloppe et le captage solaire, reconstitués par équilibrage des bilans.

Notons encore que durant cette période sans stockage/déstockage, les aéroconvecteurs de la serre à eau ont été bloqués à une puissance électrique très faible (moyenne de 40 W sur la période) mais largement suffisante au fonctionnement à large ΔT , d'où une consommation électrique 3 fois plus faible que dans les serres témoin et à air.

Tab. 21 : Températures et contraintes climatiques des trois serres pendant la mise hors service des stocks, en période de charge thermique ("Geoser", 23 décembre 1993 – 24 mars 1994).

	consigne (*)	serre témoin	serre à eau	serre à air
température de l'air				
à 2m		17.8 °C	17.5 °C	16.9 °C
à 1m		15.4 °C	16.0 °C	14.7 °C
moyenne	16.7 °C	16.6 °C	16.8 °C	15.8 °C
contrainte thermique	952 K.jour	943 K.jour	957 K.jour	890 K.jour

*) serre témoin

Tab. 22 : Bilan des serres (GJ) pendant la période de mise hors service des stocks ("Geoser", 23 décembre 1993 – 24 mars 1994).

Inputs(+) / Ouputs(-)	Serre témoin	Serre à eau	Serre à air
Serres :			
<u>en charge thermique</u>			
chauffage	61.2	63.5	58.4
déstockage		---	---
électricité aéroconv. (+ pompe circul.)	0.6	0.2 + ~0	0.6
diffusion vers(-) / depuis(+) sol	-1.1	-1.4	-0.7
captage solaire	7.3	6.9	7.2
pertes par enveloppe	-68.0	-69.2	-65.5
total	0	0	0
<u>hors charge thermique</u>			
stockage		---	-0.7
électricité aéroconv. (+ pompe circul.)		---	---
diffusion vers(-) / depuis(+) sol	-0.7	-0.8	-0.5
captage solaire	21.5	21.0	22.5
pertes par enveloppe	-20.8	-20.2	-21.3
total	0	0	0

Comparaison sur une année de stockage

Bilans des stocks

Durant l'année de comparaison complète des systèmes (25 mars 1994 - 24 mars 1995), les bilans de stocks (Tab. 24 ainsi que Fig. 48) se décomposent de la façon suivante.

Dans la serre à eau, la chaleur stockée (328 MJ/m^2) l'est au 2/3 à partir de gains solaires, le reste provenant du stockage intempestif de chaleur fossile en période de chauffage, suite à la "surchauffe" ponctuelle de la serre due aux puissants aéroconvecteurs et à l'inertie du circuit hydraulique (ce problème n'ayant pas pu être résolu avec les possibilités de la régulation en place). Le déstockage (273 MJ/m^2) représente tout de même 80% de la chaleur stockée. Au reliquat capacitif près (3 MJ/m^2 emmagasinés suite aux trois mois de mise hors service des stockages) le solde est perdu en pertes diffusives vers le sous-sol de la serre. A noter que l'importante consommation électrique contribue directement au bilan de la serre et non à celui du stock.

Dans le cas de la serre à air, le stockage sous-terrain de chaleur sensible (268 MJ/m^2) s'élève à environ 80% de celui de la serre à eau. Il est accompagné d'une importante contribution par condensation (2'800 lit) dont plus de la moitié est directement réévaporée pendant la période de stockage. Le reste est pour les 2/3 évaporé en phase de déstockage, le solde ne compensant pas totalement l'élimination d'eau stagnante par drainage (630 lit), le déficit d'une centaine de litres corroborant l'hypothèse d'un apport supplémentaire de gouttelettes en provenance du système de brumisation (cf. Ch. 4). Le déstockage de chaleur sensible (93 MJ/m^2) ne s'élève finalement qu'à 35% de celui de la serre à eau. Il ne représente surtout qu'un gros tiers de sa

contrepartie emmagasinée. Les deux autres tiers (auxquelles s'ajoutent l'électricité du ventilateur et le bilan net des échanges latents) se dissipent quasi exclusivement en pertes diffusives, pour un reliquat capacitif identique à la serre à eau. Ces importantes pertes par diffusion (4 fois plus que dans la cuve à eau) se répartissent à proportion sensiblement égales en direction du sous-sol et de la serre, la moitié de cette dernière composante contribuant en période de charge thermique au maintien de la consigne dans la serre.

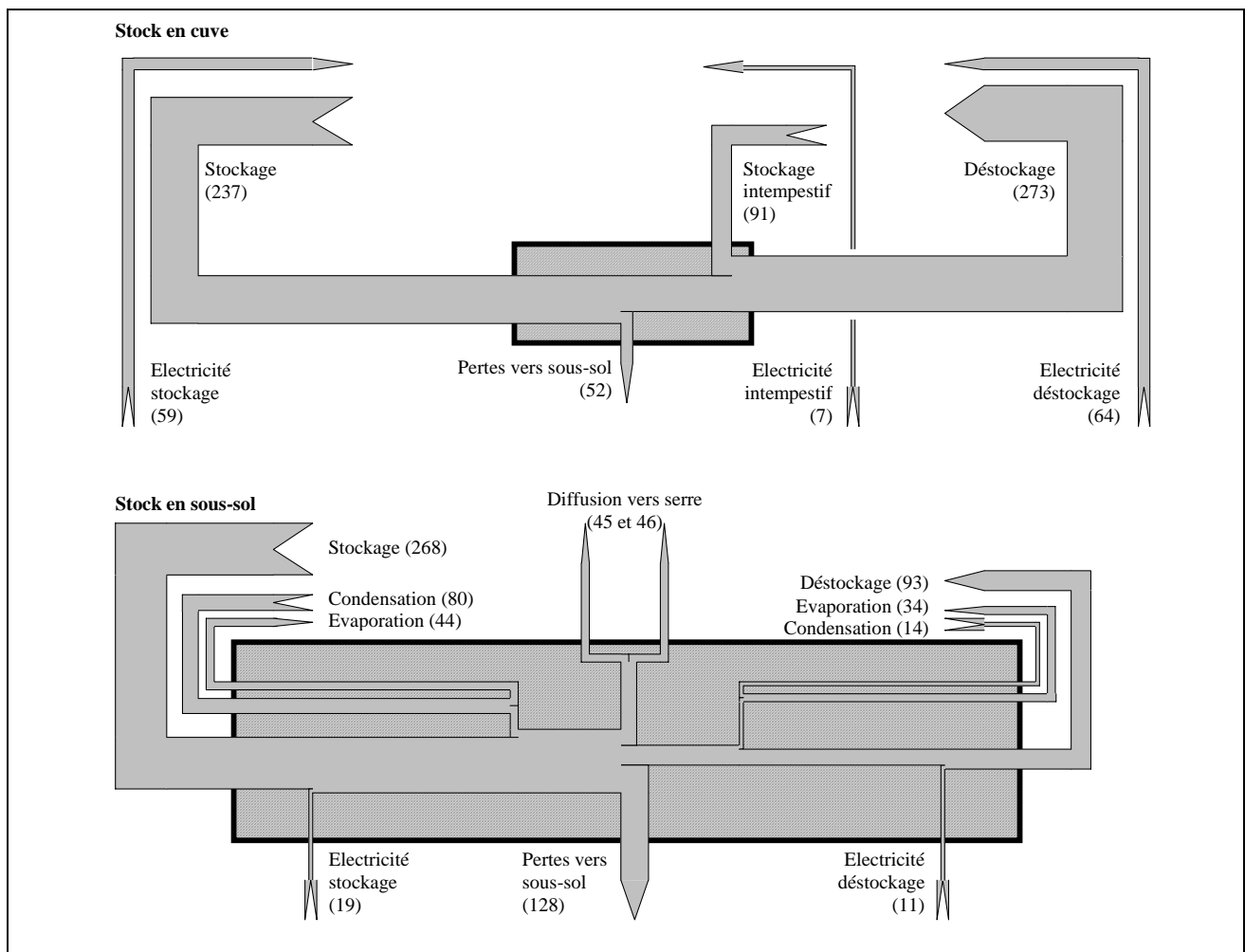


Fig. 48 : Bilans annuels des stock, en MJ/m² ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

Tout comme pour la dynamique horaire, la dynamique hebdomadaire comparée de ces deux systèmes (Fig. 49 et 50) permet d'apprécier le fonctionnement distinct d'un stockage capacitif compact (cuve à eau) par rapport à un stockage diffusif étendu (sous-sol). Si le premier se caractérise par un champ de températures homogènes, jouxtant un sol relativement indépendant (avec une dynamique saisonnière proche de celle d'un sol non-perturbé), le stockage en sol affiche quant à lui un gradient de température important dans sa couche active, qui se délimite mal de ses couches voisines inférieures et supérieures. Il en résulte un déphasage qui s'observe particulièrement bien à la suite du pic de stockage des 14 et 15^{ème} semaines (serres en fluctuation libre), quand la diffusion de chaleur se poursuit longtemps dans le sous-sol de la serre à air alors que la température de cuve de la serre à eau chute rapidement au niveau du sol environnant. On observe également l'importance des pertes diffusives du stockage en sous-sol, dues aux grandes surfaces d'échange, ainsi que celle des échanges latents. Finalement, le décompte des heures de chauffage met clairement en évidence le fonctionnement alternatif chauffage/déstockage de la serre à eau (durée de chauffage inférieure à la serre témoin, Fig. 49, l'anomalie des 33 à 36^{ème} semaines provenant d'un fonctionnement de la pompe de brassage quasi continu mais sans appel à la chaudière), contrairement à la serre à air où les systèmes fonctionnent en parallèle (durée de chauffage similaire à la serre témoin, Fig. 50).

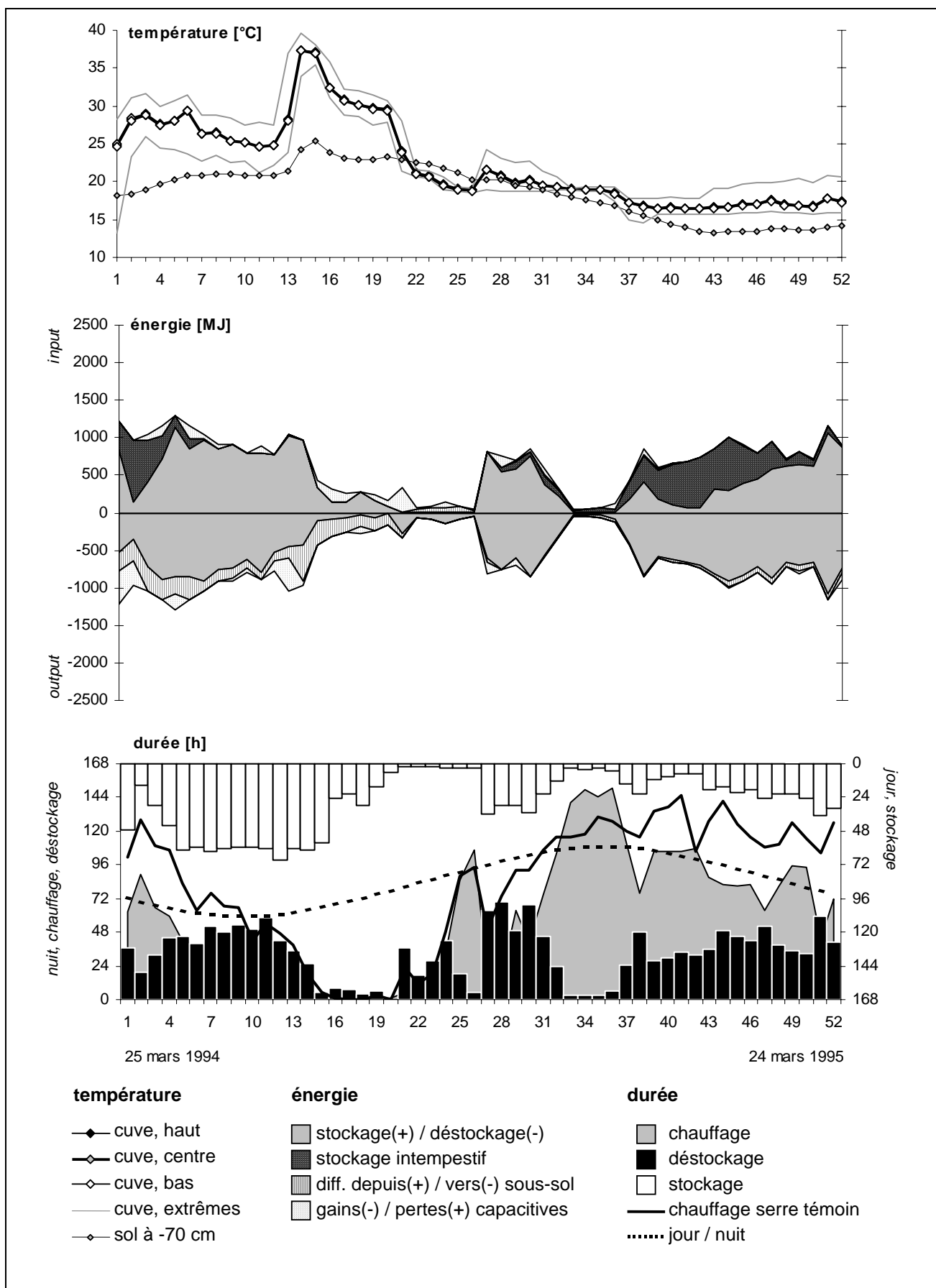


Fig. 49 : Serre à eau, températures, bilan énergétique et durées de fonctionnement du stockage, dynamique hebdomadaire ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

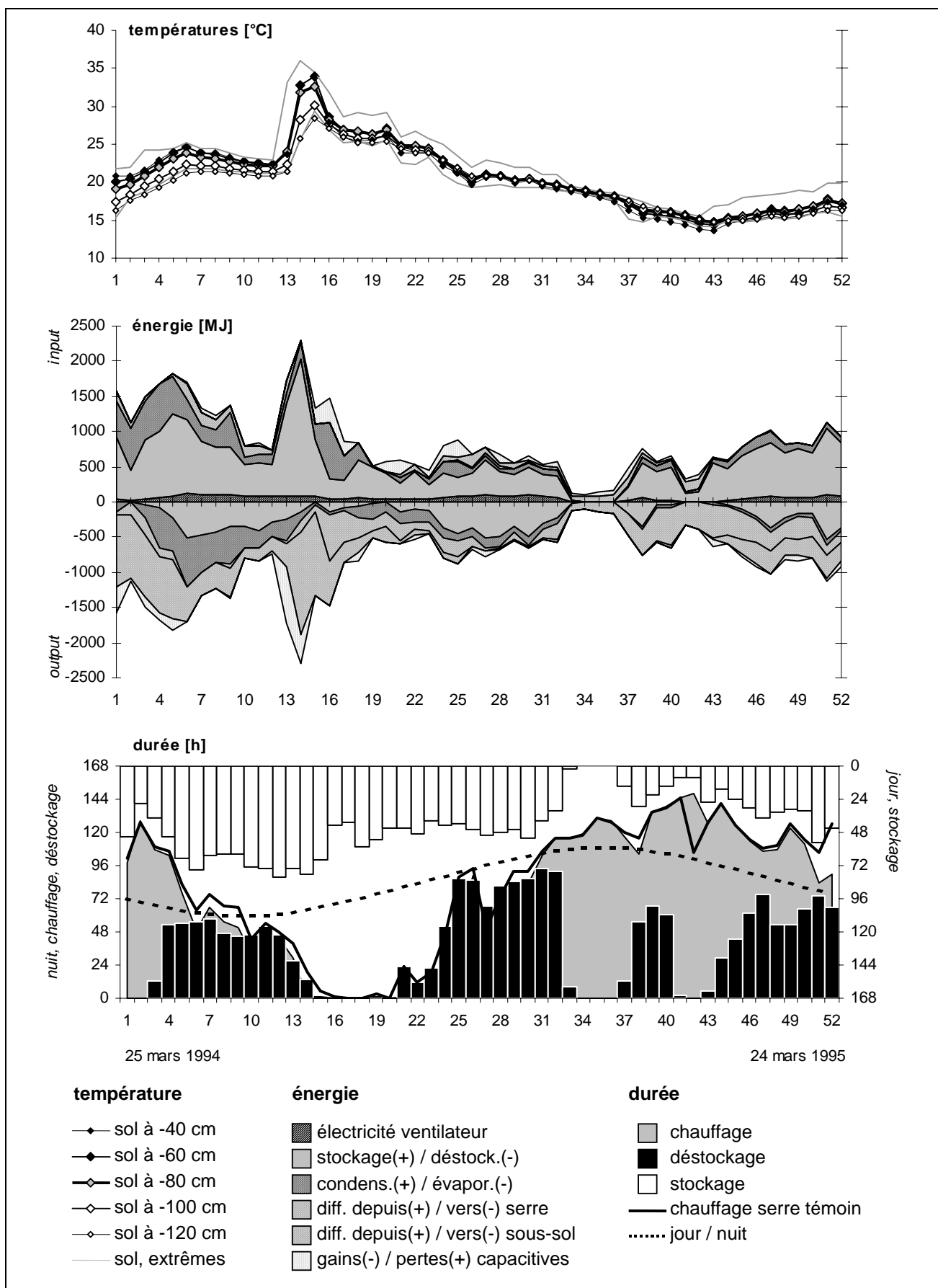


Fig. 50 : Serre à air, températures, bilan énergétique et durées de fonctionnement du stockage, dynamique hebdomadaire ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

Bilans des serres

En complément, l'analyse comparée des serres donne les bilans suivants (Tab. 24 à 25 et Fig. 51).

Excepté durant les trois mois d'été, pendant lesquels il n'est pas besoin de faire appel au chauffage, la période hors charge thermique (4'470 heures) se calque relativement bien sur la longueur du jour (Fig. 49 et 50), indiquant que la plupart du temps les apports solaires sont sinon excessifs, du moins suffisants à maintenir la température prescrite. Ainsi, dans la serre témoin, le captage solaire effectif pendant cette période ne représente que 25% du rayonnement incident, pour sa plus grande part directement rejeté par ventilation naturelle. Ce captage contrôlé permet aisément de maintenir une température moyenne supérieure (+5.5 K) à la consigne (18.7 °C), en contrant des pertes qui ont lieu essentiellement par l'enveloppe et très accessoirement par le sol. Inversement, l'autre moitié du temps (principalement de nuit), l'ensoleillement résiduel (5 % du total annuel) est insuffisant à lui seul à maintenir une température qui, à peine supérieure à la consigne, engendre des pertes effectives une fois et demie plus importantes que hors chauffage. Ce dernier (1'415 MJ/m²), de l'ordre de grandeur du captage solaire annuel total, induit une consommation électrique des aéroconvecteurs quasiment négligeable (18 MJ/m²).

On retrouve dans la serre à eau des pertes sensiblement égales à celles de la serre témoin, tant par l'enveloppe que par le sol (le léger accroissement de ces dernières pouvant provenir du fort brassage d'air, qui induit une température proche du sol plus élevée, Tab. 23). Alors que hors charge thermique elles sont toujours compensées par captage solaire direct, un supplément de 4.8 % de l'ensoleillement annuel est envoyé dans la cuve. Déduction faite du stockage intempestif, n'en sont en période de chauffage récupérés que 273 – 91 = 182 MJ/m² (13 % du chauffage de la serre témoin, Tab. 25). Cette valeur est à comparer aux 202 – 18 = 184 MJ/m² de surconsommation électrique totale, dont 125 MJ/m² en charge thermique ("économie" de chauffage supplémentaire de 9 %), le système ne produisant finalement dans l'état guère mieux qu'une substitution fossile/électricité (COP = 1.7). Quoiqu'il en soit, pour une même température intérieure, on obtient finalement dans la serre à eau une somme d'apports hors solaire (chauffage, électricité, déstockage net) quasiment identique à ceux de la serre témoin (-0.6%), cohérence qui met en valeur la précision des mesures.

Par comparaison, 5.4 % de l'ensoleillement annuel est stocké dans le sol de la serre à air et bien que seul un gros tiers de cette énergie soit récupérée par déstockage actif, en charge thermique la diffusion de chaleur vers la serre contribue au maintien de sa consigne, ce qui par rapport à la serre témoin correspond à un gain passif de 46 + 24 = 70 MJ/m². Le déstockage net (actif et passif) s'élève ainsi à 163 MJ/m² (11% du chauffage de la serre témoin), quasiment aussi haut que dans la serre à eau, cette fois-ci pour une surconsommation électrique globale mieux maîtrisée 28 MJ/m² (COP = 5.8). L'étanchéité moins bonne de cette serre peut finalement expliquer sa température de 1K inférieure aux deux autres (-6.4% sur la contrainte climatique) qui, contrebalancée par un coefficient de transmission effectif légèrement supérieur (+6.2 %), explique une somme d'apports hors solaire (chauffage, électricité, déstockage net) et une perte par enveloppe identiques à celles de la serre témoin.

Tab. 23 : Températures et contraintes climatiques des trois serres pendant l'année de comparaison des systèmes, en période de charge thermique ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

	consigne (*)	serre témoin	serre à eau	serre à air
température de l'air				
à 2m		18.6 °C	17.8 °C	17.7 °C
à 1m		16.7 °C	17.5 °C	16.1 °C
moyenne	17.4 °C	17.7 °C	17.7 °C	16.9 °C
contrainte thermique	2224 K.jour	2275 K.jour	2272 K.jour	2129 K.jour

*) serre témoin

Tab. 24 : Bilan des stocks et des serres (GJ) pendant l'année de comparaison des systèmes ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

Inputs(+) / Ouputs(-)	Serre témoin	Serre à eau	Serre à air
Stocks :			
<u>activation</u>			
stockage		22.8	25.7
déstockage		-26.2	-9.0
stockage intempestif		8.7	
condensation			9.1
évaporation			-7.5
électricité ventilateur			3.0
total		5.3	21.3
<u>réponse</u>			
gains capacitifs (*)		-0.3	-0.3
pertes diffuses		-5.0	-21.0
total		-5.3	-21.3
Serres :			
<u>en charge thermique</u>			
chauffage	135.8	105.5	120.4
déstockage		26.2	9.0
stockage intempestif		-8.7	
électricité aéroconv. (+ pompe circul.)	1.7	11.4 + 2.4	1.5
diffusion vers(-) / depuis(+) sol	-2.3	-3.9	4.4
captage solaire	18.6	17.6	18.4
pertes par vitrage	-153.8	-150.5	-153.7
total	0.0	0.0	0.0
<u>hors charge thermique</u>			
stockage		-22.8	-25.7
électricité aéroconv. (+ pompe circul.)		3.5 + 2.2	
diffusion vers(-) / depuis(+) sol	-5.3	-6.2	4.3
captage solaire	110.0	124.8	124.8
pertes par vitrage	-104.7	-101.5	-103.4
total	0.0	0.0	0.0

(*) Pour équilibrer le bilan, les gains capacitifs sont considérées comme des outputs du stock.

Tab. 25 : Economie de chauffage et surplus électrique ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

	serre à eau		serre à air	
surplus thermiques	MJ/m ² .an	Δ ¹⁾	MJ/m ² .an	Δ ¹⁾
déstockage	273	19.3 %	93	6.6 %
stockage intempestif	-91	-6.4 %		
Δ diffusion ²⁾			70	4.9 %
Δ électricité ²⁾	125	8.8 %	-2	-0.1 %
total	307	21.7 %	161	11.4 %
surplus électriques	MJ/m ² .an		MJ/m ² .an	
Δ électricité ³⁾	184		28	
COP	1.7		5.8	

1) économie de chauffage, relativement à la serre témoin.

2) par rapport à la serre témoin, en charge thermique.

3) par rapport à la serre témoin, total.

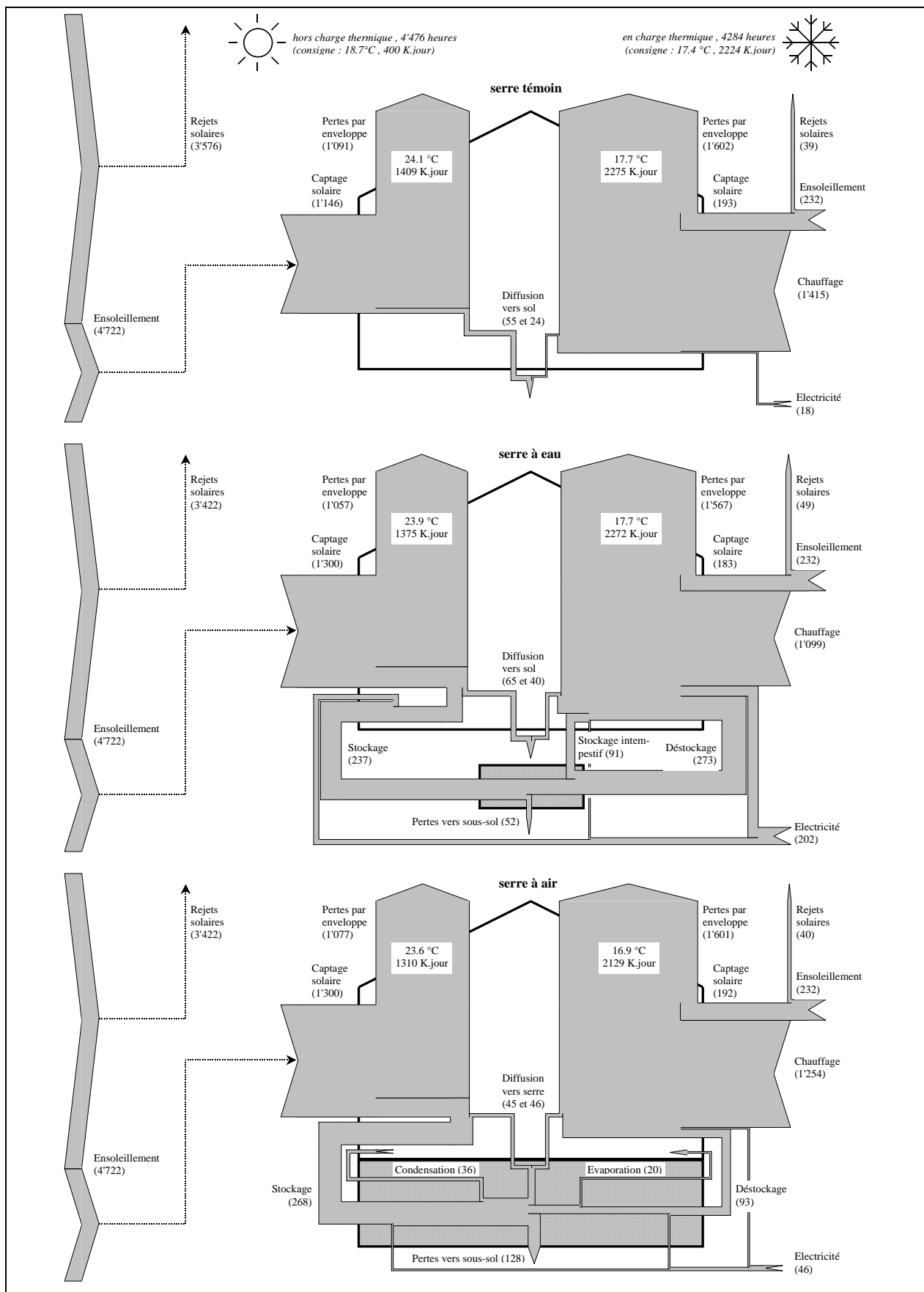


Fig. 51 : Bilans annuels des stocks et des serres en MJ/m² ("Geoser", 25 mars 1994 – 24 mars 1995).

Les résultats effectifs de stockage/déstockage observés dans les serre à eau et à air peuvent être mis en relation avec le potentiel d'énergie solaire théoriquement récupérable défini plus haut. Ainsi le stockage solaire effectivement réalisé représente, dans la serre à eau comme dans la serre à air, un bon tiers du potentiel théoriquement récupérable en base journalière (Tab. 26). Quant au stockage net (une fois déduit le stockage intempestif de la serre à eau, respectivement ajouté le surplus de diffusion passive de la serre à air), il s'élève dans les deux cas à environ un quart du potentiel théorique, dont les pics de mi-saison ne sont que partiellement absorbés (Fig. 52).

Tab. 26 : Valeurs potentielle, brute et nette du stockage/déstockage ("Geoser", 25 mars 94 – 24 mars 95).

	serre à eau		serre à air	
	MJ/m ²	%	MJ/m ²	%
potentiel récupérable	676	100	676	100
stockage	237	35	268	40
déstockage brut	273	40	93	14
déstockage net	182	27	163	24

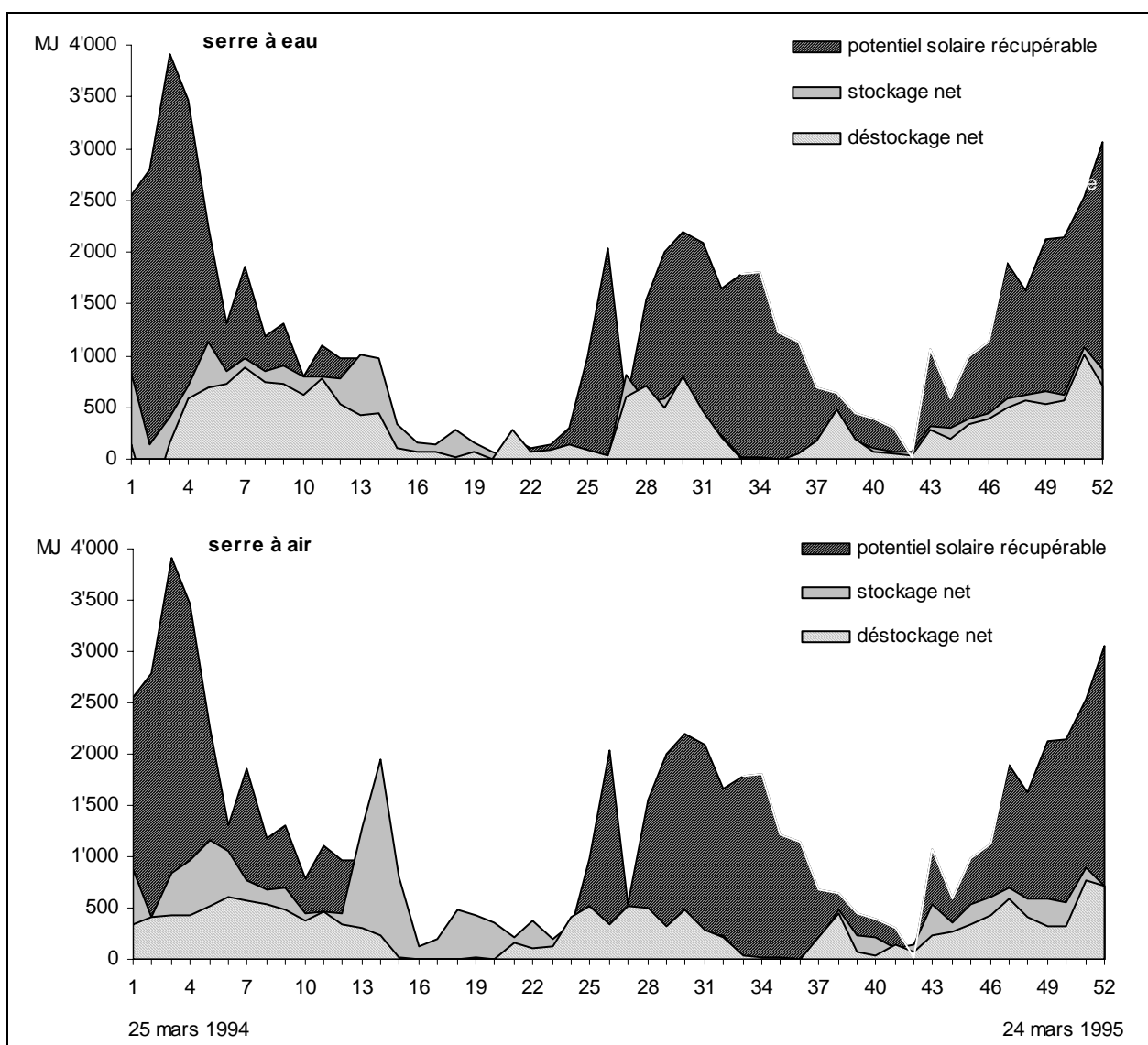


Fig. 52 : Stockage/déstockage nets versus potentiel solaire récupérable, en dynamique hebdomadaire ("Geoser", 25 mars 94 – 24 mars 95).

5.4. Optimisation

Méthode / hypothèses

Afin de délimiter de possibles configurations optimales des deux systèmes de stockage étudiés ici et d'en identifier les paramètres déterminants, nous avons en parallèle à la campagne de mesure mené une étude de sensibilité par simulation numérique, menée dans le cadre de l'environnement TRNSYS, logiciel de simulation modulaire pour systèmes énergétiques dynamiques [TRNSYS, 1994].

Pour la serre à eau, simulée par le bureau Sorane, un grand effort a commencé par être porté sur l'utilisation combinée de modules préexistants, incluant :

- Un modèle de serre prenant en compte les échanges radiatifs et convectifs dans l'espace intérieur et entre l'enveloppe et l'extérieur, ainsi que le calcul à partir d'un fichier météo des gains solaires sur chaque orientation de vitrage.
- Le bilan de captation solaire et d'évapotranspiration de la culture agronomique.
- Des consignes de chauffage/aération fixes.
- La ventilation naturelle par ouvrants progressifs.
- Le contrôle de la lumière par écrans mobiles, en fonction du niveau d'ensoleillement et du programme d'exploitation.
- Un modèle de cuve de stockage stratifiée, avec calcul simplifié de la déperdition dans le sol.
- Un modèle d'échangeur air/eau à débit variable.

Pour la serre à air, un nouveau module a été développé et validé pour le stockage diffusif en sous-sol (cf. Chap. 5), incluant :

- La possibilité de contrôler le sens du flux d'air.
- Le calcul des échanges sensibles et latents entre celui-ci et les tubes, ainsi que la possibilité de traiter d'éventuelles infiltrations d'eau.
- La prise en compte des pertes de charges.
- La diffusion tridimensionnelle de la chaleur dans le sol.
- Un contrôle flexible de la géométrie et des conditions au bord.

Lors d'une première série de simulations nous avons utilisé ce module en version « stand-alone », avec comme input les données de température et humidité mesurées dans la serre, c'est-à-dire en négligeant d'éventuels variations du climat intérieur et des durées de stockage/déstockage dus à une configuration alternative du stock.

Nous avons en un second temps entrepris l'intégration de ces deux approches en un ensemble cohérent, comprenant pour le stockage l'un ou l'autre des modèles détaillés, couplé en ce qui concerne la serre et son interaction avec la météo à un seul et même modèle, simplifié au strict nécessaire. Ce projet dépasserait toutefois le cadre du mandat, si bien que les optimisations présentées ici se basent sur la double approche décrite plus haut, complétée par quelques calculs par règle de trois, notamment en ce qui concerne les consommations électriques.

Stockage en cuve

Par rapport aux résultats de mesure (Tab. 27, config. no 0), l'optimisation du stockage en cuve passe nécessairement par l'éradication du stockage intempestif et le contrôle de la consommation électrique.

La première mesure devrait sans problème pouvoir être atteinte par une révision de l'algorithme de régulation. On en évalue l'effet en considérant comme "solaire" la partie du stockage intempestif qui aura prématurément chauffé le stock et aurait normalement dû être réalisé hors charge thermique : elle s'estime sur une base journalière en considérant le stockage total effectivement réalisé (solaire + intempestif) à concurrence du potentiel récupérable, le reliquat étant considéré comme du stockage fossile, qu'on déduit également du déstockage total afin d'en obtenir la composante "solaire". Les valeurs ainsi corrigées s'élèvent à 255 MJ/m² pour le stockage pour 200 MJ/m² pour le déstockage. Ces estimations, que nous prenons ici comme base de comparaison (config. no 1), est confirmé par une simulation numérique qui se base sur une

consigne de chauffage (20/18 °C jour/nuit) légèrement supérieure à la moyenne mesurée et qui donne lieu à 237 MJ/m² de déstockage.

Si l'éradication du stockage intempestif induit une légère hausse du déstockage net, on observe également une légère baisse de la consommation électrique qui lui est sous-jacente et qui contribue également aux apports thermiques dans la serre. Ainsi, pour un COP quasiment inchangé, l'économie nette de chauffage (301 MJ/m², soit 21.3 % du chauffage de la serre témoin) s'avère finalement très légèrement moindre que pour la configuration mesurée.

On peut sur cette base évaluer (config. no 2) la suppression du pincement de température opéré sur le circuit auxiliaire et la réduction subséquente de la puissance électrique en mode chauffage, ramenée à sa valeur initiale de 40 W. Bien que la réduction d'électricité doive être thermiquement compensée par un appel accru à la chaudière, il en résulte une économie nette de chauffage tout à fait acceptable (16.5 %), pour un COP quelque peu amélioré. Cependant, la réelle augmentation de ce dernier doit inévitablement passer par la mise en place d'aéroconvecteurs plus efficaces et un équilibrage plus attentif des flux d'air et d'eau. Ces mesures devraient probablement permettre une réduction d'un facteur 2 ou 3 de la consommation électrique en mode stockage/déstockage, induisant une économie de l'ordre de 200 MJ/m² (14 %) pour un COP aux alentours de 10.

Finalement, pour un COP assez stable, une diminution/augmentation du volume de cuve par un facteur 2 (config. 5 et 6) induit une diminution/augmentation par un facteur 0.9 / 1.1 de l'économie de chauffage (14.2 / 15.5 %), signe d'un choix robuste mais non exagéré de ce paramètre (100 lit/m²).

Une série de simulations complémentaires portant sur un coefficient d'échange amélioré des aéroconvecteurs (taille/nombre) devrait enfin pouvoir induire, tout comme pour la serre à air, une économie de chauffage de l'ordre de 340 MJ/m² (50 % du potentiel récupérable) pour un COP de l'ordre de 10.

Tab. 27 : Optimisation potentielle du système de stockage en cuve, projet "Geoser".

No	Paramètres ¹⁾			Bilan					COP
	Intempestif	Chauff. W _{el} ²⁾	(Dé)stock W _{el} ²⁾	Cuve lit/m ²	Stock MJ/m ²	Déstock. MJ/m ²	Therm. ³⁾ MJ/m ²	Elec. ⁴⁾ MJ/m ²	
0	Oui	625	1050	100	237	182 ⁵⁾	307	184	1.7
1	Non				255	200	301	165	1.8
2	Non	40	1050		255	200	234	97	2.4
3	Non	40	525		255	200	210	42	5.0
4	Non	40	315		255	200	201	20	10.0
5	Non	40	315	50	223	175	174	16	10.8
6	Non	40	315	200	276	217	219	23	9.6

1) Seuls sont indiqués les paramètres qui diffèrent de la configuration mesurée (no 0).

2) Puissances moyennes.

3) Apports thermiques en charge thermique (déstockage + surplus électrique).

4) Consommation électrique totale, surplus par rapport à la serre témoin (18 MJ/m²).

5) Déstockage net (déstockage – stockage intempestif).

Stockage en sous-sol

De même, pour le stockage en sous-sol, nous reprenons comme base de comparaison les résultats de la configuration mesurée (Tab. 28, config. no 0). Ceux-ci sont assez bien reproduits par une première simulation numérique (stockage/déstockage : 247 / 85 MJ/m² ; diffusion vers serre hors/en charge thermique : 56 / 29 MJ/m²) qui, par simple règle de trois, définit les facteurs de renormalisation appliqués aux simulations subséquentes.

Avant d'explorer la possibilité d'accroître les performances du système, nous commençons par évaluer l'importance de deux effets particuliers : l'infiltration d'eau par le système de brumisation et la réversibilité du flux d'air pour le stockage/déstockage.

Dans la configuration de base, les échanges latents observés dans les tubes ne sont reproduit dans la simulation numérique qu'à condition d'y définir un régime d'infiltration d'eau qui correspond vraisemblablement aux gouttelettes du système de brumisation entraînées par le flux d'air . La suppression (techniquement difficile) de cette infiltration d'eau et de l'évaporation qui en découle (config. no 1) permettrait un report partiel au déstockage de la puissance latente sur la puissance sensible et ainsi un léger accroissement de l'énergie de chauffage économisée.

Par rapport à cette dernière configuration, l'abandon de la stratégie de stockage/déstockage à contreflux (config. no 2) ne présenterait quant à lui quasiment aucune perte sur le rendement global du système, la perte de puissance aéraulique du ventilateur en mode inversé compensant la stratification du stock.

Tab. 28 : Optimisation potentielle du système de stockage en sol, projet "Geoser".

No	Paramètres ¹⁾						Bilan						
	Infilt.		Sens	Isol.	Prof.	Ecart	Diam.	Débit	Stock	Déstock.	Therm. ³⁾	Elec. ⁴⁾	COP
				cm	cm	cm	cm	m ³ /h ²⁾	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	
0	On	2			80	10	15	6'600	268	93	161	28	5.8
1	Off								237	106	182	28	6.6
2	Off	1							234	104	180	28	6.5
3	Off							3'300	173	60	125	2	56.1
4	Off							9'900	281	143	224	98	2.3
5	Off							13'200	314	173	256	236	1.1
6	Off			120					189	116	203	27	7.4
7	Off			150					190	117	204	27	7.4
8	Off				25				247	100	198	28	7.2
9	Off				40				243	103	197	28	7.2
10	Off				60				239	105	188	28	6.8
11	Off						22	11'600	288	150	231	27	8.5
12	Off						33	19'700	334	193	276	27	10.2
13	Off						52	34'200	380	235	322	26	12.4
14	Off					4		10'500	319	173	263	27	9.8
15	Off					4	33	25'700	373	229	317	26	12.2
16	Off				50&80			13'200	403	236	340	56	6.1

1) Seuls sont indiqués les paramètres qui diffèrent de la configuration mesurée (no 0).

2) Débit nominal.

3) Apports thermiques en charge thermique (déstockage + surplus diffusif – défaut électrique).

4) Consommation électrique totale, surplus par rapport à la serre témoin (18 MJ/m²).

Ceci étant, l'optimisation du stockage en sous-sol doit passer par une augmentation des énergies stockées/déstockées, tout en maintenant la consommation électrique au niveau raisonnable observé. A cet effet nous étudierons ci-dessous plusieurs alternatives à la configuration mise en oeuvre dans l'expérience Geoser.

Pour une géométrie inchangée on observe ainsi (config. 4 à 5) que si l'accroissement du débit d'air par un facteur 1.5 ou 2 entraînerait une augmentation sensible de l'économie de chauffage, de l'ordre de grandeur de celle observée dans la serre à eau, la surconsommation électrique deviendrait elle aussi catastrophique (accroissement des pertes de charges avec le cube de la vitesse), alors qu'une diminution par un facteur 2 (config. no 3) induirait toujours une économie de chauffage raisonnable (8.8 %) pour un COP défiant cette fois-ci toute concurrence.

L'isolation inférieure du stock, simulé ici par des conditions adiabatiques à 40 ou 70 cm sous le plan des tubes (config. no 6 et 7), ne permettrait quant à elle qu'une trop légère amélioration eu égard aux frais supplémentaires de mise en oeuvre. Au contraire, une disposition moins profonde des tubes (config. no 8 à

10) permettrait à moindre coût d'atteindre la même économie de chauffage (13 à 14 %), principalement par augmentation de la diffusion passive vers la serre. Seules des contraintes agronomiques, en l'occurrence absente pour cause de culture hors-sol, ne devraient ainsi dicter une excavation importante.

Dans la mesure des possibilités constructives, une piste intéressante consisterait à opter pour des tubes à plus grand diamètre (config. no 11 à 13). Contraint par la largeur de la serre, la réduction de leur nombre est compensée par une plus grande surface d'échange, mais surtout par une section qui va au carré du rayon et qui permet, à pertes de charges égales, de fortement accroître le débit d'air. Le passage à des diamètres de 22, 33 ou 52 cm permettrait ainsi de viser une économie de chauffage de 16 à 23 %, pour un COP aux alentours de 10. Il convient cependant de noter que les débits d'air alors mis en œuvre correspondent à un "renouvellement d'air" de 75 à 160 volume par heure (vitesse moyenne dans la serre de 10 à 30 cm/s), probablement irréaliste dans la gamme supérieure.

De même, en augmentant le nombre des tubes par diminution de leur écartement (config. 14), il est possible de passer à un débit nominal de 10'500 m³/h (choisi de telle sorte à garder les pertes de charges invariables) et d'accroître ainsi l'économie de chauffage à quelques 19 %. Avec des tubes de 33 cm (config. no 15), le même écartement conduirait à une économie de 22 % pour un COP de 12.

Il est enfin intéressant de noter que la longueur de diffusion journalière se situant aux alentours de 15 cm, la superposition de plusieurs couches de tubes à 30 cm de distance l'une de l'autre peut également amener un effet multiplicatif des énergies stockées/déstockées, mais également des pertes de charges (config. no 16). Cette remarque ouvre également le champ à des options constructives dans lesquelles une partie seulement de la surface d'emprise de la serre est utilisée pour le stockage multicouche, avec cependant une perte au niveau de la diffusion passive vers la serre.

Il ressort de ces dernières simulations qu'un ensemble relativement souple de configurations géométriques permettraient de réaliser de l'ordre de 50 % du potentiel récupérable de 676 MJ/m², pour un COP aux alentours de 10.

5.5. Mise en service et suivi

Analyse des mesures

Mené en parallèle au projet "Geoser", celui de la serre solaire de "Waedenswil" (Ch. 1) met clairement en lumière l'importance d'une bonne mise en service et d'un suivi approprié des systèmes de préchauffage passifs, lorsqu'ils fonctionnent comme ici en parallèle et complément d'un système auxiliaire traditionnel, ainsi que d'une gestion énergétique raisonnable des infrastructures.

Dépouillées par nos soins quelques deux ans après la mise en service, sur demande du maître d'ouvrage, les mesures 24 mois de fonctionnement ont relevé un grave problème de régulation du système : un mauvais choix des paramètres de régulation cumulé à un problème de hardware dans l'automate ont ainsi induits quelques 120 MJ/m² de stockage sur une année complète de mesure (juillet 96 – août 97). Plus de 60% de ce stockage est cependant d'origine fossile, ayant eu lieu en période de chauffage, période pendant laquelle les ouvrants étaient par ailleurs régulièrement actionnés (vraisemblablement pour réglage de l'humidité de la serre), ce qui semble en parfaite contradiction avec les buts premiers d'une telle expérience. Pire, aucun déstockage n'a jamais eu lieu sur toute l'année !

Simulations numériques complémentaires

Afin d'améliorer notre compréhension du système et de cerner des valeurs qui n'ont pas été mesurées (énergies mises en jeu par l'évaporation / condensation, chaleurs diffusées par le sol) nous avons poursuivi notre analyse par simulation numérique, ce qui nous a également permis d'obtenir des données sur ce qu'aurait été un fonctionnement correct de l'échangeur air/sol.

Une première simulation, basée sur les valeurs mesurées de la température de la serre à 2 m et au faîte, de la température et de l'humidité à l'entrée du puits canadien et de l'état du ventilateur de stockage-déstockage, nous a permis de valider le modèle par comparaison aux valeurs mesurées, ainsi que de compléter le bilan énergétique du stock et son apport à la serre (dont nous n'avons cependant pas boucler le bilan par captage

solaire et pertes thermiques), ceci en et hors période de charge thermique. Afin de cerner ce qu'aurait pu amener un système correctement réglé, nous avons en un second temps simulé le comportement du stock avec un algorithme de régulation simplifié (stockage/déstockage uniquement hors/en période de chauffage, pour un écart de température serre/sol d'au moins 0.5 K) et une prise d'air pour le stockage qui s'effectue uniquement au faîte. La simulation d'une serre témoin sans hypocauste, nous donne enfin les références énergétiques nécessaires pour étudier l'apport réel du système étudié.

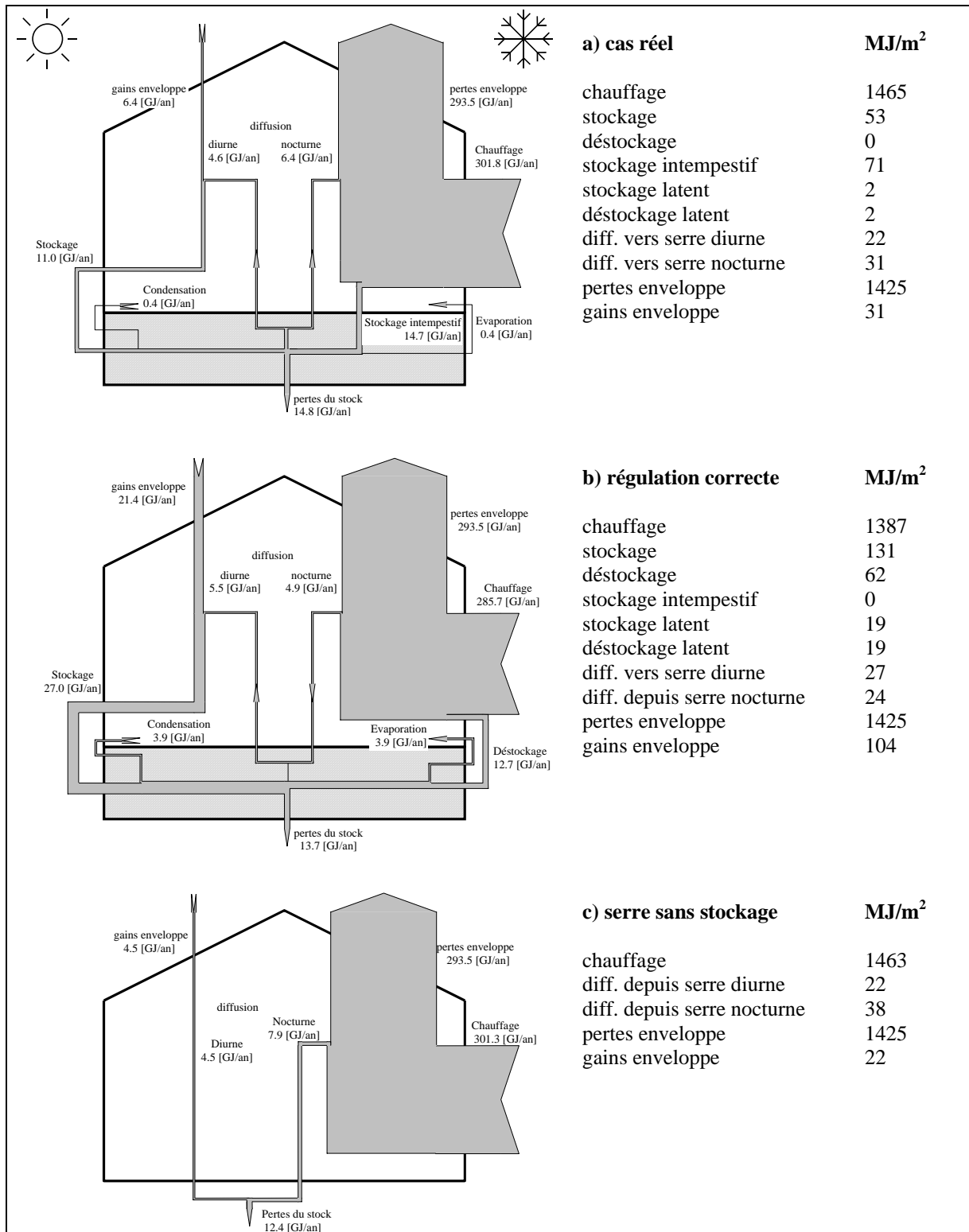


Fig. 53 : Bilans annuels comparés pour l'étude paramétrique, projet "Waedenswil".

Ainsi, le stockage intempestif constaté dans la situation réelle (Fig. 53a) induit une diffusion passive vers la serre qui, en période de chauffage, constitue la seule restitution de chaleur depuis le stock (31 MJ/m²), puisque le déstockage actif n'a pas fonctionné. Par rapport à une serre sans stock (Fig 53c), qui perd par diffusion en période de chauffage (38 MJ/m²), le gain net de déstockage passif en période de chauffage s'élève ainsi à $31 + 38 = 69$ MJ/m², valeur quasiment identique au stockage intempestif (71 MJ/m²). Ceci explique pourquoi la serre mesurée ne consomme ni plus ni moins de chauffage que si elle n'avait pas eu de système de stockage.

Si le système de stockage avait parfaitement fonctionné (Fig. 53b), la situation aurait été très différente:

- Le stockage actif aurait plus que doublé, du fait de la température plus basse du stockage (pas de stockage intempestif plus déstockage actif de la chaleur).
- Le déstockage actif serait devenu effectif (62 MJ/m²).
- La baisse de température du stock aurait à la fois diminué les pertes de celui-ci vers le bas et, en période de chauffage, inversé le sens de la diffusion entre stock et serre. Les pertes depuis cette dernière étant cependant plus faible que dans le cas d'une serre sans stock, un gain passif de $38 - 24 = 14$ MJ/m² aurait cependant toujours été réalisé. De façon générale le stock aurait été plus actif avec une diffusion vers le haut positive en période de non chauffage, négative en période de chauffage.
- Les flux de chaleur latente deviendraient significatifs sans pour autant constituer un enjeu important, l'égalité entre condensation et évaporation provenant du fait que l'on considère l'eau condensée comme adsorbée à la surface des tubes et n'ayant pas le temps de s'écouler. Il ne faut pas perdre de vue que 0.1 mm d'eau à la surface des 321 m² de tubes correspond déjà à 32 litres adsorbés.

Globalement, si le système avait fonctionné correctement, il aurait ainsi permis d'économiser $62 + 14 = 76$ MJ/m² (5% de l'énergie de chauffage), valeur inférieure à celle obtenue dans le cadre de "Geoser" principalement pour cause de températures de consigne différentes (à "Geoser" l'écart entre de consigne de chauffage et de ventilation étant plus grand), ainsi que d'un climat valaisan plus favorable en hiver.

6. ECHANGEURS AIR/SOL EN BOUCLE OUVERTE : L'EXEMPLE DES PUIITS CANADIENS

6.1. Problématique / Etat de l'art

En Europe Centrale le chauffage des bâtiments représente environ 40% de la demande d'énergie finale, chiffre difficile à estimer avec précision vu le manque de statistiques précises en la matière [Branco, 2002], mais avancé par recoupement de données et par calculs "bottom-up" [Aebischer et Giovannini ainsi que Prognos, cités par Lachal et Weber, 2000]. D'autre part, la demande de froid pour le rafraîchissement estival est en constante augmentation, tant au niveau des installations d'air conditionné centralisées (dans certains cantons soumises à autorisation de construire particulière, sur base de la preuve du besoin [SIA 382/2, 1992]), que des systèmes individuels en vente libre [Jeanneret, 2000]. Au niveau européen, particulièrement en Espagne, on s'attend d'ailleurs à une telle poussée de la demande liée à cette prestation, que même dans le cas d'interventions relativement volontaristes on anticipe une croissance de 25 GW de la puissance de pointe d'ici à 2020 [Bossoken et al., 1999].

Dans ce contexte il est nécessaire de rappeler que la maîtrise de la demande énergétique au niveau du bâtiment passe avant tout par un travail soigné de l'enveloppe, en combinant isolation, protection solaire et utilisation de la masse thermique. Ce n'est en général qu'une fois prises ces mesures de base que l'appel à des techniques de préchauffage et rafraîchissement passives ou à faible consommation auxiliaire prennent de l'intérêt.

Le concept du puits canadien permet en principe de répondre à ces deux demandes : il consiste à injecter dans le bâtiment un flux d'air provenant de l'extérieur, que l'on force préalablement à travers d'un registre de tubes enterrés (ou système équivalent), l'inertie du sol étant utilisée comme un amortisseur saisonnier. A y regarder de plus près, la tension entre contrainte climatique et seuils de confort induit cependant une asymétrie fondamentale entre potentiels de préchauffage et rafraîchissement utilisant le sol comme stock tampon. Ainsi que nous le verrons, le préchauffage du renouvellement d'air (accroissement hivernal de la température d'aération) a ainsi une fonction d'économie sur la consommation énergétique, qui en limite le potentiel par minimisation du débit d'air, alors qu'en été le rafraîchissement, par amortissement en dessous du seuil de confort de l'oscillation jour/nuit, peut au contraire être accru par augmentation du débit d'air (virtuellement "à l'infini" puisqu'il s'agit d'un système ouvert).

L'interaction entre le puit canadien et d'autres parties des systèmes de chauffage/ventilation n'est par ailleurs pas toujours anodin, ainsi que nous le montrerons pour le cas des récupérateurs sur air vicié généralement présents sur les installations de ventilation contrôlée, pas plus que ne l'est l'interaction avec le bâtiment lui-même. En se basant sur l'analyse systémique de plusieurs projets pilotes, nous nous efforcerons donc dans ce chapitre de poser clairement les bases pour une évaluation énergétique des puits canadiens, absentes de toute la littérature consultée, ou alors lacunaires [Zimmermann, 1999]. En particulier, via le projet pilote "Aymon", nous évaluerons l'apport concret de l'échangeur air/sol par rapport à d'autres techniques de rafraîchissement passifs (problèmes d'inertie), alors que "Schwerzenbacherhof" nous amènera à nous intéresser au couplage diffusif entre le puits canadien et le bâtiment. En sus des mesures, nous utiliserons pour cela largement le modèle de simulation numérique présenté au Ch. 4.

Ceci dit, malgré le développement conceptuel des interfaces et la mise en évidence de certaines règles de bases, notre sujet restera centré sur l'échangeur air/sol lui-même, l'analyse paramétrique de l'intérêt réel de la technique, en fonction de la typologie de bâtiments, étant un sujet qui resterait à aborder.

Nous terminerons alors par une étude comparée du potentiel de rafraîchissement par puits canadien, par laquelle nous explorerons un peu plus concrètement, sur le cas de Genève et de Séville, ce qui différencie les stratégies d'amortissement et de déphasage mises en évidence au Ch. 3. Là encore, le concept de déphaseur thermique n'ayant à l'heure actuelle pas été réalisé, nous baserons notre étude sur de la simulation numérique

6.2. Préchauffage versus rafraîchissement

Contrainte climatique

En Suisse, la contrainte entre climat et seuils de confort induit une asymétrie fondamentale entre potentiels de préchauffage et de rafraîchissement par puits canadien (Fig. 54a)

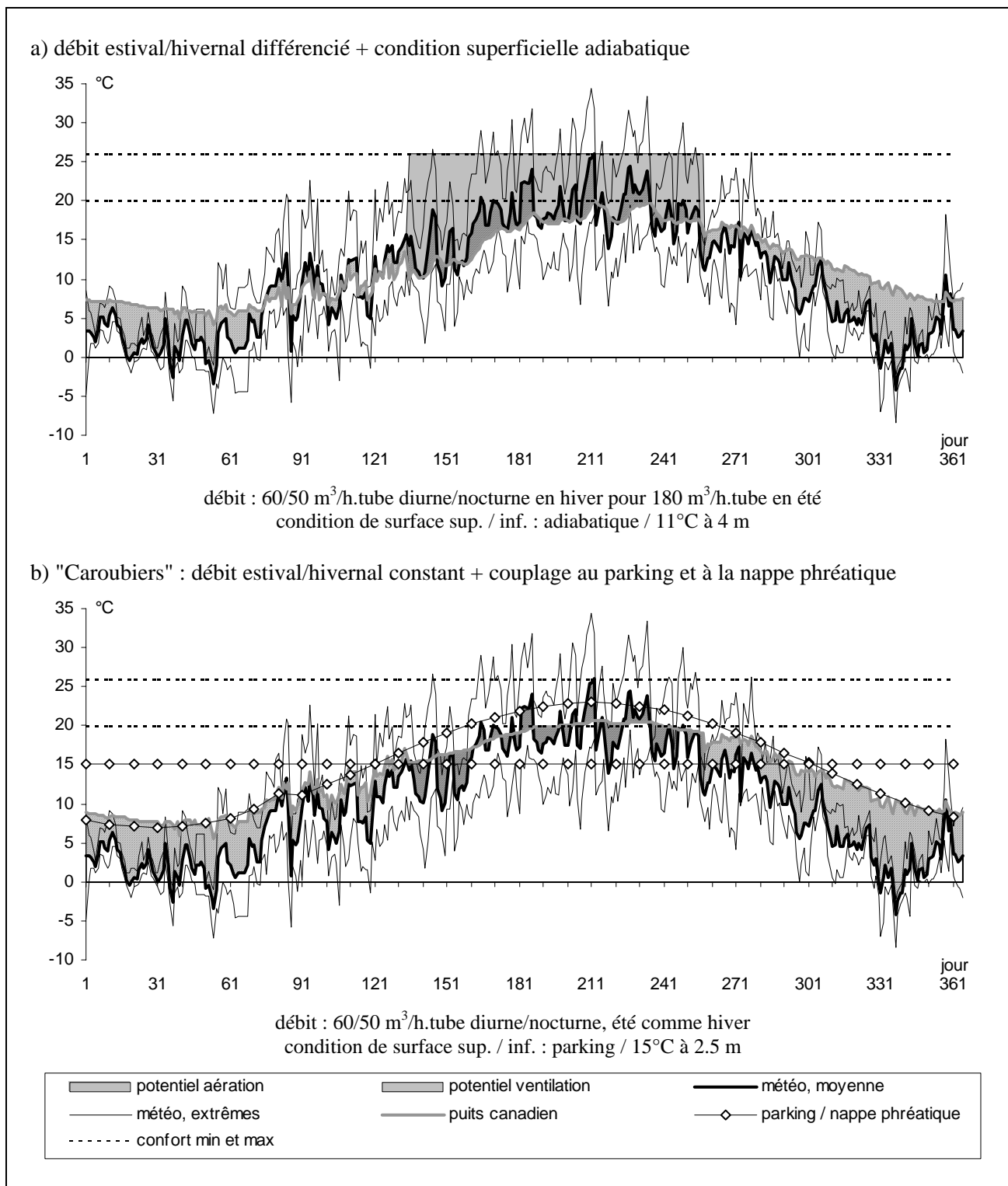


Fig. 54 : Profil de température à Genève ainsi que potentiels de préchauffage et rafraîchissement d'un puits canadien (longueur : 50 m, profondeur : 50 cm, diamètre : 12.5 cm, entre-axe : 30 cm).

La saison de chauffage couvre quelques 8 mois de l'année (3'200 degrés-jours) pendant lesquels le renouvellement d'air, nécessaire à l'apport d'oxygène et à l'évacuation des odeurs et de l'humidité, a un effet négatif sur le bilan énergétique des bâtiments, induisant à lui seul une demande de chauffage d'environ 120 MJ/m².an (pour un taux de renouvellement standard de 0.5 vol/h et une hauteur de plafond de 2.5 m). Suite à l'instauration d'une norme à 300 MJ/m².an [SIA 380/1, 1988] ou le développement plus récent d'un label de qualité à 160 MJ/m².an [Minergie] pour l'indice de chauffage des bâtiments neufs, cette perte représente une fraction importante de la demande de chauffage des bâtiments bien isolés, justifiant la mise en place de solutions techniques destinée à la réduire. Parmi celles-ci, le recours à un puits canadien permet en principe l'amortissement de l'onde saisonnière et la recherche de la température annuelle moyenne. Celle-ci se situant nettement en dessous du seuil inférieur de confort de 20°C, la prestation d'économie énergétique se voit cependant limitée par minimisation du débit (renouvellement d'air) et ne peut en aucun cas complètement substituer la production de chaleur par un auxiliaire.

Alors qu'en hiver la température se situe généralement en dessous du seuil inférieur de confort de 20 °C, en été elle n'excède pas, en moyenne journalière, le seuil de confort supérieur de 26 °C. Sous ces conditions les bâtiments traditionnels ne nécessitent généralement pas d'apport de froid : seuls ceux présentant de forts gains internes ou solaires, ou encore ceux à faible inertie (construction en bois), pouvant plus ou moins ponctuellement avoir besoin de rafraîchissement actif, pour éviter les poussées diurnes en température liées aux importants flux solaires. Contrairement au préchauffage hivernal (accroissement saisonnier de la température d'entrée), le potentiel de rafraîchissement estival d'un puits canadien ne provient dès lors pas forcément de l'amortissement de l'onde saisonnière, un lissage météorologique sur 24 heures à quelques jours pouvant suffire à amener le frais nécessaire au bâtiment et, le cas échéant, à éviter un système d'air conditionné.

L'asymétrie de la contrainte climatique prend toute son importance lorsque l'on garde en mémoire (cf. Ch. 3) que l'amortissement d'une oscillation journalière nécessite une couche de sol moins épaisse (de l'ordre de 20 cm) et une surface d'échange plus faible (de l'ordre de 0.05 à 0.1 m² par m³/h d'air) que l'amortissement d'une oscillation saisonnière (3 m de sol, 1 m² par m³/h d'air pour une nappe de tube serrés). Dès lors, les coûts de construction d'un puits destiné au rafraîchissement seront inférieurs à ceux d'un puits voué au préchauffage, ou il sera encore possible d'utiliser ce dernier avec un débit de ventilation estival accru.

Préchauffage : puits canadien versus récupérateur sur air vicié

Si, pour le préchauffage hivernal, le potentiel du puits canadien est limité tant au niveau énergétique (débit restreint) que constructif (profondeur, taille), il se confronte surtout sous nos climats à son manque de compétitivité avec la récupération de chaleur sur air vicié. En effet, cette technique de préchauffage autrement plus efficace et généralement moins onéreuse fonctionne avec une source de chaleur à 20 plutôt qu'à 10°C. Lors d'un couplage en série des deux techniques, comme on l'observe communément sur les bâtiments pourvus de puits canadien, l'apport de ce dernier se fait par ailleurs au détriment partiel du récupérateur sur air vicié, la synergie entre les deux n'étant pas purement additive (voir le décompte énergétique ci-dessous).

L'utilisation d'un puits canadien de taille restreinte et de mise en œuvre peu onéreuse (en utilisant des fouilles préexistantes) peut par contre éviter le gel du récupérateur sur air vicié (soumis à forte humidité sur le flux sortant), le dimensionnement étant alors en principe déterminé par l'amortissement d'une onde de froid de quelques jours à un mois.

Enfin il va sans dire (mais on observe hélas encore trop souvent cette erreur dans la pratique), que dans le cas d'un couplage en série avec un récupérateur sur air vicié pour le préchauffage, il est nécessaire de by-passer ce dernier pendant la période estivale (cf. schéma de "Schwerzenbacherhof", Ch. 1).

Rafraîchissement : aération versus ventilation

Contrairement au cas hivernal, la température de sortie estivale du puits se situant en dessous du seuil de confort supérieur, la prestation de ce dernier ne se limite plus à une économie énergétique mais permet une production de frais à part entière : le débit d'air peut alors être élevé à des taux de ventilation plus importants de quelques vol/h, permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents

thermiques et dégageant un accroissement proportionnel du potentiel de rafraîchissement du bâtiment (voir le décompte énergétique ci-dessous).

Décomptes énergétiques

Rafrâichissement

Dans ce contexte il convient de procéder correctement au décompte de l'apport énergétique du puits canadien, par rapport à une prise d'air faite directement sur l'extérieur. Avec un débit de renouvellement d'air \dot{m}_0 cette dernière induit un apport thermique au bâtiment :

$$P_0 = c\dot{m}_0(T_{ext} - T_{bat})$$

où c dénote la capacité calorifique de l'air, T_{ext} la température extérieure et T_{bat} celle du bâtiment. Avec un débit de ventilation $\dot{m}_0 + \Delta\dot{m}$ plus important le puits canadien fournit quant à lui une puissance :

$$P_{pc} = c(\dot{m}_0 + \Delta\dot{m})(T_{pc} - T_{bat})$$

où T_{pc} dénote la température à la sortie du puits canadien. L'apport relatif du puits canadien est alors donné par :

$$\begin{aligned}\Delta P_{pc} &= P_{pc} - P_0 \\ &= c\dot{m}_0(T_{pc} - T_{ext}) + c\Delta\dot{m}(T_{pc} - T_{bat})\end{aligned}$$

et ne correspond donc globalement pas, comme cela est généralement admis, à la puissance sensible échangée dans le puits, seule la fraction incontournable du renouvellement d'air (premier terme) étant déterminée par le différentiel entrée-sortie : il représente un apport de chaud lorsque la température extérieure chute en dessous du sol à proximité du tube (en hiver ou de nuit, selon qu'il s'agisse d'un dimensionnement saisonnier ou journalier), un apport de frais dans le cas contraire.

Le second terme, vraisemblablement omis dans la littérature par inadvertance du potentiel offert par l'accroissement de débit, est quant à lui donné par le différentiel de température bâtiment-sortie : contrairement à la ventilation nocturne, qui procède également par débit de ventilation accru, il représente comme nous le verrons plus loin la possibilité d'utiliser l'inertie du sous-sol pour rafraîchir le bâtiment de façon active mais découplée de la dynamique extérieure, étant entendu qu'il s'agit de couper cet apport supplémentaire lorsqu'il est indésirable (en hiver) ou lorsqu'il amène un surplus de chaleur (en été, si la température de sortie du puits dépasse celle du bâtiment, comme cela peut être le cas pour un puits trop petit ou sous des climats plus chauds).

S'agissant d'un décompte énergétique relatif (par rapport à une aération avec prise d'air directe sur l'extérieur), soumis à deux composantes distinctes d'un seul et même débit d'air, qui plus est de direction inverse (extraction de chaleur du bâtiment) à ce dernier (injection d'air dans le bâtiment), la représentation de ce potentiel de rafraîchissement sous forme de diagramme de flux n'est pas des plus évidentes. Nous adopterons cependant une forme condensée qui a le mérite de représenter explicitement chacune des deux composantes et de les relier avec la puissance de stockage dans le sol (Fig. 55).

Il est par ailleurs utile de remarquer que ce même décompte s'applique à la ventilation directe, cas particulier d'un puits de longueur nulle pour lequel T_{pc} doit être remplacé par T_{ext} , l'apport relatif étant directement donné par le surplus de débit et le différentiel météo-bâtiment.

Préchauffage

Le débit étant alors limité au renouvellement d'air, le décompte précédent s'applique en principe également au cas du préchauffage et correspond alors à la puissance sensible échangée dans le puits :

$$\Delta P_{pc} = c\dot{m}_0(T_{pc} - T_{ext})$$

Ainsi que nous l'avons signalé, il s'agit cependant sous nos climats de déterminer l'apport net, compte tenu de son couplage à un récupérateur sur air vicié. Pour une efficacité η supposée indépendante de la température, ce dernier engendrerait un apport :

$$\Delta P_{ech} = \dot{m}_0 \eta (T_{bat} - T_{ext})$$

relativement à une aération prise sur l'extérieur, alors que le système couplé fournit une puissance :

$$\begin{aligned} \Delta P_{pc+rec} &= \Delta P_{pc} + \Delta P_{rec} \\ &= \dot{m}_0 (T_{pc} - T_{ext}) + \dot{m}_0 \eta (T_{bat} - T_{pc}) \end{aligned}$$

L'apport net du puits canadien est alors donné par :

$$\begin{aligned} \Delta P_{pc,net} &= \Delta P_{pc+rec} - \Delta P_{rec} \\ &= (1 - \eta) \dot{m}_0 (T_{pc} - T_{ext}) \\ &= (1 - \eta) \Delta P_{pc} \end{aligned}$$

ce qui montre bien la chute de l'apport du puits canadien avec l'accroissement de l'efficacité de l'échangeur. Cet argument est d'ailleurs évident en considérant un échangeur à efficacité théorique de 100% qui chaufferait intégralement l'air extérieur à la température du bâtiment et pour lequel le puits n'amènerait plus aucun apport.

De même que pour le rafraîchissement, ce décompte peut être représenté sous forme d'un diagramme de flux qui relie le déstockage à l'apport net du puits canadien (Fig. 55), le solde du bilan étant précisément la partie du préchauffage qui aurait de toute façon été produite par le récupérateur sur air vicié.

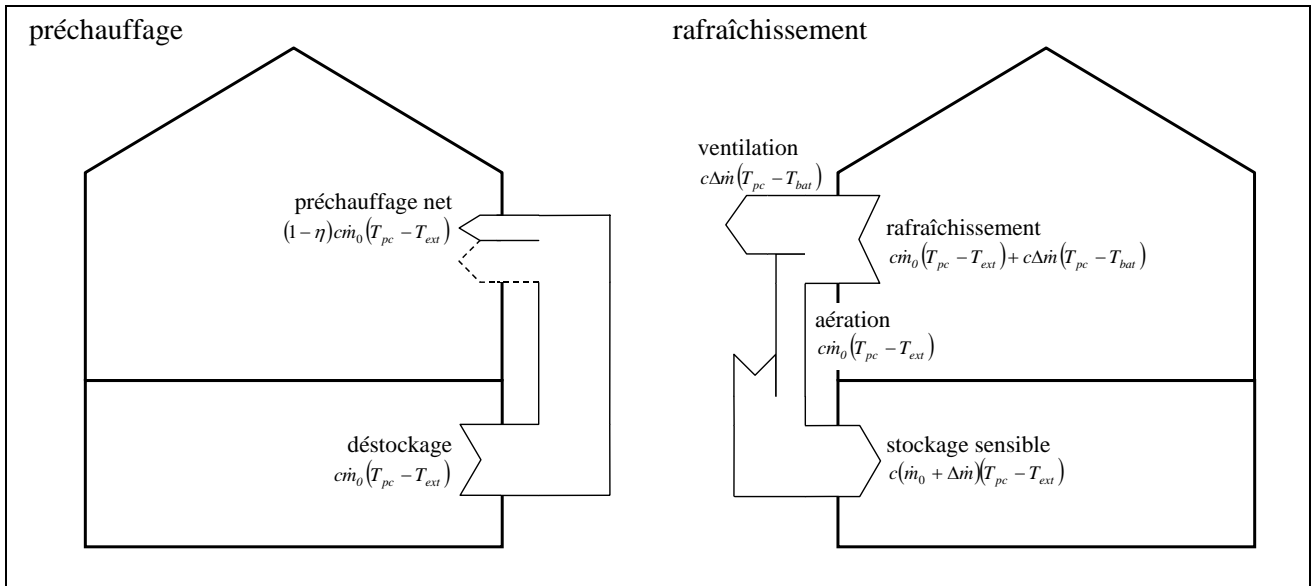


Fig. 55 : Diagrammes de flux pour le préchauffage et le rafraîchissement par puits canadien : décomptes net par rapport à une aération avec prise d'air directe sur l'extérieur.

Exemple

Ces phénomènes souvent mal compris sont bien illustrés par le puits canadien de l'immeuble d'habitation des "Caroubiers" à Genève, principalement conçu pour le préchauffage du renouvellement d'air. Couplé à un récupérateur sur air vicié il est d'autre part by-passé, en hiver et lorsque l'ensoleillement le permet, au profit d'un collecteur solaire à air intégré à la toiture (Ch. 1), qui n'a pas été étudié dans le cadre de notre mandat d'étude.

Une analyse par simulation numérique, bien validée sur une campagne de mesure d'hiver d'une vingtaine de jours (Ch. 4) permet d'évaluer les potentiels de préchauffage et rafraîchissement annuels de la configuration réalisée (Fig. 54b), ainsi que de certaines variantes (Tab. 29).

A priori sous-dimensionnée pour l'amortissement de l'onde saisonnière (rapport surface d'échange / débit de 0.3 au lieu des 1 m² par m³/h d'air nécessaires à une nappe de tube serrée et peu profonde), la configuration réalisée bénéficie par contre de la contiguïté immédiate du parking souterrain, dont la température annuelle

oscille entre 7 et 23°C (monitoring d'hiver et mesures ponctuelles en été) et auquel il s'avère être fortement couplé, ainsi que de celle d'une nappe phréatique à 15°C (rapport du géologue cantonal), considérée stable à 2.5 m sous les tubes.

Tab. 29 : Hypothèses et résultat de l'étude paramétrique basée sur les "Caroubiers".

Configuration	Paramètres					Préchauffage ³⁾				Rafraîchissement		
	puits				récupér.	solaire	puits	récup.	total	aér.	ventil.	total
	long.	diam.	ventil.	bord sup/inf ²⁾	efficac.							
	m	cm			%	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
Base												
tel quel (aération)	50	12.5		parking/nappe	60 / 68	oui	27.8	31.9	59.7	-2.8		-2.8
Variantes été												
adiab. / moy. an.	50	12.5	oui ¹⁾	adiab./moy.an.	60 / 68	oui	17.2	39.3	56.5	4.7	58.6	63.3
adiab. / nappe	50	12.5	oui ¹⁾	adiab./nappe	60 / 68	oui	26.8	33.1	59.9	2.7	54.3	57.0
gros diamètre	50	20.0	oui ¹⁾	parking/nappe	60 / 68	oui	26.4	22.1	48.5	-1.2	46.0	44.9
Variantes hiver												
récup. seul, tel quel	-	-		parking/nappe	60 / 68	oui		49.7	49.7	-2.8		-2.8
récup. seul, optimisé	-	-		parking/nappe	80 / 85	oui		64.2	64.2	-2.8		-2.8
1/2 longueur	25	12.5		parking/nappe	60 / 68	oui	22.7	35.1	57.8	-2.2		-2.2
coll. solaire inactif	50	12.5		parking/nappe	60 / 68		28.8	39.3	68.1	-3.0		-3.0

1) débit estival continu de 8'800 m³/h, au lieu de 3'000/2'400 m³/h diurne/nocturne en hiver.

2) nappe phréatique : 15°C à 2.5 m sous les tubes; moyenne annuelle : 10.5°C à 5 m sous les tubes.

3) pendant les heures où le collecteur solaire est inactif.

Préchauffage

Favorable en hiver, cette configuration particulière induit un préchauffage brut du renouvellement d'air (3'000/2'400 m³/h diurne/nocturne) de 27.9 MWh (35 MJ/m² de plancher), soit environ autant que le récupérateur sur air vicié (efficacité mesurée de 60/68% sur les débits diurnes/nocturnes) le potentiel du système couplé s'élevant à 59.7 MWh. En supprimant le puits canadien (air froid directement vers l'échangeur) cette valeur s'élèverait encore à 49.7 MWh, si bien que le gain net du puits canadien reste finalement faible (59.7 – 49.7 = 10.0 MWh, soit 12 MJ/m² de plancher). Un échangeur mieux dimensionné (surface d'échange doublée pour amener les efficacités à 80 et 85 %) pourrait par ailleurs à lui seul produire quelques 64.2 MWh (80 MJ/m² de plancher).

Au contraire, dans le cas présent le puits canadien, fortement couplé au parking et à la nappe phréatique, s'avère en fait être surdimensionné, puisque une configuration deux fois plus petite fournirait encore 80% de l'apport brut actuel (pour un apport total quasiment inchangé, le récupérateur sur air vicié assurant le relais).

Ainsi l'échangeur de chaleur résulte être une meilleure technique de préchauffage que le puits canadien, et la mise en oeuvre coûteuse des deux techniques n'amène pas de gains substantiels. Ceci encore moins en absence hypothétique du collecteur solaire, puisque pendant les heures ensoleillées le sol ne serait plus suffisamment chaud pour le préchauffage de l'air extérieur, que seul l'échangeur pourrait encore fournir (apports supplémentaires respectifs de 1.0 et 7.4 MWh).

Rafrâichissement

A première vue défavorable en été, le parking à 23°C induisant un échauffement global de l'air de 2.8 MWh, l'utilisation estivale du puits canadien permet cependant de bénéficier d'une température très stable (amplitude journalière de moins de 0.2 K) située bien en dessous du seuil de confort supérieur et contribuant au confort du bâtiment pendant les pointes. Surdimensionné en ce qui concerne l'amortissement journalier (rapport surface d'échange/débit 3 fois supérieur au strict nécessaire de 0.1), une augmentation du débit par un facteur 3 (8'800 m³/h jour et nuit, par des tubes de plus grand diamètre afin de maintenir les pertes de charge à même niveau) permettrait d'accroître le potentiel offert par cette source de fraîcheur à une valeur de 44.9 MWh (46.0 MWh sur le surplus de débit, évalué avec à une température intérieure supposée à 26°C, pour un échauffement résiduel de 1.2 MWh sur le renouvellement d'air). Il n'en reste pas moins que dans le

cas précis d'un immeuble locatif comme celui-ci, bien isolé et sans gains solaires excessifs, la demande réelle reste sans aucun doute bien inférieur à ce potentiel.

Puits canadien versus ventilation nocturne

Ainsi que nous l'avons vu sur l'exemple des "Caroubiers", le principal bénéfice estival d'un puits canadien provient d'une température d'aération/ventilation constamment en dessous du seuil de confort, contrairement à la ventilation directe, uniquement possible lorsque la température extérieure se situe en dessous de ce dernier.

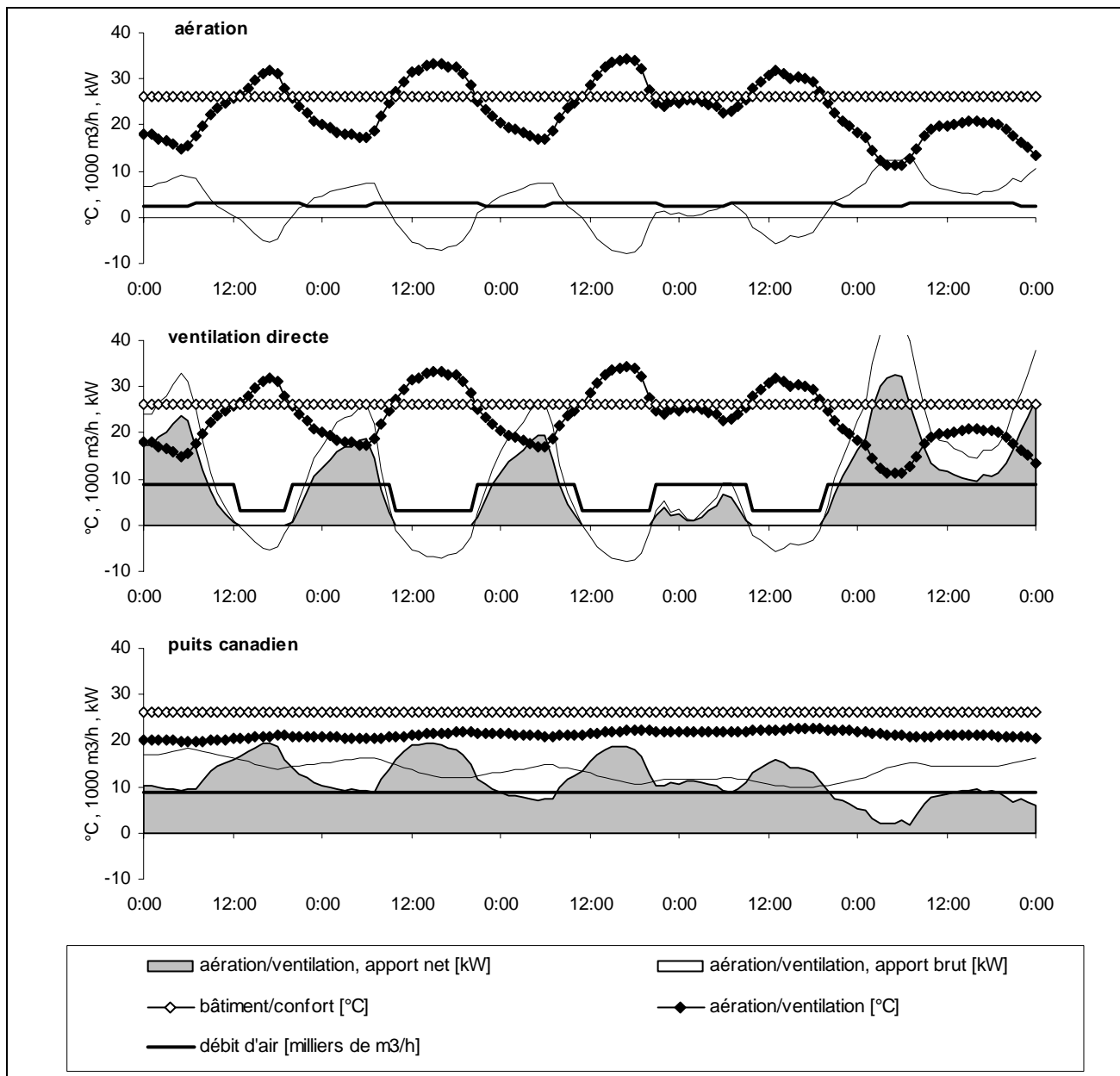


Fig. 56 : Ventilation directe et inertielle versus aération directe, les "Caroubiers" (28 juillet – 1er août).

Cette différence apparaît clairement sur la plus chaude période de l'été, pendant laquelle la température extérieure moyenne se situe proche du seuil de confort supérieur de 26°C (Fig. 56). Alors que le renouvellement d'air direct induit un apport de chaleur indésirable pendant les heures les plus chaudes, la ventilation directe (ici avec débit de ventilation 3 fois supérieur au renouvellement d'air) permet d'accroître le rafraîchissement nocturne, proportionnellement à la différence entre débits de ventilation et d'aération. Pour être utile au long de la journée, ce surplus de frais doit cependant être stocké dans le bâtiment, nécessitant l'accès à une capacité thermique suffisante.

Au contraire, le rafraîchissement inertiel par puits canadien agit directement comme un stock tampon journalier en lissant et déphasant légèrement l'oscillation météorologique, si bien que le débit accru de ventilation peut être maintenu 24 heures sur 24. L'apport de frais qui en résulte est ainsi bien plus régulier que pour la ventilation nocturne, avec des pointes favorablement repoussées vers les heures les plus chaudes de la journée.

Alors que les deux techniques de rafraîchissement induisent globalement un apport de frais similaire sur l'ensemble de la période en question, contrairement à la ventilation directe le rafraîchissement inertiel par puits canadien continue à fonctionner durant les heures où la température extérieure se situe au dessus du seuil de confort. L'avantage comparatif du puits canadien consiste ainsi principalement dans la possibilité d'accéder à la masse thermique de façon découplée du bâtiment, ce qui peut dans certains cas alléger les contraintes constructives.

Rafrâichissement : décompte sur les heures les plus chaudes

Contrairement au préchauffage, répondant 24 heures sur 24 à un besoin, dans le cas du rafraîchissement il devient donc important de classer les apports potentiels de froid selon leur période de disponibilité, ce que nous ferons en considérant consécutivement toute la période d'été ou seules les heures pendant lesquelles la température extérieure dépasse les 18 ou 26°C. Ce décompte classé, assimilable à un décompte en puissance plutôt qu'en énergie, sera illustré ici sur l'exemple des "Caroubiers" (Tab. 30).

Tab. 30 : Potentiel de rafraîchissement estival par ventilation directe ou par puits canadien, selon périodes classées de température externe (15 mai – 14 septembre) : exemple des "Caroubiers".

	Energie [MWh]			Puissance [kW]		
<i>Période :</i>	total	>18°C	>26°C	total	>18°C	>26°C
<i>Durée [h] :</i>	2952	1307	224	2952	1307	224
Ventilation directe	51.8	9.5	0.0	17.6	7.3	0.0
Puits canadien						
tel quel (aération)	-2.8	4.1	1.8	-1.0	3.1	8.2
adiab. / moy. an.	63.3	29.0	5.5	21.4	22.2	24.6
adiab. / nappe	57.0	26.8	5.2	19.3	20.5	23.2
gros diamètre	44.9	21.0	4.1	15.2	16.1	18.2

Ventilation : 8'800 m³/h, aération : 3'000/2'400 m³/h diurne/nocturne.

Décompte sur le surplus de ventilation avec une température de bâtiment supposée à 26°C.

Pour les variantes constructives se référer au Tab. 29.

Ainsi, alors que de par la proximité du parking le puits canadien des "Caroubiers" induit comme nous l'avons vu un léger échauffement du renouvellement d'air estival pris dans son ensemble, sa température très stable permet en fait un apport de frais effectif de 3 kW sur le 40% du temps où la température extérieure dépasse les 18°C, respectivement de 8 kW sur les quelques heures (8%) où elle dépasse 26°C.

Agissant essentiellement par amortissement de l'onde journalière, les puissances moyennes obtenues par ventilation sont quant à elles quasiment identiques, pour les différentes configurations du puits canadien, à celle de la ventilation directe, induisant de 15 à 20 kW de potentiel de frais (5 à 7 W/m² de plancher). Alors que pour le puits canadien cet apport se maintient et tend même à s'accroître sur les seules heures les plus chaudes, dans le cas de la ventilation directe il diminue drastiquement lorsque la température externe dépasse les 18°C et disparaît complètement pendant les quelques heures au dessus de 26°C, pendant lesquelles la ventilation directe doit être réduite au simple renouvellement d'air.

De façon synthétique cette dynamique ressort également de l'analyse de ces grandeurs à l'heure la plus chaude de chaque jour (Fig. 57), pour lesquelles les températures de ventilation/aération peuvent être mise en rapport direct avec les seuils de confort cible et limite (Tab. 31). On observe clairement la chute du potentiel de ventilation directe sur les jours les plus chauds et la coupure à 26°C du débit de ventilation afin de minimiser les apports de chaud dans le bâtiment, l'apport net de frais chutant alors à zéro. Au contraire, même avec un débit de ventilation ininterrompu, le puits canadien (ici la configuration "gros diamètre")

fourni une température constamment en dessous du seuil de confort et un apport de frais beaucoup plus régulier.

Tab. 31 : Norme suisse de confort estival en fonction de la température maximale journalière [SIA 382/2, 1992].

Météo [°C]	Bâtiment [°C]		
max	cible	min	max
10-12	24	22	25
12-20	24-26 ¹⁾	22	25-28 ¹⁾
20-30	26	22	28

1) accroissement linéaire

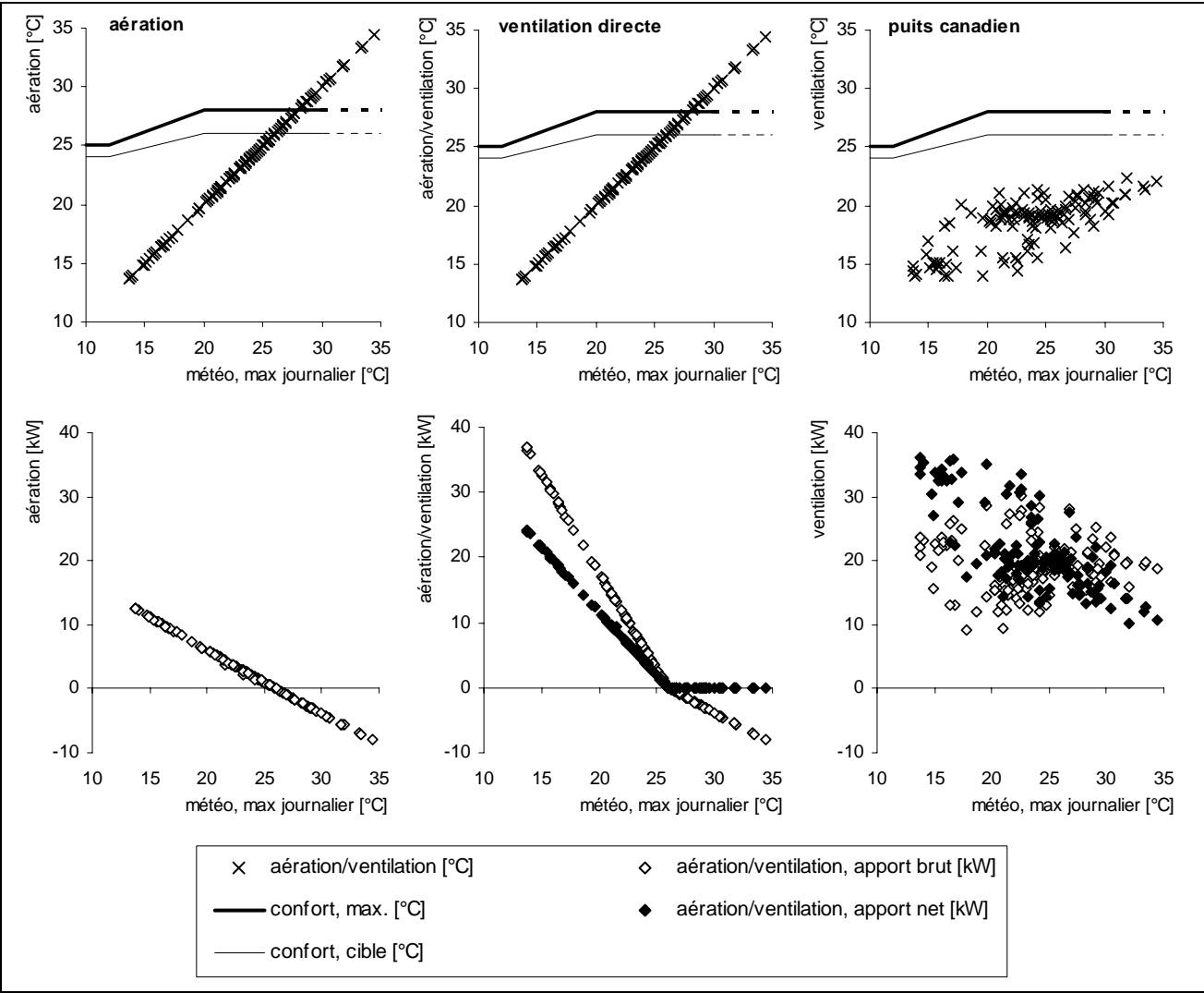


Fig. 57 : Apport de frais brut et net (par rapport à l'aération directe) ainsi que température d'aération/ventilation à l'heure la plus chaude de la journée.

Utilisation du potentiel de froid

Le propos précédent est bien illustré par le bâtiment "Aymon", dans lequel un système de ventilation inertielle analogue au puits canadien (prise d'air dans la cave du bâtiment, cf. Ch. 1) permet de rafraîchir des bureaux construits en attique, bien isolé et muni de bonne protection solaire, mais jouissant d'une faible inertie thermique (structure en bois). Une série de mesure sur la période la plus chaude de l'année (16-25 août 1993) permet de confirmer l'efficacité du système, caractérisé lors de sa mise en service 3 ans plus tôt [Lachal et al., 1991], qui amorti 80% de l'oscillation journalière, fournissant jour et nuit de l'air à 22 °C à raison d'un taux de ventilation de 3.3 vol/h.

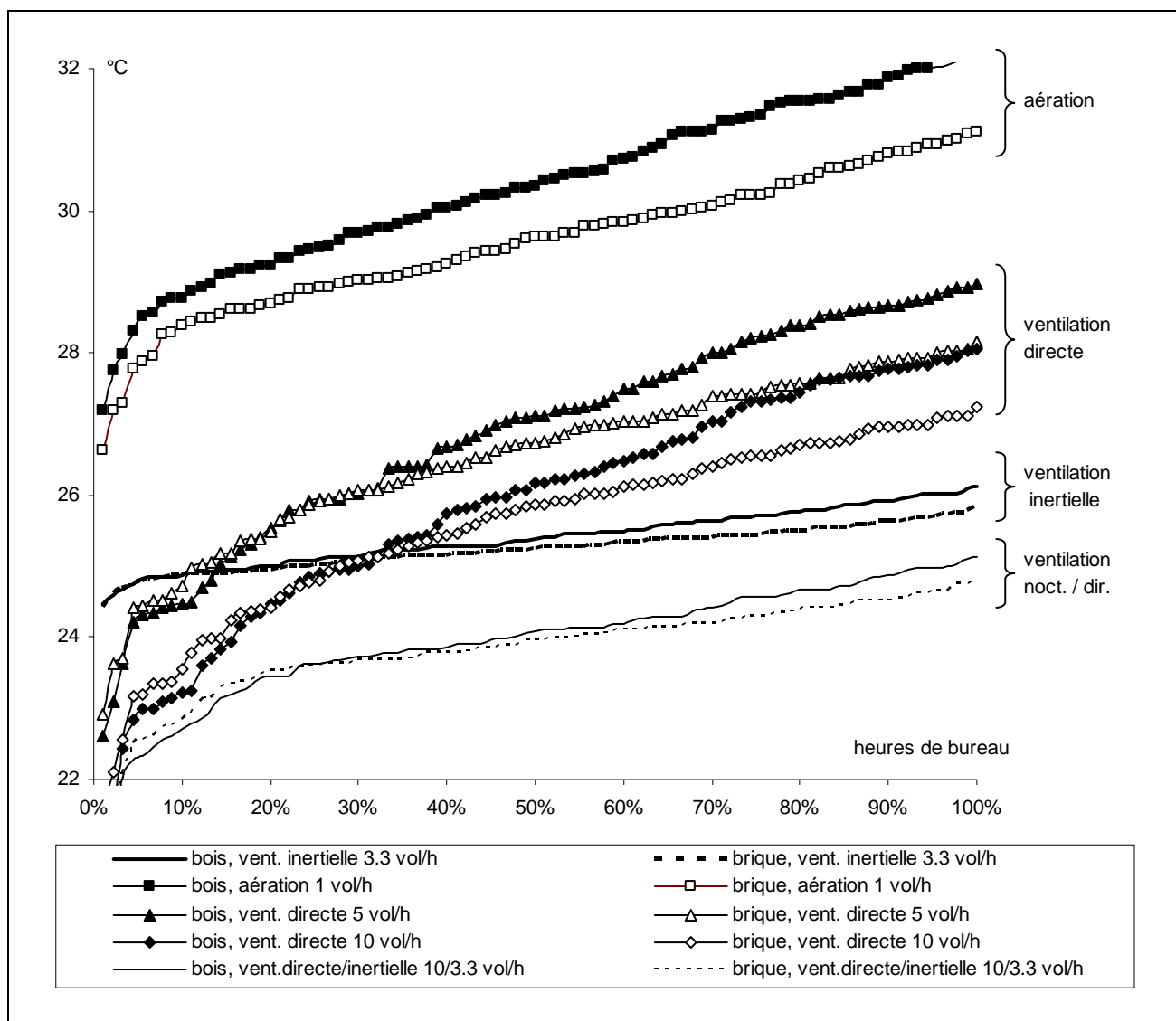


Fig. 58 : Effets comparés de la ventilation inertielle et de la ventilation nocturne sur un espace peu inertielle, bâtiment Aymon (16-25 août 1993, 8-18 h).

Une série de simulations numériques, menée avec le logiciel ESP [ESP, 2002] et documentée dans le cadre du programme européen Pascool [Lachal et al., 1994], permet de juger de l'apport de confort amené par ce système de ventilation inertielle, par comparaison à une stratégie de ventilation directe ou à une simple aération (Fig. 58). Alors que la ventilation inertielle, disponible jour et nuit, permet sur toute la période de maintenir les bureaux en dessous du seuil de confort supérieur, la faible inertie thermique ne permettrait pas de bénéficier pleinement d'une ventilation directe, même à 10 vol/h, la température intérieure diurne passant dans ce cas plus de la moitié du temps au dessus des 26°C (de façon cependant bien plus satisfaisante qu'avec un simple renouvellement d'air, qui induirait une situation franchement inconfortable). Une structure plus massique (brique au lieu de bois) permettrait certes d'améliorer la performance de la ventilation directe,

qui n'égalerait cependant pas celle de la ventilation inertielle. Enfin une stratégie mixte (ventilation inertielle/directe en période diurne/nocturne), plus compliquée techniquement (nécessité de 2 ventilateurs, la cave devant continuer à être rechargée pendant la nuit), permettrait de baisser encore la température des bureaux.

6.3. Bilans globaux / autres flux

Diffusion de surface

L'exemple des "Caroubiers" a clairement montré l'importance que peut prendre le couplage thermique entre un puits canadien et l'espace situé en dessus, ce qui, lorsqu'il s'agit d'un bâtiment, peut avoir des conséquences non négligeables sur le bilan thermique global de ce dernier.

Nous analyserons cet effet sur l'exemple du puits canadien de "Schwerzenbacherhof", de taille similaire à celui des "Caroubiers" (900 m² de surface d'échange, nourrices incluses), pour un débit de renouvellement d'air quatre fois plus grand (11'900 m³/h, soit 0.6 vol/h). Utilisé pour le préchauffage lorsque la température extérieure chute en dessous des 7°C, il est également utilisé pour le rafraîchissement estival, lorsque la température dépasse les 22°C (débit de ventilation variable allant jusqu'à 17'300 m³/h, soit 0.8 vol/h). Tout comme les "Caroubiers" il bénéficie d'un couplage préférentiel avec le parking souterrain situé à quelques 75 cm en dessus, dont la dalle oscille annuellement entre 9.4 et 21.6°C, mais n'est qu'accessoirement influencé par la température très stable (12.7°C ± 0.5 K) mesurée 6 m en dessous. Conditionnées par ces deux températures et bien validées sur une année complète de mesure (Ch. 4), une série de simulations numériques sur plusieurs configurations alternatives permet de tirer les conclusions suivantes (Fig. 60 et 61).

Préchauffage

En absence du puits canadien et en supposant la température du parking indépendante de ce dernier (chose plausible vu le fort taux d'aération imposé à de tels ouvrages), en hiver le sous-sol aurait tendance, tout comme en présence d'un sol extérieur, à diffuser de la chaleur vers le haut, en déstockant l'énergie accumulée de la même manière pendant l'été. Par l'amenée d'air froid dans le sous-sol, la présence du puits canadien réduit cette diffusion quasiment à zéro, le déstockage actif permettant cette fois-ci de préchauffer le renouvellement d'air du bâtiment, à raison de 17.4 MWh, dont seuls 6.1 MWh (2.6 MJ/m² de plancher) représentent un gain net par rapport au récupérateur sur air vicié couplé en série (dont l'efficacité mesurée est de 65%).

Contrairement à ce qui se passerait pour des locaux chauffés (voir plus loin), une isolation (supposée parfaite) du sol du parking, froid en hiver, ne modifierait guère l'apport hivernal par le puits, la température légèrement plus froide du sol (suppression du stockage diffusif d'été) résultant principalement en une diminution de la "perte" diffusive à 6 m de profondeur.

Celle-ci, dirigée été comme hiver vers le bas, met par ailleurs en évidence une température urbaine du sous-sol légèrement plus élevée que la moyenne météo, suite notamment au captage solaire de l'asphalte, aux pertes diffusives des bâtiments, aux égouts, etc. Fortement déphasée et donc découplée de la température du sol au voisinage des tubes (prise au niveau de l'entre-axe et à ±50 cm en dessus/dessous de ces derniers, à mi-distance entrée/sortie), cette diffusion est par ailleurs quasiment identique en présence/absence du puits, invisible à de telles profondeurs. Telle que simulée elle reste cependant sujette à caution lors d'un apport nul de l'extérieur (cas adiabatique sans puits canadien), le bilan moyen de diffusion annuel (0.8 W/m²) correspondant alors au reliquat de mise en température du terrain (simulation avec une année de mise en train, avec une température initiale donnée par la moyenne météo).

Rafraîchissement

De façon analogue à l'hiver, en été le stockage actif de la chaleur ambiante via le puits canadien entraîne une réduction de l'échange diffusif entre parking et sol, qui se trouve essentiellement transféré sur le rafraîchissement du débit d'air, en moyenne à peine supérieur au débit d'aération. C'est donc cette dernière composante qui porte l'essentiel du rafraîchissement effectif du bâtiment, pour un total relativement faible de 13.4 MWh (5.7 MJ/m², soit 2.3 W/m² de plancher) sur les 700 heures les plus chaudes pendant lesquelles le

puits est activé. Quoi qu'il en soit, couplé à une ventilation nocturne directe ($34'300 \text{ m}^3/\text{h}$, soit 1.6 vol/h), le puits parvient sur ces périodes de canicule à maintenir le bâtiment à une température moyenne très confortable de 24.7°C (avec moins de 15% des heures au dessus des 26°C , mais toujours en dessous du seuil de tolérance de 28°C).

Contrairement à l'hiver, pendant lequel le parking s'approche de la moyenne météo/nappe phréatique, sa poussée en température estivale lui permet, même de façon réduite, de continuer à diffuser vers le sol lorsque le puits est actif. Dans ce contexte, une isolation complète du sol du parking induirait une diminution de la température du sol et ainsi une augmentation considérable du potentiel de rafraîchissement du bâtiment, qui passerait à 21.4 MWh (9.1 MJ/m^2 , soit 3.6 W/m^2 de plancher).

Echanges latents

Si le contenu en eau de l'air ambiant et le différentiel de température météo-terrain n'induisent généralement pas de condensation dans les tubes, d'importants échanges latents peuvent cependant avoir lieu lorsque de l'infiltration d'eau est à l'œuvre. Ainsi, dans le cas de "Schwerzenbacherhof", les mesures d'humidité entrée/sortie impliqueraient de l'évaporation tout au long de l'année sans aucune condensation jamais. Bien qu'il puisse s'agir d'une erreur de mesure (cf. Ch. 4), le monitoring précis des humidités étant relativement délicat, il n'est à priori pas exclu que de l'infiltration d'eau ait réellement eu lieu, phénomène par ailleurs observé lors des campagnes de mesure du CUEPE au "Caroubier" et à la "Cité solaire de Plan-les-Ouates" (non traitée dans ce travail). Quoiqu'il en soit, une simulation numérique avec une infiltration d'eau correspondant à la quantité journalière évaporée permet de reproduire convenablement cette dernière et d'en discuter l'implication sur le bilan global du puits. Nous utiliserons pour cela un diagramme de flux de masse et d'énergie superposé, tel que schématiquement présenté dans la Fig. 59.

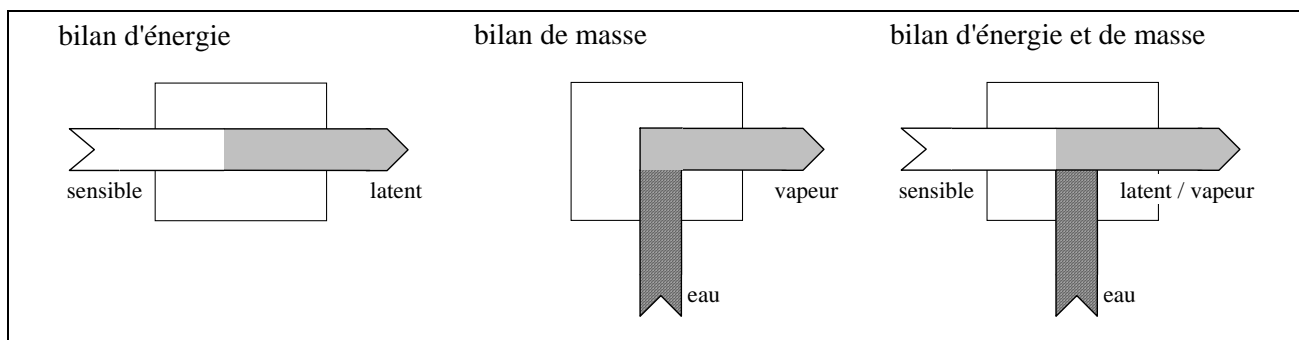


Fig. 59 : Phénomène d'évaporation : superposition des bilans d'énergie et de masse.

Ainsi, on observe dans le cas de "Schwerzenbacherhof" que l'énergie nécessaire à l'évaporation vient en partie amputer le préchauffage hivernal, respectivement enrichir le rafraîchissement estival de l'air, mais de façon relativement marginale, la partie la plus importante de cette énergie étant, été comme hiver, directement pompée au parking. Bien que cette diffusion accrue n'ait dans le cas présent en principe pas d'influence directe sur le bâtiment, on imagine bien que si les locaux contigus au puits étaient chauffés, ce supplément de diffusion entraînerait une perte considérable en hiver, pour un gain supplémentaire de fraîcheur en été. La perspective d'eau stagnante dans les tubes n'est cependant pas du meilleur aloi et l'utilisation volontaire de phénomènes d'évaporation en conjonction avec un puits canadien devraient en principe se faire de façon découplée et en aval de ce dernier.

Dans l'hypothèse de la même infiltration d'eau, l'isolation entre parking et sous-sol entraînerait toujours une baisse du préchauffage hivernal et un accroissement du rafraîchissement estival. Dans ce dernier cas le flux d'air n'aurait cependant plus assez de marge de température pour évaporer la totalité de l'infiltration, le reliquat de 17 m^3 d'eau stagnante au fond des tubes (un tiers de leur capacité) pouvant poser de sérieux problème, s'il n'est pas évacué par drainage.

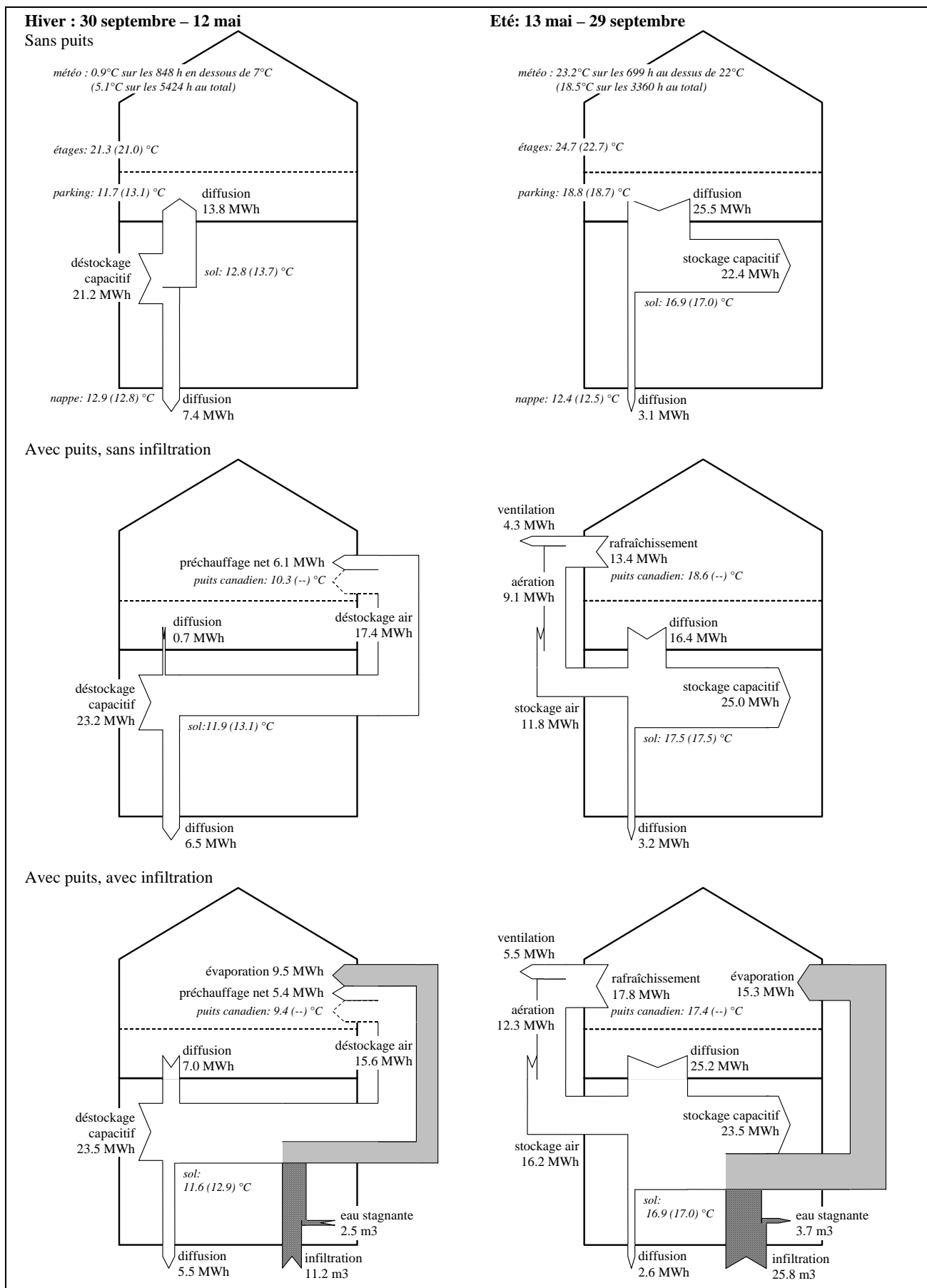


Fig. 60 : Puits canadien de "Schwerzenbacherhof" non-isolé du parking : bilans globaux d'énergie et de masse (hors électricité).

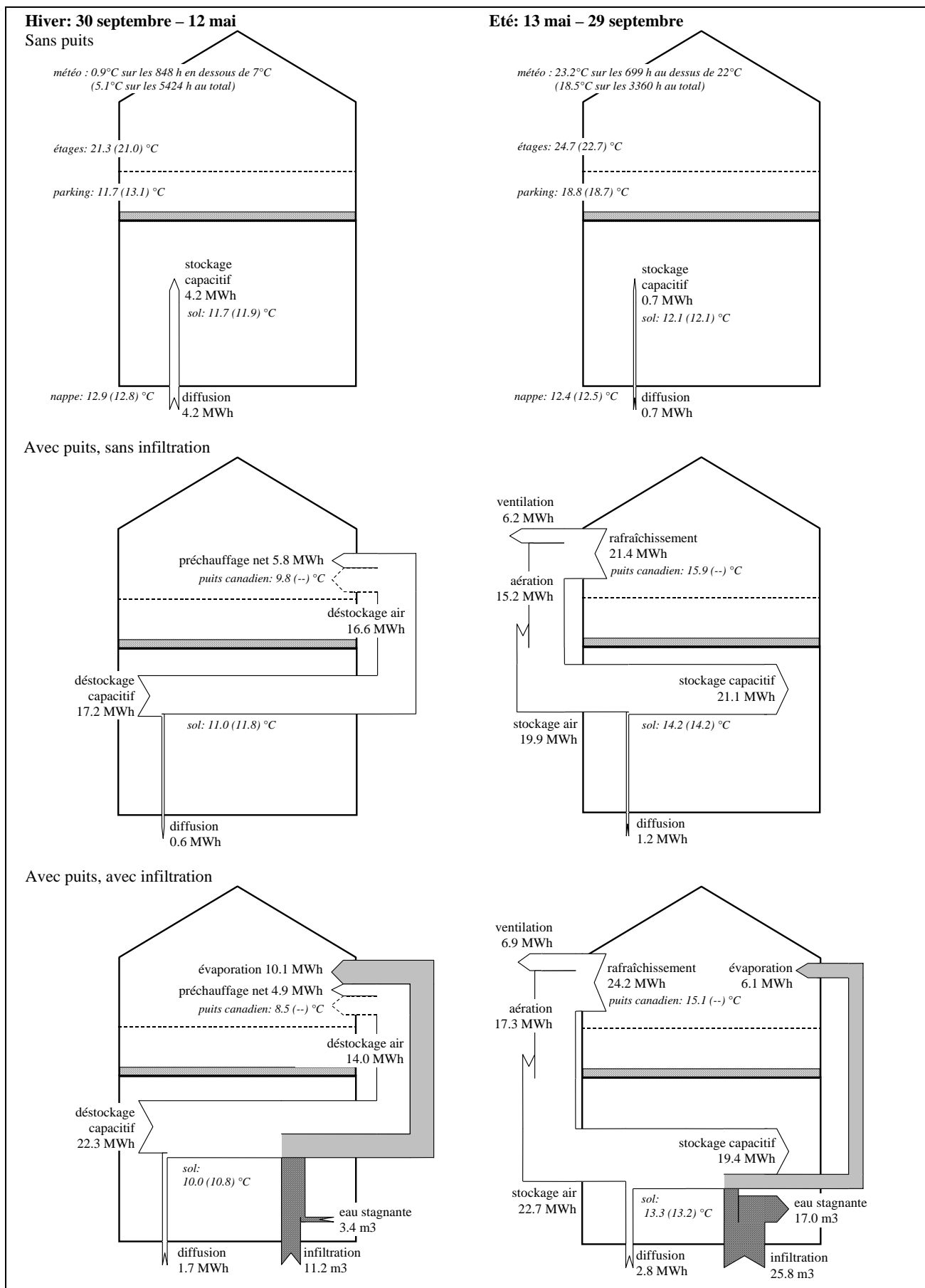


Fig. 61 : Puits canadien de "Schwerzenbacherhof" isolé du parking : bilans globaux d'énergie et de masse (hors électricité).

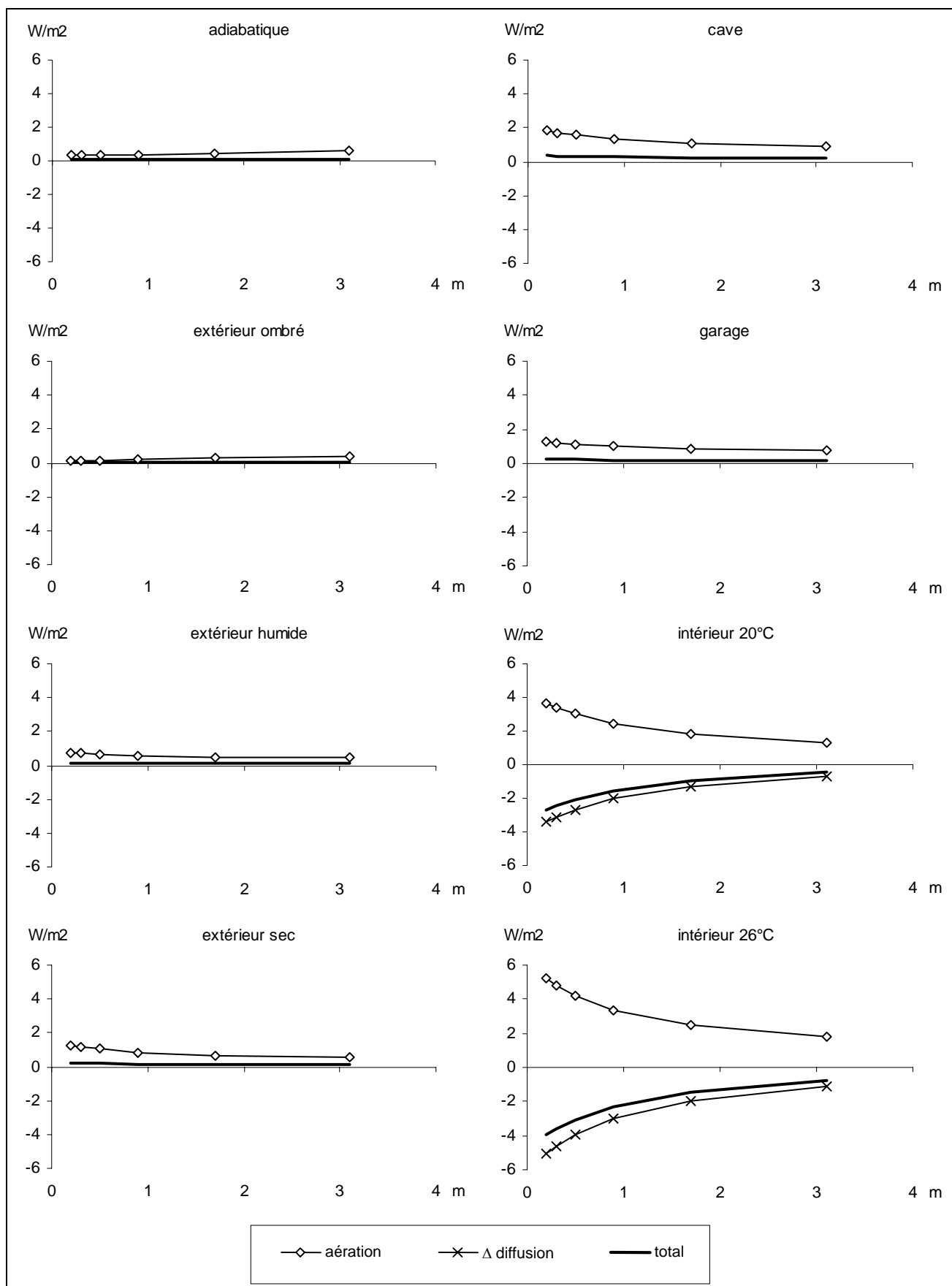


Fig. 62 : Potentiel de rafraîchissement par amortissement de l'oscillation journalière (Genève, octobre - mai), en fonction de la profondeur et pour différentes conditions de surface.

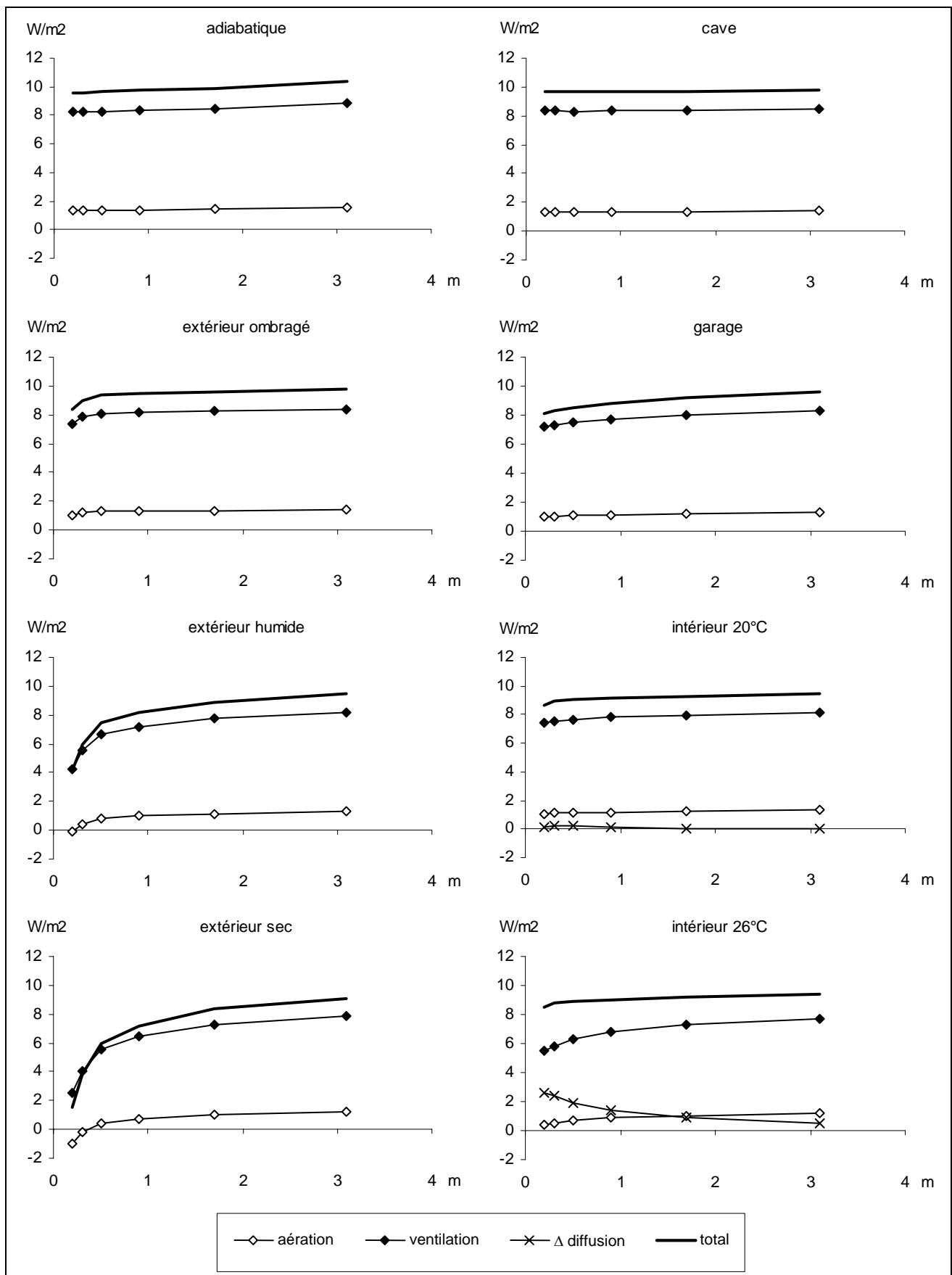


Fig. 63 : Potentiel de rafraîchissement par amortissement de l'oscillation journalière (Genève, juin - septembre, périodes en dessus de 18°C), en fonction de la profondeur et pour différentes conditions de surface.

Etude paramétrique de la diffusion de surface

Les considérations précédentes nous amènent à évaluer l'effet de diverses conditions de surface, intérieures comme extérieures, couplées à diverses profondeurs d'ensevelissement des tubes, sur les potentiels de préchauffage et rafraîchissement d'un puits canadien (Fig. 62 et 63). Nous utilisons pour cela une série de simulations numériques représentant une nappe de tubes (longueur : 50 m, diamètre : 25 cm, entre-axe : 40 cm), dimensionnée essentiellement pour le rafraîchissement, par amortissement de l'oscillation journalière, d'un débit de ventilation accru (aération/ventilation : par tube 175/700 m³/h, permettant le renouvellement d'air de 140 m² de plancher). Conformément à la discussion menée plus haut, le débit hivernal est ramené au seul débit d'aération. Les hypothèses retenues pour les conditions de surface inférieure/supérieure sont données dans le Tab. 32, des conditions latérales étant considérée adiabatiques. Le sol est supposé avoir une conductivité de 1.9 W/K.m et une capacité de 1.9 MJ/K.m³.

Tab. 32 : Etude paramétrique de la diffusion en surface : hypothèses de simulation.

Surface	h [W/K.m ²] ¹⁾	α [%] ²⁾	Tsup [°C]	Tinf. [°C] ³⁾
adiabatique	-	-	-	-
cave	3	-	15 +/- 3	11.5
garage	3	-	15 +/- 10	11.5
intérieur 20°C	5	-	20	13.5
intérieur 26°C	5	-	26	15.5
extérieur ombré	25	-	météo hor.	10.5
extérieur humide	25	50	météo hor.	10.5
extérieur sec	25	90	météo hor.	10.5

1) coefficient de couplage convectif en surface

2) absorption solaire

3) En absence de données quant à l'influence à long terme que peut avoir le bâtiment sur la température de grande profondeur, nous avons fixée cette dernière par pondération 2/1 des moyennes annuelles climatique et superficielle

Afin de bien comprendre les phénomènes en jeux, l'apport net du puits est reconstitué selon ses diverses composantes, discutées plus haut :

- Les composantes directes, portées par le débit d'air (aération / surplus de ventilation) et minorées en hiver par le défaut de synergie avec le récupérateur sur air vicié (efficacité supposée de 80%).
- Lors de couplage direct avec le bâtiment (configurations "intérieur 20°C" et " intérieur 26°C"), la composante passive, correspondant au différentiel de diffusion de surface, par rapport à la même configuration sans puits canadien.

Les apports ainsi définis sont discutés sous forme de puissances moyennes (pour l'été seules les périodes excédant 18°C étant prises en compte), ramenées à la surface de plancher ventilé.

Ainsi, si un puits non-isolé passant sous des locaux chauffés ou tempérés résulte apparemment en un préchauffage plus efficace qu'en présence d'une isolation de surface (ce d'autant plus que la profondeur est faible !), le surplus d'énergie provient en fait directement du bâtiment, auquel il impose une perte à priori équivalente. Pire, même si cette énergie est réinjectée dans le bâtiment via le flux d'air, dans le cas de locaux chauffés le puits canadien non-isolé donne globalement lieu à une perte sèche, puisqu'une fraction importante du préchauffage aurait de toute façon été produite par le récupérateur de chaleur, sans pour autant dans ce cas augmenter la diffusion par le sol ! Cette constatation n'aurait pas été différente dans le cas d'un puits dimensionné pour de l'amortissement saisonnier, les phénomènes en jeu étant les mêmes bien que les ordres de grandeur différents (préchauffage brut plus important dans l'une et l'autre des configuration). Il ressort de cela que l'isolation en surface d'un puits passant directement sous un local chauffé est une nécessité absolue.

De façon analogue à ce qui a déjà été constaté sur le cas de "Schwerzenbacherhof", l'isolation de surface permet par ailleurs dans la majorité des cas de figure d'accroître le potentiel de rafraîchissement estival, par abaissement supplémentaire de la température de l'air pulsé. Principalement efficace sur la composante de base du débit (aération), cet effet est, relativement parlant, moins important lorsque l'on passe comme ici à un débit de ventilation accru. Seul le cas d'un bâtiment maintenu artificiellement à 26°C bénéficierait

globalement (mais en été seulement) d'un puits non-isolé, la température météorologique moyenne injecté dans le sol contribuant passivement, par diffusion, à son rafraîchissement

Quoi qu'il en soit, cette analyse paramétrique confirme également qu'il n'est pas de l'amortissement journalier pas nécessaire, sauf pour les configurations soumises à fort ensoleillement, d'aller chercher le frais en profondeur.

Pertes de charge et consommation électrique

L'apport thermique d'un puits canadien doit enfin être confronté à la surconsommation électrique des ventilateurs, qui doivent à la fois établir le flux d'air (énergie cinétique) et vaincre les pertes de charge du système de ventilation (énergie de frottement). Du moins en régime d'aération, la première de ces composantes est inhérente au système de ventilation, que celui-ci comprenne un puit ou non. La deuxième composante se répartit d'une part le long des tubes, composante inhérente au puits lui-même, d'autre part dans les nourrices, filtres, coudes, gaines, échangeurs, grilles, embranchements et autres pertes accidentelles, en majeure partie présentes de façon indépendante du puits.

Ainsi, pour le puits des "Caroubiers", pour le débit d'aération supérieur de 3'000 m³/h une dépression totale de 160 Pa est mesurée entre la prise d'air et l'entrée du récupérateur (avant le filtre). Seule une faible fraction représente les pertes linéaires théoriques le long des tubes (14 Pa), complétée par les nourrices (30 Pa) et l'énergie cinétique à l'entrée du récupérateur (10 Pa pour une vitesse de 3.8 m/s), le solde (env. 100 Pa) provenant en principe des embranchements du collecteur solaire, des coudes et des différentes pertes accidentelles.

En ne tenant compte que des pertes de charge linéaires le long des tubes et en supposant une efficacité de conversion électromécanique de 50% pour le ventilateur, la surconsommation électrique due à la présence du puits peut être estimée à quelques 200 kWh annuels, soit 2% de l'apport net de préchauffage (cf. Tab. 33, déduction faite du défaut de synergie avec le récupérateur).

Les pertes de charge allant, pour une géométrie donnée, comme le carré de la vitesse (différentiel de pression), respectivement son cube (puissance), elles augmentent rapidement lorsque l'on passe à des débits élevés : dans la configuration de base elles passent pour le débit estival des "Caroubiers" à 122 Pa (600 W électriques). La surconsommation électrique annuelle de 1'900 kWh qui lui est associée reste encore aux alentours de 3% du potentiel de rafraîchissement total sur la période d'été (avec puits isolé), mais représente tout de même 7% de ce potentiel ramené sur les heures dépassant les 18°C (cf. Tab. 33), d'où l'intérêt éventuel à passer pour de telles applications à un diamètre plus grand.

Quoi qu'il en soit, des calculs préliminaires indiquent qu'en respectant un rapport débit / surface d'échange propice à l'amortissement de l'oscillation journalière (ou annuelle) et en répartissant ce débit sur un nombre suffisant de tubes, de telle sorte à ne pas dépasser les 6 m/s (3 m/s en version annuelle), on devrait pouvoir maintenir une surconsommation électrique inférieure à 5% des gains thermiques réalisés.

Tab. 33 : Pertes de charge linéaires pour les différentes configurations du puits des "Caroubiers".

	Géométrie		Hiver					Ete					Total éner. MWh
	diam.	long.	débit	vit.	press.	puiss.	éner.	débit	vit.	press.	puiss.	éner.	
	cm	m	m3/h	m/s	Pa	W	MWh	m3/h	m/s	Pa	W	MWh	
tube 12.5cm, aération	12.5	50	3'000	1.4	14	24	0.137	3'000	1.4	14	24	0.070	0.207
tube 12.5cm, aér./vent.	12.5	50	3'000	1.4	14	24	0.137	8'800	4.1	122	596	1.760	1.897
tube 21cm, aér./vent.	20.0	50	3'000	0.5	2	3	0.015	8'800	1.6	13	64	0.190	0.205

Différentiel de pression calculé avec un coefficient de perte de charge de 0.03 (r=12.5cm) et 0.034 (r=20.0cm).
Puissances et énergie calculées avec une efficacité de conversion électromécanique du ventilateur de 50%.

6.4. Etude paramétrique sur deux climats

Nous terminerons ce travail par une étude comparative du potentiel de rafraîchissement par puits canadiens, sous climat d'Europe Centrale (Genève) et du Sud (Séville), ainsi que pour différentes configurations (notamment l'amortissement ou le déphasage, en mode annuel ou journalier, de l'oscillation météorologique).

Climats

L'un et l'autre des deux climats considérés sont sujets à d'importantes d'amplitudes thermiques, similaire tant au niveau saisonnier qu'annuel, mais décalées de presque 10 K (Tab. 34 et Fig. 65 et 66, haut). Ainsi que nous l'avons vu précédemment, dans le cas de Genève la contrainte majeure est celle de la saison de chauffage (octobre-mai), pendant laquelle 98% des heures se situent en dessous de 20°C (3'200 K.jour pour l'indice de chauffage), alors qu'en été seules 8% des heures dépassent le seuil de confort supérieur de 26°C (250 K.jour pour l'indice de rafraîchissement). Séville au contraire possède un hiver doux (indice de chauffage de 760 K.jour) pour un été quasi africain, avec plus de $\frac{3}{4}$ des heures en dessus de 18°C et quasiment $\frac{1}{3}$ en dessus de 26°C.

Notons que ces valeurs, reprises d'une base de donnée météorologique standard en pas horaire [Météonorm, 1995], concernent des zone non urbaine et ne tiennent pas compte de l'effet d'îlot de chaleur observé au centre ville (avec des températures estivales hivernales et nocturnes facilement de 5 K supérieures). Nous ne tiendrons donc pas compte de ces effets et essayerons plutôt de mettre en évidence ce qui différencie un climat chaud d'un climat tempéré via la comparaison Genève/Séville.

Tab. 34 : Contraintes climatiques pour Genève et Séville.

		Genève	Séville
Température	°C	10.0	18.6
Irradiation	MJ/m ²	4'344	7'765
Hiver ¹⁾		8 mois (nov.-mai)	5 mois (déc.-avr.)
Période totale	h	5'856	3'624
Période en dessous de 20°C	h	5'755	3'192
Période en dessous de 12°C	h	4'845	1'580
Indice de chauffage ²⁾	K.jour	3'192	775
Été		4 mois (juin-sep.)	7 mois (mai-nov.)
Période totale	h	2'904	5'136
Période au dessus de 18°C	h	1'312	3'889
Période au dessus de 26°C	h	223	1'478
Indice de rafraîchissement ³⁾	K.jour	254	1'163

1) mois avec plus de 20% des jours en dessous de 12°C (moyenne journalière)

2) chauffage à 20°C en considérant 8K de gains internes / solaires, çàd. calculé sur les heures en dessous de 12°C

3) rafraîchissement à 18°C considérant 8K de gains internes / solaires, çàd calculé sur les heures en dessus de 18°C

Configurations géométriques et débits

Pour l'un et l'autre des climats nous considérerons 4 configurations de puits, destinés respectivement à de l'amortissement (annuel ou journalier) et du déphasage (annuel ou journalier) d'un débit d'aération de 100 m³/h, permettant le renouvellement d'air de 80 m² de plancher de 2.5 m de plafond (200 m³). Le cas échéant ce débit peut être considéré comme une fraction d'un débit plus important, la configuration géométrique associée correspondant alors à un module d'un ensemble plus grand. En ce sens les conditions latérale du puits seront toujours considérées comme adiabatiques, ce qui revient à dire que les tubes s'isolent mutuellement et que nous supposons les effets de bord négligeables. Suite à l'analyse menée plus haut, nous considérerons par ailleurs les différentes configurations comme étant (parfaitement) isolées en surface.

La contrainte imposée est une longueur de 25 m, sauf pour le déphaseur journalier que nous essayerons de réduire de taille. Le sol est le même sol sablonneux que celui utilisé dans l'analyse paramétrique précédente (conductivité : 1.9 W/K.m, capacité : 1.9 MJ/K.m³). Pour le reste les hypothèses retenues (récapitulées dans le Tab. 37) sont les suivantes :

- Amortissement journalier : la nappe de tube (dont l'un traite 100 m³/h) est constituée de tube PVC (rayon intérieur : 12.5 cm) posés à 50 cm de profondeur, pour un entreaxe de 40 cm. Ceci nécessite l'excavation totale du volume d'emprise (surface d'emprise x profondeur), dont le rapport au volume aéré est de 1/40 (pour un rapport de surface légèrement supérieur à 1/10). Nous passerons par ailleurs en été, lorsque la température à la sortie du puits le permet, à un débit de ventilation accru de 400 m³/h (rapport surface d'échange / débit horaire de 1/20, ce qui d'après la règle du pouce du Ch. 3 devrait permettre un amortissement de l'oscillation diurne de l'ordre de e⁻¹).
- Amortissement annuel : les mêmes tubes seront utilisés pour l'amortissement annuel, en les enterrant cette fois-ci à 1.7 m et en les espaçant de 3.2 m afin de rendre accessible le volume de stockage annuel (cf. Ch. 3). Seul sera ici traité le débit d'aération de base, qui selon la règle du pouce devrait en mode annuel être amorti d'un facteur e⁻². Au niveau constructif, seules doivent être entreprises les fouilles le long des tubes. En estimant celles-ci de 50 cm de large, on obtient par module un volume d'excavation de 22 m³ (1/10 du volume rafraîchi), soit 6 fois moins que le volume d'emprise total, qui lui inclut le sol entre les tubes. La surface d'emprise se situe quant à elle à égalité avec la surface de plancher aéré. Ces valeurs relativement élevées expliquent le choix de ne traiter que le débit d'aération de base, le passage à un débit de ventilation accru induisant ipso facto le recours à une surface d'emprise supérieure à celle du plancher aéré. Remarquons à ce propos qu'une configuration en nappe de tubes serrées (même configuration que pour l'amortissement journalier) nécessiterait, toujours d'après notre règle du pouce, l'utilisation de 5 tubes pour le traitement de 100 m³/h (rapport surface d'échange / débit horaire de 1/1), ce qui entrainerait une surface d'emprise (50 m²) un peu plus avantageuse, pour un volume d'excavation (25 m³) à peine supérieur.
- Déphasage journalier : afin de réduire l'amortissement résiduel lié à cette stratégie (Ch. 3), nous travaillerons complètement "hors sol", avec des lames de béton expansé (conductivité de 0.3 W/K.m, capacité : 1.1 MJ/K.m³) de 3 cm de large sur 40 cm de haut, intercalées de lames d'air de 5 mm de large. 10 m de long doivent alors suffire à déphaser de 12 heures un débit de 10 m³/h dans une de ces lames. Afin de traiter un débit de ventilation accru de 400 m³/h nous considérerons un module de deux fois 20 lames juxtaposées (40 lames en tout), soit une section totale (air+béton, isolation périphérique non comprise) de 70 x 80 cm, pour une surface et un volume d'emprise (7 m² et 6 m³) similaire à ceux de l'amortisseur journalier. En hiver, pour traiter les 100 m³/h de base, seules ¼ des lames sont activées.
- Déphasage annuel : vu la quantité de matière nécessaire et étant donné que le rapport entre échange convectif et diffusion dans le sol devient nettement moins problématique que pour le cas journalier, nous travaillerons cette fois-ci avec des lames d'air construites "en sol" : d'une profondeur de 1.7 m pour une largeur de 10 cm, elles sont comprises entre deux murs en béton de 10 cm, qui retiennent le sol environnant. Espacées de 110 cm (10 cm d'air, 2 x 10 cm de béton, 2 x 40 cm de sol jusqu'à l'entreaxe), elles traitent chacune 20 m³/h (le rapport surface d'échange / débit horaire se situant à 1/5, conformément à la règle du pouce du Ch. 3). Afin de traiter 100 m³/h un module complet se compose ainsi de 5 lames juxtaposées, d'une surface d'emprise quasiment double de la surface aérée. Par ailleurs, une première tentative de simulation sans isolation de fonds induisant un amortissement trop important, la condition d'adiabaticité sur les 4 faces semble être primordiale, si bien que la mise en œuvre de cette solution nécessite l'excavation de tout le volume d'emprise et non des seules tranchées comme dans le cas de l'amortisseur annuel.

Enfin les prestations de ces quatre configurations seront comparées à une aération constante de même débit de base, ainsi qu'à un système de ventilation avec prise d'air prise directe sur l'air extérieur de 400 m³/h (réduit à 100 m³/h lorsque la température extérieure dépasse les 26°C).

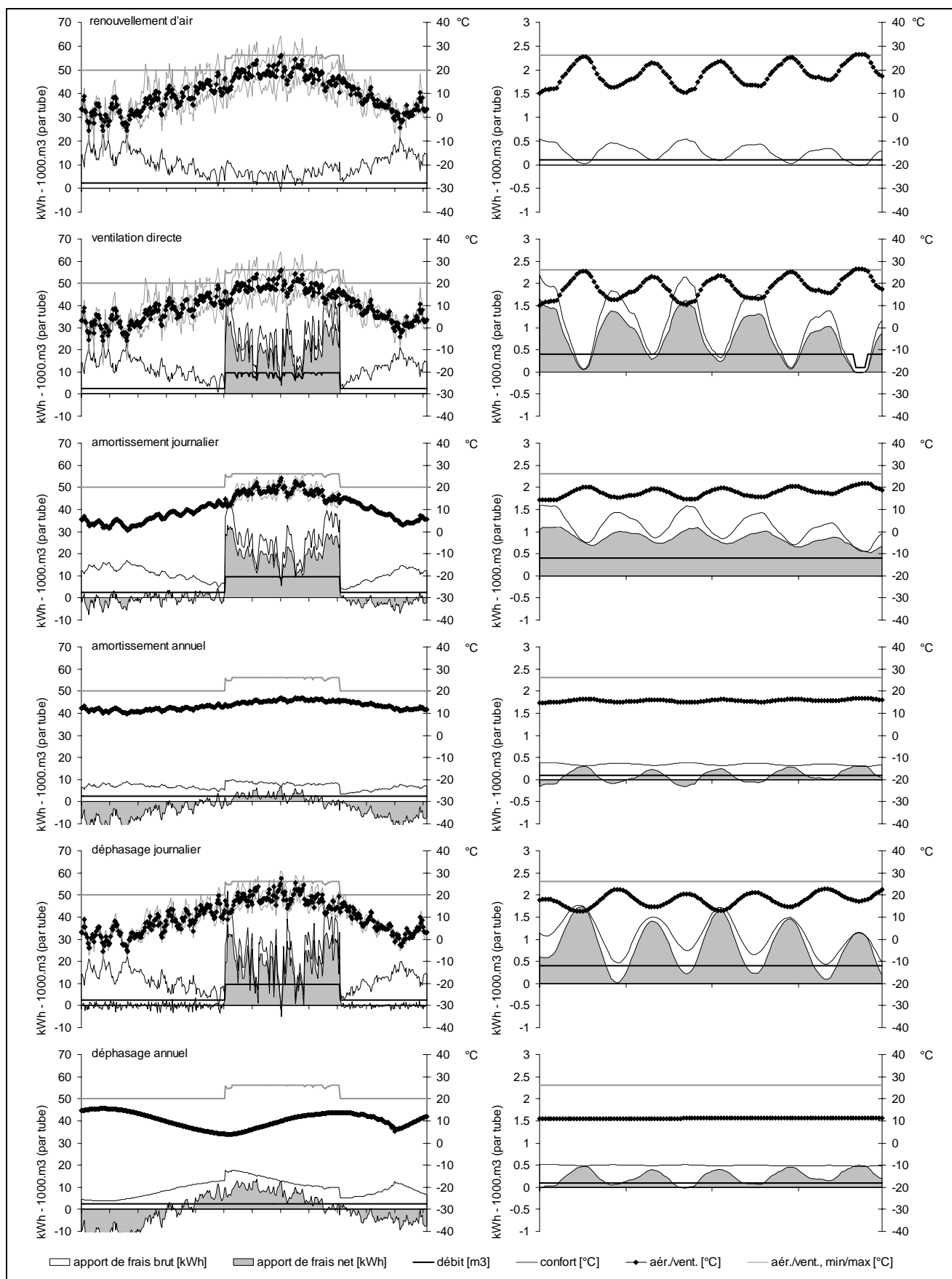


Fig. 64 : Puissances de rafraîchissement pour différentes configuration d'échangeurs air/sol, Genève : dynamique journalière sur une année (à gauche) et horaires sur une semaine d'été (à droite).

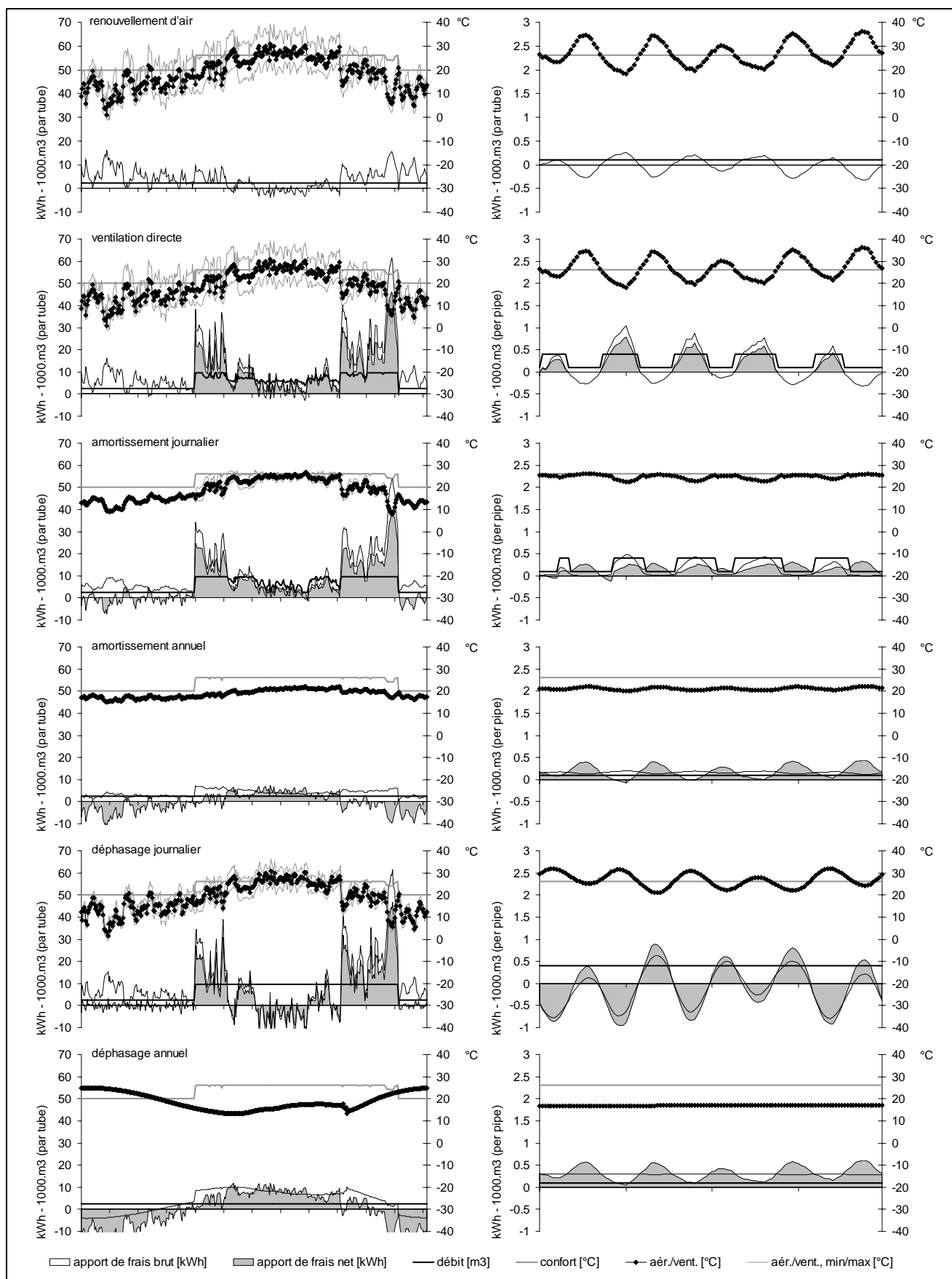


Fig. 65 : Puissances de rafraîchissement pour différentes configuration d'échangeurs air/sol, Séville : dynamique journalière sur une année (à gauche) et horaires sur une semaine d'été (à droite).

Tab.35 : Potentiel de rafraîchissement net pour différentes configurations de puits canadien, Genève.

		vent. dir.	amort. jour.	amort. an.	déph. jour.	déph. an.	vent.+amort.
rafraîchissement							
total été	kW	0.82	0.83	0.08	0.78	0.55	1.16
Text > 18°C	kW	0.38	0.67	0.22	0.94	0.55	1.04
Text > 26°C	kW	0.00	0.47	0.38	1.04	0.54	1.04
total été	W/m2	10.3	10.4	1.0	9.7	3.5	14.4
Text > 18°C	W/m2	4.7	8.4	2.7	11.7	5.4	12.9
Text > 26°C	W/m2	0.0	5.8	4.7	13.0	7.7	13.0
total été	MJ/m2	107.6	108.7	10.4	101.7	71.6	151.1
Text > 18°C	MJ/m2	22.2	39.7	12.7	55.4	32.3	61.2
Text > 26°C	MJ/m2	0.0	4.7	3.8	10.4	5.4	10.4
préchauffage							
total hiver	kW	0.00	-0.04	-0.22	0.00	0.32	0.00
Text < 20°C	kW	0.00	-0.05	-0.23	-0.01	0.32	-0.01
Text < 12°C	kW	0.00	-0.08	-0.28	-0.03	0.31	-0.03
total hiver	W/m2	0.0	-0.6	-2.8	0.0	4.0	0.0
Text < 20°C	W/m2	0.0	-0.6	-2.9	-0.1	4.0	-0.1
Text < 12°C	W/m2	0.0	-1.0	-3.5	-0.4	3.9	-0.4
total hiver	MJ/m2	0.0	-5.8	-29.0	-0.4	42.1	-0.4
Text < 20°C	MJ/m2	0.0	-3.0	-13.6	-0.5	18.9	-0.5
Text < 12°C	MJ/m2	0.0	-0.8	-2.8	-0.3	3.1	-0.3

Tab. 36 : Potentiel de rafraîchissement net pour différentes configurations de puits canadien, Séville.

		vent. dir.	amort. jour.	amort. an.	déph. jour.	déph. an.	vent.+amort.
rafraîchissement							
total été	kW	0.48	0.45	0.08	0.33	0.19	0.72
Text > 18°C	kW	0.25	0.30	0.15	0.23	0.30	0.55
Text > 26°C	kW	0.00	0.22	0.30	0.45	0.47	0.49
total été	W/m2	5.9	5.6	1.0	4.1	2.4	9.0
Text > 18°C	W/m2	3.1	3.8	1.9	2.9	3.7	6.9
Text > 26°C	W/m2	0.0	2.7	3.7	5.6	5.8	6.1
total été	MJ/m2	109.9	103.1	18.3	76.4	45.0	167.1
Text > 18°C	MJ/m2	43.1	53.3	26.9	40.6	51.7	96.5
Text > 26°C	MJ/m2	0.0	14.3	19.8	29.7	31.0	32.5
préchauffage							
total hiver	kW	0.00	-0.02	-0.14	0.00	-0.31	0.00
Text < 20°C	kW	0.00	-0.06	-0.18	-0.04	-0.36	-0.04
Text < 12°C	kW	0.00	-0.15	-0.28	-0.10	-0.51	-0.10
total hiver	W/m2	0.0	-0.3	-1.7	-0.1	-3.9	-0.1
Text < 20°C	W/m2	0.0	-0.7	-2.2	-0.5	-4.5	-0.5
Text < 12°C	W/m2	0.0	-1.8	-3.5	-1.3	-6.4	-1.3
total hiver	MJ/m2	0.0	-5.7	-31.6	-1.1	-71.7	-1.1
Text < 20°C	MJ/m2	0.0	-10.4	-30.8	-7.5	-63.6	-7.5
Text < 12°C	MJ/m2	0.0	-9.8	-18.8	-7.0	-33.9	-7.0

Tab. 37 : Hypothèses constructives pour l'étude paramétrique.

		amort. jour	amort. annuel	déphas. jour	déphas. annuel
tube* / lame**					
longueur	m	25	25	10	25
matière		PVC	PVC	béton expansé	béton
sol		sablonneux	sablonneux	béton expansé	sablonneux
* rayon / profondeur	cm	12.5 / 50.0	12.5 / 170.0		
** épaisseur / hauteur	cm			0.5 / 40.0	10.0 / 170.0
entraxe	cm	40	320	3.5	110
module					
nbre de tubes / lames par module		1	1	40	5
section d'air	m2	0.05	0.05	0.08	0.85
surface d'échange	m2	20	20	320	450
surface d'emprise	m2	10	80	7	138
volume d'emprise	m3	5	136	6	234
volume d'excavation	m3	5	22		234
flux d'air					
aération	m3/h	100	100	100	100
ventilation	m3/h	400		400	
vitesse aération	m/s	0.57	0.57	1.39	0.03
vitesse ventilation	m/s	2.27		1.39	
rapport au bâtiment					
surface d'emprise / surface aérée		0.13	1.00	0.09	1.72
volume d'emprise / volume aéré		0.03	0.64	0.03	1.17

Décomptes énergétiques

A défaut de données concernant le bâtiment, nous considérerons en hiver qu'il se trouve au seuil de confort minimum de 20°C, en été au seuil de confort variable défini par le standard suisse (Tab. 31), ce qui est probablement exagéré pour le cas de Séville, mais permet de comparer les choses sur une base simple.

Comme précédemment, les décomptes de rafraîchissement brut (positif lors d'un apport de froid, négatif lors d'un apport de chaud) sont ramenés en valeur nette, après déduction de l'apport qu'aurait fourni une aération avec prise directe sur l'extérieur.

Sur les pages qui suivent nous représentons, pour chacune des configurations susmentionnées, la dynamique journalière sur une année complète et la dynamique horaire sur quelques jours d'été (Fig. 64 et 65). Suit un tableau synthétique de ces mêmes décomptes ramenés à la totalité ou aux périodes les plus chaudes de l'été, ainsi que la réciproque hivernale.

Le potentiel de préchauffage, indiqué à titre indicatif et sans soustraction du défaut de synergie avec un éventuel récupérateur sur air vicié, ne sera pas discuté.

Résultats et discussion

Genève

Ainsi que nous l'avons déjà souligné plus haut, sous nos latitudes la ventilation directe représente un gros (sinon le plus gros) potentiel de rafraîchissement global (10.3 W/m² de plancher pour la configuration retenue, la limite de débit n'étant par ailleurs pas directement liée au dimensionnement d'un échangeur). Il

chute cependant fortement et finit par disparaître sur les heures les plus chaudes de l'été, pendant lesquelles la ventilation inertielle par puits canadien (amortissement journalier) parvient elle à se maintenir relativement stable, 50% du potentiel de puissance (5.8 W/m^2) étant encore délivré pendant les (rares) périodes où la température externe dépasse les 26°C .

A défaut de débit accru de ventilation, l'amortissement de l'oscillation annuelle est quant à elle bien moins efficace sur la globalité de la période (1 W/m^2), mais se maintient évidemment assez bien sur les périodes les plus chaudes (4.7 W/m^2).

Par définition le déphaseur journalier fonctionne à l'inverse de la ventilation directe, délivrant le plus gros de sa puissance (13.0 W/m^2) pendant les heures les plus chaudes. Il se couple donc à merveille avec la ventilation directe, le fonctionnement alternatif nécessitant cependant 2 ventilateurs (l'air devant continuer à circuler dans le déphaseur, même s'il n'est pas utilisé). Ensemble les deux techniques produisent une puissance moyenne de 14.4 W/m^2 , dont 13.0 sont encore délivrées pendant les heures les plus chaudes (Tab. 35).

Le déphaseur annuel, théoriquement assez fascinant, s'avère quant à lui relativement décevant, ne permettant pas non plus le traitement de débits importants. En été le fort refroidissement de l'air est par ailleurs fortement amoindri par d'importants phénomènes de condensation.

Séville

En intégrale, le potentiel de rafraîchissement par ventilation directe de Séville est très similaire à celui de Genève, induisant un peu plus de 100 MJ/m^2 d'apports nets de frais sur l'été. Ceux-ci se concentrent cependant essentiellement sur la mi-saison, lorsque la température moyenne se situe encore en dessous des 26°C . Autrement dit, sur la durée quasiment 2 fois plus longue de l'été, la puissance moyenne est environ deux fois plus faible qu'à Genève (5.9 W/m^2). Contrairement au cas genevois, cette fois-ci l'amortissement de 60 % de l'oscillation journalière ne suffit plus, au cœur de l'été, à délivrer de la température en dessous du seuil de confort, si bien que le débit accru de ventilation doit régulièrement être coupé, ne permettant plus qu'un rafraîchissement relativement restreint pendant les heures les plus chaudes (2.7 W/m^2). Une configuration avec surface d'échange légèrement plus généreuse aurait probablement permis de meilleurs résultats.

Quoiqu'il en soit, sur ces périodes de canicule et avec la configuration retenue, l'amortisseur annuel produit cette fois-ci un meilleur résultat que l'amortisseur journalier (3.7 W/m^2 , pas loin de 80% de son homologue genevois).

Même face à un déphaseur annuel qui bat cette fois ci les records (5.8 W/m^2), le déphaseur journalier reste un excellent candidat (5.6 W/m^2), surtout lorsqu'on garde en tête sa facilité de mise en œuvre et son possible couplage avec de la ventilation directe (6.1 W/m^2).

Si le déphaseur journalier apparaît donc comme un outil fort prometteur, il n'en reste pas moins que différentes stratégies restent disponibles, le choix entre l'une et l'autre allant essentiellement dépendre du type de bâtiment, ainsi que de l'espace à disposition.

CONCLUSIONS

En réponse aux trois problèmes que ce travail était sensé éclaircir nous concluons de la façon suivante :

- 1) L'analyse systémique du couplage entre échangeur air/sol, bâtiment et système technique s'est avérée fondamentale. Elle a mis en évidence la faible complémentarité du puits canadien avec le récupérateur sur air vicié, ainsi que l'importance du couplage diffusif entre l'échangeur et le bâtiment, qui dans le cas de puits canadiens peut être catastrophique (le puits soutirant, en hiver, de la chaleur au bâtiment), alors que dans le cas du stockage solaire il participe fortement à la réduction de la demande de chauffage.
- 2) Le point qui précède est directement lié au niveau de température auquel on travaille. Celui-ci induit également une différenciation de la prestation thermique du flux d'air, selon qu'à la sortie de l'échangeur celui-ci se situe en dessus ou en dessous du seuil de confort. Ainsi, dans le cas des puits canadiens et sous nos climats, l'amortissement hivernal de l'oscillation annuelle, à des températures situées en dessous du seuil de confort inférieur de 20°C, n'induit rien d'autre qu'une économie sur le préchauffage du renouvellement d'air, auquel elle est intrinsèquement liée par minimisation du débit. Au contraire, l'amortissement estival de l'oscillation diurne est suffisante à produire une température de ventilation en dessous du seuil de confort supérieur de 26°C, permettant une prestation énergétique à part entière, qui peut être accrue par augmentation du débit.
- 3) Enfin la tentative de compréhension fine des phénomènes physiques sous-jacents à la nature diffusive de ce mode de stockage s'est soldée par un double succès : d'une part l'élaboration de règles du pouces et d'un outil de pré-dimensionnement simplifié (modèle analytique avec transformée de Fourier); d'autre part, la mise en évidence d'un phénomène nouveau, permettant le déphasage à amortissement quasi-nul d'une oscillation thermique : découverte prometteuse qui, dans la foulée de ce travail, ouvrira une recherche financée par l'Office fédéral de l'énergie.

Resteraient néanmoins, comme suite souhaitable, la mise en oeuvre d'un projet pilote et démonstration de taille et intégration correctement planifiée, ainsi que de façon plus générale l'étude, esquissée ici, de l'apport réel du potentiel de rafraîchissement en fonction de la typologie de bâtiment.

REMERCIEMENTS

Ce travail n'aurait pas été possible sans l'appui des personnes et institutions suivantes, que nous tenons à remercier :

- Le Professeur Nicolas GISIN du Groupe de Physique Appliquée et le Docteur Bernard LACHAL du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, de l'Université de Genève, pour avoir en tant que directeurs de thèse veillé à la conformité du travail et cadrer son développement scientifique.
- Le Professeur Servando ALVAREZ DOMINGUEZ de l'Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, et le Docteur Claude-Alain ROULET du Laboratoire d'Energie Solaire et Physique du Bâtiment, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, pour avoir en tant que membre du jury attentivement relu et commenté le travail.
- L'Office Fédéral de l'Energie, l'Office Cantonal de l'Energie (Genève) et l'Etat du Valais pour le financement des divers projets de recherche se situant à la base de cette étude, ainsi que le Département de l'Instruction Publique (Genève), pour le financement du poste d'assistant qui en a permis le développement final et la synthèse.
- Les Professeurs Fabrizio CARLEVARO et Willi WEBER, directeurs successifs du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, pour la mise à disposition l'infrastructure nécessaire à cette étude.
- Le Docteur Thierry BOULARD de L'Institut National de la Recherche Agronomique (France), pour nous avoir transmis l'algorithme qui se situe à la base du modèle numérique développé dans le cadre de cette étude. Le Docteur Markus KOSCHENZ et le Docteur Robert WEBER, de l'EMPA, pour leurs suggestions et la relecture attentive liées à ce développement.
- Les tierces personnes ayant participé au projet de recherche "Geoser" : Monsieur Antoine REIST de la Station Fédérale de Recherche Agronomique de Changins, pour avoir assumé la responsabilité du projet, effectué la compilation bibliographique et mené l'analyse agronomique ; Monsieur Pierre JABOYEDOFF de Sorane SA, pour avoir mené à bien l'ingénierie du projet et effectué la simulation numérique du stock en cuve ; Monsieur Javier GIL, ex-collaborateur du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, pour avoir mis en place le système de mesure et soigneusement étalonné les sondes ; Monsieur Luc DANLOY, ex-collaborateur du Centre Européen de Recherche Nucléaire, pour avoir assuré le transfert de connaissance entre le projet antécédent "Horticern" et le projet "Geoser".
- Les tierces personnes ayant participé au projet de recherche "Waedenswil" : Monsieur Alain LEGERET de l'Ingenieurschule Waedenswil, responsable du projet, pour nous avoir confié l'exploitation des mesures et l'analyse énergétique de l'installation ; Monsieur Constantin SOUTTER du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, pour avoir effectué les mesures complémentaires et collaborer aux simulations numériques.
- Monsieur Jean PUTTALAZ, Ingénieur-conseil, pour l'étude financière et constructive de l'installation des "Caroubier", ainsi que Monsieur Georges SPOEHRLE d'Erte SA, pionnier sur Genève de l'utilisation de puits canadiens, pour la mise à disposition de divers documents.
- Monsieur Mark ZIMMERMANN de l'Office Fédéral de l'Energie pour nous avoir confié l'exploitation des mesures et l'analyse énergétique de l'installation "Schwerzenbacherhof".
- Monsieur Camille ANÇAY du Département des Travaux Publics de l'Etat du Valais, pour avoir instiguer et suivi de près les projets de recherche "Aymon" et "Valère". Le Docteur Michel BONVIN de l'Ecole d'Ingénieur du Valais, pour avoir, en continuité de l'étude du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, assuré l'étude d'ingénierie et la mise en œuvre de l'installation de "Valère".
- Monsieur Olivier JOLLIET d'Ecoconfort SA, pour avoir mener à bien la construction et instiguer l'étude de l'installation du projet "Costeau".
- Pour l'ensemble de ces projets et pour leur travail de synthèse, mes collègues du Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie : Le Docteur Bernard LACHAL, pour m'avoir fait confiance, tout en me soutenant lorsque nécessaire de son savoir pointu combiné à son sens aigu de la mise en perspective ; Monsieur Eric PAMPALONI, pour son concours précieux et incontournable lors de la mise en place et du suivi technique des campagnes de mesure ; Le Professeur Willi WEBER, les Docteurs Pierre INEICHEN, André MERMOUD, Franco ROMERIO ainsi que Mme et MM. Gisela BRANCO, Constantin SOUTTER, Javier GIL, Peter HAEFELI et Peter GALLINELLI pour les discussions aussi fructueuses qu'informelles qui ont alimentées ce travail.
- Les innombrables êtres de chair et d'esprit, famille et amis, qui m'ont accompagnés et soutenu tout au long de ces années de recherche.

BIBLIOGRAPHIE

ABRAMOWITZ, M., I. STEGUN, *Handbook of mathematical functions*, National Bureau of Standards, Applied mathematics series, 55, 1972.

ALVAREZ, S., J. CEJUDO, E. RODRIGUEZ J. GUERRA, *Full scale experiments in EXPO'92. The bioclimatic Rotunda*, in PLEA'91, Architecture and Urban Space, edited by S. Alvarez and al, Kluwer Academic Publisher, 1991, pp 209-216.

ALVAREZ, S., J. CEJUDO, J. GUERRA, J. MOLINA, E. RODRIGUEZ, R. VELAZQUEZ, *Control climatico en espacios abiertos. El proyecto EXPO'92*, Grupo de Termotecnia, Universidad de Sevilla, 1992.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, *ASHRAE Handbook : Fundamentals*, Atlanta, GA, 1989.

ATHIENITIS, A.K., M. SANTAMOURIS, A. KYPRIANOU, *Application of ground cooling/heating for HVAC air precooling/preheating for the University of Cyprus*, in : Architecture, city, environment, proceedings of PLEA 2000, Cambridge, UK, London, James & James, 2000, pp. 94-99.

BRANCO G., Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie, Université de Genève, communication privée, 2002.

BANSAL, N.K., M.S. SODHA and S.S. BHARADWAJ, Performance of earth air tunnels, *Energy Research*, 1983, vol. 7, pp. 333-345.

BASCETINCELIK, A., *Greenhouse solar collection with a heat storage system for the Cukurova region*, in : Second CNRE workshop on Solar Heating of Greenhouses, Thessaloniki, Roma, FAO, 1985.

BENKERT, S., F.D. HEIDT and D. SCHÖLER, *Calculation tool for earth heat exchangers GAEA*, in : Proceedings of the International Building Performance Simulation Association, Texas USA, J.D. Spitler and J.L.M. Hensen, Eds., 1994, vol. 2, pp. 9-16.

BOJIC, M., N. TRIFUNOVIC, G. PAPADAKIS and S. KYRITSIS, Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, *Energy*, 1997, 22(12), pp. 1151-1158.

BOSSOKEN, E., *Energy efficiency of room air conditioners : EERAC Group*, Study for the DG XVII CEC, 1999.

BOULARD, T., E. RAZAFINJOHANY and A. BAILLE, Heat and water vapour transfer in agricultural greenhouse with an underground heat storage system, part 1 and 2, *Agricultural and Forest Meteorology*, 1989, 45, pp. 175-194.

BREDENBECK, H., Rock bed storage inside of greenhouses, *Acta horticulturae*, 1984, 148, pp. 739-744.

CHEN, B., T. WANG, J. MALONEY and M. NEWMAN, *Measured and predicted cooling performance of earth contact cooling tube*, in : Proceedings of ASHRAE 1983 Annual Meeting, Minneapolis, MN, 1983.

CLAESSON, J., A. DUNAND, *Heat extraction from the ground by horizontal pipes : a mathematical analysis*, Stockholm, Swedish Council for Building Research, 1983.

DARMRATH, J., Utilization of solar energy in the greenhouse : supplementary investigations with the solar installation type Hannover, *Bulletin 15, TASPO*, Braunschweig, 1983.

DE PAEPE, M., *Three dimensional time accurate unstructured finite volume technique for modelling ground-coupled heat exchangers*, in : Proceedings of HEFAT'2002, 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Satara Kamp, Kruger National Park, South Africa, 2002.

EGGERS, H., *Vergleichendes Forschungs- und Demonstrationsprojekt zur Nutzung der Sonnenenergie für die Beheizung energiesparender Gewächshäuser*, Abschlussbericht, Landwirtschaftskammer Rheinland, 1986.

ELMER, D. and G. SCHILLER, *A preliminary examination of the dehumidification potential of earth/air heat exchangers*, in : Proceedings of the 1st National Passive Cooling Conference, Miami, 1981, pp. 161-165.

Enercad, voir www.enercad.ch.

ESP : *A building and plant energy simulation environment*, User guide Version 9 Series, ESRU, University of Strathclyde, Glasgow, 2002.

GAUTHIER, C., M. LACROIX and H. BERNIER, Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses, *Solar Energy*, 1997, 30(6), pp. 333-346.

GNIELINSKI, V., *Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen*, Forsch. Ing.-Wes., 1975, vol. 41(1), pp. 8-15.

GRAFIADELLIS, M., *Development of a passive solar system for heating greenhouses*, in : 2nd FAO/CNRE Workshop on Solar Greenhouse Heating, Thessaloniki, Roma, FAO, 1986.

GRES, *Guide solaire passif. Projeter, dimensionner*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1985.

GYGLI, W., K. FORT, *Trnsys-model type 60 for hypocaust thermal storage and floor heating*, User manual (available at the author's address : Karel Fort, Chimligasse 14, CH - 8603 Schwerzenbach), 1994.

HOLLMULLER, P., B. LACHAL, *TRNSYS compatible moist air hypocaust model*, Final report, Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, Université de Genève, 1998.

HOLLMULLER, P., B. LACHAL, C. SOUTTER, *Serre ISW Waedenswil avec stockage de chaleur par tubes enterrés : Analyse énergétique*, Rapport interne, Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, Université de Genève, 1999.

HOLLMULLER, P., B. LACHAL, W. WEBER, M. BONVIN, P. CORDONIER, J. DERIVAZ, C. ANÇAY, *Transformation du château de Valère en musée : un concept énergétique répondant à de fortes contraintes*, Proceedings de CISBAT 2001, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2001, pp. 285-290.

HOLLMULLER, P., B. LACHAL, P. JABOYEDOFF, A. REIST, J. GIL, L. DANLOY, *Geoser : stockage solaire à court terme en serres horticoles*, Rapport final, Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, Université de Genève, (parution prévue en 2002).

HOLLMULLER, P., B. LACHAL, O. JOLLIET., *Projet COSTEAU*, Rapport Final, Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, Université de Genève, (parution prévue en 2002).

HUBER, A., S. REMUND, *Widerstands-Kapazitäten-Model WKM_Lte : Program for the simulation of air-earth heat exchangers*, Zürich, Huber Energietechnik, 1996.

INCROPERA, F. ET D. DE WITT, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Third Edition, John Wiley & Sons, 1990.

JELINKOVA, H., *Solar water collectors and passive solar system for the heating of greenhouses*, in : 2nd CNRE Workshop on Solar Heating of Greenhouses, Thessaloniki, Roma, FAO, 1986.

JEANNERET, C., *Comportement et efficacité énergétique : quelle marge de manœuvre pour le consommateur et quel potentiel pour le pays ?*, travail de diplôme post grade en énergie, Ecole polytechnique de Lausanne, 2000.

JOLLIET, O., *Modélisation du comportement d'une serre horticole*, Thèse, Ecole polytechnique de Lausanne, 1988.

KLEIN, S.A., W.A. BECKMAN et al., *Trnsys version 14.1, a transient system simulation program*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 1994.

KOSCHENZ, M., B. LEHMANN., *Thermoaktive Bauteilsysteme tabs*, Dübendorf, EMPA, 2000.

KURTAN, S., *The use of solar energy for greenhouse heating in Hungary*, in : CNRE Workshop on Solar Heating of Greenhouses, Cyprus, Roma, FAO, 1985.

LACHAL, B., W. WEBER, O. GUIBAN, *Simplified methods for the thermal analysis of multifamily and administrative buildings*, in ASHRAE Transactions, part 1, 1992, pp. 1151-1159.

LACHAL, B., R. MELDEM, W. WEBER, C. ANCIAY, O. GUIBAN, *Use of basement in passive cooling of an administrative building in Sion (Switzerland)*, in PLEA'91, Architecture and Urban Space, edited by S. Alvarez and al, Kluwer Academic Publisher, 1991, pp. 737-742.

LACHAL, B., P. HOLLMULLER, *Transformation du château de Valère en musée : effets climatiques de la nouvelle exploitation*, Rapport final, Centre Universitaire d'Etude des Problèmes de l'Energie, Université de Genève, 1993.

LACHAL, B., P. GALLINELLI, P. HOLLMULLER, Y. FINO, *PASCOOL / Aymon building*, in : *Handbook on passive cooling. Vol.2 : Case studies*, S. Yannas et E. Maldonado, Eds., Luxembourg, European Commission, Directorate General XII for Science Research and Development, 1994.

LACHAL, B., P. HOLLMULLER, E. PAMPALONI, J. PUTALLAZ, *Evaluation des performances du puits canadien de l'immeuble locatif du 19 rue des Caroubiers, 1227 Carouge*, Service Cantonal de l'Energie, Canton de Genève, 1996.

LACHAL, B. et W. WEBER, *Les besoins d'énergie thermique des bâtiments*, in *Quels systèmes énergétiques pour le XXIème siècle ?*, édité par J.-L. Bertholet, M. Garbely, B. Lachal, F. Romerio et W. Weber, Série « Energie, environnement et société », CUEPE, Université de Genève, 2000.

LEFEBVRE, A., *Atomization and sprays*, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

LEVIT, H.J., R. GASPAR and R.D. PIACENTINI et al., *Simulation of greenhouse microclimate by earth-tube heat exchangers*, *Agricultural and Forest Meteorology*, 1989, vol. 47, pp. 31-47.

MAVROANOPOULOS, G. et KIRITSIS S., *The performance of a greenhouse heated by an earth-air heat exchanger*, in : CNRE Workshop on Solar Heating of Greenhouses, Cyprus, Roma, FAO, 1985.

METEONORM Version 2.0, base de données et logiciel de simulation du potentiel solaire, Infoenergie, Brugg, 1995.

MIHALAKAKOU, G., M. SANTAMOURIS and D. ASIMAKOPOULOS, *Modeling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers*, *Solar Energy*, 1994, 53(3), pp. 301-305.

MINERGIE, voir www.minergie.ch.

MUSY, A., SOUTTER, M., *Physique du sol*, Lausanne, Pr. polytechniques et universitaires romandes, 1991.

- NIR, A., A. AMIEL, J. KRANT and M. EPSTEIN, Solar heat supply for greenhouses with stratified soil heat storage: data collection and feasibility study, *Acta Horticulturae*, 1981, 115, pp. 591-597.
- PORTALES, B., *Etude et expérimentation du chauffage solaire de serres à stockage thermique souterrain*, Thèse, Université de Valenciennes, 1984.
- PICCIURO, G. and L. MARTINCIGH, Prototype of solar bio-climatic greenhouse, in : *Greenhouse heating with solar energy*, REUR technical series 1, Roma, FAO/ENEA, 1987, pp. 167-170.
- RAZAFINJOHANY, E., *Etude comparative dans les serres agricoles de deux systèmes de stockage de la chaleur : influence de l'humidité de l'air*, Thèse, Université de Perpignan, 1989, 148 p.
- REIST, A. et C. GYSI, Cultures hors sol : bilan écologique, *Revue suisse de viticulture, arboriculture et horticulture*, 1990, 22(4), pp. 223-235.
- RODRIGUEZ, E.A., J.M. CJUDO and S. ALVAREZ, *Earth-tube systems performance*, in : Proceedings of CIB Meeting on Air Quality and Air Conditioning, Paris, France, 1988.
- RODRIGUEZ E., S. ALVAREZ, R. MARTIN, *Water drop as a natural cooling resource. Physical principles.*, in PLEA'91, Architecture and Urban Space, edited by S. Alvarez and al, Kluwer Academic Publisher, 1991, pp 499-504.
- SANTAMOURIS, M., C.C. LEFAS, Thermal analysis and computer control of hybrid greenhouse with subsurface heat storage, *Energy in Agriculture*, 1986, vol. 5, pp. 161-173.
- SANTAMOURIS, M., A. ARGIRIOU, M. VALLINDRAS, Design and operation of a low energy consumption passive solar agricultural greenhouse, *Solar energy*, 1994, 52(5), pp. 371-378.
- SAWHNEY, R.L. and U. Mahajan, Heating and cooling potential of an underground air-pipe system, *International Journal of Energy Research*, 1994, vol. 18, pp. 509-524.
- SCHILLER, G., *Earth tubes for passive cooling, the development of a transient numerical model for predicting the performance of earth-to-air heat exchangers*, M.Sc. thesis, MIT, Mechanical Engineering, 1982.
- SEROA DA MOTTA, A.L.T. and A.N. YOUNG, *The predicted performance of buried pipe cooling systems for hot humid climates*, in : Proceedings of Intersol'85, E. Bilgen and K.G.T. Hollands, Eds., 1985, pp. 759-770.
- SERRES, L., A. TROMBE, J.H. CONILH, Study of coupled energy saving systems sensitivity factor analysis, *Building and Environment*, 1997, vol. 32(2), pp. 137-148.
- SIA 380/1, 1988 : *L'énergie dans le bâtiment*, Zürich, Société suisse des ingénieurs et des architectes, 1988.
- SIA 382/2, 1992 : *Puissance de réfrigération à installer dans le bâtiment*, Zürich, Société suisse des ingénieurs et des architectes, 1992.
- TIWARI, G.N., N. LUGANI and A.K. SINGH, Design parameters of a non-air-conditioned cinema hall for thermal comfort under arid-zone climatic conditions, *Energy and Buildings*, 1993, vol. 19, pp. 249-261.
- TZAFERIS, A., D. LIPARAKIS, M. SANTAMOURIS, A. ARGIRIOU, Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, 1992, vol. 18, pp. 35-43.
- VON ZABELTITZ, C., Ed., *Greenhouse heating with solar energy*, REUR technical series 1, Roma, FAO/ENEA, 1987, 200 p.

ZAMIR, N. and A. ARBEL, *Recent experience with hydrosolaric greenhouses in Israel*, in : 2nd CNRE Workshop on Solar Heating of Greenhouses, Thessaloniki, Roma, FAO, 1986.

ZIMMERMANN, M., J. ANDERSSON, *Low energy cooling. Case study buildings*, Annex 28 : Low energy cooling, AIE, 1998.

ZIMMERMANN, M., *Handbuch des passiven Kühlung*, EMPA OFEN, 1999.

